

УДК 536.24;621.396.69

РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ КОНТУРНЫХ ТЕПЛОВЫХ ТРУБ С ПЛОСКИМИ ИСПАРИТЕЛЯМИ

© 2022 г. Ю. Ф. Майданик*, С. В. Вершинин

Институт теплофизики УрО РАН, Екатеринбург, Россия

*E-mail: lhtd@itpuran.ru

Поступила в редакцию 16.03.2021 г.

После доработки 28.09.2021 г.

Принята к публикации 28.09.2021 г.

Представлены результаты разработки и испытаний медь-водяных контурных тепловых труб с плоскоовальным и плоским дискообразным испарителями. Активная зона испарителей составляет 27 и 26.5 см² соответственно. Испытания устройств проводились в горизонтальном положении с источником тепла, имеющим греющую поверхность 16 см². В качестве стока тепла использовался плоский проточный теплообменник, через который прокачивалась вода с температурой 40°C. При максимальной тепловой нагрузке 900 Вт контурные тепловые трубы с плоскоовальным испарителем продемонстрировали термическое сопротивление 0.036°C/Вт. Для контурных тепловых труб с дискообразным испарителем эти величины имели значения 800 Вт и 0.054°C/Вт соответственно. Устройства могут эффективно использоваться в системах охлаждения объектов с греющей поверхностью до 30 см², рассеивающих до 230–520 Вт при максимальной температуре 70–90°C. Представлены примеры использования контурных тепловых труб в таких системах.

DOI: 10.31857/S0040364422030127

ВВЕДЕНИЕ

Контурные тепловые трубы (КТТ) относятся к числу пассивных теплопередающих устройств, работающих по испарительно-конденсационному циклу, с прокачкой теплоносителя под действием капиллярного давления [1, 2]. В отличие от обычных тепловых труб [3, 4], которые подпадают под это же определение, КТТ выполнены в виде замкнутого контура, включающего испаритель и конденсатор, сообщаемые посредством гладкостенных паропровода и конденсаторпровода относительно малых диаметров. Кроме того, в КТТ капиллярная структура (фитиль), имеющая специальную конструкцию, локализована только в испарителе, который содержит также компенсационную полость, аккумулирующую теплоноситель при работе устройства. Испарители КТТ могут иметь цилиндрическую или плоскую форму. Форма и размеры конденсатора могут быть практически любыми в соответствии с условиями размещения и работы КТТ. Диаметр паропровода и конденсаторпровода обычно варьируется в пределах 2–6 мм, что позволяет легко их конфигурировать или делать гибкими. Принципиальная схема КТТ представлена на рис. 1.

Основным уравнением, определяющим работоспособность тепловых труб любого типа, является баланс давлений

$$P_k = \Delta P_{\text{п}} + \Delta P_{\text{ж}} + \Delta P_{\text{к}} + \Delta P_{\text{ф}} \pm \Delta P_{\text{гс}},$$

где P_k – капиллярное давление, создаваемое в фитиле; $\Delta P_{\text{п}}$, $\Delta P_{\text{ж}}$, $\Delta P_{\text{к}}$, $\Delta P_{\text{ф}}$ – вязкостные и инерционные потери давления в паропроводе, конденсаторпроводе, конденсаторе и фитиле; $\Delta P_{\text{гс}}$ – гидростатическое давление, которое имеет знак “+” при работе КТТ против сил тяжести, когда испаритель расположен выше конденсатора, и знак “–”, когда испаритель расположен ниже. При горизонтальном положении $\Delta P_{\text{гс}} = 0$.

Для КТТ имеется дополнительное условие работоспособности, которое можно записать в виде

$$\Delta P = \left. \frac{dP}{dT} \right|_{T_p} \Delta T,$$

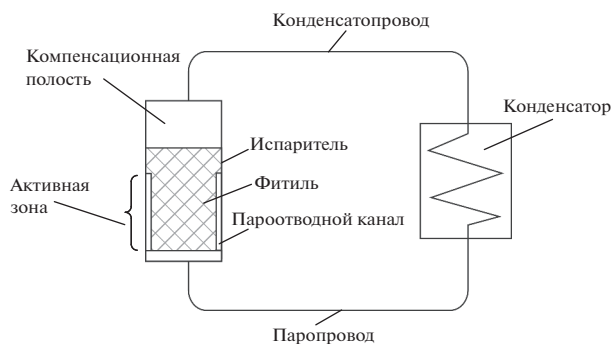


Рис. 1. Принципиальная схема КТТ.

где ΔP – потери давления в контуре на участке от испаряющей до впитывающей поверхности фитиля; dP/dT – производная, характеризующая угол наклона касательной к линии насыщения теплоносителя при рабочей температуре T_p ; ΔT – перепад температур между испаряющей и впитывающей поверхностью фитиля.

Данное уравнение связывает суммарную величину гидравлических сопротивлений в КТТ на участке между поверхностью раздела фаз жидкость–пар в конденсаторе и впитывающей поверхностью фитиля с перепадом температур между испаряющей и впитывающей поверхностью последнего. Другими словами, для вытеснения жидкой фазы теплоносителя из паропровода и конденсатора, которое происходит при запуске и работе КТТ, необходимо создать соответствующие разности температур и давлений между испаряющей и впитывающей поверхностями фитиля, которые в данном случае наряду с функцией “капиллярного насоса” выполняет функцию “теплового затвора”. При этом пар из активной зоны испарителя, где расположена система пароотводных каналов, не должен проникать в компенсационную полость, которая отделена от нее слоем капиллярной структуры. Таким образом, фитиль в КТТ выполняет еще одну функцию – “гидравлического затвора”.

Третьим условием работоспособности КТТ является равенство объема компенсационной полости и объема жидкой фазы теплоносителя, вытесняемого из паропровода и конденсатора при запуске и работе КТТ:

$$V_{\text{кп}} = V_{\text{пп}} + (0.7 - 0.9)V_{\text{к}}.$$

Данное условие не является вполне строгим. Его реализация, как правило, необходима при работе КТТ, когда испаритель располагается выше конденсатора.

Контурные тепловые трубы активно разрабатываются и используются, в частности, для систем охлаждения мощных электронных компонентов в качестве эффективной тепловой связи между источником и удаленным стоком тепла [5]. К числу таких компонентов относятся центральные и графические процессоры в компьютерах, тиристоры, лазеры, светодиоды и термоэлектрические модули. Они могут рассеивать до 300 Вт и более с поверхности, величина которой обычно варьируется в пределах от 10 до 20 см² с тенденцией на увеличение до 30 см² и более. Считается, что КТТ с плоскими испарителями лучше адаптированы к системам охлаждения таких объектов, которые в большинстве случаев имеют плоскую термомоноконтактную поверхность. Максимальная допустимая температура на этой поверхности не должна превышать, как правило, 70–90°C, при том что температура среды (жидкости или воздуха), в которую идет сброс тепла, находится обычно на уров-

не не ниже 40°C. Плоские испарители, в свою очередь, подразделяются на испарители с продольной и встречной подпиткой теплоносителем зоны испарения [6].

Эффективность КТТ в системах охлаждения определяется их способностью не допустить перегрева охлаждаемого объекта выше определенного верхнего значения температуры при максимальной тепловой нагрузке и заданных внешних условиях, включая условия отвода тепла от конденсатора. С этой точки зрения важной тепловой характеристикой устройства является его термическое сопротивление, которое рассчитывается по формуле

$$R_{\text{КТТ}} = \frac{(T_{\text{и}} - T_{\text{к}})}{Q},$$

где $T_{\text{и}}$ – температура стенки испарителя в зоне нагрева, °C; $T_{\text{к}}$ – средняя температура конденсатора, °C; Q – тепловая нагрузка от источника тепла, Вт. Термическое сопротивление КТТ является суммой термических сопротивлений испарителя и конденсатора:

$$R_{\text{КТТ}} = R_{\text{и}} + R_{\text{к}} = \frac{(T_{\text{и}} - T_{\text{пр}})}{Q} + \frac{(T_{\text{пр}} - T_{\text{к}})}{Q},$$

где $T_{\text{пр}}$ – температура пара, °C; $R_{\text{и}}$ – термическое сопротивление испарителя, °C/Вт; $R_{\text{к}}$ – термическое сопротивление конденсатора, °C/Вт. Чем меньше значения этих характеристик, тем эффективнее устройство. Следует отметить также, что весьма существенным преимуществом КТТ как элемента системы охлаждения является возможность их сложной трассировки при размещении в стесненных условиях, а также для равномерного распределения тепла по большой поверхности стока тепла. Последнее является практически весьма важным особенно при радиационном или свободно-конвективном сбросе тепла во внешнюю среду.

Испарители с продольной подпиткой могут быть сделаны более тонкими, но при этом они в большинстве случаев являются более вытянутыми. К ним, например, относится медный прямоугольный испаритель толщиной 7 мм с площадью активной зоны 12.25 см². При испытаниях в составе КТТ с водой в качестве теплоносителя с источником тепла, имеющим греющую поверхность 6.25 см², испаритель имел минимальное термическое сопротивление 0.068°C/Вт при максимальной тепловой нагрузке 500 Вт. Температура источника тепла при этом была равна 91.2°C [7]. Еще одним характерным примером является плоскоовальный медный испаритель толщиной 8 мм с площадью активной зоны 14 см², который также испытывался в составе водяной КТТ с источником тепла, греющая поверхность которого составляла 8 см². При максимальной тепловой нагрузке 130 Вт температура источника тепла была равна 102°C [8]. В работе [9] представлены результаты испытаний медь-во-

дяной КТТ с плоскоовальным плоским испарителем толщиной 7 мм и активной зоной 10.24 см^2 . Испытания проводились с источником тепла с греющей поверхностью 9 см^2 . Температура источника тепла была равна 90°C при тепловой нагрузке 620 Вт, при которой термическое сопротивление испарителя составляло $0.015^\circ\text{C}/\text{Вт}$. В [10] продемонстрированы результаты испытаний плоскоовального испарителя толщиной 10 мм в составе медной КТТ с источником тепла 16 см^2 . В качестве теплоносителя использовался метанол. Температура источника тепла 90°C достигалась при тепловой нагрузке 340 Вт, когда термическое сопротивление испарителя составляло $0.017^\circ\text{C}/\text{Вт}$.

Испарители со встречной подпиткой имеют относительно большую толщину, но они более компактны по сравнению с испарителями с продольной подпиткой при одинаковой с ними площади активной зоны. Такие испарители могут иметь как дискообразную, так и прямоугольную форму. В работах [11, 12], в частности, представлены результаты испытаний водяной КТТ с дискообразными медными испарителями толщиной 10 мм и диаметром 30 мм, снабженными никелевым фитилем. При испытаниях использовались источники тепла с площадью греющей поверхности 6.25 и 3.75 см^2 . Максимальная тепловая нагрузка составляла 70 Вт, температура источника при этом была равна 100 и 99.6°C соответственно. Минимальная величина термического сопротивления испарителя с источником тепла 3.75 см^2 составляла $0.06^\circ\text{C}/\text{Вт}$. В работе [13] рассматриваются результаты испытаний КТТ из нержавеющей стали, снабженной дискообразным испарителем диаметром 40 мм, толщиной 18 мм с никелевым фитилем, с активной зоной 12.56 см^2 . В качестве теплоносителя использовался аммиак. С источником тепла 16 см^2 минимальное значение термического сопротивления составило $0.067^\circ\text{C}/\text{Вт}$ при тепловой нагрузке 220 Вт. Температура источника тепла при этом находилась на уровне, близком к 60°C . Авторы работы [14] представили результаты испытаний медь-водяной КТТ, снабженной плоским прямоугольным испарителем толщиной 15 мм с площадью активной зоны 9 см^2 . При максимальной тепловой нагрузке 628 Вт температура на греющей поверхности источника тепла с площадью 6.25 см^2 составляла 98°C , а соответствующее термическое сопротивление испарителя равно $0.018^\circ\text{C}/\text{Вт}$. Необходимо отметить, что в отличие от результатов, полученных другими упомянутыми здесь авторами, которые испытывали устройства при горизонтальном положении, испытания данной КТТ проводились при наиболее благоприятной ориентации, когда она устанавливалась вертикально, а испаритель располагался внизу. Интересными являются также результаты, полученные при испытаниях в таком же положении водя-

ной КТТ с плоским дискообразным испарителем диаметром 46 мм, снабженным никелевым фитилем. Корпус испарителя изготовлен из нержавеющей стали с медным основанием толщиной 3 мм. Температура на термодетальной поверхности испарителя 100°C с источником тепла 9 см^2 достигалась при тепловой нагрузке 180 Вт. Термическое сопротивление испарителя при этом было равно $0.067^\circ\text{C}/\text{Вт}$ [15].

Анализ результатов, полученных различными авторами, не позволяет достаточно корректно сравнить эффективность испарителей с различными способами подпитки зоны испарения, поскольку они получены при сильно различающихся условиях и конструктивных параметрах КТТ. На основании этого целью данной работы являются разработка КТТ с плоскими испарителями с различным способом подпитки зоны испарения, имеющими сопоставимые конструктивные параметры, и сравнение экспериментальным путем их тепловых характеристик, полученных при одинаковых условиях.

ОПИСАНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ УСТРОЙСТВ

Для реализации указанной цели разработаны две КТТ, снабженные плоскоовальным испарителем (ПО) с продольной подпиткой зоны испарения и дискообразным испарителем (ДО) со встречной подпиткой. Принципиальная схема испарителей представлена на рис. 2. Внешний вид экспериментальных КТТ с такими испарителями показан на рис. 3.

КТТ с плоскоовальным испарителем полностью изготовлена из меди, включая фитиль. У КТТ с дискообразным испарителем последний имел плоское медное основание, через которое подводилось тепло, а остальная часть испарителя выполнена из нержавеющей стали. Оба устройства имели трубчатые конденсаторы, сопряженные с медными пластинами, которые выполняли роль интерфейсов. В качестве теплоносителя в КТТ использовалась дистиллированная вода. Основные конструктивные параметры устройств представлены в таблице.

Здесь следует отметить, что активная зона испарителей, где могут размещаться источники тепла, практически одинакова, а ее площадь является достаточной, чтобы соответствовать охлаждаемым объектам с греющей поверхностью до 30 см^2 . Это позволяет более корректно провести сравнение термического сопротивления испарителей, которое также зависит от размеров активной зоны.

МЕТОДИКА ИСПЫТАНИЙ

Все испытания проводились при горизонтальном положении КТТ и испарителей. Тепло к последним подводилось снизу от источника тепла, в

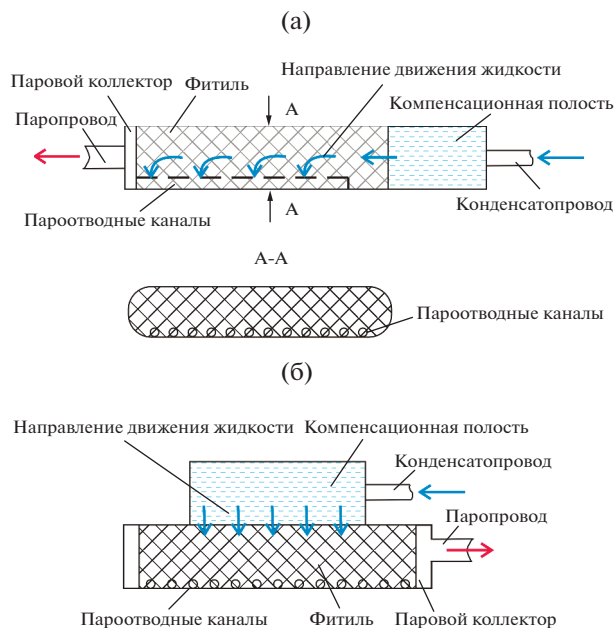


Рис. 2. Принципиальная схема плоских испарителей с продольной (а) и встречной (б) подпиткой зоны испарения.

качестве которого использовался медный прямоугольный блок с размерами $40 \times 40 \times 10$ мм³, снабженный тремя нагревательными картриджами общей мощностью 900 Вт. Площадь греющей поверхности источника тепла составляла 16 см². Для обеспечения надежного теплового контакта между ним и активной зоной испарителя использовалась паста КПТ-8. Тепловая нагрузка, подводимая к испарителю, изменялась ступенчато с помощью лабораторного автотрансформатора. Величина тепловой нагрузки ограничивалась максимальной мощностью источника тепла либо температурой пара 100°C. Измерение величины тепловой нагрузки производилось цифровым ваттметром с точностью не ниже $\pm 0.33\%$. Стоком тепла служил плоский проточный теплообменник, к которому прижимались интерфейсы конденсаторов. Через теплообменник с помощью рециркуляционного термостата прокачивалась вода с температурой 40°C и расходом 4 л/мин. Для измерения температуры использовались медь-константановые термопары “ОМЕГА” ТТ-Т-30 с диаметром термоэлектродов 0.2 мм. Температура T_n измерялась на термоконтактной (греющей) поверхности источника тепла, T_n – на стенке испарителя в центре зоны нагрева, $T_n, T_{ж}, T_{кп}$ – соответственно на стенках паропровода, конденсаторпровода и компенсационной полости, а также в четырех точках на конденсаторе, по которым рассчитывалась его средняя температура T_k . Регистрация и запись показаний термопар осуществлялась прибором сбора и обработки показаний “Agilent 34970A”,

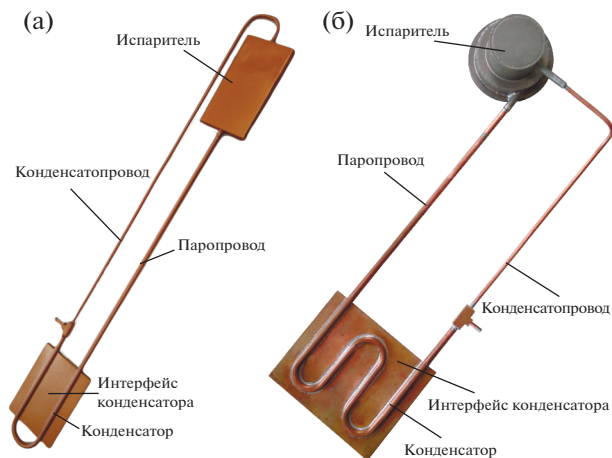


Рис. 3. Внешний вид КТТ с плоскоовальным (а) и дискообразным (б) испарителями.

сопряженным с персональным компьютером. Точность измерений составляла $\pm 0.1^\circ\text{C}$. Схема размещения термопар представлена на рис. 4.

РЕЗУЛЬТАТЫ И ОБСУЖДЕНИЕ

На рис. 5 представлена зависимость рабочей температуры КТТ с испарителями ПО и ДО от величины тепловой нагрузки. По сути, эти данные можно рассматривать как температурное поле,

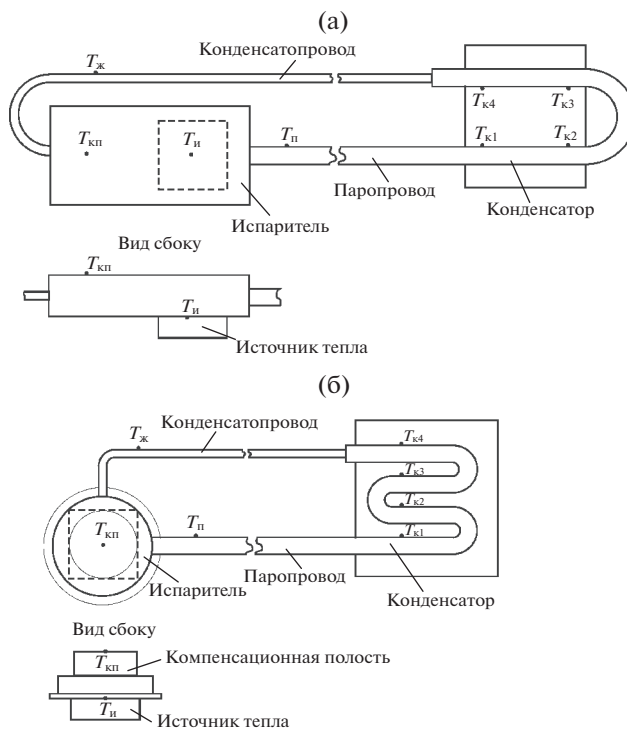


Рис. 4. Схема размещения термопар: (а) – ПО, (б) – ДО.

Основные конструктивные параметры КТТ

Характеристика	Значение	
	ПО	ДО
Испаритель		
Длина, мм	110	–
Диаметр, мм	–	67
Толщина, мм	10	37.5
Ширина, мм	61	–
Толщина теплоприемной стенки, мм	1	3
Площадь активной зоны, см ²	27	26.5
Конденсатор		
Длина, мм	260	310
Наружный/внутренний диаметр, мм	6/5	6/5
Интерфейс конденсатора д × ш × т, мм ³	100 × 75 × 4	100 × 120 × 2
Паропровод		
Длина, мм	330	240
Наружный/внутренний диаметр, мм	6/5	6/5
Конденсаторопровод		
Длина, мм	527	345
Наружный/внутренний диаметр, мм	4/3	4/3
Фитиль		
Пробойный радиус пор, мкм	31	27
Пористость, %	54	40
Материал	Медь	Медь

которое демонстрирует распределение температур в наиболее характерных точках устройства.

Видно, что качественных различий между температурными полями устройств нет, однако общий уровень у КТТ с испарителем ПО несколько ниже. Для более наглядного сравнения можно обратиться к графику на рис. 6, где отдельно показана зависимость от тепловой нагрузки наиболее представительной температуры КТТ, которой является температура стенки испарителя.

Можно отметить, что при тепловой нагрузке до 250 Вт температура испарителей различается несущественно. С дальнейшим увеличением нагрузки температура испарителя ПО становится заметно ниже, и максимальная разница в 17.2°C достигается при нагрузке 800 Вт, которая является предельно допустимой для испарителя ДО. Соответственно, изменяется и температура источника тепла, моделирующего охлаждаемый объект, как показано на рис. 7.

Полученные результаты позволяют сделать практически важные выводы. Указанный выше диапазон максимальной температуры электронных компонентов от 70 до 90°C может быть обеспечен КТТ с испарителем ПО при тепловой на-

грузке от 300 до 530 Вт соответственно. Для КТТ с испарителем ДО эта нагрузка находится в пределах от 230 до 420 Вт. Такая разница температур испарителей обусловлена, прежде всего, различием их термического сопротивления, зависимость которого от тепловой нагрузки показана на рис. 8.

Термическое сопротивление испарителя зависит от теплопроводности и толщины его стенки, через которую подводится тепло, а также от теплопроводности и структурных характеристик фитиля. В свою очередь, эти параметры определяют величину коэффициента теплопередачи, с которым термическое сопротивление связано формулой

$$R_{\text{и}} = \frac{1}{K_{\text{и}}F},$$

где $K_{\text{и}}$ – коэффициент теплопередачи от нагреваемой стенки испарителя к теплоносителю на линии насыщения, Вт/(м² °C); F – площадь нагрева, м². Коэффициент теплопередачи можно рассчитать по формуле, все члены которой определялись экспериментально:

$$K_{\text{и}} = \frac{Q}{F}(T_{\text{и}} - T_{\text{п}}).$$

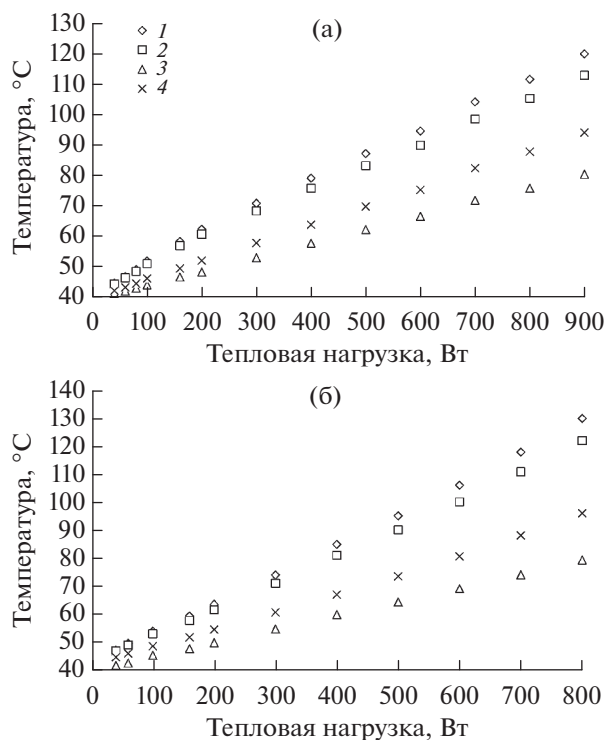


Рис. 5. Зависимость рабочей температуры КТТ от тепловой нагрузки для испарителя ПО (а) и испарителя ДО (б): 1 – T_n , 2 – T_n , 3 – T_k , 4 – T_n .

На рис. 9 представлена зависимость коэффициента теплопередачи от тепловой нагрузки.

Поведение коэффициента теплопередачи вполне адекватно отражает зависимость термического сопротивления от тепловой нагрузки (рис. 8), согласно которой очевидно, что даже при максимальной нагрузке 900 Вт величина сопротивления $0.021^\circ\text{C}/\text{Вт}$ для испарителя ПО не является минимальной. Данные значения соответствуют коэффициенту теплопередачи $29\,760\text{ Вт}/(\text{м}^2\text{ }^\circ\text{C})$. Минимальное значение термического сопротивления испарителя ДО, равное $0.033^\circ\text{C}/\text{Вт}$, достигается уже при тепловой нагрузке 500 Вт и не меняется до максимальной величины 800 Вт, которая ограничена температурой пара 100°C . Можно предположить, что теплообмен в испарителе ДО приближается к кризису, тогда как для испарителя ПО признаков этого не наблюдается. Такую разницу термических сопротивлений испарителей можно объяснить тем, что у испарителя ДО толщина стенки на 2 мм больше, а пористость и размер пор фитиля меньше соответственно на 14% и 4 мкм. Последние характеристики существенно влияют на проницаемость фитиля, которая в значительной степени отвечает за теплообмен в зоне испарения. Указанные различия в конструкционных параметрах испарителей ПО и ДО обусловлены различной технологией их изготовления. Вместе

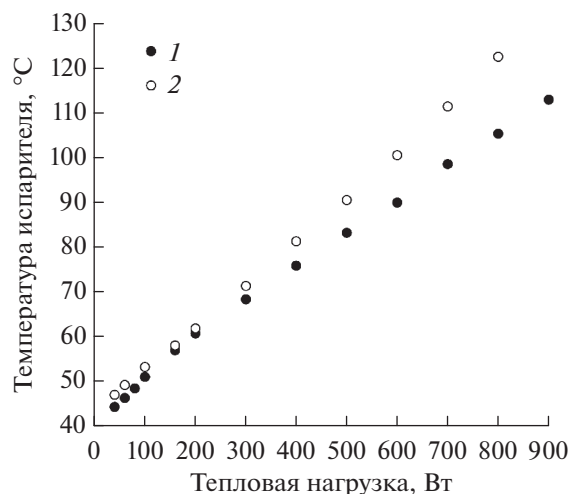


Рис. 6. Зависимость температуры испарителей ПО (1) и ДО (2) от тепловой нагрузки.

с тем следует отметить, что при тепловых нагрузках до 250 Вт термическое сопротивление испарителя ДО оказалось существенно ниже. Сопротивление испарителя ПО сравнялось с ним на уровне $0.035^\circ\text{C}/\text{Вт}$ только при нагрузке 300 Вт.

На рис. 10 представлена зависимость термического сопротивления КТТ с испарителями ПО и ДО от тепловой нагрузки.

На величину термического сопротивления устройств в целом наибольшее влияние оказали сопротивления испарителей, поскольку сопротивления конденсаторов различались незначительно. Это нашло свое отражение в поведении термического сопротивления КТТ в зависимости от тепловой нагрузки. Его минимальное значение с испарителем ПО, равное $0.036^\circ\text{C}/\text{Вт}$, также достиг-

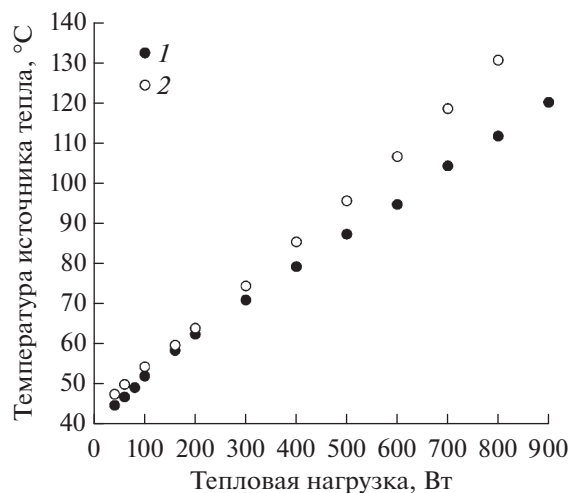


Рис. 7. Зависимость температуры источника тепла от тепловой нагрузки: 1 – ПО, 2 – ДО.

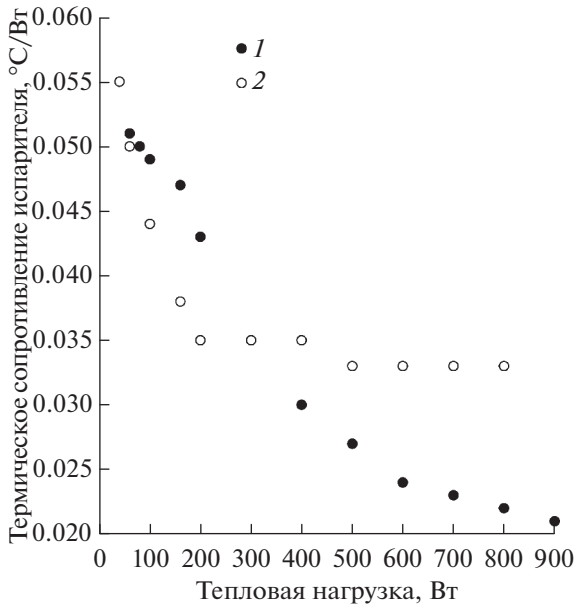


Рис. 8. Зависимость термического сопротивления испарителей от тепловой нагрузки: 1 – ПО, 2 – ДО.

нуто при нагрузке 900 Вт, а с испарителем ДО оно составило 0,054°C/Вт при 800 Вт. Также более низкое сопротивление КТТ с испарителем ДО отмечено и при тепловых нагрузках до 250 Вт.

ПРИМЕНЕНИЕ КТТ В СИСТЕМАХ ОХЛАЖДЕНИЯ

Наиболее эффективным является применение КТТ в системах охлаждения с удаленным стоком тепла, который можно размещать там, где имеется достаточно большое пространство. Тогда появ-

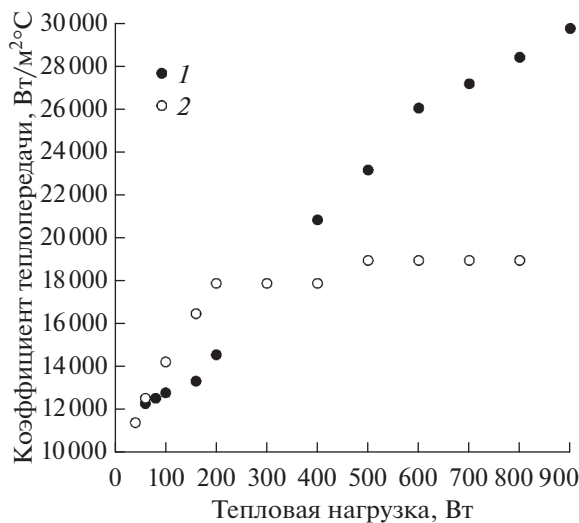


Рис. 9. Зависимость коэффициента теплопередачи от тепловой нагрузки: 1 – ПО, 2 – ДО.

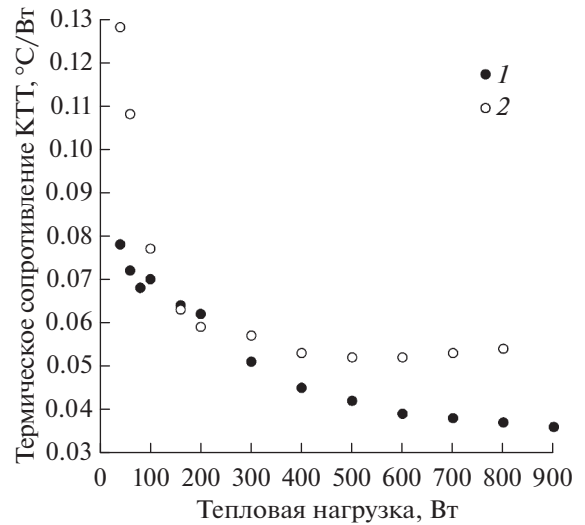


Рис. 10. Зависимость термического сопротивления КТТ от тепловой нагрузки: 1 – ПО, 2 – ДО.

ляется возможность использовать радиаторы с более развитой поверхностью, обдуваемые вентилятором или работающие в условиях свободной конвекции. В последнем случае реализуется способность КТТ равномерно распределять тепло по большой поверхности основания радиатора. Таким образом, система охлаждения становится полностью пассивной, поскольку не требуется дополни-

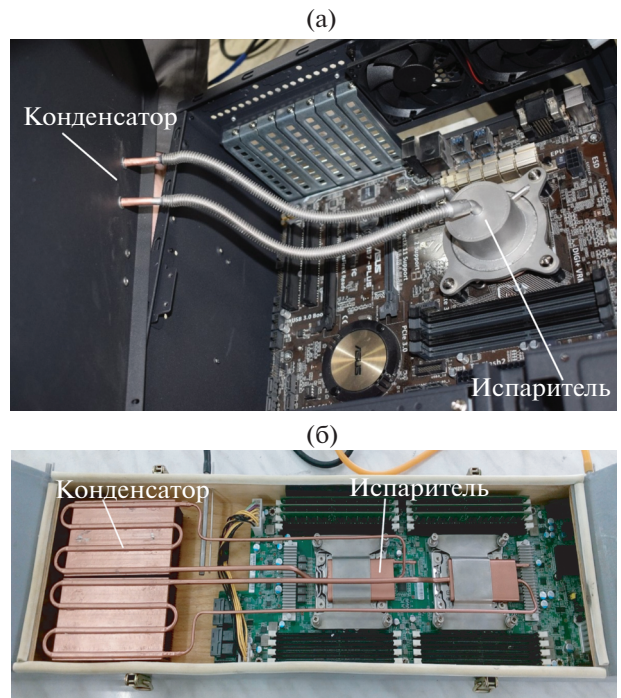


Рис. 11. КТТ в системах охлаждения компьютерных серверов.

тельной энергии для питания вентиляторов. Кроме того, такая система является более надежной и удобной в эксплуатации. На рис. 11а в качестве примера показан компьютерный сервер, в котором использована пассивная система охлаждения с КТТ, снабженная плоским дискообразным испарителем. Такая система обеспечивает нормальный температурный режим процессора, рассеивающего при максимальной нагрузке 70 Вт. Здесь же показан сервер (рис. 11б), в котором две КТТ с плоскоовальными испарителями используются для отвода тепла от 105-ваттных центральных процессоров к удаленным радиаторам, расположенным на периферии шасси.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Разработаны медь-водяные контурные тепловые трубы с плоскоовальным и дискообразным испарителем, предназначенные для систем охлаждения объектов с греющей поверхностью до 30 см². К таким объектам, в частности, относятся центральные и графические процессоры, используемые в компьютерной технике. Экспериментальные исследования устройств показали, что они имеют сопоставимые тепловые характеристики. КТТ с плоскоовальным испарителем продемонстрировала способность обеспечить максимально допустимую температуру охлаждаемых объектов, рассеивающих от 300 до 520 Вт в актуальном диапазоне 70–90°C соответственно. Для КТТ с дискообразным испарителем значения располагаются в диапазоне 230–420 Вт. Более высокая мощность КТТ с плоскоовальным испарителем обусловлена более низким термическим сопротивлением последнего при высоких тепловых нагрузках. Однако выбор для практического использования того или другого устройства должен определяться не только его мощностью, но и размерами пространства, доступного для размещения испарителей, имеющих различные геометрические параметры при одинаковой величине активной зоны. Указанные тепловые характеристики КТТ, полученные при температуре стока тепла 40°C, позволяют предположить, что даже при более высокой температуре последнего (вполне вероятной в реальных условиях) они способны поддерживать рабочую температуру охлаждаемых объектов в достаточно широком диапазоне тепловых нагрузок.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Майданик Ю.Ф., Ферштатер Ю.Г., Пастухов В.Г. Контурные тепловые трубы: разработка, исследование, элементы инженерного расчета // Науч. докл. Уральск. отд. АН СССР. Свердловск, 1989. С. 51.
2. Maydanik Yu.F. Loop Heat Pipes // Appl. Therm. Eng. 2005. V. 25. № 5–6. P. 635.
3. Москвин Ю.В., Филиппов Ю.Н. Тепловые трубы // ТВТ. 1969. Т. 7. № 4. С. 766.
4. Дан П.Д., Рей Д.А. Тепловые трубы. М.: Энергия, 1976. 272 с.
5. Майданик Ю.Ф. Контурные тепловые трубы – высокоэффективные теплопередающие устройства для систем охлаждения электроники // Электроника. 2017. № 6. С. 122.
6. Maydanik Yu.F., Chernysheva M.A., Pastukhov V.G. Review: Loop Heat Pipes with Flat Evaporators // Appl. Therm. Eng. 2014. V. 67. № 1–2. P. 294.
7. Zhou G., Li J. Two-phase Flow Characteristics of a High Performance Loop Heat Pipe with Flat Evaporator under Gravity // Int. J. Heat Mass Transfer. 2018. V. 117. P. 1063.
8. Wang S., Huo J., Zhang X., Lin Z. Experimental Study on Operating Parameters of Miniature Loop Heat Pipe with Flat Evaporator // Appl. Therm. Eng. 2012. V. 40. P. 318.
9. Maydanik Yu., Vershinin S. Development and Investigation of Copper-water LHP with High Operating Characteristics // Heat Pipe Sci. Technol. 2010. V. 1. № 2. P. 151.
10. Maydanik Yu., Chernysheva M., Vershinin S. High-capacity Loop Heat Pipe with Flat Evaporator for Efficient Cooling Systems // J. Thermophys. Heat Transfer. 2020. V. 34. № 5. P. 1.
11. Singh R., Akbarzadeh A., Mochizuki M. Operational Characteristics of a Miniature Loop Heat Pipe with Flat Evaporator // Int. J. Therm. Sci. 2008. V. 47. № 11. P. 1504.
12. Singh R., Akbarzadeh A., Dixon C., Mochizuki M., Riehl R.R. Miniature Loop Heat Pipe with Flat Evaporator for Cooling Computer CPU // IEEE Trans. Compon., Packag., Manuf. Technol. 2007. V. 30. № 1. P. 42.
13. Maydanik Yu.F., Vershinin S.V., Chernysheva M.A. Experimental Study of an Ammonia Loop Heat Pipe with a Flat Disk-shaped Evaporator Using a Bimetal Wall // Appl. Therm. Eng. 2017. V. 126. P. 643.
14. Li J., Wang D., Bud Peterson G.P. A Compact Loop Heat Pipe with Flat Square Evaporator for High Power Chip Cooling // IEEE Trans. Compon., Packag., Manuf. Technol. 2011. V. 1. № 4. P. 519.
15. Choi J., Sung B., Kim C., Borca-Tasciuc D.-A. Interface Engineering to Enhance Thermal Contact Conductance of Evaporators in Miniature Loop Heat Pipe Systems // Appl. Therm. Eng. 2013. V. 60. № 1–2. P. 371.