

Д. т. н. Ю. Е. НИКОЛАЕНКО, Д. В. КОЗАК

Украина, Национальный технический университет Украины
«Киевский политехнический институт имени Игоря Сикорского»

E-mail: yunikola@ukr.net

ТЕРМИЧЕСКОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ АЛЮМИНИЕВОЙ ГРАВИТАЦИОННОЙ ТЕПЛОЙ ТРУБЫ С РЕЗЬБОВОЙ КАПИЛЛЯРНОЙ СТРУКТУРОЙ

Приведены результаты экспериментального исследования термического сопротивления алюминиевой гравитационной тепловой трубы (ТТ) с резьбовой капиллярной структурой с изобутаном в качестве теплоносителя в условиях отвода теплоты свободной конвекцией воздуха. Дано сравнение значений термического сопротивления рассматриваемой ТТ с алюминиевым термосифоном таких же размеров, имеющим гладкую поверхность корпуса в зоне испарения. Показано, что в области значений подводимого теплового потока от 5 до 50 Вт термическое сопротивление гравитационной ТТ существенно ниже, чем термосифона. Исследования были проведены как без использования радиаторов, так и при установке одного, двух и трех радиаторов в зоне конденсации теплопередающих устройств.

Ключевые слова: тепловая труба, резьбовая капиллярная структура, изобутан, термическое сопротивление, электронная аппаратура, светодиодный осветительный прибор.

Современная электронная аппаратура и приборы полупроводниковой светотехники на основе светодиодных источников света характеризуются повышенным удельным тепловыделением [1, 2]. Увеличение мощности и плотности теплового потока, выделяемого электронными компонентами, приводит к повышению температуры и, как следствие, к снижению надежности работы как самих электронных компонентов, так и электронной аппаратуры в целом. Для обеспечения нормального теплового режима электронных компонентов используются различные теплоотводящие устройства и системы [3–5]. Особое место среди них занимают двухфазные теплопередающие устройства — тепловые трубы и термосифоны [6–8], которые обладают в десятки и сотни раз большей эквивалентной теплопроводностью, чем металлы [9, с. 17]. Это объясняется тем, что в двухфазных теплопередающих устройствах передача теплоты осуществляется с помощью высокоэффективного замкнутого цикла преобразования теплоносителя (испарение — конденсация) внутри герметичного корпуса устройства.

В классических тепловых трубах (ТТ) для возврата жидкого теплоносителя из зоны конденсации в зону испарения на внутренней поверхности корпуса имеется слой капиллярной структуры. Другими его функциями являются распределение теплоносителя по поверхности теплообмена, интенсификация теплообме-

на в зоне испарения за счет увеличения количества потенциальных центров парообразования и стабилизация процесса кипения. Наиболее распространенными типами капиллярной структуры являются слои из металлических сеток [10, с. 69–82], спеченных металлических порошков [11] или волокон [12] и капиллярные канавки той или иной формы, выполненные на стенке корпуса тепловой трубы методом экструзии [13] или лазерным излучением [14]. Получение слоя капиллярной структуры является достаточно сложной и трудоемкой технологической операцией при изготовлении ТТ.

В отличие от тепловых труб, на внутренней поверхности корпуса термосифона слой капиллярной структуры обычно не выполняют, и поверхность стенки корпуса в зоне испарения остается гладкой, что существенно упрощает конструкцию и технологию изготовления термосифонов, однако делает невозможной работу термосифона против силы гравитации, когда зона испарения располагается выше зоны конденсации. Кроме того, по сравнению с капиллярной структурой количество потенциальных центров парообразования на гладкой поверхности намного меньше, а следовательно, меньшая интенсивность теплообмена, большее термическое сопротивление и нестабильность процесса кипения в зоне испарения.

Если конструкция электронной аппаратуры или светодиодного осветительного прибора по-

звляет расположить теплопередающее устройство так, чтобы зона испарения располагалась ниже зоны конденсации, то в таких случаях наиболее предпочтительным представляется использование гравитационной тепловой трубы [15, с. 51, 72]. В гравитационной ТТ слой капиллярной структуры можно выполнять только в зоне испарения [16], поскольку возврат теплоносителя из зоны конденсации осуществляется за счет силы гравитации. Основным назначением слоя капиллярной структуры здесь является интенсификация процесса теплообмена в зоне испарения и стабилизация процесса кипения. В этом случае представляется возможным упростить конструкцию и технологию изготовления слоя капиллярной структуры и снизить стоимость тепловой трубы.

В НТУУ «Киевский политехнический институт имени Игоря Сикорского» разработана новая конструкция гравитационной тепловой трубы с резьбовой капиллярной структурой в зоне испарения [17], которую можно изготавливать на существующих предприятиях машино- или приборостроительного профиля без использования высокотемпературных технологических процессов и специализированного технологического оборудования. Первые экспериментальные исследования гравитационной ТТ с резьбовой капиллярной структурой, корпус которой был изготовлен из меди, а в качестве теплоносителя использовался хладон 141b, были проведены нами ранее. В [18, 19] было показано, что термическое сопротивление такой тепловой трубы меньше, чем у гладкостенного термосифона таких же размеров: в 2,0–4,4 раза при сво-

бодной конвекции воздуха и в 1,2–1,3 раза при вынужденной. Ее недостатком является высокая масса, обусловленная использованием меди для изготовления корпуса.

С целью снижения массы и стоимости гравитационной тепловой трубы с резьбовой капиллярной структурой можно использовать относительно дешевые и легкие материалы, например алюминиевые сплавы. Вместе с тем, тепловые характеристики таких ТТ, в первую очередь термическое сопротивление, до настоящего времени не были исследованы. Наличие таких данных могло бы помочь проектированию систем отвода тепла от электронных компонентов, в частности, перспективных энергоэффективных бытовых светодиодных осветительных приборов (люстр), каркас которых выполнен на основе алюминиевых гравитационных тепловых труб, а в качестве источника света используются объемные светодиодные модули, устанавливаемые в зоне испарения тепловых труб [20, 21].

Целью данной работы является экспериментальное исследование термического сопротивления алюминиевой гравитационной тепловой трубы с резьбовой капиллярной структурой и его сравнение с термическим сопротивлением гладкостенного термосифона тех же размеров.

Конструкция экспериментального образца

Для проведения исследований был разработан и изготовлен экспериментальный образец алюминиевой гравитационной тепловой трубы, схема которой приведена на рис. 1. Корпус ТТ изготовлен из алюминиевого сплава АД 31. Длина ТТ – 830 мм, зоны испарения – 50 мм,

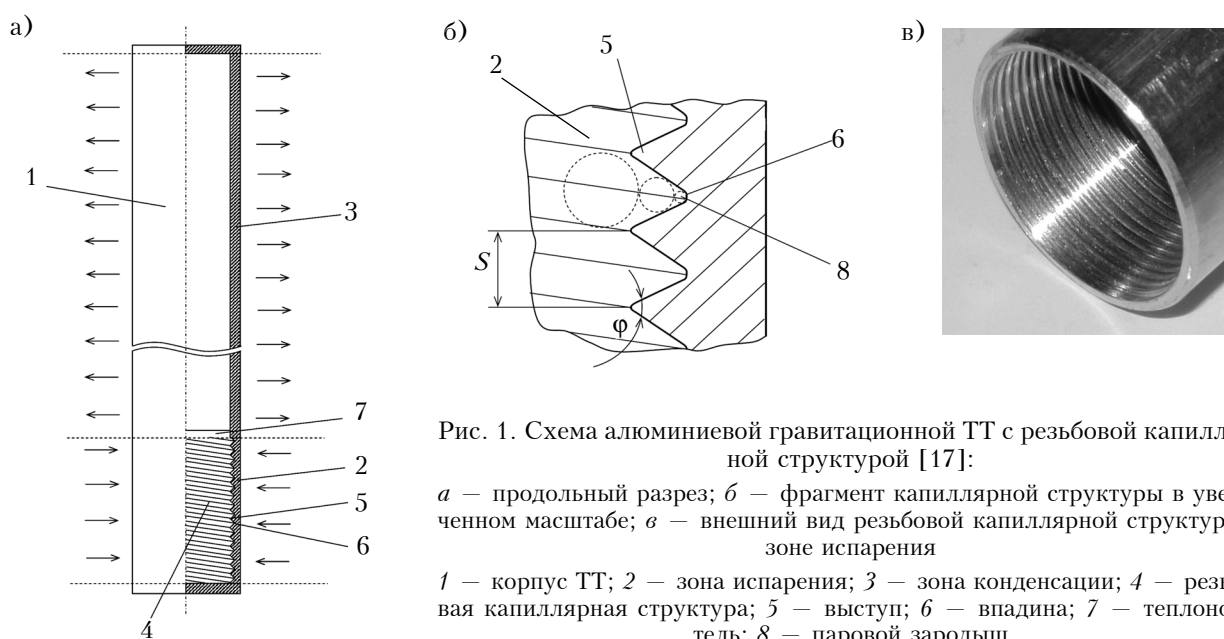


Рис. 1. Схема алюминиевой гравитационной ТТ с резьбовой капиллярной структурой [17]:

a – продольный разрез; *б* – фрагмент капиллярной структуры в увеличенном масштабе; *в* – внешний вид резьбовой капиллярной структуры в зоне испарения

1 – корпус ТТ; 2 – зона испарения; 3 – зона конденсации; 4 – резьбовая капиллярная структура; 5 – выступ; 6 – впадина; 7 – теплоноситель; 8 – паровой зародыш

зоны конденсации — 620 мм, внешний диаметр ТТ — 12 мм, внутренний — 9 мм. На внутренней поверхности стенки корпуса в зоне испарения на длине 55 мм нарезана мелкая метрическая резьба с углом при вершине ее выступов $\varphi = 60^\circ$. Диаметр резьбы составлял 10 мм, шаг $S = 0,5$ мм. Остальная поверхность внутренней стенки корпуса оставалась гладкой. В качестве теплоносителя выбран экологически безопасный теплоноситель R600a — изобутан (химическая формула $(\text{CH}_3)_3\text{CH}$, температура кипения составляет $-11,7^\circ\text{C}$ при нормальных условиях).

Экспериментальная установка и методика проведения исследований

Экспериментальная установка (рис. 2) включала в себя рабочий участок (на рис. 2, а — в центре), систему регулируемого подвода и измерения теплового потока (см. там же слева) и многоканальную систему автоматизированного измерения и отображения температурного поля в виде графических зависимостей и табличного файла на экране монитора персонального компьютера (см. там же справа).

Для подвода теплового потока к зоне испарения ТТ использовался объемный электрический нагреватель на основе алмазоподобных пленок, позволяющий рассеивать электрическую мощность величиной до 806 Вт. Участки подвода и отвода теплоты на рис. 1, а показаны стрелками. Наружные поверхности электрического нагревателя и тепловой трубы в области зоны испарения тщательно покрывались несколькими слоями стеклоткани и базальтовым войлоком. Для максимального исключения тепловых потерь в окружающую среду зону испарения с установленным на ней электрическим нагревателем помещали в стеклянный сосуд с полыми вакуумированными стенками, выполненный в виде термоса.

Рабочий участок (рис. 2, б) представлял собой алюминиевую тепловую трубу описанной выше конструкции с установленными на ней электрическим нагревателем и термоэлектрическими преобразователями (термопарами). В процессе исследований ТТ закреплялась на лабораторном штативе вертикально в двух положениях: когда внизу располагалась зона испарения с резьбовой капиллярной структурой, и наоборот.

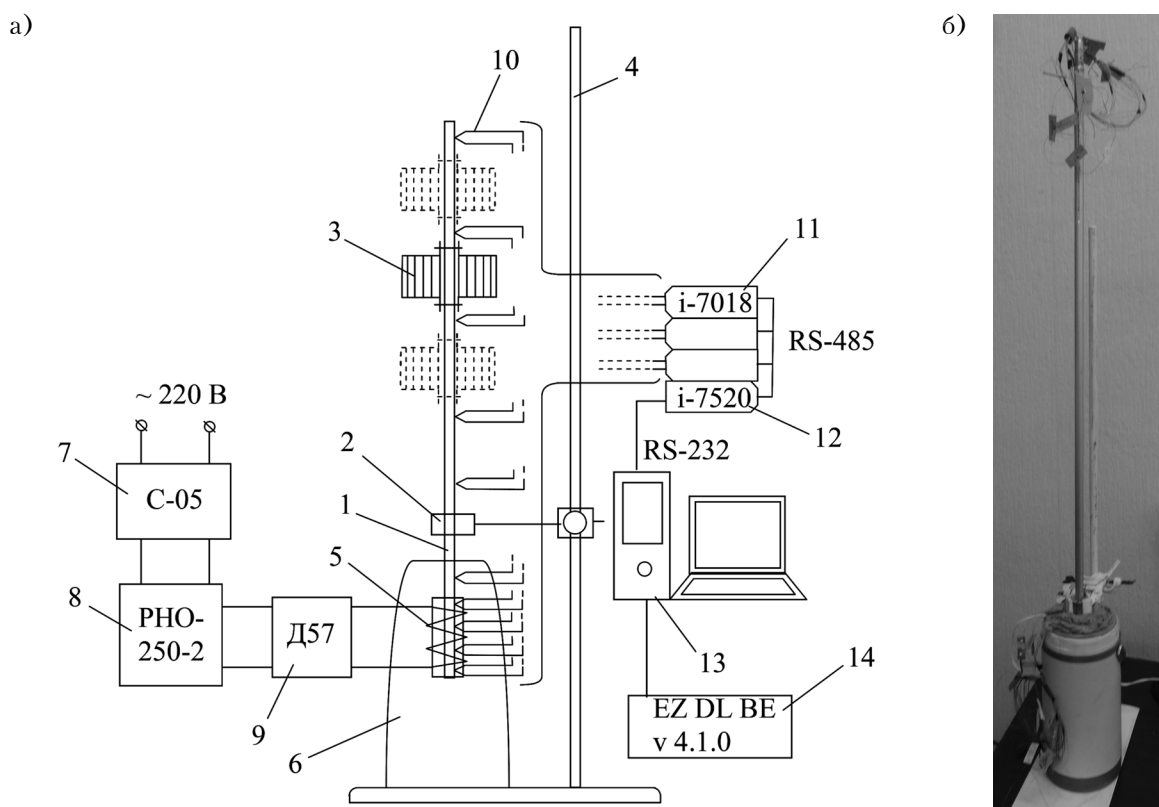


Рис. 2. Структурная схема экспериментальной установки (а) и внешний вид рабочего участка с гравитационной ТТ без радиатора (б):

- 1 — тепловая труба; 2 — держатель; 3 — радиатор; 4 — лабораторный штатив; 5 — электрический нагреватель; 6 — вакуумная теплоизоляция (термос); 7 — стабилизатор напряжения; 8 — регулятор напряжения; 9 — ваттметр; 10 — термопары; 11 — АЦП; 12 — преобразователь интерфейсов; 13 — персональный компьютер; 14 — программное обеспечение

рот — когда внизу располагалась гладкая поверхность. Таким образом, одно и то же теплопередающее устройство в первом случае выполняло роль алюминиевой гравитационной тепловой трубы (АГТТ), во втором — гладкостенного термосифона. Это повышало степень достоверности результатов сравнения полученных значений термического сопротивления этих устройств, поскольку они имели не только одинаковые размеры, но и объем заполнения теплоносителем, степень предварительной очистки внутренней поверхности корпуса, вакуумирования и дегазации внутренней полости устройства, качества смачивания внутренней поверхности стенок теплоносителем и т. п.

Для исследования влияния условий внешнего охлаждения на термическое сопротивление теплопередающего устройства конструкция рабочего участка предусматривала возможность установки на теплопередающее устройство в зоне конденсации от одного до трех ребристых радиаторов. Площадь теплоотдающей поверхности радиатора составляла 1200 см², его высота — 60 мм, диаметр — 87 мм. Внутри радиатора было выполнено сквозное отверстие диаметром 12 мм. Конструктивно радиатор состоял из двух симметричных составных частей, которые устанавливались вокруг теплопередающего устройства и стягивались с помощью двух хомутов. Контактные поверхности радиатора и теплопередающего устройства предварительно смазывались теплопроводной пастой КПТ-8.

Система обеспечения и измерения электрической мощности состояла из стабилизатора напряжения типа С-0,5 и регулятора напряжения типа РНО-250-2 (220 В, 9 А). Электрическая мощность измерялась с помощью ваттметра типа Д 57 класса точности 0,1.

Система измерения температурного поля состояла из 17 медь-константановых термопар (диаметр медных электродов — 0,2 мм, константановых — 0,16 мм). В зоне испарения было установлено четыре термопары, в зоне транспорта — одна, в зоне конденсации — десять. Одна термопара с помощью гильзы была введена в паровое пространство, еще одна предназначалась для измерения температуры окружающего воздуха (на рис. 2 размещение термопар показано условно, без привязки к конкретному месту их установки). Электроды термопар подключались к трем восьмиканальным аналого-цифровым преобразователям сигналов модели i-7018 (производитель — ICP CON) с преобразователем интерфейсов модели i-7520. Преобразователь интерфейсов подключался к персональному компьютеру с помощью интерфейса типа RS 232/USB.

Методика проведения исследований предусматривала выполнение четырех серий экспериментов и для АГТТ, и для термосифона. В первой серии экспериментов определялось термическое сопротивление устройств без использования радиаторов. Далее проводились три серии измерений при установке в зоне конденсации поочередно одного, двух и трех радиаторов с последующим определением термического сопротивления в широком диапазоне изменения подводимого теплового потока.

Значение термического сопротивления R определялось как отношение значения перепада температуры Δt по длине теплопередающего устройства к значению подводимого теплового потока Q . Значение Δt определялось как разность средних значений температуры корпуса в зонах испарения и конденсации в установившемся стационарном тепловом режиме. Значение подводимого теплового потока Q устанавливалось с помощью регулятора напряжения ступенчато, с шагом 2,5 или 5 Вт (в зависимости от серии экспериментов), и принималось равным значению электрической мощности, потребляемой нагревателем. Основанием для такого допущения послужили описанные выше мероприятия, направленные на минимизацию тепловых потерь. Величину подводимого теплового потока изменяли от 5 Вт до значения, при котором начинали проявляться кризисные явления в теплопередающем устройстве, сопровождающиеся резким увеличением температуры стенки корпуса в зоне испарения и соответствующим ростом термического сопротивления.

Отвод теплоты от зоны конденсации двухфазного теплопередающего устройства осуществлялся свободной конвекцией окружающего воздуха, температура которого находилась в пределах $15,0 \pm 1,0^\circ\text{C}$.

Минимальное значение термического сопротивления теплопередающего устройства соответствует максимальному передаваемому тепловому потоку, величину которого находили с использованием графических зависимостей $R = f(Q)$.

Результаты экспериментального исследования

Анализ представленной на рис. 3 графической зависимости термического сопротивления R алюминиевой гравитационной тепловой трубы, заправленной изобутаном, от передаваемого теплового потока Q в условиях свободной конвекции воздуха показывает, что с увеличением Q термическое сопротивление ТТ падает как в отсутствие радиаторов, так и при их наличии. При малых значениях теплового потока теплообмен в зоне испарения осуществляется в основ-

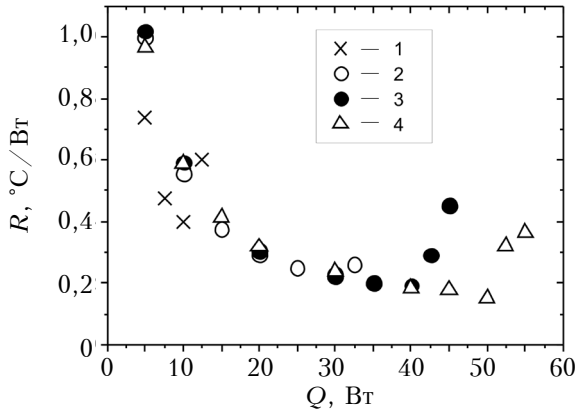


Рис. 3. Зависимость термического сопротивления заправленной изобутаном АГТТ с резьбовой капиллярной структурой от теплового потока в отсутствие радиатора (1) и при наличии одного (2), двух (3) и трех (4) радиаторов

ном путем теплопроводности и конвекции теплоносителя, что обуславливает высокое значение термического сопротивления ТТ. С ростом подводимого теплового потока происходит переход от режима испарения к режиму кипения теплоносителя, при котором интенсивность теплообмена повышается, что приводит к существенному снижению термического сопротивления те-

Количество радиаторов в зоне конденсации	Термическое сопротивление АГТТ, °C/Вт, в режиме:		Максимальный тепловой поток, передаваемый АГТТ, Вт
	испарения (Q = 5 Вт)	кипения	
—	0,74	0,40	10
1	0,97	0,23	30
2	1,02	0,19	40
3	1,0	0,15	50

пловой трубы (см. таблицу). Далее начинается его резкий рост, обусловленный проявлением кризисных явлений тепломассопереноса в тепловой трубе.

О большей эффективности алюминиевой гравитационной тепловой трубы с резьбовой капиллярной структурой по сравнению с гладкостенным термосифоном тех же размеров можно судить по экспериментально полученным графическим зависимостям, приведенным на рис. 4.

Как видно из рис. 4, а, в отсутствие радиатора термическое сопротивление ТТ на 54,7–61,3% ниже, чем у гладкостенного термосифона, при

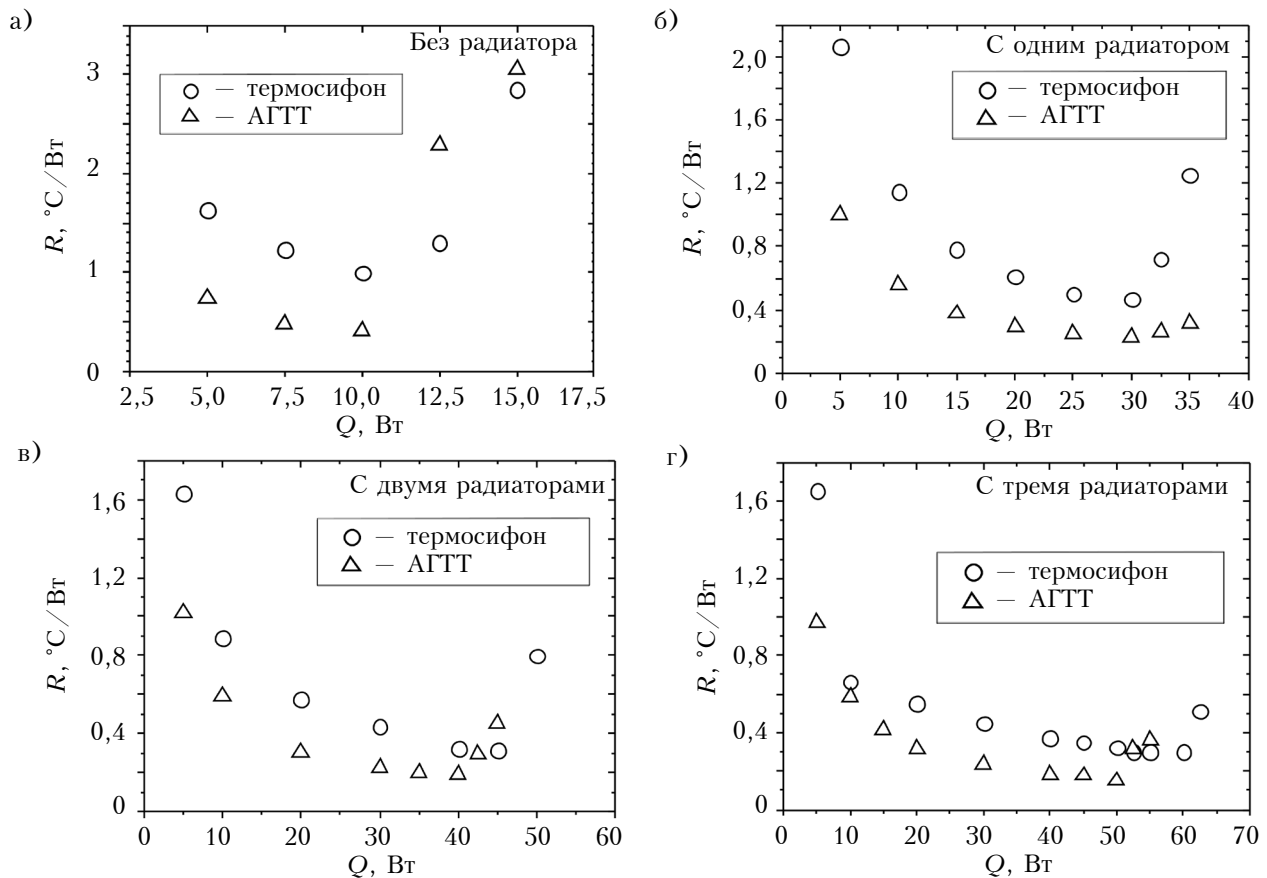


Рис. 4. Зависимость термического сопротивления R термосифона и АГТТ от теплового потока Q без радиатора (а) и с радиаторами (б–д)

изменении величины теплового потока вплоть до наступления кризисных явлений. Такую существенную разницу можно объяснить тем, что на теплообменной поверхности с резьбовой капиллярной структурой условия для образования паровых зародышей более благоприятные, чем на гладкой поверхности. Потенциальными центрами парообразования на резьбовой поверхности являются преимущественно впадины (см. рис. 1, б), поскольку в этой области теплоноситель является наиболее перегретым благодаря теплоте, подводимой к нему как от стенки корпуса, так и от окружающих выступов (паровые пузырьки на рис. 1, б условно обозначены пунктирными окружностями). Увеличение количества центров парообразования приводит к интенсификации процесса теплообмена при кипении и снижению термического сопротивления тепловой трубы по сравнению с гладкостенным термосифоном.

При использовании одного радиатора термическое сопротивление гравитационной тепловой трубы с резьбовой капиллярной структурой на 50,1–52,0% меньше, чем гладкостенного термосифона, при подводимом тепловом потоке 5–30 Вт (рис. 4, б). При установке двух радиаторов значения R АГТТ и термосифона отличаются на 33,4–49,2% в диапазоне $Q = 5–40$ Вт (рис. 4, в), а при установке трех радиаторов — на 11,9–51,2% в диапазоне $Q = 5–50$ Вт (рис. 4, г). То есть, использование радиаторов в некоторой степени снижает выигрыш от применения АГТТ по сравнению с термосифоном, однако во всех рассмотренных случаях этот выигрыш остается достаточно существенным.

Выводы

1. В диапазоне значений подводимого теплового потока от 5 до 50 Вт термическое сопротивление исследованной алюминиевой гравитационной тепловой трубы с резьбовой капиллярной структурой в условиях свободной конвекции воздуха существенно ниже термического сопротивления алюминиевого гладкостенного термосифона таких же размеров, а значит, ее использование в теплоотводящих системах позволит снизить температуру охлаждаемых электронных компонентов.

2. Использование алюминиевых гравитационных тепловых труб с резьбовой капиллярной структурой вместо медных тепловых труб таких же размеров с традиционными капиллярными структурами (сетки, спеченные медные порошки и волокна) позволит в 3,3 раза снизить массу тепловых труб и уменьшить их стоимость за счет упрощения изготовления капиллярной структуры.

3. Алюминиевые гравитационные тепловые трубы с резьбовой капиллярной структурой можно рекомендовать, в частности, в качестве теплоотводящих устройств для мощных светодиодных осветительных приборов.

4. Тепловая труба исследованной конструкции без радиатора в условиях свободной конвекции воздуха может передавать тепловой поток до 10 Вт включительно, при установке одного радиатора с площадью поверхности 0,12 м² — до 30 Вт, с двумя такими радиаторами — до 40 Вт, с тремя — до 50 Вт включительно.

5. Простота конструкции предложенной капиллярной структуры обеспечивает высокую технологичность изготовления таких тепловых труб в условиях существующих машино- или приборостроительных предприятий.

ИСПОЛЬЗОВАННЫЕ ИСТОЧНИКИ

1. Wei J. Hybrid Cooling technology for large-scale computing systems: from back to the future // ASME 2011 Pacific Rim Technical Conference and Exhibition on Packaging and Integration of Electronic and Photonic Systems, MEMS and NEMS. Vol. 2. — Portland, Oregon, USA, July 2011. <http://dx.doi.org/10.1115/IPACK2011-52045>

2. Дорожкин Ю., Туркин А., Червинский М. Новые семейства светодиодных модулей серии СХА компании Cree // Полупроводниковая светотехника. — 2014. — №1. — С. 36–39.

3. Ping H. Chen, Shyy W. Chang, Kuei F. Chiang, Ji Li. High Power Electronic Component: Review // Recent Patents on Engineering. — 2008. — Vol. 2, issue 3. — P. 174–188. <http://dx.doi.org/10.2174/187221208786306270>

4. Sukhvinder S. Kang. Advanced cooling for power electronics // International Conference on Integrated Power Electronics Systems CIPS. — Nuremberg, Germany. — 2012. — P. 1–8. <https://www.aavid.com/sites/default/files/news/Aavid-Liquid-Cooling-Advances-CIPS-2012.pdf>

5. Jing Wang, Xin-Jie Zhao, Yi-Xi Cai, Chun Zhang, Wei-Wei Bao. Experimental study on the thermal management of high-power LED headlight cooling device integrated with thermoelectric cooler package // Energy Conversion and Management. — 2015. — Vol. 101. — P. 532–540. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2015.05.040>

6. Khairnasov S., Naumova A. Heat pipes application in electronics thermal control systems // Frontiers in Heat Pipes (FHP). — 2015. — Vol. 6, iss. 6. — P. 1–14. <http://dx.doi.org/10.5098/fhp.6.6>

7. Masataka Mochizuki, Thang Nguyen, Koichi Mashiko et al. A review of heat pipe application including new opportunities // Frontiers in Heat Pipes (FHP). — 2011. — Vol. 2, 013001. — P. 1–15. <http://dx.doi.org/10.5098/fhp.v2.1.3001>

8. A. Shanmuga Sundaram, Anirudh Bhaskaran. Thermal Modeling of thermosyphon integrated heat sink for CPU cooling // Journal of Electronics Cooling and Thermal Control. — 2011. — Vol. 1. — P. 15–21. <http://dx.doi.org/10.4236/jectc.2011.12002>

9. Ивановский М. Н., Сорокин В. П., Ягодкин И. В. Физические основы тепловых труб. — Москва: Атомиздат, 1978.

10. Смирнов Г. Ф., Бурдо О. Г. Моделирование процессов в тепловых трубах и термосифонах. — Одесса: «Полиграф», 2012.

11. Vasiliev L. L. Micro and miniature heat pipes— Electronic component cooler // Appl Therm Eng. — 2008. — Vol. 28. — P. 266–273. <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2006.02.023>
12. Kravets V., Alekseik Ye., Alekseik O. et al. Heat pipes with variable thermal conductance property for space applications // Journal of Mechanical Science and Technolog. — 2017. — Vol. 31. — N 6. — P. 2613–2620. <http://dx.doi.org/10.1007/s12206-017-0503-8>
13. Rassamakin B., Khairnasov S., Anisimova A. Thermal performance of aluminium grooved heat pipes // 2016 IEEE International Conference on Electronics and Information Technology (EIT'16). Conference Proceeding. — 2016. — Ukraine, Odessa. — P. 1–4. <http://dx.doi.org/10.1109/ICEAIT.2016.7500979>
14. Николаенко Ю. Е., Ротнер С. М. Использование лазерного излучения для формирования капиллярной структуры плоских керамических тепловых труб // Письма в ЖТФ. — 2012. — Т. 38, вып 23. — С. 25–30. <http://journals.ioffe.ru/articles/14524>
15. Васильев Л. Л., Вааз С. Л., Киселев В. Г., и др. Низкотемпературные тепловые трубы. — Минск: Наука и техника. 1976.
16. Ji Li, Wenkai Tian, Lucang Lv. A thermosyphon heat pipe cooler for high power LEDs cooling // Heat Mass Transfer. — 2016. — Vol. 52, issue 8. — P. 1541–1548. <http://dx.doi.org/10.1007/s00231-015-1679-z>
17. Пат. 109840 України. Гравітаційна тепла труба // НТУУ «КПІ» / Ю. Є. Николаенко. — 2016. — Бюл. №17. <http://ela.kpi.ua/handle/123456789/19508>
18. Kozak D. V., Nikolaenko Yu. E. The Working characteristics of two-phase heat transfer devices for LED modules // 2016 IEEE International Conference on Electronics and Information Technology (EIT'16). Conference Proceeding. — 2016. — Ukraine, Odessa. — P. 1–4. <http://dx.doi.org/10.1109/ICEAIT.2016.7500980>
19. Козак Д. В., Николаенко Ю. Е. Термическое сопротивление гравитационной тепловой трубы с резьбовидной капиллярной структурой // Матеріали XIV МНПК «Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики». — Київ: НТУУ «КПІ», 2016. — Т. 1. — С. 81. http://tef.kpi.ua/rub_334.htm
20. Пат. 81688 України. Світлодіодний освітлюваний пристрій // НТУУ «КПІ» / Ю. Є. Николаенко, Б. М. Рассамакін, С. М. Хайрнасов. — 2013. — Бюл. № 13. http://base.uipv.org/searchINV/search.php?action=view_details&IdClaim=189034
21. Николаенко Т. Ю., Николаенко Ю.Е. Новые схемно-технические решения для теплового конструирования люстр со светодиодами // Светотехника. — 2015. — № 2. — С. 48–50. <http://nprpss.ru/public/images/Svetotechnika/201502-2.3.pdf>

Дата поступления рукописи
в редакцию 10.10 2017 г.

Д. т. н. Ю. Є. НИКОЛАЄНКО, Д. В. КОЗАК

Україна, Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»
E-mail: yunikola@ukr.net

ТЕРМІЧНИЙ ОПІР АЛЮМІНІЄВОЇ ГРАВІТАЦІЙНОЇ ТЕПЛОВОЇ ТРУБИ З РІЗЬБОВОЮ КАПІЛЯРНОЮ СТРУКТУРОЮ

Наведено результати експериментального дослідження термічного опору алюмінієвої гравітаційної теплової труби (ТТ) з різьбовою капілярною структурою з ізобутаном як теплоносієм в умовах відводу теплоти вільною конвекцією повітря. Надано порівняння значень термічного опору даної ТТ і алюмінієвого термосифона тих самих розмірів, що має гладку поверхню корпусу в зоні випаровування. Показано, що в області значень теплового потоку, що підводиться, від 5 до 50 Вт термічний опір гравітаційної ТТ є суттєво нижчим, ніж термосифона. Дослідження проводилися як без використання радіаторів, так і зі встановленими одним, двома та трьома радіаторами в зоні конденсації теплопередавальних пристроїв.

Ключові слова: тепла труба, різьбова капілярна структура, ізобутан, термічний опір, електронна апаратура, світлодіодний світильник.

DOI: 10.15222/ТКЕА2017.4-5.24
UDC 536.248.2; 628.941.8

Yu. E. NIKOLAENKO, D. V. KOZAK

Ukraine, Kiev, National Technical University of Ukraine
«Igor Sikorsky Kiev Polytechnic Institute»
E-mail: yunikola@ukr.net

THERMAL RESISTANCE OF ALUMINUM GRAVITY HEAT PIPE WITH THREADED CAPILLARY STRUCTURE

The results of an experimental study of the thermal resistance of an aluminum gravitational heat pipe with isobutane (R600a) as a working fluid under conditions of heat removal of natural air convection are presented. Comparison of the thermal resistance of an aluminum gravitational heat pipe with a threaded capillary structure and the thermal resistance of an aluminum thermosyphon of the same size, having a smooth surface of the body in the evaporation zone, is given. It is shown that in the range of values of the input heat flux

from 5 to 50 W the thermal resistance of the gravitational heat pipe is substantially lower than the thermal resistance of the thermosiphon. The studies were conducted both without the use of additional radiators in the condensation zone of heat transfer devices, and with the use of one, two and three radiators.

Keywords: heat pipe, isobutane, threaded capillary structure, thermal resistance, electronic equipment, LED lighting device.

REFERENCES

- Wei J. Hybrid Cooling Technology for Large-Scale Computing Systems: From Back to the Future. *ASME 2011 Pacific Rim Technical Conference and Exhibition on Packaging and Integration of Electronic and Photonic Systems, MEMS and NEMS: Vol. 2* (Portland, Oregon, USA, 2011): pp. 107-111. <http://dx.doi.org/10.1115/IPACK2011-52045>
- Dorozhkin Yu., Turkin A., Chervinsky M. [New families of LED modules CXA series from Cree]. *Poluprovodnikovaya svetotekhnika*, 2014, no1, pp. 36-39 (Rus).
- Ping H. Chen, Shyy W. Chang, Kuei F. Chiang, Ji Li. High Power Electronic Component: Review. *Recent Patents on Engineering*. 2008, vol. 2, iss. 3, pp. 174-188. <http://dx.doi.org/10.2174/187221208786306270>
- Sukhvinder S. Kang. Advanced Cooling for Power Electronics. *International Conference on Integrated Power Electronics Systems CIPS 2012*, Nuremberg, Germany, pp. 1-8. <https://www.aavid.com/sites/default/files/news/Aavid-Liquid-Cooling-Advances-CIPS-2012.pdf>
- Jing Wang, Xin-Jie Zhao, Yi-Xi Cai, Chun Zhang, Wei-Wei Bao. Experimental study on the thermal management of high-power LED headlight cooling device integrated with thermoelectric cooler package. *Energy Conversion and Management*. 2015, vol. 101, pp. 532-540. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2015.05.040>
- Khairnasov S., Naumova A. Heat Pipes Application in Electronics Thermal Control Systems. *Frontiers in Heat Pipes (FHP)*, 2015, vol. 6, iss. 6, pp. 1-14. <http://dx.doi.org/10.5098/fhp.6.6>
- Masataka Mochizuki, Thang Nguyen, Koichi Mashiko, Yuji Saito, Tien Nguyen and Vijit Wuttijumngong. A Review of Heat Pipe Application Including new Opportunities. *Frontiers in Heat Pipes (FHP)*. 2011, vol. 2, 013001, pp. 1-15. <http://dx.doi.org/10.5098/fhp.v2.1.3001>
- A. Shanmuga Sundaram, Anirudh Bhaskaran. Thermal Modeling of Thermosiphon Integrated Heat Sink for CPU Cooling. *Journal of Electronics Cooling and Thermal Control*, 2011, iss. 1, pp. 15-21. <http://dx.doi.org/10.4236/jectc.2011.12002>
- Ivanovskiy M. N., Sorokyn V. P., Iagodkin I. V. [Physical fundamentals of heat pipes]. Moscow, Atomizdat, 1978, 256 p. (Rus)
- Smirnov G. F., Burdo O. G. [Modeling of processes in heat pipes and thermosiphon], Odessa, Poligraf, 2012, 294 p. (Rus)
- Vasiliev L L. Micro and miniature heat pipes-Electronic component cooler. *Appl Therm Eng.*, 2008, vol. 28, pp. 266-273. <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2006.02.023>
- Kravets V., Alekseik Ye., Alekseik O., Khairnasov S., Baturkin V., Ho T., Celotti L. Heat pipes with variable thermal conductance property for space applications. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2017, vol. 31, iss. 6, pp. 2613-2620. <http://dx.doi.org/10.1007/s12206-017-0503-8>
- Boris Rassamakin; Sergii Khairnasov; Anna Anisimova. Thermal Performance of Aluminium Grooved Heat Pipes. *2016 IEEE International Conference on Electronics and Information Technology (EIT'16). Conference Proceeding*. Ukraine, Odessa, 2016, pp. 1-4. <http://dx.doi.org/10.1109/ICEAIT.2016.7500979>
- Nikolaenko Yu. E., Rotner S. M. Using Laser Radiation for the Formation of Capillary Structure in Flat Ceramic Heat Pipes. *Technical Physics Letters*. 2012, vol. 38, iss. 12, pp. 1056-1058. <http://dx.doi.org/10.1134/S1063785012120085>
- Vasilyev L. L., Vaaz S. L., Kiselev V. G., Konev S. V., Grakovich L. P. [Low-temperature heat pipes]. Minsk, Nauka i tehnika, 1976, 136 p. (Rus)
- Ji Li, Wenkai Tian, Lucang Lv. A thermosiphon heat pipe cooler for high power LEDs cooling. *Heat Mass Transfer*. 2016, vol. 52, iss. 8, pp. 1541-1548. <http://dx.doi.org/10.1007/s00231-015-1679-z>
- Pat. 109840 Ukraine. [Gravity heat pipe]. Yu. E. Nikolaenko. 2016, byul. no 17 (Ukr). <http://ela.kpi.ua/handle/123456789/19508>
- Kozak D. V., Nikolaenko Yu. E. The Working Characteristics of Two-Phase Heat Transfer Devices for LED Modules. *2016 IEEE International Conference on Electronics and Information Technology (EIT'16). Conference Proceeding*. Ukraine, Odessa, 2016, pp. 1-4. <http://dx.doi.org/10.1109/ICEAIT.2016.7500980>
- Kozak D. V., Nikolaenko Yu. E. Thermal resistance of a gravitational heat pipe with a thread-like capillary structure. *Problems of the scientific safety of power engineering: Material of the XIV International Scientific and Practical Conference of Aspirants, magistrants and students*, 85 priests of the heat and power faculty, Kyiv, NTUU "KPI", 2016, vol. 1, pp. 81. http://tef.kpi.ua/rub_334.htm
- Pat. 81688 Ukraine. [LED lighting unit]. Yu. E. Nikolaenko, B. M., Rassamakin, S. M. Khairnasov. 2014, byul. no 13. (Ukr) <http://base.uipv.org/searchINV/search.php?action=viewdetails&IdClaim=189034>
- Nikolaenko T. Yu., Nikolaenko Yu. E. New circuit solutions for the thermal design of chandeliers with Light Emitting Diodes. *Light & Engineering*. 2015, vol. 23, no. 3, pp. 85-88. <http://www.scopus.com/inward/record.url?eid=2-s2.0-84966507707&partnerID=MN8TOARS>