

7. Чжен П. Управление отрывом потока [Текст]/ П. Чжен. – М.: Мир, 1979. – 552 с.
8. Пенкхерст Р., Холдер Д. Техника эксперимента в аэродинамических трубах [Текст]/ Р. Пенкхерст, Д. Холдер. – М.: Изд.иностр. лит., 1955. – 320 с.
9. Патент на корисну модель №54180 Україна, МПК G01P5/00. Спосіб візуалізації течії газового потоку [Текст]/ Є.М.Письменний, О.І.Руденко, О.П. Ніщик, О.М. Терех, О.В. Семеняко; заявник та володар патенту на корисну модель НТУУ"КПІ" – u201006121; заявл. 20.05.2010; опубл. 25.10.2010. Бюл. №20.
10. Baker C.I. The turbulent horseshoe vortex [Текст]/C.I. Baker//Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics. – 1980. – V. 6. – N 1-2. – P. 9-23).
11. Жукаускас А.А. Конвективный перенос в теплообменниках [Текст] / А.А. Жукаускас. – М.: Наука, 1982. – 472 с.

Представлено результати експериментального дослідження термічного опору мініатюрних теплових труб з металловолокнувою капілярною структурою. Показано, що на величину термічного опору впливає велика кількість чинників. Одним з визначальних чинників є діаметр парового простору

Ключові слова: мініатюрна тепла труба, термічний опір, діаметр парового простору, кут нахилу

Представлены результаты экспериментального исследования термического сопротивления миниатюрных тепловых труб с металловолоконистой капиллярной структурой. Показано, что на величину термического сопротивления влияет большое количество факторов. Одним из определяющих факторов является диаметр парового пространства

Ключевые слова: миниатюрная тепловая труба, термическое сопротивление, диаметр парового пространства, угол наклона

The paper presents the results of an experimental study of thermal resistance of miniature heat pipes with metal-fibrous capillary structure. It is shown that the size of thermal resistance is influenced by a considerable quantity of factors. One of defining factors is a vapour space diameter

Keywords: miniature heat pipe, thermal resistance, vapour space diameter, angle of inclination

УДК 536.248.2

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕРМИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ МИНИАТЮРНЫХ ТЕПЛОВЫХ ТРУБ

В. Ю. Кравец

Кандидат технических наук, доцент*

Контактный тел.: (044) 454-96-03, 066-780-99-50

E-mail: kravetz_kpi@ukr.net

Я. В. Некрашевич

Инженер 3 категории*

Контактный тел.: 067-240-79-06

E-mail: niav@i.ua

*Кафедра атомных электростанций и инженерной теплофизики

Национальный технический университет Украины

«Киевский политехнический институт»

пр. Победы, 37, г. Киев, Украина, 03056

А. П. Гончарова

Инженер-конструктор компании «КиевЭнерго»

пл. Франка, 5, г. Киев, Украина. 01001

Контактный тел.: 066-741-22-79

1. Введение

Впервые упоминание о миниатюрных тепловых трубах (МТТ) было в работе Коттера [1], где он предложил использовать МТТ в качестве элементов систем охлаждения для микроэлектронной техники, указав на ряд существенных отличий в процессе теплопереноса по сравнению с тепловыми трубами большого диаметра.

Ввиду малого поперечного размера парового канала, условия передачи тепловой энергии в МТТ затруднены, поскольку скорость движения пара может достигать значений, соизмеримых со скоростью звука в данной среде. Это приводит к значительному росту коэффициента гидравлического сопротивления и снижению передаваемого теплового потока. Поэтому МТТ передают небольшие тепловые потоки [2,3].

Принцип функционирования МТТ такой же, как и в большинстве общепринятых тепловых труб. Однако ввиду небольших размеров МТТ возникают трудности с организацией раздельного встречного движения пара и жидкости. С одной стороны необходимо обеспечить свободный выход паровой фазы из зоны испарения в зону конденсации, с другой стороны – создать условия для подачи жидкости за счет капиллярных сил из зоны конденсации в зону испарения. При этом основным в данной ситуации является обеспечение возвратного движения теплоносителя, что достигается капиллярно-пористой структурой. Существует достаточно большой спектр капиллярных структур (металловолоконистые, порошковые, сеточные, конструкционные и т.п.), которые в зависимости от пористости могут развивать капиллярный напор, достаточный для доставки жидкой фазы теплоносителя в зону испарения МТТ.

Трудности, вызванные размещением капиллярной структуры (КС) внутри МТТ, привели к созданию конструкционных КС, которые изготавливаются путем вальцевания круглых труб в квадратные или треугольные [2,3,4]. Авторы [2] исследовали МТТ с треугольной формой, где теплоноситель, под действием капиллярных сил располагался по углам треугольника, позволяя обеспечить раздельное движение пара и жидкости в такой трубе. В [3] использовались МТТ квадратной формы, выполненные из меди или серебра, заправленные дистиллированной водой. Основным заданием для таких видов поперечных сечений МТТ является организация раздельного движения различных фаз теплоносителя. Это можно обеспечить в тонких, хорошо смачиваемых каналах. Чем меньше угол раскрытия такого канала, тем больше капиллярная сила, которая удерживает жидкую фазу внутри канала. Так в [4] были проведены сравнительные исследования теплопередающих характеристик МТТ треугольного и квадратного сечения. Было показано, что термическое сопротивление МТТ квадратного сечения ниже, чем у МТТ треугольного сечения. В [5] в качестве конструкционной КС предложено прокладывать в круглой трубе жгут из тонких проволонок и тем самым создать более надежные условия для транспорта теплоносителя в зону испарения.

Для увеличения передаваемых тепловых потоков в [6,7] предложили использовать массивы МТТ, которые располагаются на одной подложке. Такие сборки позволяют передавать тепловые потоки до 45 Вт, что позволяет существенно снизить температуру охлаждаемого объекта и обеспечить его равномерное охлаждение.

Наряду с круглыми, треугольными и квадратными МТТ используют также плоские тепловые трубы с различными типами КС. Авторы [8] использовали в качестве КС канавки прямоугольной формы по всему периметру трубы. Такие плоские МТТ позволяют отводить значительно большие удельные тепловые потоки (до 10^4 Вт/м²) по сравнению с треугольными МТТ. К недостаткам такой конструкции можно отнести то, что они практически не работают против сил тяжести.

Наиболее эффективными капиллярными структурами в настоящее время являются металловолоконистые и порошковые КС, которые позволяют улучшить

теплопередающие характеристики МТТ [9,10]. Капиллярная структура, насыщенная теплоносителем позволяет решить проблему раздельного движения разных фаз теплоносителя, обладает достаточной капиллярной силой для движения жидкости по порам КС, даже при размещении трубы в пространстве против сил тяжести.

Основными показателями работы МТТ являются термическое сопротивление и максимальный тепловой поток. Сложность процессов не позволяет аналитически решить задачу моделирования работы МТТ. Большинство исследований посвящены определению значений термического сопротивления и величины максимального теплового потока для конкретных конструкций МТТ. Крайне мало публикаций изучают физические механизмы передачи теплоты внутри МТТ и влияние стесненных условий, различных типов теплоносителей.

2. Постановка задачи исследования

Настоящее исследование посвящено определению влияния на термическое сопротивление МТТ следующих факторов: диаметра парового пространства, типа теплоносителя и ориентации МТТ в пространстве. Геометрические характеристики исследованных медных МТТ представлены в таблице.

Таблица

Геометрические характеристики исследованных МТТ

Внешний диаметр, $d_{\text{МТТ}}$, мм	3	3	6	6
Внутренний диаметр парового пространства, $d_{\text{вн}}$, мм	1,2	1,2	4,0	4,0
Общая длина, l_{Σ} , мм	100	300	200	230
Длина зоны испарения, $l_{\text{и}}$, мм	37	60	60	70
Длина зоны конденсации, $l_{\text{к}}$, мм	30	162	78	40
Толщина капиллярной структуры, δ , мм	0,4	0,4	0,5	0,5
Пористость, %	88	88	80	88
Теплоноситель	вода	вода	вода	этанол

Зона конденсации омывалась водой с фиксированными температурами $t_{\text{охл}}$ 20°C, 30°C, 40°C. Расход охлаждающей воды в конденсаторе устанавливался от $1,75 \cdot 10^{-3}$ кг/с до $7,5 \cdot 10^{-3}$ кг/с. Ориентация в пространстве была от +90° (по силам тяжести) до -90° (против сил тяжести).

2. Экспериментальная установка

Экспериментальные исследования теплопередающих характеристик МТТ проводились на установке, показанной на рис. 1. Миниатюрная тепловая труба, оснащенная омическим нагревателем 2 и конденсатором «труба в трубе» 3, располагалась вертикально. По всей длине МТТ были установлены медь-константановые термопары 11, по три в каждой из зон. Сигнал от термопар подавался на аналогово-цифровой преобразователь (АЦП) 9 и далее на персональный

компьютер. Система опроса показаний термодатчиков позволяла фиксировать температуру в реальном времени с частотой 1Гц. К зоне испарения МТТ тепловой поток подводился с помощью омического нагревателя, подключенного к лабораторному трансформатору 5 через стабилизатор напряжения 6. Контроль величины теплового потока осуществлялся с помощью ваттметра 4. С целью минимизации тепловых потерь в окружающую среду МТТ полностью теплоизолировалась базальтовым волокном с коэффициентом теплопроводности 0,04 Вт/м·К.

Зона конденсации омывалась водой с постоянным расходом G (кг/с), который поддерживался с помощью напорного бака 7 и контролировался ротаметром 8.

Температура воды на входе в конденсатор и на выходе из него измерялась двумя медь-константановыми термопарами 12, сигнал от которых также подавался на АЦП и далее на компьютер.

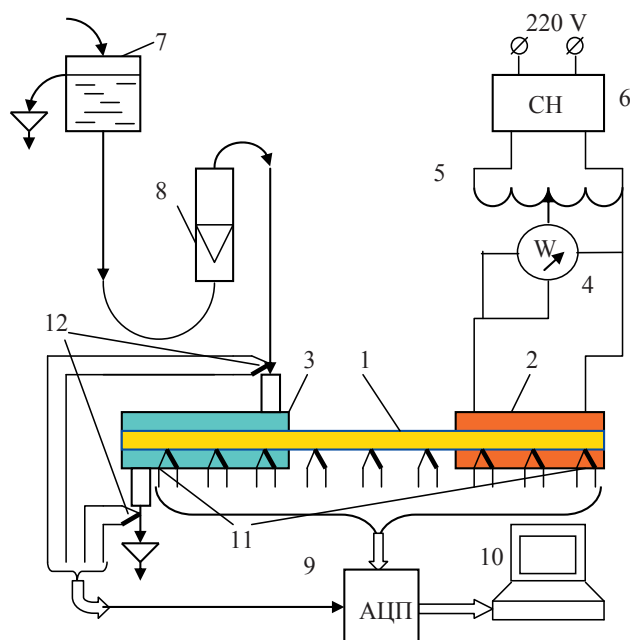


Рис. 1. Схема экспериментальной установки для исследования теплопередающих характеристик МТТ:

- 1 – МТТ; 2 –нагреватель зоны испарения;
- 3 – конденсатор типа «труба в трубе»; 4 – ваттметр;
- 5 – лабораторный автотрансформатор;
- 6 – стабилизатор напряжения; 7 – бак напорный;
- 8 – ротаметр; 9 –аналогово-цифровой преобразователь;
- 10 – персональный компьютер;
- 11,12 – медь-константановые термопары (11шт)

Температура воды на входе в конденсатор во время эксперимента поддерживалась постоянной с точностью $\pm 0,5^\circ\text{C}$. По показаниям термопар 12 ($t_{\text{вых}}$ и $t_{\text{вх}}$) при известной удельной теплоемкости C_p и расходу воды G рассчитывался реально передаваемый МТТ тепловой поток $Q_{\text{отв}} = C_p \cdot G [t_{\text{вых}}(\tau) - t_{\text{вх}}(\tau)]$.

По известным значениям средних температур в зонах испарения и конденсации, а также величине реально отводимого теплового потока, в дальнейшем рассчитывались термические сопротивления:

$$R = \frac{\Delta t}{Q_{\text{отв}}} = \frac{\overline{t_{\text{зи}}} - \overline{t_{\text{зк}}}}{Q_{\text{отв}}}, \quad (1)$$

где $\overline{t_{\text{зи}}}$ и $\overline{t_{\text{зк}}}$ - соответственно, средние температуры в зонах испарения и конденсации:

$$\overline{t_{\text{зи}}} = \frac{1}{3} \sum_{i=1}^3 t_i, \quad (2)$$

$$\overline{t_{\text{зк}}} = \frac{1}{3} \sum_{j=1}^3 t_j, \quad (3)$$

где i – номера термодатчиков в зоне испарения, j – номера термодатчиков в зоне конденсации.

3. Результаты исследования

Одной из важнейших характеристик МТТ является ее общее термическое сопротивление

$$R_{\text{МТТ}} = R_{\text{зи}}^{\text{СТ}} + R_{\text{зи}} + R_{\text{пп}} + R_{\text{зк}} + R_{\text{зк}}^{\text{СТ}}, \quad (4)$$

где $R_{\text{зи}}^{\text{СТ}}$; $R_{\text{зк}}^{\text{СТ}}$ - термическое сопротивление стенки МТТ; $R_{\text{зи}}$ и $R_{\text{зк}}$ - термические сопротивления теплоотдачи в зонах испарения и конденсации соответственно; $R_{\text{пп}}$ – термическое сопротивление в паровом пространстве.

Так как толщину стенки выбирают минимально допустимой, согласно заданным конструкционным характеристикам и используются, в основном, высокопроводящие материалы, то термическим сопротивлением стенки трубы обычно пренебрегают. Проведенный расчет показал, что по корпусу МТТ при самых неблагоприятных условиях (материал стенки – медь) передается не более 3% от общего теплового потока.

Термические сопротивления $R_{\text{зи}}$ и $R_{\text{зк}}$ зависят от интенсивности теплоотдачи в зонах испарения и конденсации, а также от площади этих зон. Значение коэффициента теплоотдачи в зоне испарения будет зависеть от режима теплообмена в ней. С повышением теплового потока режимы теплообмена внутри МТТ будут переходить от конвективного теплообмена к пузырьковому режиму кипения и дальше могут заходить даже в область переходного кипения, что соответствует предельным теплопередающим характеристикам таких МТТ.

Термическим сопротивлением в паровом пространстве при расчете общего термического сопротивления для тепловых труб большого размера обычно пренебрегают. Но для миниатюрных тепловых труб по всей вероятности учитывать $R_{\text{пп}}$ необходимо, поскольку при маленьких размерах парового пространства и возможного режима течения, при котором паром захватывается часть теплоносителя из КС и уносится в зону конденсации, перепад температур пара может быть существенным. Тогда термическое сопротивление $R_{\text{пп}}$ будет иметь значения, сравнимые с $R_{\text{зи}}$ и $R_{\text{зк}}$.

Таким образом, общее термическое сопротивление МТТ $R_{\text{МТТ}}$ будет определяться в основном термическими сопротивлениями $R_{\text{зи}}$, $R_{\text{зк}}$ и, возможно, в меньшей степени $R_{\text{пп}}$.

В результате проведенных исследований были получены данные о термическом сопротивлении МТТ, которые позволяют судить о влиянии различных па-

раметров на значение $R_{МТТ}$. Среди основных характеристик, от которых существенно зависит теплопередающая способность МТТ, можно выделить следующие: угол наклона трубы, диаметр парового пространства, геометрические характеристики зон МТТ и тип теплоносителя.

На рис. 2 показана зависимость $R_{МТТ}$ от угла наклона трубы. Характер кривых указывает на основной фактор, который существенно снижает теплопередачу трубы – противодействие сил гравитации. Как видно из рисунка величина термического сопротивления монотонно снижается с одновременным увеличением теплового потока до некоторого минимального значения, а затем начинает медленно возрастать. При горизонтальном расположении трубы ($\varphi=0^\circ$), когда действие сил гравитации отсутствует, теплопередающая способность МТТ будет определяться в основном только за счет капиллярных сил, которые в свою очередь зависят от конструктивных характеристик капиллярной структуры. Давление $p_{кап}$, создаваемое в капиллярной структуре, зависит от сил поверхностного натяжения σ и главных радиусов кривизны мениска по R_1 и R_2 .

$$p_{кап} = \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right) \sigma \cos \Theta, \quad (5)$$

где Θ – краевой угол смачивания.

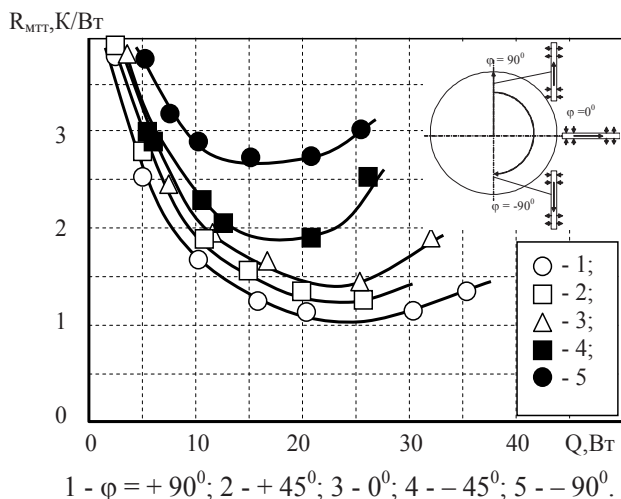


Рис. 2. Зависимость термического сопротивления МТТ длиной 100 мм и диаметром 3 мм от теплового потока при различной ориентации в пространстве ($L_{эфф} = 67$ мм; $G = 1,7 \cdot 10^{-3}$ кг/с, $t_{охл} = 20^\circ\text{C}$)

С отклонением расположения МТТ от горизонтального начинают действовать силы гравитации, которые либо помогают движению теплоносителя в зону испарения, либо противодействуют этому. Эти силы можно учесть с помощью выражения для гидростатического напора $\Delta p_{ж}$ [10]

$$\Delta p_{ж} = \rho_{ж} g L_{эфф} \sin \varphi, \quad (6)$$

где $\rho_{ж}$ – плотность жидкости; g – ускорение свободного падения; $L_{эфф}$ – эффективная длина МТТ, равная $L_{эфф} = l_{\Sigma} - (l_{и} + l_{к})/2$.

Как видно из выражений (5) и (6) теплопередающие характеристики МТТ сильно зависят от размеров пор КС и эффективной длины $L_{эфф}$.

При этом влияние угла наклона будет тем ниже, чем меньше радиус пор и выше коэффициент поверхностного натяжения выбранного теплоносителя. Также чем меньше расстояние между зонами испарения и конденсации $L_{эфф}$.

Из рис. 2 видно, что при расположении МТТ против сил тяжести ($\varphi = -90^\circ$) минимальное значение термического сопротивления равно $R_{min} = 2,7$ К/Вт, а максимальный передаваемый тепловой поток $Q_{max} = 15$ Вт. Максимальный тепловой поток определялся по минимальному значению термического сопротивления. Когда же гравитационные силы помогают движению теплоносителя в зону испарения ($\varphi = +90^\circ$), то R_{min} снижается до ~ 1 К/Вт, а Q_{max} возрастает до 25 Вт.

Увеличение длины МТТ и, соответственно, $L_{эфф}$ должно привести к снижению Q_{max} .

Так, на рис. 3 показано влияние расположения в пространстве МТТ диаметром 3 мм и длиной 300 мм ($L_{эфф} = 186$ мм) на изменение термического сопротивления. Там видно, что с увеличением теплового потока $R_{МТТ}$ монотонно снижается до некоторого минимума. Дальнейшее незначительное повышение Q приводило к резкому росту $R_{МТТ}$, что не наблюдалось на МТТ 100 мм. Это связано с началом осушения крайней точки зоны испарения (длина 60 мм) и быстрым распространением этого явления на всю зону.

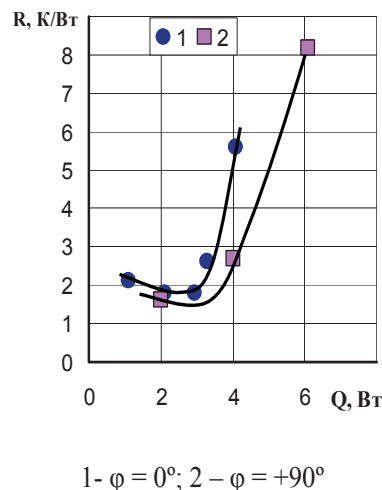


Рис. 3. Зависимость $R_{МТТ}$, $l_{\Sigma} = 300$ мм и $d_{МТТ} = 3$ мм от Q при различной ориентации в пространстве ($G = 4,9 \cdot 10^{-3}$ кг/с, $t_{охл} = 20^\circ\text{C}$)

На рис. 4 приведено влияние температуры воды, охлаждающей зону конденсации МТТ, на ее термическое сопротивление. Характер изменения $R_{МТТ}$ такой же как и на рис. 3, однако с увеличением температуры $t_{охл}$ минимальное значение термического сопротивления значительно снижается и Q_{max} возрастает. Такое влияние $t_{охл}$ на $R_{МТТ}$ можно объяснить, если рассмотреть процессы происходящие внутри МТТ. При увеличении $t_{охл}$ соответственно возрастает и температура насыщения внутри МТТ (давление также увеличивается). А поскольку в зоне испарения происходит пузырьковое кипение, то от-

рывные диаметры паровых пузырей при повышении давления снижаются и количество паровой фазы, таким образом, также уменьшается. Это приводит к снижению скорости движения паровой фазы по паровому каналу и процесс передачи тепловой энергии улучшается, что соответственно приводит к росту $Q_{\max}$ и снижению $R_{\min}$.

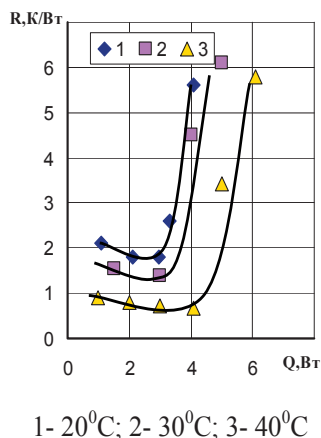
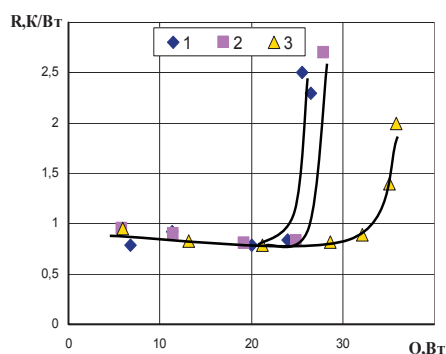


Рис. 4. Влияние $t_{\text{охл}}$ на $R_{\text{МТТ}}$ при горизонтальной ориентации МТТ ($l_{\Sigma} = 300\text{мм}$, $d_{\text{МТТ}}=3\text{мм}$, $G = 4,9 \cdot 10^{-3}\text{кг/с}$)

Одним из влияющих факторов является и расход охлаждающей воды G , омывающей зону конденсации. Ухудшение внешних условий теплоотдачи в зоне конденсации приводит увеличению температурного уровня всей МТТ и соответственно давления внутри ее.

И, как описано выше, улучшаются условия эвакуации паровой фазы из зоны испарения в зону конденсации. Однако при этом величина термического сопротивления остается приблизительно на одном уровне, а $Q_{\max}$ возрастает (рис. 5).



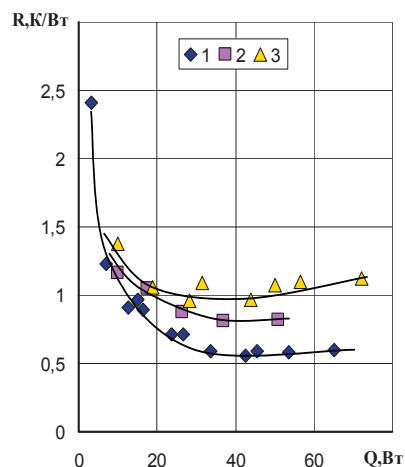
1 – $G = 6,8 \cdot 10^{-3}\text{кг/с}$; 2 – $G = 4,9 \cdot 10^{-3}\text{кг/с}$; 3 – $G = 1,75 \cdot 10^{-3}\text{кг/с}$

Рис. 5. Влияние расхода охлаждающей жидкости G на $R_{\text{МТТ}}$ при горизонтальном расположении МТТ ($l_{\Sigma} = 200\text{мм}$, $d_{\text{МТТ}}=6\text{мм}$, $t_{\text{охл}} = 20^{\circ}\text{C}$, вода)

Однако, совершенно иная картина наблюдается при изменении вида теплоносителя. Испытания МТТ диаметром 6мм и длиной 230мм заправленной этанолом (см. рис. 6) показали, что с уменьшением расхода охлаждающей жидкости было зафиксировано сни-

жение $R_{\min}$ в то время как максимальный тепловой поток оставался приблизительно на одном уровне. Значения $Q_{\max}$ примерно в 2,5 раза выше, чем у МТТ заправленной водой. Это можно объяснить, если считать гидравлические сопротивления потока пара в паровом канале.

При одних и тех же тепловых потоках и температурах насыщения в МТТ с водой скорость пара будет примерно в 2 раза выше, чем у тепловой трубы с теплоносителем этанол. Гидравлические сопротивления, таким образом, будут выше в МТТ с водой примерно в 3 раза, чем у МТТ заправленной этанолом. Движение теплоносителя по капиллярной структуре также будет зависеть от теплофизических свойств теплоносителей.



1 – $G = 1,8 \cdot 10^{-3}\text{кг/с}$; 2 – $G = 4,2 \cdot 10^{-3}\text{кг/с}$; 3 – $G = 7,5 \cdot 10^{-3}\text{кг/с}$

Рис. 6. Влияние расхода охлаждающей жидкости G на $R_{\text{МТТ}}$ при горизонтальном расположении МТТ ($l_{\Sigma} = 230\text{мм}$, $d_{\text{МТТ}}=6\text{мм}$, $t_{\text{охл}} = 20^{\circ}\text{C}$, этанол)

Исходя из простых расчетов можно увидеть, что максимальный тепловой поток у МТТ заправленной этанолом должен быть выше, чем у такой же точно МТТ, заправленной водой.

Диаметр парового пространства также влияет на теплопередающие характеристики МТТ. С уменьшением размеров парового пространства термическое сопротивление возрастает, а максимальный тепловой поток падает.

На величины $R_{\min}$ и $Q_{\max}$ также оказывает влияние пористость и толщина капиллярной структуры, которые в этой статье не рассматриваются.

Выводы

Таким образом, проведенное исследование показало, что на величину термического сопротивления влияет большое количество факторов, причем к основным можно отнести как диаметр парового пространства, так и режимные факторы. При создании систем охлаждения на основе МТТ необходимо учитывать все особенности протекающих процессов внутри таких теплообменных устройств.

Литература

1. Cotter, T. P. Principles and Prospects of Micro Heat Pipes [Текст]/ T.P. Cotter // 5th International Heat Pipe Conference, Tsukuba, Japan. – 1984. – P. 328-335.
2. Ha, J. M. The Maximum Heat Transport Capacity of Micro Heat Pipes [Текст]/ J. M. Ha, G. P. Peterson // ASME J. Heat Transfer. – 1998. – Vol. 120, №4, – pp. 1064-1071.
3. Schneider, M. Investigation of interconnected mini heat pipe arrays for micro electronics cooling [Текст]/ M.Schneider, M.Yoshida, M.Groll // 11th International Heat Pipe Conference, Sept. 14, 1999, Tokyo, Japan, Vol.1. – p. 7-9.
4. Moon, S.H. Experimental study on the thermal performance of micro-heat pipe with cross-section of polygon [Текст]/ S.H.Moon, G.Hwang, S.C.Ko, Y.T.Kim// Microelectronics Reliability. – 2004. – Vol. 44. – pp. 315 – 321.
5. Теплова мікротрубка [Текст]: пат. № 50435 А, Україна: / Кравець В.Ю., Ніколаєнко Ю.Є. – 2002.
6. Hopkins R. Flat miniature heat pipes with micro capillary grooves/ R. Hopkins , A. Faghri , D. Khrustalev [Текст] // Journal of heat transfer –1999. –Vol. 121, №1, – pp. 102-109.
7. Paiva K.V. Experimental study of a wire mini heat pipe for microgravity test [Текст]/ K.V.Paiva, M.B.H.Mantelli, A.J.A.Buschinelli // 13-th International Heat Pipe Conference, Sept. 21-25, 2004, Shanghai, China, –pp. 163 – 169.
8. Babin B.R. Steady – State Modeling and Testing of a Micro Heat Pipe [Текст]/ B.R.Babin, G.P.Peterson, D.Wu // Journal of Heat Transfer –1990, –Vol. 112., –pp. 595 – 601.
9. Vasiliev L.L. Miniature Heat Pipes For Electronic Equipment Thermal Control [Текст]/ L.L.Vasiliev, A.G.Kulakov, M.I.Rabetsky, A.A. Antukh // Proceeding of the V Minsk International Seminar “Heat pipes, Heat Pumps, Refrigerators”, September 4-7, 2002, Minsk, Belarus, –pp. 270-278.
10. Семена М.Г. Тепловые трубы с металловолоконными капиллярными структурами [Текст]/ М.Г. Семена, А.Н. Гершуни, В.К. Зарипов –К.: Вища шк., Головное изд-во, 1984. – 215 с.