

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 преобладающим 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  $\zeta_{\text{cir}}$  – коэффициент трения для круглой трубы;  $K_{\text{cor}}$  – 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  $\Delta$  – это абсолютная шероховатость внутренней поверхности трубы,  $d$  – внутренний диаметр трубы, отношение  $\Delta/d$  – относительная шероховатость (табл. 3). Абсолютная шероховатость нержавеющей 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  $\zeta_{\text{cir}}$  – коэффициент трения в прямой трубе такого же диаметра, что и труба спирали. Коррекционный коэффициент  $K_{\text{cor}}$  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 Му迪), $20 \frac{D}{\Delta} \leq Re \leq 500 \frac{D}{\Delta}$	$\zeta_{\text{cir}} = \left[ 2 \lg \left( \frac{2.51}{Re \sqrt{\zeta}} + \frac{\Delta}{3.7D} \right) \right]^{-2}$
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  $K_{\text{cor}}$  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  $\varphi$

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  $D_{\text{pipe}}$  – гидравлический диаметр трубки спирали,  $D_{\text{coil}}$  – 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. Mайданик Ю.Ф. 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. Mайданик Ю.Ф., Пастухов В.Г. 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. Mайданик Ю.Ф., Ферштатер Ю.Г., Пастухов В.Г., Вершинин С.В., Гончаров К.А. 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.