

К. т. н. В. Ю. КРАВЕЦ

Украина, НТУУ “Киевский политехнический институт”

Дата поступления в редакцию
19. 03 2001 г.

Оппонент к. т. н. В. Е. ТРОФИМОВ

ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК МИНИАТЮРНЫХ ТЕПЛОВЫХ ТРУБ ДЛЯ ОХЛАЖДЕНИЯ МИКРОЭЛЕКТРОННОЙ АППАРАТУРЫ

Приведены результаты экспериментального исследования влияния различных факторов на теплопередающие характеристики миниатюрных тепловых труб.

Увеличение плотности упаковки элементов микроэлектронных устройств с одновременным повышением выделяемой мощности рассеяния приводит к необходимости обеспечения их эффективными системами охлаждения, поскольку температура приборов и их элементов является определяющей для их надежной работы (среди воздействующих факторов, таких как пыль, влажность и вибрация, температура занимает первое место — 55% [1, с. 10]).

Одними из наиболее эффективных элементов систем охлаждения являются тепловые трубы. Их теплопроводность в несколько раз, а в некоторых случаях и на несколько порядков, выше, чем у самых лучших естественных теплопроводящих материалов (алмаз, серебро, медь, алюминий и др.) [2]. Конструктивное исполнение и размеры их могут быть различными — в зависимости от объектов охлаждения, уровня температур и условий отвода теплоты во внешнюю среду.

Необходимость обеспечения заданного температурного режима работы микроэлектронных устройств привело к созданию тепловых труб малого размера — миниатюрных тепловых труб (МТТ). Принцип работы у них остается такой же, как и у обычных тепловых труб, однако уменьшение внутреннего пространства для обеспечения замкнутого испарительно-конденсационного цикла накладывает свой отпечаток на процессы теплопередачи внутри таких МТТ. Условия возникновения паровой фазы, движение ее в зону конденсации, процесс конденсации и транспорт теплоносителя в зону испарения характерны для стесненных условий [3]. Это приводит к тому, что имеющиеся расчетные зависимости для тепловых труб большого диаметра не позволяют описать процессы, происходящие в МТТ. Поэтому большинство авторов, которые исследовали различные конструкции МТТ, приводят закономерности для конкретного исполнения МТТ, а в некоторых случаях ограничиваются приведением только теплопередающих характеристик.

Впервые упоминание о МТТ было в работе [4], где авторы применили такие устройства для контроля температуры полупроводниковых приборов. В дальнейшем МТТ нашли применение в охлаждении лазерных диодов и других небольших устройств с локальным тепловыделением. В [5] исследовались медная и серебряная МТТ различного сечения — медная — круглая диаметром 2 мм и длиной 150 мм, а серебряная — прямоугольного сечения 5×0,8 мм и длиной 100 мм. Зона испарения у медной тепловой трубы была длиной 75 мм, а зона конденсации — 60 мм. Внутренняя часть трубы была заполнена в виде квадрата, по углам которого за счет капиллярных сил располагался теплоноситель. Такая МТТ передавала до 10 Вт. При этом авторами было замечено, что изменение температуры пара пропорционально подводимой мощности, а выход на стационарный режим составляет от 10 до 30 с после полного включения мощности. Аналогичные конструкции МТТ приведены в [6], где жидкость также располагалась в канавках, либо по углам четырехугольника, либо в углублениях между корпусом трубы и проложенной внутри проволокой. Передаваемый тепловой поток таких МТТ в зависимости от зон нагрева и конденсации не превышает 0,5 Вт.

В [7] проводились исследования МТТ диаметром 2 и 3 мм и длиной 120 мм. Исследователи экспериментировали с количеством заправки. Как показали опытные данные, количество заправленного теплоносителя мало влияло на теплопередающие характеристики таких МТТ. Так, для МТТ диаметром 3 мм при изменении количества теплоносителя от 0,14 до 0,28 г передаваемый тепловой поток изменился менее чем на 10%. Максимальный тепловой поток зависел также от угла наклона МТТ, и максимум наблюдался при 45°. Работа МТТ против сил тяжести сопровождалась существенным снижением максимального отводимого теплового потока — примерно в два раза.

Представленные в [8] данные подтверждают результаты работы [5]. В [8] проводились испытания семи малых термосифонов диаметром от 2 до 5 мм. Четыре термосифона были заправлены водой, а три — метанолом. Испытания показали, что при одинаковых значениях передаваемых тепловых потоков уровень температур в зоне испарения термосифонов с меньшим диаметром выше, чем у термосифонов с большим диаметром. Все испытания проводились при вертикальном расположении термосифонов, когда зона испарения находилась внизу, а зона конденсации — сверху. Отсутствие у термоси-

фонов какого-либо конструктивного разделения теплоносителя и пара приводит к тому, что теплопередающие характеристики таких устройств ниже, чем у МТТ. Так, значения максимальных тепловых нагрузок у исследованных термосифонов малого размера диаметром 3 мм примерно в два раза ниже, чем у МТТ такого же диаметра, представленных в [5]. Однако термосифон диаметром 2 мм имеет примерно такие же теплопередающие характеристики, как и у МТТ аналогичного размера, приведенных в [5].

Эффективными оказались также сборки МТТ, конструктивно выполненные в одном корпусе [9, 10]. Поперечные сечения отдельных МТТ в области сборки были выполнены в виде треугольников и имели размеры от 0,2 до 1,5 мм. Результаты исследований показали, что такие конструкции сборок МТТ могут передавать тепловой поток до 40 Вт, в зависимости от количества МТТ.

Таким образом, проведенные исследования показали, что как отдельные МТТ, так и их сборки позволяют в той или иной мере решать задачи охлаждения и термостабилизации различных видов миниатюрных устройств. Многие проблемы создания МТТ и их внедрения решены, однако до сих пор остается достаточно большое количество нерешенных проблем, к которым относятся как конструктивное исполнение МТТ, их заправка, так и влияние размеров и формы на теплопередающие характеристики МТТ.

Настоящее исследование посвящено изучению теплопередающих характеристик МТТ и факторов, влияющих на них.

Были разработаны медные тепловые трубы внешним диаметром 2, 4, 6 мм и длиной 100 мм. Внутренние диаметры были соответственно равны 1,3, 3 и 5 мм. По всей длине внутреннего пространства МТТ располагалась металловолокнистая капиллярно-пористая структура, которая занимала не более 20% сечения парового канала. Заправка теплоносителем (этиловый спирт) производилась путем переконденсации его по специально разработанной методике.

Исследование проводилось на экспериментальном стенде. Подвод теплоты к зоне испарения осуществлялся с помощью омического нагревателя. Отвод теплоты от зоны конденсации производился с помощью проточной воды определенной температуры и расхода. Температуры в зонах МТТ измерялись медь-константановыми термопарами и регистрировались милливольтметром Ш300. Исследования проводились при ступенчатом повышении нагрузки. Регистрация показаний термопар проводилась при установившемся режиме. Термическое сопротивление МТТ определялось как отношение разности среднеповерхностных температур корпуса в зонах испарения и конденсации к передаваемому тепловому потоку. Коэффициенты теплоотдачи в зоне испарения рассчитывались как отношение передаваемого теплового потока к площади поверхности внутреннего сечения зоны испарения и к разности температур зоны испарения и температуры пара. Температура пара принималась равной температуре корпуса в зоне транспорта.

В качестве основных факторов, оказывающих наиболее существенное влияние на теплопередающие характеристики миниатюрных тепловых труб, были определены: расход охлаждающей жидкости

в зоне конденсации с внешней стороны МТТ, передаваемый тепловой поток и ориентация тепловой трубы в пространстве. Сравнивались характеристики при горизонтальном и вертикальном расположении МТТ в пространстве.

Определение теплопередающих характеристик МТТ показало, что температурный уровень и передаваемый тепловой поток зависят как от режимных параметров испытаний, так и от размеров самих тепловых микротруб, причем теплопередающие характеристики также зависят от ориентации труб в пространстве. Чем меньше диаметр МТТ, тем большее влияние оказывают внешние условия на их теплопередающие характеристики.

Влияние расхода охлаждающей воды (G) на теплопередающие характеристики МТТ замечено лишь при вертикальном их расположении, когда зона испарения находилась ниже зоны конденсации (рис. 1, а). С повышением расхода приблизительно в два раза температура в зоне испарения $T_{зи}$ снижалась. Это снижение для МТТ диаметром 2 мм составило приблизительно 20%, для МТТ диаметром 4 мм — 10%, а для МТТ диаметром 6 мм — не более 5%. Это говорит о том, что в зоне конденсации внутри МТТ коэффициенты теплоотдачи соизмеримы с коэффициентами теплоотдачи во внешней части, где протекает охлаждающая жидкость с определенным расходом. При вертикальном расположении МТТ теплоноситель за счет сил гравитации легко удалялся из зоны конденсации. Конденсат там не накапливался. Он имел небольшую толщину, формирующуюся

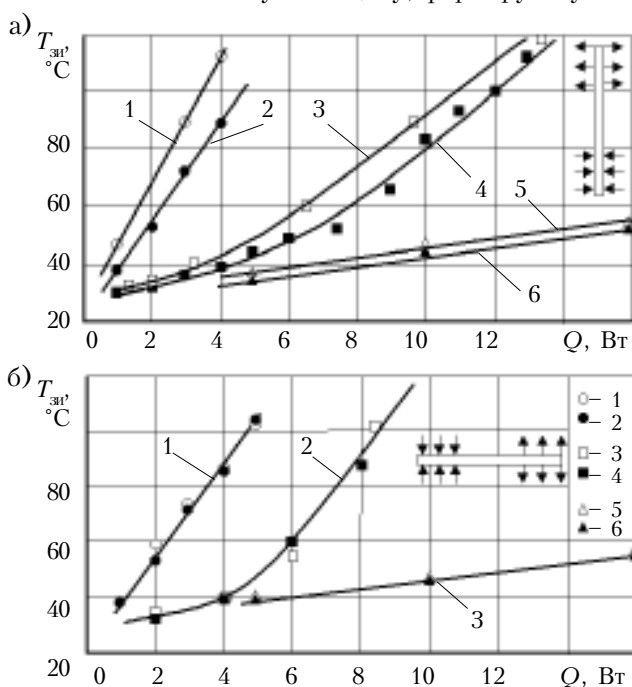


Рис. 1. Зависимость температуры зоны испарения МТТ от передаваемой мощности (Q) при различных расходе охлаждающей воды в зоне конденсации, расположении МТТ в пространстве и их диаметре:

а — вертикальное расположение; б — горизонтальное
1, 2 — $\varnothing 2$ мм; 3, 4 — $\varnothing 4$ мм; 5, 6 — $\varnothing 6$ мм; 1, 3, 5 — $G=1,85 \cdot 10^{-3}$ кг/с; 2, 4, 6 — $G=3,8 \cdot 10^{-3}$ кг/с

и удерживающуюся там за счет сил поверхностного натяжения, что способствовало более интенсивному теплообмену в этой зоне. И поэтому увеличение скорости омывания охлаждающей жидкости приводит к снижению температуры в зоне конденсации ($T_{зк}$), а соответственно, и $T_{зи}$.

Совсем другая картина наблюдалась при горизонтальном расположении МТТ в пространстве (см. рис. 1, б). Влияние расхода охлаждающей воды на температуру в зоне испарения для всех МТТ в диапазоне приведенных тепловых нагрузок почти не наблюдалось. Это свидетельствует о том, что коэффициенты теплоотдачи в зоне конденсации практически оставались неизменными, а может быть, и понижались, несмотря на увеличение интенсивности теплоотдачи с наружной стороны МТТ. Такое утверждение имеет место, если рассмотреть процесс передачи теплоты внутри МТТ при горизонтальном ее расположении. Возвращение конденсата из зоны конденсации в зону испарения осуществлялся только за счет капиллярных сил по металловолоконистой капиллярно-пористой структуре, транспортные возможности которой ограничены. Это приводило к увеличению толщины пленки конденсата в этой зоне и, соответственно, к снижению интенсивности теплообмена.

При вертикальном расположении часть теплоносителя за счет сил тяготения сливалась в зону испарения. Это является дополнительным источником повышения теплопередающей способности МТТ. Однако при снижении сечения парового пространства, что можно наблюдать для МТТ диаметром ниже 4 мм, повышалось сопротивление паровому потоку, который мог захватывать часть теплоносителя и перемещать его назад в зону конденсации. Это, в свою очередь, приводило к ухудшению снабжения теплоносителем зоны испарения. Дефицит теплоносителя в этой зоне приводил к осушению некоторого участка капиллярной структуры и, тем самым, к ухудшению теплопередающих характеристик МТТ. И чем меньше будет сечение парового пространства, тем большим будет влияние его на теплопередающие характеристики МТТ. Такое же явление может иметь место и при горизонтальном расположении таких МТТ. Однако, видимо, более организованный характер движения теплоносителя по капиллярной структуре снижал эффект захвата конденсата паровым потоком. И для малых расходов охлаждающей воды ($G=1,85 \cdot 10^{-3}$ кг/с) мы наблюдали, что для МТТ диаметром 2 мм при вертикальном их расположении температура в зоне испарения была выше, чем при горизонтальной ориентации. Так, для $Q=3$ Вт температура $T_{зи}$ при вертикальном положении достигала 90°C , а при горизонтальном — 73°C (см. рис. 1).

Для МТТ диаметром 4 мм и выше при горизонтальном их размещении температура в зоне испарения увеличивалась по сравнению с вертикальным их положением. На рис. 2 приведена зависимость температуры в зоне испарения МТТ диаметром 6 мм от передаваемой мощности при горизонтальном и вертикальном ее расположении. Расход охлаждающей воды

в этих опытах был одинаковым ($G=1,85 \cdot 10^{-3}$ кг/с). Из рисунка видно, что при горизонтальном размещении при мощности выше 35 Вт уже наблюдаются кризисные явления, которые свидетельствуют о возможном частичном высыхании теплоносителя в зоне испарения и, как следствие, снижении интенсивности теплообмена.

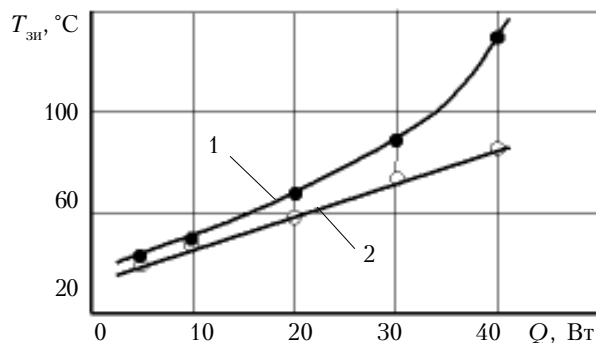


Рис. 2. Зависимость $T_{зи}$ от Q для МТТ $\varnothing 6$ мм: 1 – горизонтальное расположение; 2 – вертикальное

Рассмотрим работу МТТ при подведении к ее зоне испарения теплового потока и при омывании его зоны конденсации охлаждающей жидкостью. Общее термическое сопротивление такой системы будет равняться сумме термических сопротивлений ее элементов, а именно:

– термического сопротивления стенки МТТ в зоне испарения

$$R_{стн} = \delta_{ст} / \lambda_{ст} F_{зи},$$

где $\delta_{ст}$ – толщина стенки МТТ;

$\lambda_{ст}$ – коэффициент теплопроводности материала стенки;

$F_{зи}$ – площадь зоны испарения;

– термического сопротивления теплоотдачи в зоне испарения

$$R_{зи} = 1 / \alpha_{зи} F_{зи},$$

где $\alpha_{зи}$ – коэффициент теплоотдачи в зоне испарения МТТ;

– термического сопротивления в паровом пространстве

$$R_{пп} = (T_{пзи} - T_{пзк}) / Q,$$

где $T_{пзи}$ и $T_{пзк}$ – температура пара в зонах испарения и конденсации, соответственно;

Q – передаваемый тепловой поток;

– термического сопротивления в зоне конденсации

$$R_{зк} = 1 / \alpha_{зк} F_{зк},$$

где $\alpha_{зк}$ – коэффициент теплоотдачи в зоне конденсации МТТ;

$F_{зк}$ – площадь зоны конденсации;

– термического сопротивления стенки МТТ в зоне конденсации

$$R_{стк} = \delta_{ст} / \lambda_{ст} F_{зк}.$$

Суммарное термическое сопротивление МТТ равняется:

$$R_{МТТ} = R_{стн} + R_{зи} + R_{пп} + R_{зк} + R_{стк}.$$

Анализируя термические сопротивления, можно оценить вклад каждого из них в общее термическое сопротивление МТТ.

Так как толщину стенки $\delta_{ст}$ МТТ стараются выбрать минимальных размеров и в качестве материала обычно используют наиболее теплопроводные (например медь), то термические сопротивления $R_{стн}$ и $R_{стк}$ будут иметь настолько низкие значения, что их вклад в расчетах можно не учитывать.

Термические сопротивления $R_{зи}$ и $R_{зк}$ 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 большего размера обычно пренебрегают. Но для миниатюрных тепловых труб, по всей вероятности, учитывать $R_{пщ}$ необходимо, поскольку при маленьких размерах парового пространства и возможного снарядного режима течения (при котором паром захватывается часть теплоносителя и несетя в зону конденсации) перепад температур пара может быть существенным. Тогда термическое сопротивление $R_{пщ}$ будет иметь значения, сравнимые с $R_{зи}$ и $R_{зк}$.

Таким образом, общее термическое сопротивление тепловой микротрубы $R_{МТТ}$ будет определяться в основном термическими сопротивлениями $R_{зи}$, $R_{зк}$ и (возможно, в меньшей степени) $R_{пщ}$. Подтверждением сказанному служит **рис. 3**, где можно увидеть, что с увеличением нагрузки термическое сопротивление МТТ падает до некоторого предела, а затем либо стабилизируется, либо начинает медленно возрастать. Так, на рис. 3, а (линия 1) для МТТ диаметром 6 мм при вертикальном ее расположении наблюдается монотонное снижение термического сопротивления до значений $R_{МТТ}=1,1^\circ\text{C}/\text{Вт}$ при увеличении теплового потока до 30 Вт, а затем стабилизация на этом уровне. При горизонтальном расположении такой МТТ термическое сопротивление доходит до минимума при 15 Вт, и при этом $R_{МТТ}$ ста-

билизируется на уровне приблизительно $1,8^\circ\text{C}/\text{Вт}$ (линия 2). Дальнейшее увеличение нагрузки приводит к медленному росту $R_{МТТ}$, что говорит или о снижении интенсивности теплоотдачи в зонах испарения и конденсации, или об увеличении разности температур пара в этих зонах. Возможно, это следствие суммарного влияния этих факторов. Расход охлаждающей жидкости при этом слабо влияет на значение термического сопротивления.

Приблизительно такая же картина наблюдается у МТТ диаметром 2 мм. Сначала идет снижение термического сопротивления, потом стабилизация и дальнейший рост $R_{МТТ}$ (рис. 3, б). При этом наблюдается существенное влияние на $R_{МТТ}$ расхода охлаждающей жидкости. Однако значения $R_{МТТ}$ не снижаются ниже $14^\circ\text{C}/\text{Вт}$.

Существенное различие между значениями $R_{МТТ}$ для МТТ диаметром 6 и 2 мм говорит о влиянии размеров внутреннего парового канала на теплофизические характеристики процессов, которые протекают в тепловых трубах маленького размера. При этом снижение размеров парового пространства тепловых труб приводит к ухудшению их теплопередающих характеристик. Если рассчитать коэффициенты теплоотдачи в зонах испарения МТТ диаметром 2, 4 и 6 мм при их минимальных термических сопротивлениях, то получим картину влияния размеров на теплопередающие характеристики МТТ.

Коэффициенты теплоотдачи рассчитывались как отношение передаваемого теплового потока к площади поверхности внутреннего сечения зоны испарения и к разности температур зоны испарения и пара. Температура пара принималась равной температуре корпуса в зоне транспорта. Так, для МТТ диаметром 2 мм коэффициент теплоотдачи в зоне испарения равняется $960 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$, а для диаметра 4 мм $\alpha_{зи}$ повышается до значений $3000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$. В то же время для тепловой микротрубы диаметром 6 мм $\alpha_{зи}$ достигает значений уже $5000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$.

Максимальные тепловые нагрузки, которые передают МТТ, определялись по зависимостям $T=f(Q)$ при характерном изгибе кривых. После такого изгиба увеличение мощности приводит к существенному повышению температуры зоны испарения. Если рассмотреть распределение температур по длине МТТ, то это наиболее заметно в области зоны испарения. После некоторого значения подводимой мощности

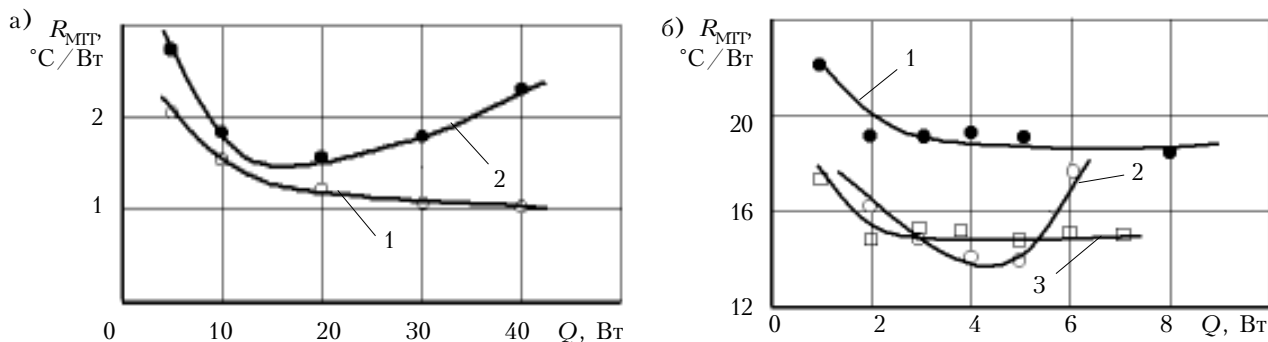


Рис. 3. Зависимость термического сопротивления МТТ $\varnothing 6$ мм (а) и 2 мм (б) от Q : 1 – вертикальное расположение; 2, 3 – горизонтальное расположение; 1, 2 – $G = 1,85 \cdot 10^{-3}$ кг/с; 3 – $G = 3,8 \cdot 10^{-3}$ кг/с

температура в зоне испарения значительно возрастает (см. рис. 2, линия 1).

Важной характеристикой теплопередающей способности МТТ являются удельные тепловые нагрузки в зоне испарения, которые необходимо знать при проектировании систем охлаждения для миниатюрных тепловыделяющих устройств. На рис. 4 представлены зависимости температуры зоны испарения от плотности теплового потока по данным настоящего исследования, а также по результатам работ

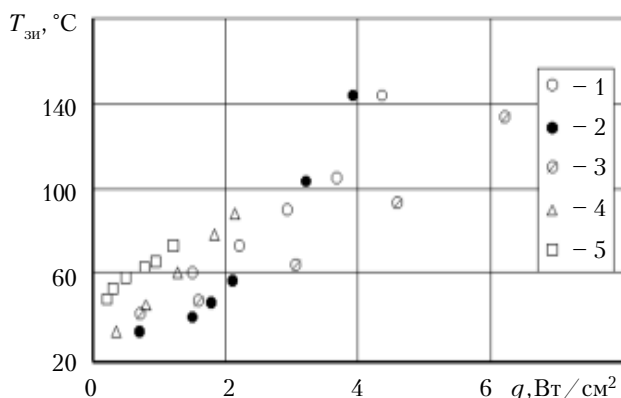


Рис. 4. Зависимость $T_{зи}$ МТТ от плотности теплового потока (q):

1, 4, 5 – $\varnothing 2$ мм; 2 – $\varnothing 4$ мм; 3 – $\varnothing 6$ мм; 4 – данные работы [5]; 5 – данные [8]

[5] и [8]. Из рисунка видно, что в диапазоне удельных тепловых нагрузок от 0 до 2 Вт/см² для МТТ диаметром 2 мм результаты проведенного исследования отличаются от представленных другими авторами. При этом уровень температур МТТ, исследованных в этом диапазоне нагрузок, приблизительно в два раза ниже, чем в работе [8] для труб диаметром 2 мм, и в 1,5 раза ниже, чем в работе [5].

Таким образом, проведенное исследование миниатюрных тепловых труб показало, что для создания

эффективных теплопередающих устройств на основе МТТ необходимо знать количественное влияние определяющих факторов, при которых возможна стабилизация температурного уровня микроэлектронных устройств в заданных пределах.

ИСПОЛЬЗОВАННЫЕ ИСТОЧНИКИ

1. Федасюк Д. В. Методи та засоби теплового проектування мікроелектронних пристроїв. – Львів: Вид-во ДУ “Львівська політехніка”, 1999.

2. Семена М. Г., Гершуни А. Н., Заринов В. К. Тепловые трубы с металловолоконными капиллярными структурами. – К.: Вища школа, 1984.

3. Смирнов Г. Ф., Цой А. Д. Теплообмен при парообразовании в капиллярах и капиллярно-пористых структурах. – М.: Изд-во МЭИ, 1999.

4. Cotter T. P. Principles and prospects of micro heat pipes // Proc. 5th Int. Heat Pipe Conf. – Tsukuba, Japan. – 1984. – P. 328–335.

5. Zhang Ji, Wang Caijou, Yang Xiuqin, Zhou Zeqing. Experimental investigation of the heat transfer characteristics of the micro heat pipes // 8th Int. Heat Pipe Conf. – Beijing, China. – 1992. – P. c-p11, 1–5.

6. Chen H., Groll H., Rosler S. Micro heat pipes: experimental investigation and theoretical modelling // Ibid. – P. c-3, 1–5.

7. Li T., Cao L., Xiang L. Research and application for the heat transfer performance of small heat pipes // Ibid. – P. b-p26, 1–3.

8. Lee Y. S., Lee Y. P., Lee Y. An experimental study on micro two-phase closed thermosyphons with inserts // Ibid. – P. c-p1, 1–5.

9. Schneider M., Yoshida M., Groll M. Investigation of interconnected mini heat pipe arrays for micro electronics cooling // 11th Intern. Heat Pipe Conf. – Musashinoshi Tokyo, Japan. – Sept. 14, 1999. – Vol. 1, A 1-2. – P. 7–9.

10. Mallik A. K., Peterson G. P., Weichold M. H. On the use of micro heat pipes as an integral part of semiconductor devices // Transactions of the ASME Journal of Electronic Packaging. – December 1992. – Vol. 114. – P. 436 – 442.

в портфеле редакции

- Повышение достоверности отбраковки БИС на основе метода понижения питающего напряжения. *А. И. Белоус, В. А. Емельянов, С. А. Ефименко, А. В. Прибыльский (Беларусь, г. Минск)*
- Структура и фотоэлектрические свойства варизонных слоев на основе твердых растворов CdHgTe для двухполосных инфракрасных фоторезисторов. *А. И. Власенко, З. К. Власенко, В. А. Гнатюк, А. Б. Смирнов, И. В. Курило, И. А. Рудый, И. И. Ижнин (Украина, г. Киев)*
- Подложки, методы и технологические средства изготовления МПЛ для ГИС КВЧ-диапазона. *А. Е. Кренделев (Россия, г. Балашиха)*
- Решение задачи газового демпфирования чувствительных элементов микроэлектронных линейных и угловых акселерометров. *Н. Г. Черняк, О. В. Стеценко (Украина, г. Киев)*
- Особенности автоматизации диодных реакторных систем микротравления. *А. М. Будянский, В. И. Фареник, А. П. Яцков (Украина, г. Харьков)*
- Условия баланса микроэлектронных балансных сенсоров с катушками квадратной и треугольной формы. *О. Н. Негоденко, С. Г. Кошелев, В. И. Семенцов, Ю. П. Мардашин (Россия, г. Таганрог)*

в портфеле редакции