

РАЗРАБОТКА И РЕЗУЛЬТАТЫ ИСПЫТАНИЙ ДЛИННОЙ КОНТУРНОЙ ТЕПЛОВОЙ ТРУБЫ С ЭЛЕМЕНТАМИ ГИБКОСТИ

© 2024 г. Ю. Ф. Майданик*, С. В. Вершинин, М. А. Чернышева

Институт теплофизики УрО РАН, Екатеринбург, Россия

**E-mail: lhtd@itpuran.ru*

Поступила в редакцию 05.06.2023 г.

После доработки 13.10.2023 г.

Принята к публикации 04.12.2023 г.

В статье представлены результаты разработки, гидродинамического анализа и тепловых испытаний контурной тепловой трубы из нержавеющей стали длиной 4.56 м с цилиндрическим капиллярным насосом-испарителем диаметром 12 мм, снабженным мелкопористым фитилем. Паропровод и конденсаторопровод устройства диаметром 2 мм имели вставки в виде трубчатых спиралей, обеспечивающих дополнительную гибкость и позволяющих изменять эффективную длину контурной тепловой трубы. В качестве теплоносителя использовался аммиак. Тепловые испытания проводились при нормальных внешних условиях в горизонтальном положении, а также при неблагоприятном положении, когда испаритель располагался на 1.1 и 2 м выше конденсатора. Конденсатор тепловой трубы охлаждался проточной термостатируемой жидкостью с температурой 20°C. Номинальная тепловая нагрузка 100 Вт достигалась при всех положениях устройства. Температура источника тепла при этом оставалась в пределах 46.5–48.7°C, а термическое сопротивление системы “источник тепла–охлаждающая жидкость” изменялось от 0.26 до 0.28°C/Вт.

DOI: 10.31857/S0040364424010088

ВВЕДЕНИЕ

Контурные тепловые трубы (КТТ) являются пассивными двухфазными теплопередающими устройствами, работающими по замкнутому испарительно-конденсационному циклу и использующими капиллярное давление для прокачки теплоносителя [1]. Изначально КТТ создавались как устройства, способные эффективно передавать тепло на расстояние до 1 м и более при любом расположении, в частности при наиболее неблагоприятном, когда испаритель размещается выше конденсатора и движение жидкой фазы теплоносителя происходит снизу вверх против действия сил гравитации [2]. Для обычных тепловых труб [3], которые также являются пассивными двухфазными теплопередающими устройствами, такая возможность до сих пор является недоступной. Для работы в наиболее тяжелом “антигравитационном” режиме созданы КТТ с аммиаком в качестве теплоносителя, способные передавать до 1000 Вт на расстояние около 5 м и до 2000 Вт на расстояние около 2 м [4]. Таких характеристик удалось достичь за счет использования инновационной схемы теплопередающего устройства, включающей капиллярный насос-испаритель и конденсатор, состоящие из отдельных гладкостенных паропроводов и конденсаторопроводов с относительно

малыми диаметрами. Для такого устройства была специально разработана мелкопористая капиллярная структура (фитиль), определенным образом размещенная в испарителе, которая позволяет создавать высокое капиллярное давление и в то же время обладает относительно низким собственным гидравлическим сопротивлением. Такая схема дает возможность распределить капиллярное давление таким образом, что наибольшая его часть может быть использована на компенсацию потерь давления в транспортных участках КТТ, даже если их гидравлический диаметр мал, включая также и компенсацию гидростатического сопротивления, возникающего при работе против сил тяжести.

Принципиальная схема КТТ представлена на рис. 1.

Дополнительные преимущества, которые позволяет реализовать данная схема, включают возможность достаточно легко конфигурировать паровую и жидкостную линии или делать их гибкими. Испаритель и конденсатор могут иметь различную форму и размеры, адаптированные к условиям практического применения этих устройств. Возможно также создание разветвленных устройств, включающих несколько испарителей и конденсаторов. Кроме того, при более благоприятном горизонтальном



Рис. 1. Принципиальная схема КТТ.

положении КТТ продемонстрировали способность передавать тепло на расстояние, измеряемое десятками метров. Такие устройства могут использоваться, например, в системах утилизации низкопотенциального тепла и солнечной энергии [5, 6], в системах обогрева помещений [7], в системах охлаждения мощной электроники [8, 9]. В [10] представлены результаты разработки и испытаний КТТ для эффективной утилизации энергии с длиной паровой линии 10 м и конденсатором длиной 3 м, которые имели диаметр 10 мм. В качестве теплоносителя использовался этанол. При горизонтальном расположении максимальная мощность устройства составила 160 Вт. Еще одна КТТ с такой же паровой линией и конденсатором длиной 8 м при горизонтальном расположении продемонстрировала максимальную мощность 340 Вт [11]. При работе в “антигравитационном” режиме, когда испаритель был расположен на 1 м выше конденсатора, максимальная мощность достигала 220 Вт. Весьма успешным является применение длинных КТТ в энергоэффективных системах терморегулирования космических аппаратов, где экономия энергии и массы имеет критическое значение [12–15]. В частности, была представлена информация о КТТ длиной 14 м с паровой линией диаметром 3 мм и пропиленом в качестве теплоносителя,

которая была разработана для космической программы “Марс-96” [12]. Пропиленовые и аммиачные КТТ с длиной паровой линии 3 м и диаметром 3 мм также разрабатывались для системы терморегулирования космических аппаратов “Ямал-200” [13], один из которых успешно работает на орбите около 20 лет. Максимальная мощность 500 Вт была продемонстрирована здесь при наземных испытаниях КТТ с аммиаком в качестве теплоносителя. Среди аналогичных устройств с большой дистанцией передачи тепла следует отметить также КТТ с длиной паропровода 16 м и диаметром 4 мм, которая продемонстрировала максимальную мощность 100 Вт с аммиаком в качестве теплоносителя при благоприятной ориентации, когда испаритель был расположен ниже конденсатора на 0.68 м [16].

При прочих равных условиях расстояние теплопереноса у длинных КТТ, работающих в нейтральном горизонтальном положении, в значительной мере зависит от диаметра паропровода, где, как правило, имеют место самые большие потери давления, создаваемого фитилем, который выполняет функцию “капиллярного насоса”. Вместе с тем, если КТТ работает в неблагоприятном “антигравитационном” режиме, когда испаритель расположен выше конденсатора и тепло передается в направлении сверху вниз, а жидкость движется снизу вверх, то при достаточно больших углах наклона преобладающими могут стать гидростатические потери давления, создаваемые столбом жидкости в конденсатопроводе. Поэтому понятие “длинная” по отношению к КТТ является весьма условным. Для того чтобы как-то систематизировать это понятие, можно использовать, например, критерий в виде отношения длины паропровода L_{vl} к его диаметру D_{vl} . В табл. 1 представлены значения этого критерия для КТТ с длиной паропровода около 2 м и более, которые могут быть условно отнесены к категории “длинная”.

Анализ данных табл. 1 показывает, что наиболее эффективным теплоносителем для длинных КТТ является аммиак, поскольку благодаря его теплофизическим свойствам можно обеспечивать

Таблица 1. Значения критерия L_{vl}/D_{vl}

Источник	L_{vl}/D_{vl}	L_{vl} , мм	D_{vl} , мм	Теплоноситель	Мощность, Вт
[12]	4666	14000	3	пропилен	90
[16]	4000	16000	4	аммиак	100
[10]	1563	10000	6.4	этанол	160
[11]	1000	10000	10	этанол	310
[13]	1000	3000	3	аммиак	500
[14]	485	1940	4	аммиак	200
[15]	409	2598	6.35	аммиак	600

наиболее эффективный теплоперенос на большое расстояние при относительно малом диаметре паропровода. Однако применение аммиака, например, в системах терморегулирования космических аппаратов имеет ограничение, связанное с температурой замерзания, которая равна -78°C . Поэтому здесь, когда не требуется высокой мощности, может быть использован пропилен, температура замерзания которого составляет -185°C . Применение этанола и других теплоносителей в длинных КТТ также возможно, но при этом необходимо существенно увеличивать диаметр паровой линии.

Целью данной работы являются разработка и испытания гибкой КТТ с номинальной мощностью 100 Вт, эффективно работающей при различном расположении в гравитационном поле, которая необходима для обеспечения тепловой связи между источником и удаленным стоком тепла с изменяющимся расстоянием между ними.

ОПИСАНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО УСТРОЙСТВА

Экспериментальная КТТ из нержавеющей стали имеет цилиндрический испаритель диаметром 12 мм с компенсационной полостью, размещенной в одном корпусе с испарителем, и конденсатор, выполненный в виде плоского змеевика. Компенсационная полость играет роль гидроаккумулятора, принимающего жидкую фазу теплоносителя, вытесняемого из паропровода и конденсатора при запуске и

работе КТТ. Испаритель и конденсатор снабжены медными интерфейсами, обеспечивающими тепловой контакт с источником и стоком тепла. Их размеры $50 \times 50 \times 18$ и $96 \times 65 \times 3$ мм³ соответственно [17]. Наружный диаметр паропровода и конденсаторопровода составлял 2 мм, что допускало возможность достаточно легко их конфигурировать. Для обеспечения дополнительной гибкости трубопроводы включали по три трубчатые спирали на каждом из них, которые позволяли при необходимости изменять длину КТТ путем их растяжения или сжатия. В испарителе размещен фитиль, спеченный из мелкодисперсного никелевого порошка, который имел пароотводные каналы, формирующие зону испарения и расположенные по периферии у стенки испарителя, и центральный канал – подпитку зоны испарения жидкостью. В качестве теплоносителя выбран аммиак. Схема экспериментальной КТТ и испарителя представлена на рис. 2. Здесь же показаны точки измерения температуры. На рис. 3 показан внешний вид КТТ на испытательном стенде в горизонтальном положении. В табл. 2 представлены основные конструктивные параметры устройства.

Величина параметра L_{vl}/D_{vl} для данной КТТ, которая равна 2250, соответствовала бы третьей позиции в табл. 1, что дает основание отнести ее к категории “длинная”.

ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ КТТ

Разработка и проектирование КТТ начинаются с определения ее основных геометрических размеров,

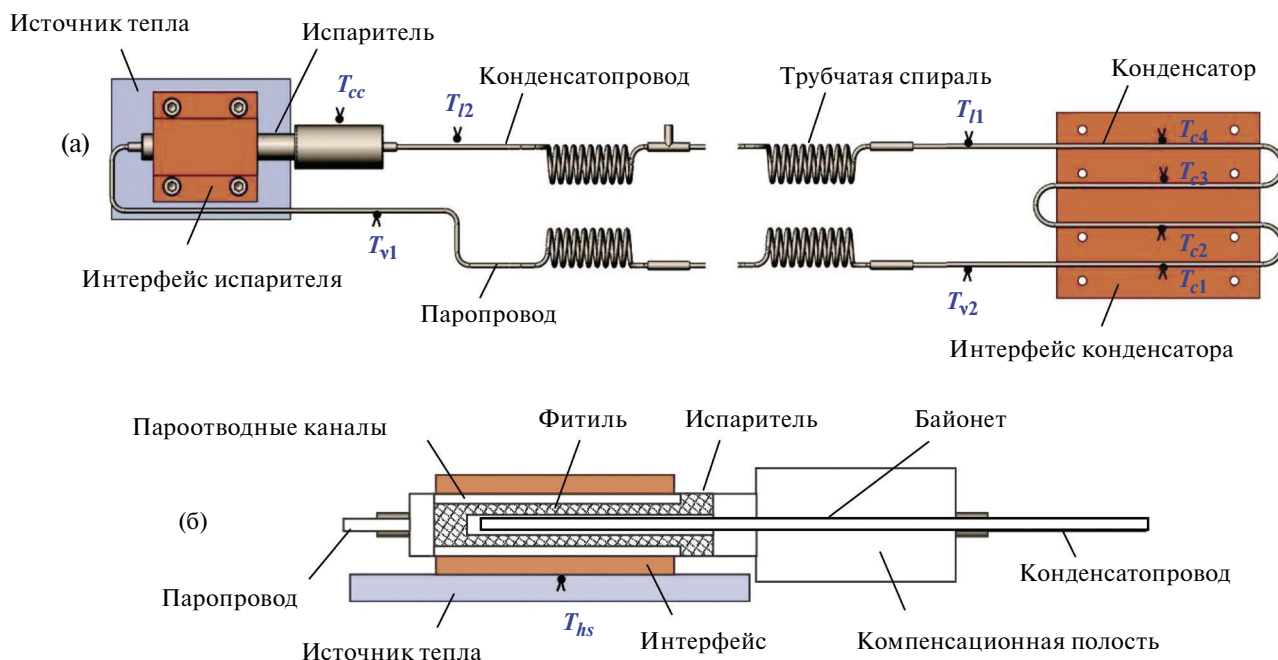


Рис. 2. Схема КТТ (а) и испарителя с расположением термопар (б).

Таблица 2. Основные конструктивные параметры КТТ

Компонент	Параметр	Значение
Испаритель	длина	75 мм
	диаметр	12 мм
	площадь	
	зоны нагрева	15.82 см ²
Паропровод	длина	4499 мм
	диаметр	2.0 мм
Конденсаторопровод	длина	4322 мм
	диаметр	2.0 мм
Конденсатор	длина	468 мм
	диаметр	2.0 мм
Трубчатые спирали	количество витков	10
	диаметр витка	18 мм
	длина сжатой спирали	70 мм
Фитиль	длина	61 мм
	диаметр	10.8 мм
	радиус пор	1.49 мкм
	пористость	51.7%

а также параметров пористой структуры, при которых КТТ может отводить тепло от охлаждаемого объекта с мощностью тепловыделения Q к стоку тепла, находящемуся на некотором расстоянии L . С учетом этого формулируется основное требование к теплопередающей способности КТТ:

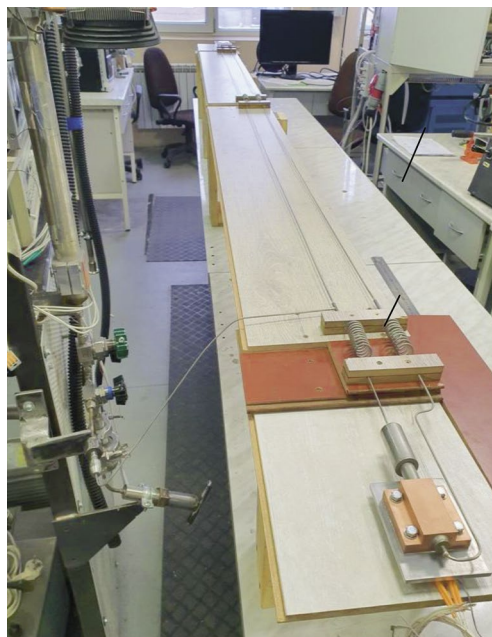
$$Q \leq Q_{\max}, \quad (1)$$

где $Q_{\max}$ — максимальная тепловая нагрузка, которую способна передавать КТТ. Величина $Q_{\max}$ является одной из основных рабочих характеристик КТТ. Выполнение условия (1) означает способность КТТ обеспечить заданный тепловой режим источника тепла при любой его мощности тепловыделения, не превышающей значения $Q_{\max}$.

В основе расчета максимальной тепловой нагрузки КТТ лежит принцип функционирования теплопередающих устройств с капиллярной прокачкой теплоносителя, согласно которому капиллярное давление ΔP_{cap} , создаваемое менисками фитиля, должно компенсировать все потери давления ΔP_{tot} при движении теплоносителя в этом устройстве:

$$\Delta P_{\text{cap}} \geq \Delta P_{\text{tot}}. \quad (2)$$

Капиллярное давление, развиваемое пористой структурой, определяется, согласно уравнению Лапласа, как

**Рис. 3.** Внешний вид КТТ.

$$\Delta P_{\text{cap}} = \frac{2\sigma \cos\theta}{r_{\text{cap}}},$$

где σ — поверхностное натяжение, Н/м; θ — краевой угол смачивания, который для хорошо смачивающих жидкостей можно считать равным нулю. Потери давления в КТТ складываются из гидравлических потерь в паропроводных каналах ΔP_{vg} , паропроводе ΔP_{vl} , конденсаторе ΔP_{cond} , конденсаторопроводе ΔP_{ll} , фитиле ΔP_w , а также гидростатического давления столба жидкости в конденсаторопроводе ΔP_g :

$$\Delta P_{\text{tot}} = \Delta P_{vg} + \Delta P_{vl} + \Delta P_{\text{cond}} + \Delta P_{ll} + \Delta P_w + \Delta P_g. \quad (3)$$

Первые четыре члена уравнения (3) описывают гидравлические потери давления при движении теплоносителя на внешних относительно фитиля транспортах участка. В общем виде формула для потерь давления в трубопроводе в зависимости от скорости потока имеет вид

$$\Delta P_{\text{pipe}} = \Psi \frac{\rho v^2}{2},$$

где Ψ — коэффициент пропорциональности; ρ — плотность среды потока; v — средняя скорость потока, которая определяется массовым расходом теплоносителя G и площадью поперечного сечения трубопровода в соответствии с формулой

$$v = \frac{G}{\rho S_{\perp}}.$$

Массовый расход теплоносителя, в свою очередь, связан с тепловой нагрузкой Q , подводимой к испарителю, следующим образом:

$$G = \frac{Q}{h_{\text{ев}}},$$

где $h_{\text{ев}}$ – скрытая теплота парообразования, Дж/кг. Таким образом, скорость движения теплоносителя и соответствующие потери давления на каждом участке КТТ, включая потери давления в паровой и жидкостной линиях, зависят от тепловой нагрузки. Общий вид этой зависимости представлен формулой

$$\Delta P_{\text{pipe}} = \frac{1}{2} \frac{\Psi}{\rho (h_{\text{ев}} S_{\perp})^2} Q^2. \quad (4)$$

Потери давления при движении жидкости в фитиле определяются по закону Дарси. Предполагается, что в цилиндрическом испарителе с центральным каналом жидкость движется через фитиль преимущественно в радиальном направлении, т.е. от внутренней впитывающей поверхности фитиля к его внешней поверхности, где находится зона испарения. С учетом особенностей геометрии цилиндрической пористой стенки потери давления в фитиле в зависимости от тепловой нагрузки определяются по формуле

$$\Delta P_w = \frac{\mu_l Q}{2\pi L_{\text{аз}} h_{\text{ев}} \rho_l K} \ln \left(\frac{D_{\text{OD}}}{D_{\text{ID}}} \right), \quad (5)$$

где μ_l – вязкость жидкости, Па·с; $L_{\text{аз}}$ – длина активной зоны фитиля, равная длине продольных пароводящих каналов; D_{OD} и D_{ID} – внешний и внутренний диаметры фитиля соответственно. На перепад давления в фитиле в значительной степени влияет проницаемость пористого материала, которая для спеченных мелкопористых материалов определяется согласно эмпирической формуле [18]:

$$K = \frac{\varepsilon r_{\text{cap}}^2}{20},$$

где ε – пористость, %. Гидростатическое давление, входящее в формулу (3), является единственным слагаемым, не зависящим напрямую от тепловой нагрузки. Оно рассчитывается по формуле

$$\Delta P_g = \rho_l g H = \rho_l g L_{\parallel} \sin \varphi,$$

где H – высота столба жидкости, которая определяется углом наклона жидкостной линии относительно горизонтальной плоскости; g – ускорение

свободного падения, м/с²; $L_{\parallel}$ – длина конденсатопровода, м. Так, при вертикальной ориентации КТТ, когда испаритель находится над конденсатором, угол наклона $\varphi = 90^\circ$ и, соответственно, $\sin \varphi = 1$, величина ΔP_g принимает наибольшее значение. При горизонтальной ориентации КТТ, когда $\varphi = 0^\circ$, высота столба жидкости $L_{\parallel} \sin \varphi = 0$, и соответственно, вклад гидростатического давления в полное падение давления ΔP_{tot} отсутствует. Такое положение КТТ можно рассматривать как нейтральное.

Из уравнений (4), (5) следует, что чем выше тепловая нагрузка Q , тем больше гидравлические потери давления на каждом транспортном участке КТТ. Вместе с тем условие (2) накладывает ограничение на повышение тепловой нагрузки до некоторого его наибольшего значения, которое определяется из равенства левой и правой его частей. Таким образом, можно говорить о том, что предельный случай выполнения условия (2) связывает капиллярное давление с полным падением давления в КТТ при максимальной передаваемой тепловой нагрузке:

$$\Delta P_{\text{cap}} = \Delta P_{\text{tot}}(Q_{\text{max}}),$$

или

$$\frac{2\sigma}{r_{\text{cap}}} = \Delta P_{\text{vg}}(Q_{\text{max}}) + \Delta P_{\text{vl}}(Q_{\text{max}}) + \Delta P_{\text{cond}}(Q_{\text{max}}) + \Delta P_{\parallel}(Q_{\text{max}}) + \Delta P_{\text{wick}}(Q_{\text{max}}) + \Delta P_g. \quad (6)$$

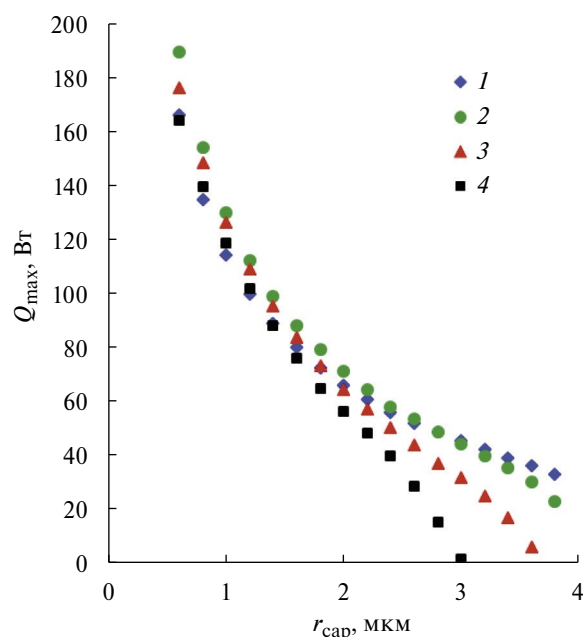


Рис. 4. Зависимости максимальной тепловой нагрузки от радиуса пор при различных температурах пара: 1 – $T_v = 0^\circ\text{C}$, 2 – 20, 3 – 40, 4 – 50.

Это уравнение лежит в основе методики расчета максимальных значений тепловой нагрузки, передаваемой КТТ в зависимости от радиуса пор фитиля. Для решения этого уравнения необходимо рассчитать полный перепад давления в КТТ. Что касается первых четырех слагаемых в правой части уравнения (6), то они рассчитываются согласно рекомендациям и формулам из справочной литературы для гидравлических сопротивлений трубопроводов [19]. Потери давления на каждом из этих участков включают в себя как вязкостные потери ΔP_μ , так и местные потери давления ΔP_{loc} , которые возникают в местах изгибов, поворотов, сужений трубопровода:

$$\Delta P_{\text{pipe}} = \Delta P_\mu + \Delta P_{\text{loc}},$$

$$\Delta P_{\text{pipe}} = \frac{1}{2} \left(\zeta \frac{L_{\text{pipe}}}{D_{\text{pipe}}} + \lambda \right) \frac{Q^2}{\rho h_{\text{ev}}^2 S_\perp^2}, \quad (7)$$

где L_{pipe} , D_{pipe} — длина и гидравлический диаметр трубопровода. Расчетные соотношения для коэффициента трения Дарси ζ и коэффициента местного сопротивления λ представлены в Приложении. Необходимо отметить, что имеет место зависимость потерь давления от температуры теплоносителя, поскольку в соответствующие уравнения для расчета ΔP входят теплофизические параметры рабочей жидкости, зависящие от температуры. Для КТТ с большой длиной транспортных линий прежде всего следует учитывать влияние температуры пара T_v на потери давления в паровой линии. С учетом вышесказанного можно заключить, что имеют место следующие функциональные зависимости, представленные в общем виде:

$$Q_{\text{max}} = f(r_{\text{cap}}, T_v),$$

или

$$T_v = f(r_{\text{cap}}, Q_{\text{max}}).$$

На рис. 4 показаны расчетные зависимости максимальной тепловой нагрузки от радиуса пор для КТТ, геометрические параметры которой представлены в табл. 2, для самой неблагоприятной ориентации КТТ, когда испаритель расположен на 2 м выше конденсатора. Пористость фитиля составляла 51%. Расчеты выполнены для четырех значений температуры пара T_v из температурного диапазона от 0 до 50°C. На основании этих данных определен диапазон приемлемых значений радиуса пор фитиля для номинальной тепловой нагрузки 100 Вт. Для обеспечения работы КТТ нужны поры с радиусом около 1.5 мкм (рис. 4), поскольку более крупные поры не могут создать необходимый капиллярный напор, чтобы компенсировать все потери давления в данном устройстве. В соответствии с этим фитиль экспериментальной КТТ с учетом условия (1) изготовлен с пробойным радиусом пор $r_{\text{cap}} = 1.49$ мкм.

Результаты гидродинамического анализа КТТ для трех различных положений и тепловых нагрузок представлены в виде диаграмм. Видно, что при горизонтальном положении КТТ (рис. 5а) самые большие потери давления имеют место в паровой линии, которые увеличиваются с ростом тепловой нагрузки и достигают 78.8% при нагрузке 100 Вт. При $H = 1.1$ м их доля снижается до 59.9% (рис. 5б). При самой неблагоприятной ориентации КТТ, когда испаритель находится выше конденсатора на

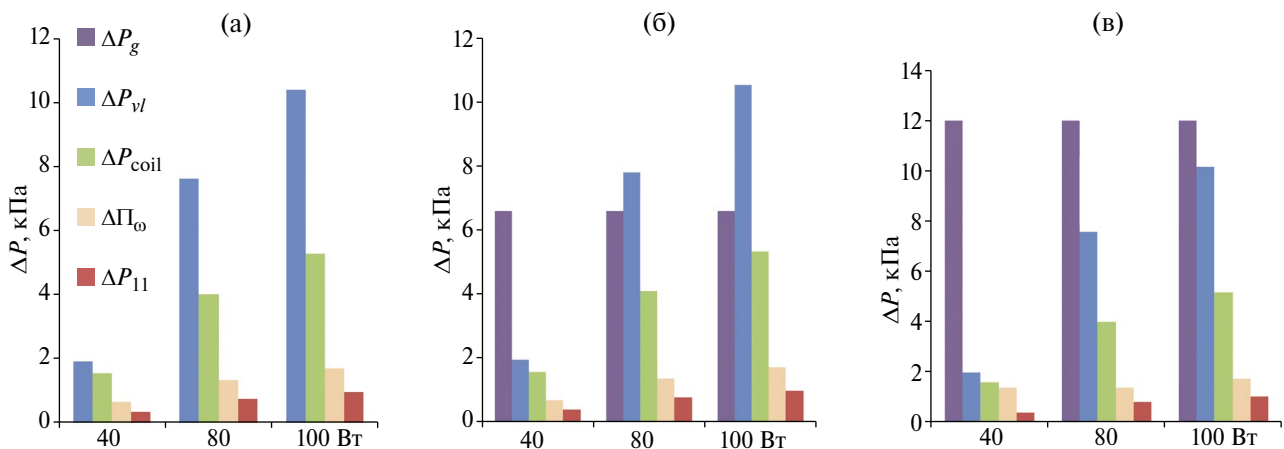


Рис. 5. Потери давления в КТТ при $H = 0$ м (а), 1.1 (б), 2 (в).

2 м, преобладающими становятся гидростатические потери давления, величина которых является постоянной, и их вклад при тепловой нагрузке 100 Вт составляет 48.8% (рис. 5в). Следует отметить также, что суммарные потери давления в трубчатых спиралях паровой линии также весьма существенны. При их отсутствии максимальная мощность КТТ может быть увеличена приблизительно до 150 Вт при горизонтальном расположении устройства. Гибкость устройства при этом практически сохраняется, но теряется возможность изменять его длину.

ПРОЦЕДУРА ИСПЫТАНИЙ

Испытания КТТ проводились при температуре воздуха 17–18°C в горизонтальной позиции и при работе в “антигравитационном” режиме, когда испаритель размещался выше конденсатора на 1.1 и 2 м. В качестве имитатора реального источника тепла использовалась обогреваемая алюминиевая пластина размером $86 \times 64 \times 6$ мм³, которая прижималась к одной из двух больших сторон интерфейса испарителя. Для измерения величины тепловой нагрузки, которая изменялась от 10 до 110 Вт, использовался измерительный комплекс “Gwinstek APS-95-01”. Интерфейс конденсатора прижимался к плоскому алюминиевому теплообменнику, через который прокачивался 55%-ный раствор этиленгликоля в воде при температуре на входе 20°C. Температура и расход охлаждающей жидкости 4 л/мин обеспечивались рециркуляционным криостатом “LOIP FT-31640-U2”. Кроме точек измерения температуры (рис. 2), измерялась также температура T_e в центре греющей поверхности источника тепла, совмещенного с центром активной зоны испарителя. Для измерений использовались медь-константановые термопары “OMEGA T-TT-30” диаметром 0.2 мм. Для сбора, обработки и регистрации показаний термопар применялось устройство сбора данных “Agilent 34970A” в комплекте с персональным компьютером. Исследовались зависимости от тепловой нагрузки температуры источника тепла на его поверхности, контактирующей с интерфейсом испарителя, а также термических сопротивлений испарителя R_j , конденсатора R_c , полного термического сопротивления контурной тепловой трубы R_{LHP} и термического сопротивления системы R_{sys} . Расчет термических сопротивлений осуществлялся по формулам:

$$R_j = \frac{(T_{hs} - T_{v1})}{Q},$$

$$R_c = \frac{(T_{v2} - \bar{T}_c)}{Q},$$

где

$$\bar{T}_c = \frac{T_{c1} + T_{c2} + T_{c3} + T_{c4}}{4},$$

$$R_{LHP} = \frac{(T_{hs} - \bar{T}_c)}{Q}.$$

Расчет полного термического сопротивления системы “источник тепла–сток тепла” производился по формуле

$$R_{sys} = \frac{(T_{hs} - T_{cool})}{Q},$$

где T_{hs} , T_{cool} – температуры источника тепла и охлаждающей жидкости.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИСПЫТАНИЙ И ОБСУЖДЕНИЕ

Результаты испытаний представлены в виде графических зависимостей рабочей температуры и термического сопротивления КТТ от величины тепловой нагрузки, которые являются основными тепловыми характеристиками устройств подобного типа.

На рис. 6, в частности, показана зависимость температуры источника тепла, который в данном случае моделирует реальный охлаждаемый объект,

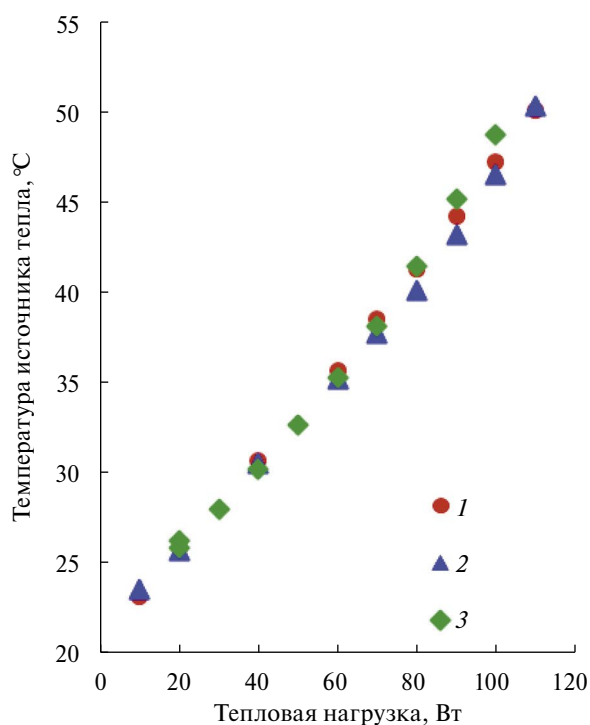


Рис. 6. Зависимости температуры источника тепла от тепловой нагрузки при $H = 0$ м (1), 1.1 (2), 2 (3).

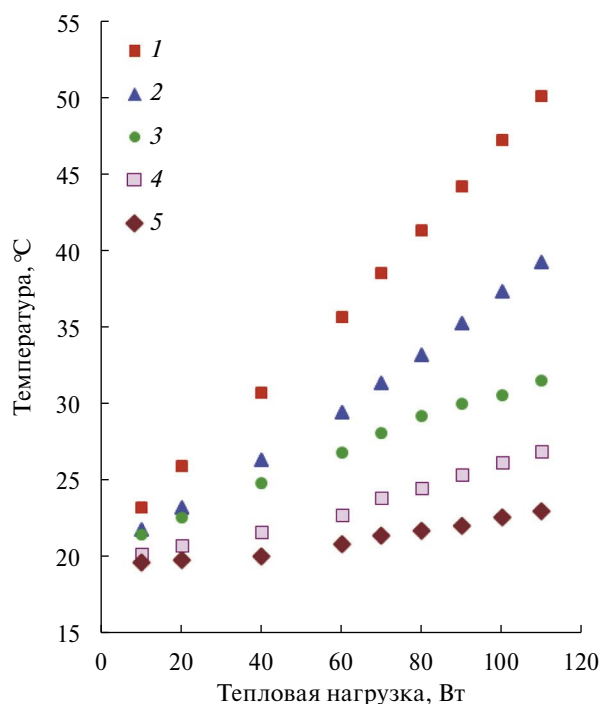


Рис. 7. Распределение температуры в КТТ в зависимости от тепловой нагрузки при $T_{\text{cool}} = 20^\circ\text{C}$ и $H = 0$ м: 1 – T_{hs} , 2 – T_{v1} , 3 – T_c , 4 – T_{cc} , 5 – T_{l2} .

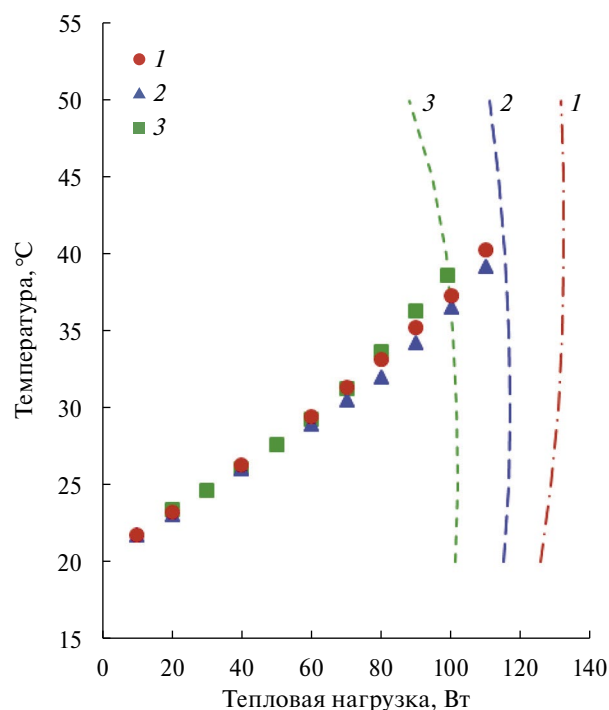


Рис. 8. Зависимости температуры пара от тепловой нагрузки при $H = 0$ м (1), 1.1 (2), 2 (3); маркеры – эксперимент, кривые – расчет.

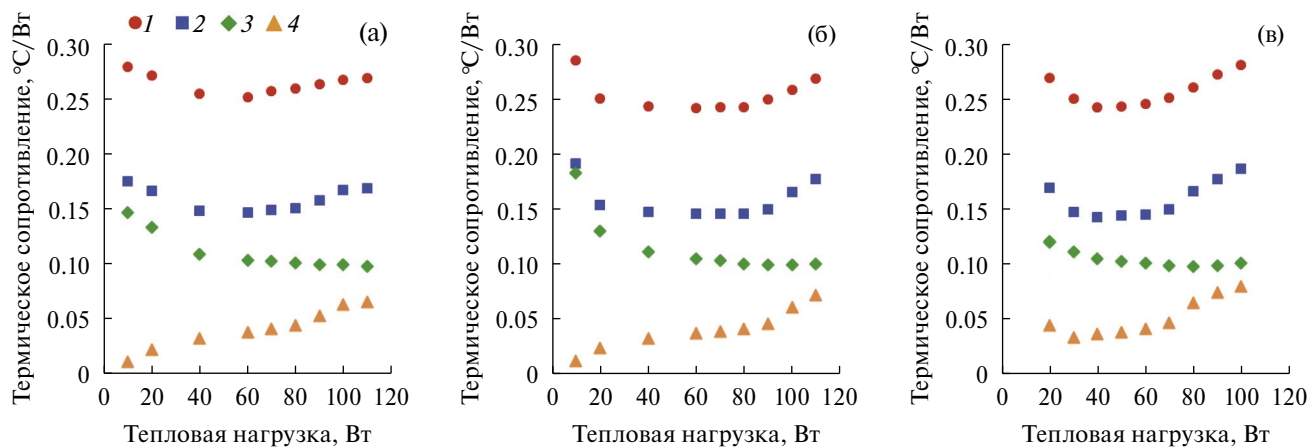


Рис. 9. Зависимости термического сопротивления от тепловой нагрузки при $H = 0$ м (а), 1.1 (б), 2 (в): 1 – R_{sys} , 2 – R_{LHP} , 3 – R_j , 4 – R_c .

от величины тепловой нагрузки при различных положениях КТТ. Температура источника тепла слабо зависит от изменения ориентации устройства в гравитационном поле, что, как отмечалось выше, является одним из основных преимуществ контурных тепловых труб. При номинальной тепловой нагрузке 100 Вт температура источника тепла изменяется в пределах $46.5\text{--}48.7^\circ\text{C}$.

На рис. 7 представлено типичное распределение температуры на основных участках КТТ при горизонтальном расположении устройства. Температура пара T_{v1} , которая наиболее представительно характеризует тепловое состояние КТТ, изменялась в диапазоне от 21.8 до 39.3°C при увеличении тепловой нагрузки от 10 до 110 Вт. Соответствующие значения температуры источника тепла при

этом увеличивались от 23.2 до 47.2°C. Аналогичный характер изменения температуры имел место и при других ориентациях устройства. Для $H = 1.1$ м температура источника тепла увеличивалась от 23.6 до 46.5°C, а при $H = 2$ м, где тепловая нагрузка изменялась от 20 до 100 Вт, эти значения равны 25.9 и 47.8°C.

Достоверность расчетов для выбора радиуса пор и максимальных тепловых нагрузок подтверждается данными на рис. 8. Здесь представлены экспериментальные зависимости температуры пара от тепловой нагрузки, а также расчетные зависимости $T_v = f(Q_{\max})$, полученные на основании уравнения (6) и системы уравнений, описывающей перепады давления на всех транспортных участках КТТ. Результаты представлены для трех ориентаций КТТ. Каждая расчетная кривая условно разделяет область рисунка на две части. Левая часть относится к области допустимого соответствия между тепловой нагрузкой Q и температурой пара T_v , при которых выполняется условие (2). Соответственно, в правой части рисунка находится область нереализуемых рабочих параметров Q и T_v из-за ограниченной величины капиллярного давления, создаваемого фитилем. Таким образом, расчетные кривые $T_v = f(Q_{\max})$ являются пограничными линиями, определяющими верхнюю границу диапазона рабочих тепловых нагрузок при определенной температуре пара и ориентации КТТ. Здесь видно, что экспериментальные точки достаточно близко приближаются к расчетным кривым, при этом не заходя за них в область нереализуемых значений параметров Q и T_v .

На рис. 9 представлены экспериментальные зависимости термических сопротивлений от тепловой нагрузки. Кривые имеют практически одинаковый характер независимо от ориентации КТТ. При этом минимальное различие имело место для величины R_j , которая при номинальной тепловой нагрузке 100 Вт варьировалась от 0.099 до 0.101°C/Вт. Термическое сопротивление конденсатора R_c при увеличении H до 1.1 м оставалось без изменения на уровне 0.068°C/Вт и возрастало до 0.085°C/Вт при $H = 2$ м. Это связано с увеличением степени заполнения конденсатора жидкостью, которую теряли более крупные поры фитиля при сильном увеличении высоты подъема испарителя относительно конденсатора, когда увеличивалось гидростатическое сопротивление. Соответственным образом формировались и величины R_{LHP} и R_{sys} , которые изменялись в диапазоне от 0.166 до 0.186°C/Вт и от 0.259 до 0.281°C/Вт соответственно.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Впервые разработана длинная гибкая КТТ с диаметром паропровода и конденсаторопровода 2 мм,

способная изменять длину и эффективно работать как при горизонтальной, так и при сильно неблагоприятной ориентации в гравитационном поле, когда испаритель располагается на 2 м выше конденсатора.

Предложен критерий L_{vl}/D_{vl} , величина которого позволяет условно определять понятие “длинная КТТ”.

Гидродинамический анализ устройства показал, что наибольшие потери давления при горизонтальном положении имеют место в паровой линии, когда они достигают 78.8%. При самой неблагоприятной ориентации превалирующим становится гидростатическое сопротивление столба теплоносителя в жидкостной линии, величина которого составляет 48.8% и не зависит от тепловой нагрузки.

Тепловые испытания при температуре стока тепла 20°C продемонстрировали, что рабочая температура и термическое сопротивление КТТ слабо зависят от ориентации устройства в гравитационном поле. При номинальной тепловой нагрузке 100 Вт изменение температуры источника тепла находилось в пределах 2°C, а термическое сопротивление КТТ — в пределах 0.02°C/Вт.

ПРИЛОЖЕНИЕ

Согласно справочным данным [19], формула для расчета коэффициента трения для трубы произвольного поперечного сечения может быть записана как

$$\zeta = \zeta_{\text{cir}} K_{\text{cor}},$$

где ζ_{cir} — коэффициент трения для круглой трубы; K_{cor} — поправочный коэффициент, учитывающий форму поперечного сечения некруглой трубы и, соответственно, для круглой трубы $K_{\text{cor}} = 1$. Коэффициенты трения для различных режимов течения в круглой трубе представлены в табл. 3. Параметр Δ — это абсолютная шероховатость внутренней поверхности трубы, d — внутренний диаметр трубы, отношение Δ/d — относительная шероховатость (табл. 3). Абсолютная шероховатость нержавеющих труб принята равной 0.02 мм.

Коэффициенты сопротивления при течении внутри трубчатой спирали с относительным диаметром $D_{\text{coil}}/D_{\text{pipe}} > 4$ также рассчитываются по формуле (7), где ζ_{cir} — коэффициент трения в прямой трубе такого же диаметра, что и труба спирали. Коррекционный коэффициент K_{cor} в зависимости от режима течения и критерия Дина определяется согласно табл. 4. Формула для критерия Дина:

Таблица 3. Коэффициент трения для различных режимов течения теплоносителя в круглой трубе

Режим течения теплоносителя	Коэффициент трения
Ламинарный поток, $Re < 2300$	$\zeta_{\text{cir}} = \frac{64}{Re}$
Переходный режим течения потока: ни полностью ламинарный, ни полностью турбулентный (критическая область чисел Re), формула Френкеля, $2300 \leq Re \leq 4000$	$\zeta_{\text{cir}} = 0.00063\sqrt{Re}$
Турбулентный поток, $Re > 4000$	
Для турбулентного потока в гладких трубах: уравнение Блазиуса ($4000 < Re < 10^5$)	$\zeta_{\text{cir}} = \frac{0.3164}{Re^{0.25}}$
Для турбулентного потока в шероховатой трубе: уравнение Коулбрука–Уайта (переходная область на диаграмме Муди), $20 \frac{D}{\Delta} \leq Re \leq 500 \frac{D}{\Delta}$	$\zeta_{\text{cir}} = \left[2 \lg \left(\frac{2.51}{Re \sqrt{\zeta}} + \frac{\Delta}{3.7D} \right) \right]^{-2}$
Для полностью шероховатой области: уравнение Шифринсона, $500 \frac{d}{\Delta} < Re$	$\zeta_{\text{cir}} = 0.11 \left(\frac{\Delta}{D} \right)^{0.25}$

Таблица 4. Коррекционный коэффициент K_{cor} для трубчатой спирали в зависимости от режима течения и критерия Дина (De)

Режим течения теплоносителя	Коррекционный коэффициент
Ламинарный поток, $Re < 2300$, $De \leq 11.6$	$K_{\text{cor}} = 1$
Ламинарный поток с микровихрями, $Re < 2300$, $11.6 < De$	$K_{\text{cor}} = \left[1 - \left[1 - \left(\frac{11.6}{De} \right)^{0.51} \right]^{2.9} \right]^{-1}$
Турбулентный поток, $2300 \leq Re$	$K_{\text{cor}} = 1 + 1.68 \left(\frac{D}{D_{\text{coil}}} \right)^{0.65}$

Таблица 5. Значения коэффициента B_1 при различных углах поворота трубы или канала φ

Угол поворота	$\varphi < 70^\circ$	$\varphi = 90^\circ$	$\varphi > 100^\circ$
B_1	$0.9 \sin \varphi$	1	$0.7 + 0.35 \frac{\varphi}{90^\circ}$

Таблица 6. Выражения для коэффициента B_2 при различных соотношениях $R_{\text{bend}}/D_{\text{pipe}}$

$R_{\text{bend}}/D_{\text{pipe}}$	$0.5 \leq R_{\text{bend}}/D_{\text{pipe}} \leq 1.0$	$1.0 < R_{\text{bend}}/D_{\text{pipe}}$
B_2	$0.21 \left(\frac{R_{\text{bend}}}{D_{\text{pipe}}} \right)^{-2.5}$	$0.21 \left(\frac{R_{\text{bend}}}{D_{\text{pipe}}} \right)^{-0.5}$

$$De = Re \sqrt{\frac{D_{\text{pipe}}}{D_{\text{coil}}}},$$

где D_{pipe} — гидравлический диаметр трубки спирали, D_{coil} — диаметр витка спирали.

Локальный коэффициент трения для изгиба трубки (см. уравнение (7)) можно записать в виде

$$\lambda = B_0 B_1 B_2,$$

где коэффициент $B_0 = f\left(\frac{b}{d}\right)$ учитывает характерные размеры поперечного сечения трубы или канала (b и d). Для круглых и квадратных труб этот коэффициент, согласно справочным данным [19], равен 1. Значения B_1 и B_2 приведены в табл. 5 и 6 соответственно.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Герасимов Ю.Ф., Щеголев Г.Т., Майданик Ю.Ф., Филиппов Г.А., Стариков Л.Г. Низкотемпературная тепловая труба с отдельными каналами для пара и жидкости // ТВТ. 1974. Т. 12. № 5. С. 1131.
2. Maydanik Yu.F. Loop Heat Pipes // Appl. Therm. Eng. 2005. V. 25. № 5–6. P. 635.
3. Дан П.Д., Рей Д.А. Тепловые трубы. М.: Энергия, 1976. 272 с.
4. Maideanik Yu.F., Pastukhov V.G. Loop Heat Pipes — Recent Developments, Test Results, and Applications // 34th Intersociety Energy Conversion Engineering Conf. 1999. SAE Tech. Paper 1999-01-2530.
5. Гончаров К.А., Майданик Ю.Ф., Двирный В.В. Система солнечного теплоснабжения. Патент РФ № 1776937. Кл. МПК-F24J 2/42. 23.11.1992.
6. Liao Z., Xu C., Ren Y., Gao F., Ju X., Du X. Thermal Analysis of a Conceptual Loop Heat Pipe for Solar Central Receivers // Energy. 2018. V. 158. P. 709.
7. Майданик Ю.Ф., Чернышева М.А. Устройство для обогрева. Патент РФ на полезную модель № 7182 U1. МПК-F24D. 16.07.1998.
8. Xiao B., Deng W., Ma Z., He S., He L., Li X., Yuan F., Liu W., Liu Z. Experimental Investigation of Loop Heat Pipe with a Large Squared Evaporator for Multi-heat Sources Cooling // Renewable Energy. 2020. V. 147. Part 1. P. 239.
9. Zhang Z., Zhao R., Liu Z., Liu W. Application of Biporous Wick in Flat-plate Loop Heat Pipe with Long Heat Transfer Distance // Appl. Therm. Eng. 2021. V. 184. 116283.
10. Mitomi M., Nagano H. Long-distance Loop Heat Pipe for Effective Utilization of Energy // Int. J. Heat Mass Transfer. 2014. V. 77. P. 777.
11. Nakamura K., Odagiri K., Nagano H. Study on a Loop Heat Pipe for a Long-distance Heat Transport under Anti-gravity Condition // Appl. Therm. Eng. 2016. V. 107. P. 167.
12. Maydanik Y.F., Fershtater Y.G., Pastukhov V.G., Vershinin S.V., Goncharov K.A. Some Results of Loop Heat Pipe Development, Tests and Application in Engineering // 5th Int. Heat Pipe Symp. Melbourne, Australia, 1996. P. 406.
13. Goncharov K., Kolesnikov V. Development of Propylene LHP for Spacecraft Thermal Control Systems // 12th Int. Heat Pipe Conf. Moscow, Russia, 2002. P. 171.
14. Ku J., Ottenstein L., Rogers P., Cheung K. Effect of Pressure Drop on Loop Heat Pipe Operating Temperature // 12th Int. Heat Pipe Conf. Moscow, Russia, 2002. P. 153.
15. Jasvanth V.S., Adoni A.A., Jaikumar V., Ambirajan A. Design and Testing of an Ammonia Loop Heat Pipe // Appl. Therm. Eng. 2017. V. 111. P. 1655.
16. Zhao Ya., Yan T., Liang J. Experimental Investigation on Thermal Characteristics of Long Distance Loop Heat Pipes // J. Therm. Sci. 2022. V. 31. P. 741.
17. Чернышева М.А., Майданик Ю.Ф. Моделирование тепломассопереноса в цилиндрическом испарителе контурной тепловой трубы с прямоугольным интерфейсом // ТВТ. 2021. Т. 59. № 3. С. 362.
18. Кусков Г.В. Структура, свойства и получение высокопористых материалов для антигравитационных тепловых труб. Дис. ... канд. техн. наук. Свердловск, 1986. 181 с.
19. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. М.: Машиностроение, 1992. 672 с.