

Р. С. МЕЛЬНИК, д. т. н. Ю. Е. НИКОЛАЕНКО, к. т. н. В. Ю. КРАВЕЦ,
к. т. н. Е. С. АЛЕКСЕИК

Украина, г. Киев, НТУУ «Киевский политехнический институт имени Игоря Сикорского»
E-mail: yunikola@ukr.net, m.roman.kpi@gmail.com

ВЛИЯНИЕ ОСНОВНЫХ ОГРАНИЧИВАЮЩИХ ФАКТОРОВ НА ПРЕДЕЛЫ ТЕПЛОПЕРЕНОСА В ТЕПЛОВЫХ ТРУБАХ С РАЗЛИЧНЫМИ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯМИ

Определены предельные значения переносимой мощности, обусловленные различными ограничивающими явлениями, применительно к тепловым трубам (ТТ) для систем охлаждения светодиодных модулей осветительных приборов. Показано, что предельное значение переносимой тепловой мощности в тепловых трубах с канавчатой капиллярной структурой, заправленных пентаном и ацетоном, обусловлено фактором уноса теплоносителя, а заправленных изобутаном — кипением в канавках. В тепловых трубах с металловолоконистой капиллярной структурой, заправленных водой, пентаном и ацетоном, определяющим ограничением является капиллярное давление, которое в области высоких значений пористости капиллярной структуры сменяется ограничением по звуковому запираанию парового канала (для ТТ с водой) и ограничением по кипению (для ТТ с пентаном и ацетоном). Все расчеты проводились для температуры насыщения 50°C и при значениях пористости от 30 до 90%.

Ключевые слова: тепловая труба, капиллярная структура, пределы теплопереноса, изобутан, пентан, вода, ацетон, светодиодные модули.

Надежность электронных компонентов, таких как светодиодные и лазерные модули, микропроцессоры, передающие модули и др., в значительной мере зависит от температуры входящих в них миниатюрных полупроводниковых кристаллов. Для современных электронных компонентов проблема обеспечения нормального теплового режима полупроводниковых кристаллов является наиболее острой в связи с увеличением мощности и плотности выделяемого ими теплового потока. Для решения указанной проблемы используются различные системы охлаждения — воздушные, жидкостные, термоэлектрические, комбинированные и т. п. В качестве высокоэффективных теплопередающих устройств в системах охлаждения электронных компонентов все чаще используются тепловые трубы (ТТ), теплопроводность которых на порядки превышает теплопроводность металлов [1, с. 17]. В частности, тепловые трубы используются в системах охлаждения светодиодных модулей [2–4], микропроцессоров [5, 6], лазерных [7, 8] и приемопередающих [9] модулей. Особенности применения различных конструкций тепловых труб в системах охлаждения электронных компонентов изложены, например, в обзорах [10, 11].

Специфика работы тепловых труб, которая заключается в протекании в них замкнутого испарительно-конденсационного цикла переноса теплоты встречными потоками пара и жид-

кости, обуславливает ряд физических ограничений, влияющих на переносимую тепловой трубой мощность [1, с. 12–16; 12, с. 44]. К основным ограничениям относятся:

- капиллярное ограничение, обусловленное тем, что при определенной, предельной, величине теплового потока, подводимого к зоне испарения ТТ, величина движущего перепада давления в капиллярной структуре становится недостаточной для возврата необходимого количества конденсата в зону испарения;

- ограничение по кипению, вызванное тем, что при определенной, критической, величине удельной плотности подводимого теплового потока наступает пленочное кипение теплоносителя, приводящее к быстрому осушению капиллярной структуры и перегреву стенки ТТ;

- ограничение по уносу жидкого теплоносителя встречным потоком пара, обусловленное тем, что при определенной, достаточно высокой, скорости потока пара (при которой число Вебера достигает единицы) происходит затормаживание движения встречного потока жидкости, приводящее к превышению потерь давления над движущим капиллярным напором в капиллярной структуре и, как следствие, к осушению капиллярной структуры в зоне испарения;

- ограничение по скорости потока пара, связанное с тем, что когда скорость потока пара на выходе из испарительной зоны достигает скоро-

сти звука, происходит закипание парового потока.

Показателем влияния каждого из ограничений на работу ТТ является соответствующее предельное значение переносимой мощности, часто называемое в литературе пределом теплопереноса.

При проектировании системы охлаждения на основе ТТ необходимо знать, какое ограничение является определяющим применительно к конкретной ТТ, т. е. выявить то из них, при котором предельное значение переносимого теплового потока минимально.

Целью данного исследования является расчетное определение предельных значений переносимой мощности, обусловленных каждым из основных ограничивающих явлений, применительно к тепловым трубам для систем охлаждения светодиодных модулей осветительных приборов.

Конструкции ТТ, применяемых в системах охлаждения светодиодных осветительных приборов, и выбор объекта исследований

Если для охлаждения микропроцессоров уже разработаны и серийно выпускаются типовые системы охлаждения на основе ТТ с вентиляторами, так называемые кулеры, то для охлаждения большого разнообразия светодиодных модулей (СДМ) и осветительных приборов на их основе пока еще нет типовой конструкции системы охлаждения с ТТ. В настоящее время наиболее распространенным способом охлаждения светодиодных осветительных приборов является оребрение поверхности теплопроводящего основания, противоположной той, на которой установлены светодиодные модули. Такие системы охлаждения нашли широкое применение в светодиодных лампах прямой замены и в уличных светодиодных светильниках. Однако в ряде других осветительных приборов, например в мощных светодиодных люстрах с объемными СДМ, оребренная поверхность необходимой площади не может быть размещена в непосредственной близости к месту расположения СДМ по конструктивным и эстетическим соображениям. В этих случаях наиболее эффективным представляется отвод теплоты от светодиодных модулей с помощью тепловых труб к расположенной на удалении оребренной поверхности необходимых размеров и формы [13–17].

Наиболее распространенными являются прямые конструкции ТТ с канавчатой, резьбовой, порошковой и металловолоконистой капиллярными структурами, и их можно рекомендовать для использования в системах охлаждения све-

тодиодных модулей. В некоторых случаях, например для систем охлаждения подвесных декоративных люстр [13–16], предпочтительней использовать ТТ изогнутой формы, что обусловлено необходимостью придания осветительному прибору более эстетичного вида.

Варианты светодиодных осветительных приборов с использованием прямых ТТ в качестве теплопередающих элементов приведены, например, в [2, 17]. В описанной в [2] конструкции системы охлаждения уличного светильника СДМ установлены в зоне нагрева прямой плоской алюминиевой ТТ длиной 400 мм (на ее продольном ребре шириной 30 мм). Зона охлаждения, расположенная на противоположном конце ТТ, снабжена ребристым радиатором с требуемой площадью поверхности охлаждения. В осветительном приборе [17] для внутреннего освещения производственных помещений используется пять аммиачных алюминиевых ТТ прямой формы длиной 1018 мм с капиллярной структурой в виде продольных Ω -образных канавок. В светодиодных люстрах [13, 16] для освещения жилых помещений применены изогнутые медные ТТ с металловолоконистой капиллярной структурой (зона нагрева ТТ со светодиодным модулем расположена выше зоны транспорта) или алюминиевые и медные ТТ с канавчатой или резьбовой капиллярными структурами (зона нагрева расположена ниже зон транспорта и конденсации). Для охлаждения СДМ небольших размеров можно использовать медные цилиндрические миниатюрные ТТ [18] или плоские керамические ТТ с капиллярными канавками [19].

Теплопередающие характеристики ТТ зависят от вида и параметров капиллярной структуры, теплофизических свойств теплоносителя, температуры и геометрии самой ТТ, значения подводимого теплового потока. Для проведения исследований были выбраны две конструкции ТТ, которые могут быть рекомендованы для использования в системах охлаждения СДМ осветительных приборов: алюминиевая ТТ с капиллярной структурой в виде Ω -образных канавок и медная ТТ с металловолоконистой капиллярной структурой (МВКС). Основные сведения о параметрах ТТ и исходных величинах для расчета их тепловых характеристик приведены в **таблице**, а геометрические размеры капиллярной структуры — на **рис. 1**.

Расчет предельных значений переносимого теплового потока проводился для алюминиевых ТТ, заполненных различными теплоносителями: пентаном, ацетоном и изобутаном для ТТ с канавчатой капиллярной структурой, водой, пентаном и ацетоном для ТТ с МВКС. Диаметр па-

ОБЕСПЕЧЕНИЕ ТЕПЛОВЫХ РЕЖИМОВ

Основные исходные данные для расчета максимальной тепловой мощности, переносимой тепловой трубой

Параметры ТТ	ТТ с канавками	ТТ с МВКС
Материал корпуса	Алюминиевый сплав АД 31	Медь
Длина, мм	830	830
Длина зоны нагрева, мм	50	50
Длина зоны охлаждения, мм	200	200
Теплоноситель	Пентан, ацетон, изобутан	Вода, пентан, ацетон
Внешний диаметр корпуса, мм	12	12
Внутренний диаметр корпуса, мм	7	10
Диаметр парового канала, мм	7	4
Температура насыщения, °C	50	50

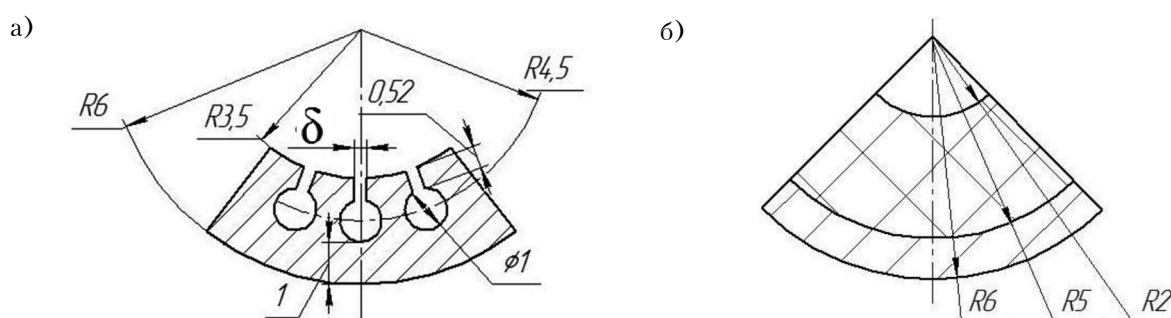


Рис. 1. Фрагменты поперечного сечения канавчатой (а) и металловолоконистой (б) капиллярных структур

рового канала, для которого проводились расчеты, принимался равным 7 мм в первом случае и 4 мм во втором. В качестве определяющей была выбрана температура насыщения, которая принималась равной 50°C.

Предельные значения мощности, переносимой алюминиевой ТТ с капиллярной структурой в виде Ω-образных канавок

Расчет предельных значений переносимой мощности проводился для прямой алюминиевой ТТ с Ω-образными канавками при различных углах ее наклона к горизонту и переменном значении параметра канавок, в качестве которого был выбран их гидравлический радиус. Для выполнения расчетов использовались зависимости, приведенные в [12, с. 64–90].

Предельное значение переносимой мощности, обусловленное капиллярным ограничением, рассчитывается как

$$Q_{\text{кап}} = \frac{(QL)_{\text{max}}}{L_{\text{эф}}}, \quad (1)$$

где $L_{\text{эф}}$ — эффективная длина ТТ (м), $L_{\text{эф}} = 0,5L_{\text{е}} + L_{\text{а}} + 0,5L_{\text{с}}$;

$L_{\text{е}}$, $L_{\text{а}}$, $L_{\text{с}}$ — длина зон испарения, транспорта и конденсации соответственно.

Фактор капиллярного ограничения $(QL)_{\text{max}}$ передаваемой мощности вычисляется по формуле

$$(QL)_{\text{max}} = \frac{2\sigma / r_c - \Delta P_{\perp} - \rho_l g L_t \sin \alpha}{F_l + F_v}, \quad (2)$$

где σ — коэффициент поверхностного натяжения (Н/м);

r_c — радиус капилляра (м);

$\Delta P_{\perp}$ — нормальное гидростатическое давление (Па);

ρ_l — плотность жидкости (кг/м³);

g — ускорение свободного падения (м/с²);

L_t — общая длина тепловой трубы (м);

α — угол наклона тепловой трубы относительно горизонта (рад).

Входящие в знаменатель коэффициенты трения жидкости F_l и пара F_v вычисляются по формулам

$$F_l = \frac{\mu_l}{KA_w \rho_l r};$$

$$F_v = \frac{f_v \text{Re}_v \mu_v}{2r_{h,v}^2 A_w \rho_v r}.$$

где μ_l , μ_v — вязкость жидкости и пара соответственно (Па·с);

K — проницаемость капиллярной структуры (м²);

A_w — площадь поперечного сечения капиллярной структуры (м²);

r — удельная теплота парообразования (Дж/кг);

$f_v Re$ — коэффициент гидростатического сопротивления;
 $r_{h,v}, A_v$ — гидравлический радиус (м) и площадь поперечного сечения (м²) парового канала соответственно;
 ρ_v — плотность пара (кг/м³).

Площадь поперечного сечения парового канала вычисляется по формуле

$$A_v = \frac{2S_{\text{кан}}}{B} = \frac{2(\pi r_{\text{кан}}^2 + \delta h_{\text{кан}})}{2\pi r_{\text{кан}} + 2h_{\text{кан}} - \delta},$$

где $S_{\text{кан}}$ — площадь поперечного сечения канавки (м²);

B — смоченный периметр канавки (принимается, что теплоноситель смачивает весь периметр) (м);

$r_{\text{кан}}$ — радиус круглой части канавки (м);
 $\delta, h_{\text{кан}}$ — ширина и высота прямоугольной части канавки (щели) (м).

Предельное значение переносимой мощности, обусловленное ограничением по кипению, рассчитывается как

$$Q_{\text{кип}} = \frac{2\pi L_e k_e T_v}{r \rho_v \ln(r_k / r_v)} \left(\frac{2\sigma}{r_n} - P \right), \quad (3)$$

где k_e — эффективная теплопроводность насыщенной жидкостью капиллярной структуры (Вт/(м·К));

T_v — температура пара (К);

r_k — внутренний радиус корпуса ТТ (м);

r_v — радиус парового канала (м);

r_n — критический радиус зародыша парового пузыря (м);

P — капиллярное давление (Па).

Предельное значение переносимой мощности, обусловленное ограничением по уносу жидкого теплоносителя встречным потоком пара, рассчитывается как

$$Q_{\text{унос}} = A_v r \sqrt{\frac{\sigma \rho_v}{2r_{h,s}}}, \quad (4)$$

где σ — коэффициент поверхностного натяжения (Н/м);

$r_{h,s}$ — гидравлический радиус поверхностных пор (м).

Предельное значение переносимой мощности, обусловленное достижением скоростью потока пара скорости звука, рассчитывается как

$$Q_{\text{звук}} = A_v \rho_v r \sqrt{\frac{\gamma_v R_v T_0}{2(\gamma_v + 1)}}, \quad (5)$$

где γ_v — показатель адиабаты;

R_v — универсальная газовая постоянная, деленная на молекулярную массу пара (Дж/(кг·К));

T_0 — температура насыщения (К).

На рис. 2 показаны рассчитанные для различных теплоносителей зависимости максимальной переносимой ТТ тепловой мощности от угла

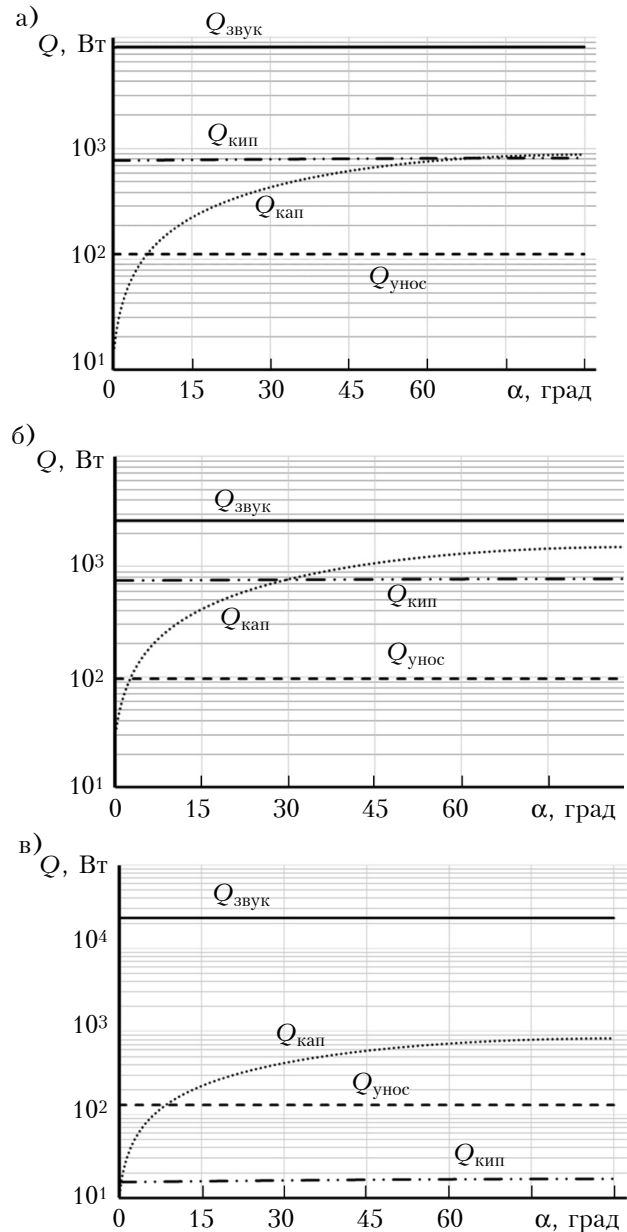


Рис. 2. Зависимости максимальной тепловой мощности $Q_{\text{кап}}$, обусловленной капиллярным ограничением, от угла наклона ТТ к горизонту α в сравнении со значениями, полученными для других ограничений, рассчитанные для различных теплоносителей: а — пентан; б — ацетон; в — изобутан

наклона трубы к горизонту α , соответствующие капиллярному ограничению, а также линии, соответствующие значениям предела теплопереноса по остальным ограничениям — $Q_{\text{звук}}$, $Q_{\text{унос}}$, $Q_{\text{кип}}$, которые, как следует из формул (3)–(5), не зависят от α . Отметим, что в качестве положительного значения угла наклона принимается такое, при котором ТТ функционирует в режиме термосифона, т. е. когда зона подвода тепла расположена ниже зоны теплоотвода.

Как видно из представленных результатов, для алюминиевых ТТ, заправленных пентаном

и ацетоном, наиболее критичным из рассматриваемых факторов является унос теплоносителя встречным потоком пара — в этом случае предельный передаваемый тепловой поток $Q_{\text{унос}}$ наименьший. Для ТТ, заправленных изобутаном, критичным является ограничение теплопередачи по кипению, поскольку наименьшее значение имеет $Q_{\text{кип}}$.

Поскольку одним из определяющих параметров канавчатой капиллярной структуры является гидравлический радиус Ω -образной канавки $r_{h,v}$, были также проведены расчеты предельных значений переносимой мощности в зависи-

мости от $r_{h,v}$. Варьирование значения гидравлического радиуса канавки осуществлялось путем изменения значения ширины щели канавки δ при неизменных значениях ее высоты и радиуса ($h_{\text{кан}} = 0,52$ мм, $r_{\text{кан}} = 0,5$ мм). Расчет проводился для горизонтального положения ТТ в пространстве.

Как видно из представленных на рис. 3 графиков, влияние гидравлического радиуса канавки на максимальную тепловую мощность незначительно для всех рассмотренных случаев, за исключением $Q_{\text{кап}}$ в области значений $r_{h,v}$ примерно до 0,43 мм. При увеличении $r_{h,v}$, а значит и δ , эта зависимость также ослабевает, поскольку чем больше ширина щели канавки, тем меньше степень ее влияния на движущий перепад давления в капиллярной структуре и, соответственно, на капиллярное ограничение.

Из анализа полученных графиков видно, что для заправленных ацетоном ТТ в области значений гидравлического радиуса до 0,4 мм определяющим является ограничение, связанное с уносом жидкого теплоносителя встречным потоком пара. При дальнейшем увеличении $r_{h,v}$ определяющим становится, как и для заправленных пентаном ТТ, капиллярное ограничение, обусловленное транспортной способностью капиллярной структуры. Для ТТ, заправленных изобутаном, при значении гидравлического радиуса меньше 0,4 мм определяющим является ограничение по кипению теплоносителя, а свыше 0,4 мм — капиллярное ограничение. Это можно объяснить тем, что при увеличении ширины щели канавки уменьшается капиллярная сила, вследствие чего уменьшается и способность канавчатой капиллярной структуры обеспечить возврат конденсата в зону испарения.

Предельные значения мощности, переносимой ТТ с металловолоконистой капиллярной структурой

Расчет проводился для ТТ, заправленных водой, пентаном и ацетоном, при их горизонтальной ориентации в пространстве. Такой выбор теплоносителей обоснован температурным диапазоном работы ТТ в системах охлаждения светодиодных модулей и коррозионной совместимостью теплоносителя с материалом корпуса и капиллярной структуры ТТ. Следует отметить, что в данном случае фактор уноса теплоносителя встречным потоком пара не рассматривался ввиду особенностей металловолоконистой структуры. В отличие от алюминиевых ТТ с канавками, МВКС обладает большим гидравлическим сопротивлением, поскольку основная масса жидкого теплоносителя находится в теле капиллярной структуры. При движении потока пара вдоль ее поверхности его скорость снижается, делая невозможным унос теплоносителя и осушение капиллярной структуры.

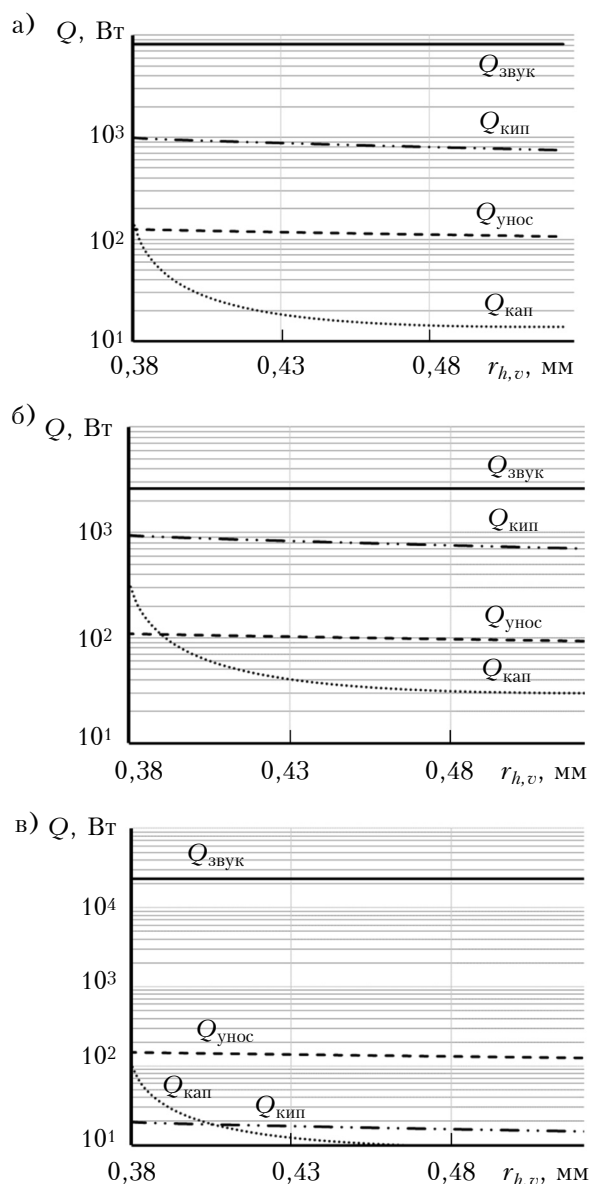


Рис. 3. Зависимости максимальной тепловой мощности, обусловленной различными физическими ограничениями, от гидравлического радиуса ТТ при ее горизонтальном расположении, рассчитанные для различных теплоносителей:

а — пентан; б — ацетон; в — изобутан

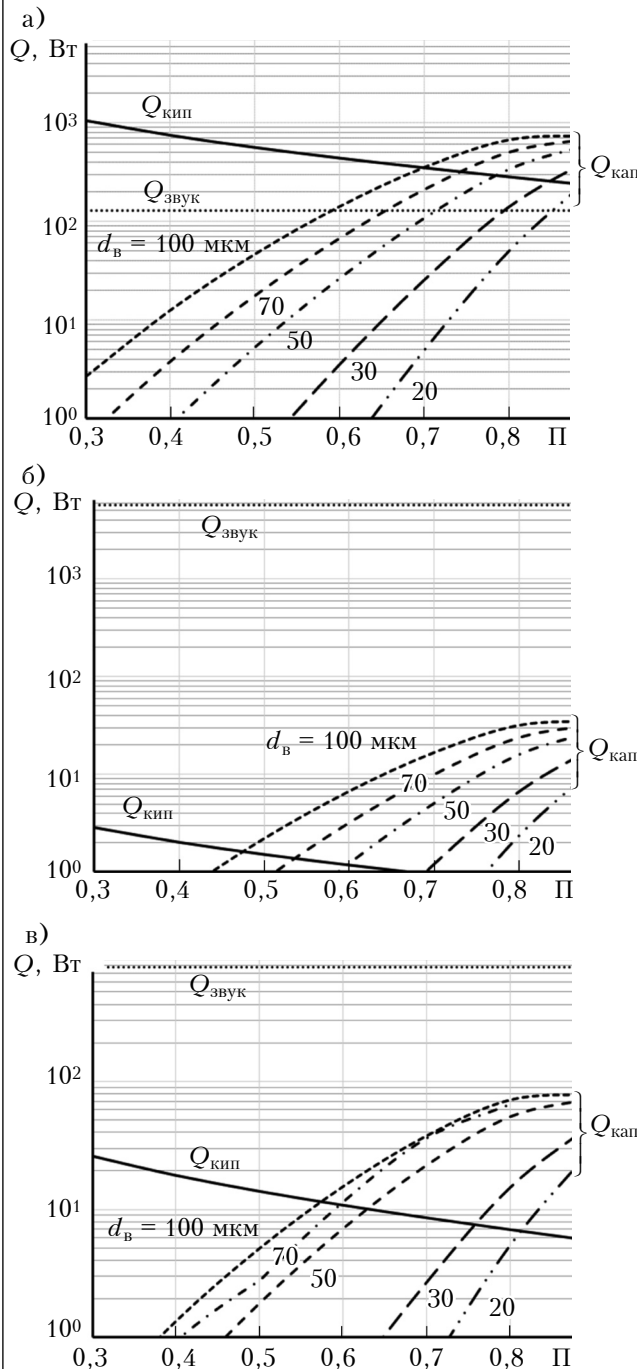


Рис. 4. Зависимость максимальной тепловой мощности, переносимой ТТ с МВКС, заправленной водой (а), пентаном (б) и ацетоном (в), от пористости P для ограничения по скорости парового потока ($Q_{\text{звук}}$), ограничения по кипению в МВКС ($Q_{\text{кип}}$), а также для капиллярного ограничения ($Q_{\text{кап}}$) при различных значениях диаметра волокон d_v

В качестве переменных параметров капиллярной структуры выступали пористость P и диаметр волокон d_v . Значение P изменялось от 30 до 86%, d_v — от 20 до 100 мкм.

Как видно из рис. 4, а, основное влияние на теплопередающую способность ТТ с МВКС, заправленных водой, оказывает капиллярное огра-

ничение, а в области высоких значений пористости структуры (выше 58%) — ограничение по звуковому запираанию парового потока.

Полученные результаты расчета ограничений теплопереноса в ТТ с пентаном в качестве теплоносителя свидетельствуют о том, что основным ограничением передаваемой мощности тепловой трубой с заданными параметрами волокон МВКС является капиллярное ограничение (см. рис. 4, б).

Для ТТ, заправленных ацетоном, как и для ТТ с водой, имеет место пересечение предельных значений переносимой мощности (см. рис. 4, в). Основным влияющим на переносимый тепловой поток ограничением является капиллярное ограничение с переходом в области высоких значений пористости к ограничению по кипению.

Выводы

Проведенные исследования показали, что при одинаковых прочих условиях значения предельной мощности, полученные при различных физических ограничениях, могут отличаться между собой на один-два порядка. При заданной температуре насыщения в ТТ влияние на то, какой из ограничительных факторов будет определяющим для выбора значения предельной мощности, оказывают в основном тип капиллярной структуры, ее геометрические параметры и вид теплоносителя.

Таким образом, при проектировании системы охлаждения на основе ТТ предельную мощность, переносимую конкретной тепловой трубой, необходимо определять с учетом таких физических ограничений, как предельная скорость парового потока, ограничение по кипению, по уносу жидкого теплоносителя встречным потоком пара и капиллярное.

ИСПОЛЬЗОВАННЫЕ ИСТОЧНИКИ

1. Ивановский М.Н., Сорокин В.П., Ягодкин И.В. Физические основы тепловых труб. — Москва: Атомиздат, 1978.
2. Гвоздев С.М., Митрофанов А.В., Сафонов С.А., Холодильников В.И. Об использовании тепловых труб в проектировании мощных светильников со светодиодами // Светотехника. — 2012. — № 2. — С. 19–21.
3. Hongyu Tang, Jia Zhaoi, Bo Li et al. Thermal performance of embedded heat pipe in high power density LED streetlight module // IEEE 2014 15th International Conference on Thermal, Mechanical and Multi-Physics Simulation and Experiments in Microelectronics and Microsystems, EuroSimE 2014. — Ghent, Belgium. — 2014. — P. 1/6–6/6. — <http://dx.doi.org/10.1109/EuroSimE.2014.6813883>
4. Сапрыкин С., Смирнов В., Абалов А. Опыт, сын ошибок трудных, или зачем нужны инженеры при создании светильника? Часть 1. Избыточное тепло и как с ним бороться // CHIP News Украина. Инженерная микроэлектроника. — 2016. — № 6. — P. 31–36.

5. Николаенко Ю.Е. Схемные решения организации теплоотвода от функциональных модулей ЭВМ с помощью двухфазных теплопередающих элементов // Управляющие системы и машины. — 2005. — № 2. — Р. 29–36. — <http://ela.kpi.ua/handle/123456789/16362>
6. Mohamed H. A. Elnaggar, Mohd. Zulkifly Abdullah, Sri Raj Rajeswari Munusamy. Experimental and numerical studies of finned L-shape heat pipe for notebook-PC cooling // IEEE Transactions on Components, Packaging and Manufacturing Technology. — Vol. 3, N 6. — 2013. — Р. 978–988. — <http://dx.doi.org/10.1109/TCPMT.2013.2245944>
7. Васильев Л. Л. мл., Гракович Л. П., Драгун Л. А. и др. Система охлаждения электронных компонентов // Инженерно-физический журнал. — 2017. — Т. 90, № 1. — С. 101–107.
8. Мерзвинский П.А., Осинский В.И., Николаенко Ю.Е., Жук С.К. Энергетические потоки в гетеролазерах и проблемы теплоотвода // Оптико-электронні інформаційно-енергетичні технології. — 2002. — № 1. — С. 121–124. — <http://ela.kpi.ua/handle/123456789/18017>
9. Глазунова Л. В. Система термостабилизации в приемопередающей аппаратуре // Инженерный вестник Дона. — 2010. — Т. 20, № 2. — С. 115–119. — http://ivdon.ru/uploads/article/pdf/2012_2_17.pdf
10. Masataka Mochizuki, Thang Nguyen, Koichi Mashiko et al. A review of heat pipe application including new opportunities // Frontiers in Heat Pipes. — 2011. — Vol. 2, 013001. — Р. 1–15. — <http://dx.doi.org/10.5098/fhp.v2.1.3001>
11. Khairnasov S., Naumova A. Heat pipes application in electronics thermal control systems // Frontiers in Heat Pipes. — 2015. — Vol. 6, iss. 6. — Р. 1–14. — <http://dx.doi.org/10.5098/fhp.v6.6>
12. Чи С. Тепловые трубы: Теория и практика / Пер. с англ. В.Я. Сидорова. — Москва: Машиностроение, 1981.
13. Nikolaenko T.Yu., Nikolaenko Yu.E. New circuit solutions for the thermal design of chandeliers with light

- emitting diodes // Light & Engineering. — 2015. — Vol. 23, N 3. — Р. 85–88. — <http://www.scopus.com/inward/record.url?eid=2-s2.0-84966507707&partnerID=MN8TOARS>
14. Пат. 81688 України. Світлодіодний освітлюваний пристрій / Ю.Є. Ніколаєнко, Б.М. Рассемакін, С.М. Хайрнасов. — 2013. — Бюл. № 13.
15. Николаенко Ю.Е., Быков Е.В., Лозовой М.А. и др. Пути снижения температуры кристалла светодиода в составе люстры с алюминиевыми тепловыми трубами // Труды XV МНПК «Современные информационные и электронные технологии», т. II. — Украина, г. Одеса. — 2014. — С. 24–25. — <http://ela.kpi.ua/handle/123456789/17475>
16. Kozak D. V., Nikolaenko Yu. E. The working characteristics of two-phase heat transfer devices for LED modules // 2016 International Conference on Electronics and Information Technology (EIT'16). Conference Proceeding. — Ukraine, Odessa. — 2016. — Р. 1–4. — <http://dx.doi.org/10.1109/ICEAIT.2016.7500980>
17. Лозовой М.А., Николаенко Ю.Е., Рассемакин Б.М., Хайрнасов С.М. Исследование рабочих характеристик тепловых труб для светодиодных осветительных приборов // Технология и конструирование в электронной аппаратуре. — 2014. — № 5–6. — С. 32–38. — <http://dx.doi.org/10.15222/TKEA2014.2.32>
18. Kravets V.Yu., Nikolaenko Yu.E., Nekrashevich Ya.V. Experimental studies of heat-transfer characteristics of miniaturized heat pipes // Heat Transfer Research. — 2007. — Vol. 38, N 6. — Р. 553–563. — <http://dx.doi.org/10.1615/HeatTransRes.v38.i6.70>
19. 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. — Р. 1056–1058. — <http://dx.doi.org/10.1134/S1063785012120085>

Дата поступления рукописи
в редакцию 06.04 2017 г.

Р. С. МЕЛЬНИК, Ю. Є. НІКОЛАЄНКО, В. Ю. КРАВЕЦЬ, Є. С. АЛЕКСЕЇК

Україна, м. Київ, КПІ імені Ігоря Сікорського
E-mail: yunikola@ukr.net, m.roman.kpi@gmail.com

ВПЛИВ ОСНОВНИХ ОБМЕЖУЮЧИХ ФАКТОРІВ НА ГРАНИЦІ ТЕПЛОПЕРЕНОСУ В ТЕПЛОВИХ ТРУБАХ З РІЗНИМИ ТЕПЛОНОСІЯМИ

Визначено граничні значення теплової потужності, що переноситься тепловими трубами (ТТ) для систем охолодження світлодіодних модулів освітлювальних приладів, які зумовлені різними обмежувальними явищами. Показано, що ці граничні значення для теплових труб з канавчатою капілярною структурою, заправлених пентаном і ацетоном, обумовлені фактором винесення теплоносія, а заправлених ізобутаном — кипінням в канавках. У теплових трубах з металоволокнистою капілярною структурою, заправлених водою, пентаном і ацетоном, визначальним обмеженням є капілярний тиск, який в області високих значень пористості капілярної структури змінюється обмеженням по звуковому запиранню парового каналу (для ТТ з водою) і обмеженням по кипінню (для ТТ з пентаном і ацетоном). Всі розрахунки проводилися для температури насичення 50° С і при значеннях пористості від 30 до 90%.

Ключові слова: тепла труба, капілярна структура, границі теплоперенесення, ізобутан, пентан, вода, ацетон, світлодіодний модуль.

DOI: 10.15222/TKEA2017.1-2.47
UDC 536.248.2; 628.941.8

R. S. MELNYK, Yu. E. NIKOLAENKO,
V. Yu. KRAVETS, Ye. S. ALEKSEIK

Ukraine, Kyiv, KPI them. Igor Sikorsky
E-mail: yunikola@ukr.net, m.roman.kpi@gmail.com

THE INFLUENCE OF THE KEY LIMITING FACTORS ON THE LIMITATIONS OF HEAT TRANSFER IN HEAT PIPES WITH VARIOUS WORKING FLUIDS

Aluminium and copper heat pipes with grooved and metal fibrous capillary structure are high effective heat transfer devices. They are used in different cooling systems of electronic equipment like a LED modules,

microprocessors, receive-transmit modules and so on. However thus heat pipes have heat transfer limitations. There are few types of this limitations: hydraulic limitation, boiling limitation, liquid entrainment by vapor flow and sonic limitation. There is necessity to know which one of these limitations is determinant for heat pipe due to design process. At a present article calculations of maximum heat transfer ability represented. All these calculations were made for LED cooling by using heat pipes with grooved and metal fibrous capillary structures. Pentane, acetone, isobutane and water were used as a coolants. It was shown that the main operation limit for axial grooved heat pipe, which determinate maximum heat transfer ability due to inclination angle for location of cooling zone higher than evaporation zone case, is entrainment limit for pentane and acetone coolants. Nevertheless, for isobutane coolant the main limitation is a boiling limit. However, for heat pipes with metal fibrous capillary structure the main limitation is a capillary limit. This limitation was a determinant for all calculated coolants: water, pentane and acetone. For high porosity range of capillary structure, capillary limit transfer to sonic limit for heat pipes with water, that means that the vapor velocity increases to sonic velocity and can't grow any more. Due to this, coolant cant in a needed quantity infill condensation zone and the last one drained. For heat pipes with acetone and pentane, capillary limit transfer to boiling limit. All calculations were made for vapor temperature equal to 50°C, and for porosity range from 30% to 90%.

Keywords: LED module, heat pipe, capillary structure, operation limits, isobutan, pentane, water, acetone.

REFERENCES

1. Ivanovskiy M.N., Sorokyn V.P., Iagodkin I.V. Fizicheskie osnovy teplovykh trub [*Physical fundamentals of heat pipes*]. Moscow, Atomizdat, 1978, 256 p. (Rus)
2. Gvozdev S. M., Mitrofanov A. V., Safonov S. A., Kholodilov V. I. [On the application of heat pipes in designing powerful lightning devices with LEDs]. *Svetotekhnika*, 2012, no 2, pp. 19-21 (Rus)
3. Hongyu Tang, Jia Zhaoi, Bo Li, Stanley Y Y Leungi, Cadmus C A Yuan, and G Q Zhang. Thermal Performance of Embedded Heat Pipe in High Power Density LED Streetlight Module. *IEEE 2014 15th International Conference on Thermal, Mechanical and Multi-Physics Simulation and Experiments in Microelectronics and Microsystems, EuroSimE 2014*, Ghent, Belgium, pp. 1/6-6/6. <http://dx.doi.org/10.1109/EuroSimE.2014.6813883>
4. Saprykin S., Smyrnov V., Abalov A. [Experience, son of difficult mistakes or why engineers needed due to creation of a lamp? Part 1, Redundant heat and how to struggle with it]. CHIP News Ukraine. *Engineering microelectronics*. 2016, no. 6, pp. 31-36 (Rus).
5. Nikolaenko Yu.E. [Schematics of the architecture of heat rejection from functional modules of a computer with the help of two-phase heat-transfer devices]. *Upravlyayushchie Sistemy i Mashiny*. 2005, no. 2, pp. 29-36 (Rus). <http://ela.kpi.ua/handle/123456789/16362>
6. Mohamed H. A. Elnaggar, Mohd. Zulkifly Abdullah, and Sri Raj Rajeswari Munusamy. Experimental and numerical studies of finned L-shape heat pipe for notebook-PC cooling. *IEEE Transactions on Components, Packaging and Manufacturing Technology*. June 2013, vol. 3, no. 6, pp. 978-988. <http://dx.doi.org/10.1109/TCPMT.2013.2245944>
7. Vasil'ev L. L. Jr., Grakovich L. P., Dragun L. A., Zhuravlev A. S., Olekhovich V. A., Rabetskii M. I. System for Cooling of Electronic Components. *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*, January 2017, vol. 90, iss. 1, pp. 95-101. <http://dx.doi.org/10.1007/s10891-017-1543-8>
8. Merzhvinskiy P.A., Osynskiy V.I., Nikolaenko Yu.E., Zhuk S.K. [Energetic fluxes in geterolasers and problems of heat sink]. *Optiko-elektronny informatsiyno-energetichnyy tekhnologii*. 2002, no. 1, pp. 121-124 (Rus). <http://ela.kpi.ua/handle/123456789/18017>
9. Glazunova L.V. [Thermal stabilization system in receive-transmitting outfit]. *Ingenerniy vesnyk Dona*. 2010, vol. 20, no. 2, pp. 115-119 (Rus). http://ivdon.ru/uploads/article/pdf/2012_2_17.pdf_759.pdf
10. Masataka Mochizuki, Thang Nguyen, Koichi Mashiko, Yuji Saito, Tien Nguyen, Vijit Wuttijumnong. 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>
11. 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>
12. Chi S. Teplovyte trubyy: Teoriya i praktika [*Heat pipes: Theory and practice*]. Moscow, Mashynostroenie, 1981, 207 p. (Rus)
13. 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>
14. Pat. 81688 Ukraine. [*LED lighting unit*]. Yu. E. Nikolaenko, B. M., Rassamakin, S. M. Khairnasov. 2014, byul. no 13 (Ukr).
15. Nikolaenko Yu. E., Bykov E. V., Lozoviy M. A., Khairnasov. S. M., Khmelev Yu. A. [The ways of Reducing the Temperature of LED Chip as part of Chandeliers with aluminum heat pipe]. *Proc. of 15th International scientific-practical conf. "Modern information and electronic technologies"*, Vol. II. Ukraine, Odessa, 2014, pp. 24-25 (Rus). <http://ela.kpi.ua/handle/123456789/17475>
16. 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>
17. Lozoviy M. A., Nikolaenko Yu. E., Rassamakin B. M., Khairnasov. S. M. [Research on thermal characteristics of heat pipes for LED lightening devices]. *Tekhnologiya i konstruirovaniye v elektronnoy apparature*, 2014, no 5-6, pp. 32-38 (Rus). <http://dx.doi.org/10.15222/TKEA2014.2.32>
18. Kravets V.Yu., Nikolaenko Yu.E., Nekrashevich Ya.V. Experimental studies of heat-transfer characteristics of miniaturized heat pipes. *Heat Transfer Research*, 2007, vol. 38, no. 6, pp. 553-563. <http://dx.doi.org/10.1615/HeatTransRes.v38.i6.70>
19. 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>