

К. т. н. В. Ю. КРАВЕЦ, к. т. н. Ю. Е. НИКОЛАЕНКО,  
к. т. н. А. И. РУДЕНКО

Украина, НТУУ «Киевский политехнический институт»  
E-mail: kravetz\_kpi@ukr.net, nikol@industry.gov.ua

Дата поступления в редакцию  
07.05 2004 г.  
Оппонент к. т. н. В. Е. ТРОФИМОВ  
(ОНПУ, г. Одесса)

## ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОПЕРЕДАЮЩИХ ХАРАКТЕРИСТИК РАДИАТОРОВ С ОРЕБРЕНИЕМ НА ОСНОВЕ МИНИАТЮРНЫХ ТЕПЛОВЫХ ТРУБ

*Приведены результаты исследования теплопередающих характеристик радиаторов на основе миниатюрных тепловых труб для компонентов персональных компьютеров.*

Стремление к повышению отводимых мощностей рассеяния от электронных приборов приводит к созданию все более совершенных систем охлаждения, одним из основных элементов которых является радиатор.

Одним из возможных путей повышения теплопередающей способности радиаторов является использование устройств с высокими теплопередающими свойствами в качестве ребер. Такими устройствами могут быть миниатюрные тепловые трубы (МТТ), эффективная теплопроводность которых, в зависимости от геометрических характеристик, более чем на порядок выше, чем у меди. В лаборатории тепловых труб НТУУ "КПИ" разработана оригинальная конструкция радиатора с миниатюрными тепловыми трубами, имеющими форму незамкнутых петель.

### Методика исследования

С целью определения эффективности радиаторов с миниатюрными тепловыми трубами были изготовлены два экспериментальных образца радиаторов, в которых ребрами служат МТТ петлеобразной формы (рис. 1, 2). В одном образце радиатора применялись десять МТТ наружным диаметром 4 мм, которые были заправлены этиловым спиртом. В другом образце радиатора использовались семь медных МТТ наружным диаметром 6 мм, заправленных дистиллированной водой. МТТ в обоих образцах при-



Рис. 1. Радиатор с петлеобразными МТТ Ø 4 мм

паивались к медному основанию 1 размерами 49×49×3 мм. (Размеры основания были выбраны как типичные для существующих систем охлаждения процессоров мощных компьютеров.) Внутренняя поверхность МТТ была покрыта слоем медной металлолокнистой капиллярной структуры 3 толщиной 0,5 мм и пористостью 90%.

Реальная площадь зоны испарения радиаторов с МТТ Ø 4 мм составляла  $13,2 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ , Ø 6 мм —  $18,6 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ , площадь зон конденсации — соответственно  $147 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$  и  $141 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ , масса радиатора — 0,15 кг и 0,19 кг, соответственно.

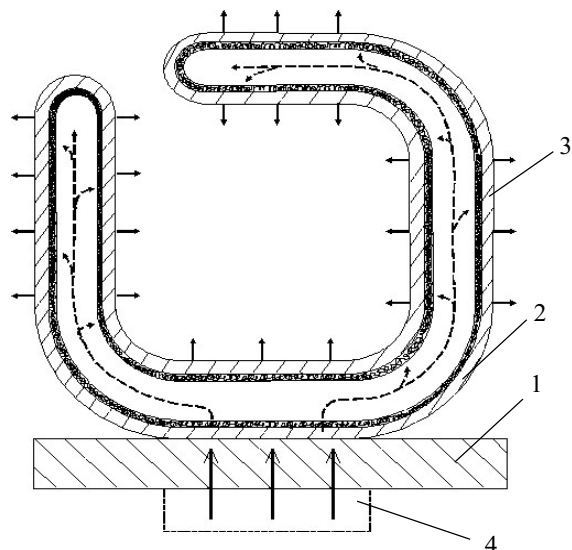


Рис. 2. Миниатюрная тепловая труба—ребро радиатора: 1 — основание; 2 — корпус МТТ; 3 — капиллярная структура; 4 — источник теплоты

В качестве источника теплоты использовался омический нагреватель, который крепился к нижней части основания через теплопроводную пасту на основе оксида бериллия КПТ-8 ( $\lambda = 0,7 \text{ Вт/(м} \cdot \text{°C)}$ ) [1, с. 65]. Площадь теплоподводящей части нагревателя соответствовала размерам ядра существующих процессоров современных компьютеров и составляла  $1,1 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ .

Испытания радиаторов проводились в аэродинамической трубе со скоростью обдува 2,7, 3,9 и 5,5 м/с. Скорость обдува поддерживалась постоянной. Радиатор располагался в участке, куда поступал стабилизированный поток воздуха. Скорость воздуха, омывающего поверхность радиатора в экспериментальном участке, определялась путем пересчета с учетом реальной площади, занимаемой радиатором. Все температурные измерения осуществлялись медь-константановыми термопарами, показания которых регистрировались цифровым милливольтметром Щ68000. Медь-

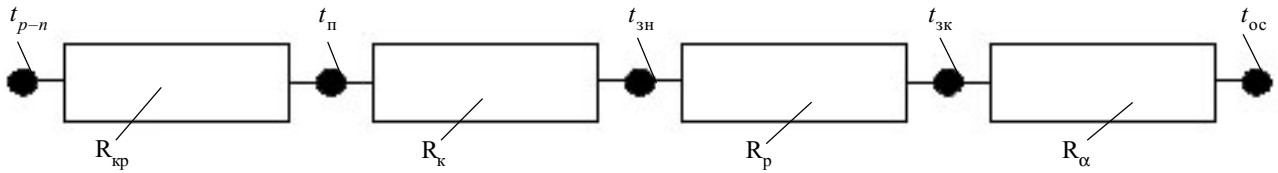


Рис. 3. Термические сопротивления от  $p-n$ -перехода полупроводникового кристалла до окружающей среды:  $t_{p-n}$  — температура  $p-n$ -перехода;  $t_{п}$  — температура поверхности микросхемы;  $t_{зн}$  — температура тепловоспринимающей поверхности радиатора;  $t_{зк}$  — температура поверхности сброса теплоты радиатора;  $t_{ос}$  — температура окружающей среды;  $R_{кр}$  — термическое сопротивление кристалла микросхемы;  $R_{к}$  — термическое сопротивление контакта микросхемы с радиатором;  $R_{р}$  — термическое сопротивление радиатора;  $R_{\alpha}$  — термическое сопротивление теплоотдачи

константовые термопары перед испытаниями тарировались с помощью платино-платинородиевой термопары в диапазоне температур от 10 до 200°C. Точность измерения температуры составляла 0,1°C. Измерялась температура в зоне испарения миниатюрных тепловых труб (5 термопар) и в зоне конденсации (15 термопар), а также на поверхности основания (4 термопары). Предусмотрено было также измерение температуры потока воздуха, входящего в экспериментальный участок (две термопары) и выходящего из него (три термопары).

Поскольку тепловые потери от нагревателя при больших нагрузках достигали 60%, то отводимый от радиатора тепловой поток определялся по показаниям термопар, установленных в гильзах на входе  $t_{вх}$  и выходе  $t_{вых}$  экспериментального участка по зависимости

$$Q = V\rho C_p F (t_{вх} - t_{вых}),$$

где  $V$  — скорость воздуха, омывающего поверхность радиатора, м/с;

$\rho$  — плотность воздуха при температуре  $t_{ср} = (t_{вх} + t_{вых})/2$ , кг/м<sup>3</sup>;

$C_p$  — удельная теплоемкость воздуха при  $t_{ср}$ , Дж/(кг·°C);

$F$  — площадь проходного сечения для воздуха в месте установки радиатора, м<sup>2</sup>.

Все температурные измерения проводились после вывода радиатора на стационарный режим.

В результате экспериментов определялись температурное поле по длине МТТ, средняя температура основания и температура в зоне контакта нагревателя с основанием. Так как зона конденсации занимала большую часть МТТ, то температура в ней определялась как средняя по показаниям всех установленных там термопар.

По полученным результатам температурных измерений рассчитывались удельный тепловой поток и термическое сопротивление радиатора. Термическое сопротивление радиатора рассчитывалось по зависимости

$$R_p = \frac{t_{осн} - t_{конд}}{Q},$$

где  $t_{осн}$  — среднее значение температуры основания радиатора;  $t_{конд}$  — среднее значение температуры зоны конденсации МТТ, поверхность которых омывается воздухом.

### Результаты исследования

Температурный уровень работы микропроцессорных полупроводниковых устройств зависит от многих факторов — от мощности рассеяния, от условий охлаждения, от размеров самой микросхемы. Снижение габаритов микросхемы при одной и той же мощности рассеяния приводит к увеличению удельных тепловых нагрузок и, соответственно, к повышению ее температуры. Если рассмотреть цепочку термических сопротивлений от самой микросхемы до окружающей среды, то она будет иметь вид, показанный на рис. 3.

Термические сопротивления кристалла микросхемы  $R_{кр}$  и контакта  $R_{к}$  обычно имеют небольшие значения и не могут вызывать существенного торможения движения тепловой энергии от  $p-n$ -переходов к окружающей среде. Основной перепад температур обычно наблюдается при передаче теплоты радиатором и на участке сброса в окружающую среду.

Термическое сопротивление радиатора  $R_p$  зависит от его конструкции. При выборе радиаторов, у которых оребрение выполнено из материала с постоянным коэффициентом теплопроводности, термическое сопротивление их будет практически постоянным при изменении тепловой нагрузки. Увеличение площади поперечного сечения теплоотвода позволяет снизить термическое сопротивление радиатора, но приводит к повышению его массы.

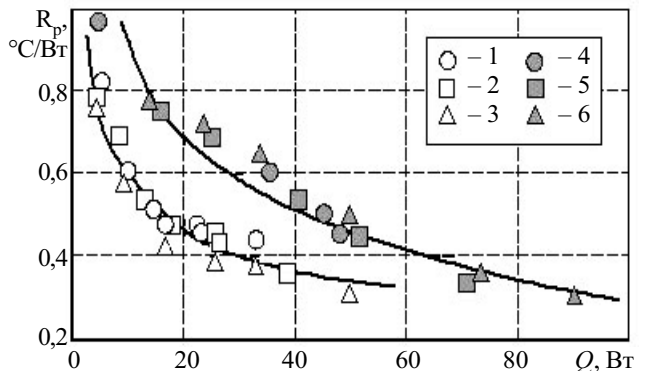


Рис. 4. Зависимость термического сопротивления радиаторов с тепловыми трубами различного диаметра от отводимой тепловой нагрузки  $Q$  при различных скоростях обдува  $V$ :

1, 2, 3 —  $\varnothing$  4 мм; 4, 5, 6 —  $\varnothing$  6 мм; 1, 4 —  $V=2,7$  м/с; 2, 5 — 3,9 м/с; 3, 6 — 5,5 м/с

Использование радиатора с миниатюрными тепловыми трубами в качестве ребер дает возможность не только снизить термическое сопротивление  $R_p$ , но и уменьшить массу всей конструкции системы охлаждения. Из рис. 4 видно, что  $R_p$  радиаторов с МТТ снижается с повышением передаваемого теплового потока. В области относительно небольших тепловых потоков (до 50 Вт) более эффективным оказался радиатор с МТТ  $\varnothing$  4 мм, чем радиатор с МТТ  $\varnothing$  6 мм. При более высоких тепловых нагрузках (90 Вт) термическое сопротивление радиатора с МТТ  $\varnothing$  6 мм снижается до значений 0,3°C/Вт и становится практически таким же, как с МТТ  $\varnothing$  4 мм. Как показано на рис. 4, в диапазоне исследованных параметров термическое сопротивление радиаторов практически не зависит от

скорости обдува зоны конденсации. Это можно объяснить тем, что величина  $R_p$  определяется, в основном, только интенсивностью процессов испарения и конденсации внутри МТТ, которые, в свою очередь, зависят от уровня передаваемой тепловой нагрузки.

Как показано в [2], коэффициенты теплоотдачи в зонах МТТ превышают  $1000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$ . Причем в зоне испарения (при кипении) они в несколько раз выше, чем в зоне конденсации. Внешняя интенсивность теплоотдачи при обтекании воздухом зоны конденсации не превышает, в зависимости от скорости обдува,  $100 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$ . Термическое сопротивление теплоотдачи  $R_\alpha$  (см. рис. 3) в нашем случае будет самым высоким. Поэтому оно и будет определять температурный уровень наиболее ответственных участков системы охлаждения. В данном случае это будет температура основания радиатора  $t_{\text{осн}}$ .

На рис. 5 показана зависимость температуры основания радиатора с МТТ  $\varnothing 4 \text{ мм}$  от передаваемой тепловой нагрузки. Здесь видно, что при увеличении скорости обдува температура основания снижается. Однако при одном и том же тепловом потоке увеличение скорости обдува не приводит к пропорциональному снижению температуры  $t_{\text{осн}}$ . Это связано с тем, что существует степенная зависимость коэффициента теплоотдачи  $\alpha$  со скоростью обдува  $V$ :  $\alpha \sim V^n$ , причем показатель степени  $n < 1$ . Тем не менее радиатор с МТТ  $\varnothing 4 \text{ мм}$  позволил отвести до  $50 \text{ Вт}$  при температуре основания, не превышающей  $70^\circ\text{С}$ . Теплопередающие характеристики радиатора с МТТ  $\varnothing 6 \text{ мм}$  примерно такие же.

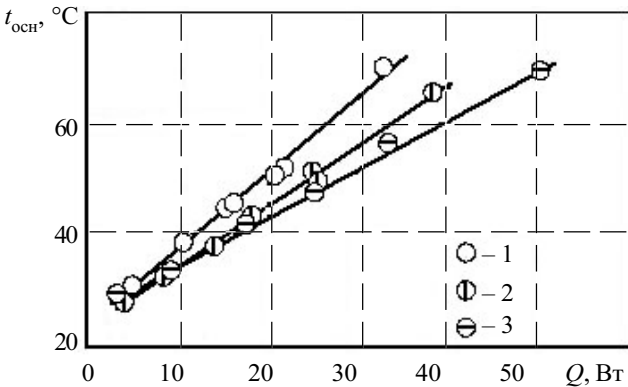


Рис. 5. Зависимость температуры основания в месте подвода тепловой энергии от отводимого радиатором теплового потока (МТТ  $\varnothing 4 \text{ мм}$ ): 1 —  $V=2,7 \text{ м/с}$  (расход воздуха  $G = 0,0037 \text{ м}^3/\text{с}$ ); 2 —  $3,9 \text{ м/с}$  ( $G = 0,0052 \text{ м}^3/\text{с}$ ); 3 —  $5,5 \text{ м/с}$  ( $G = 0,0073 \text{ м}^3/\text{с}$ ). Температура входящего воздуха  $23,5^\circ\text{С}$

Для сравнения теплопередающих характеристик радиаторов в [3] предложена оценка эффективности теплообменных поверхностей с помощью удельного массового показателя  $q_m$ :

$$q_m = Q / (m(t_{\text{осн}} - t_{\text{ок}})),$$

где  $Q$  — передаваемый тепловой поток, Вт;  
 $m$  — масса оребренной теплообменной поверхности, кг.

На рис. 6 представлены значения удельных массовых показателей  $q_m$  исследованных радиаторов с МТТ и поверхности с сетчато-проволочным ореб-

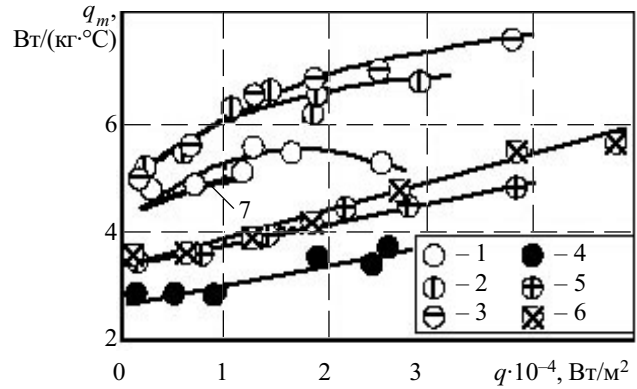


Рис. 6. Зависимость удельного массового показателя от удельных тепловых нагрузок:

1, 2, 3 — радиатор с МТТ  $\varnothing 4 \text{ мм}$ ; 4, 5, 6 — радиатор с МТТ  $\varnothing 6 \text{ мм}$ ; 1, 4 —  $V = 2,7 \text{ м/с}$  ( $G = 0,0037 \text{ м}^3/\text{с}$ ); 2, 5 —  $3,9 \text{ м/с}$  ( $G = 0,0052 \text{ м}^3/\text{с}$ ); 3, 6 —  $5,5 \text{ м/с}$  ( $G = 0,0073 \text{ м}^3/\text{с}$ ); 7 — радиатор с сетчато-проволочным оребрением [3] ( $G = 0,0113 \text{ м}^3/\text{с}$ )

рением в зависимости от удельных тепловых нагрузок  $q$ . Как видно, удельные массовые показатели  $q_m$  радиатора с МТТ  $\varnothing 4 \text{ мм}$  примерно в 1,5 раза выше, чем у радиатора с МТТ  $\varnothing 6 \text{ мм}$ . Это можно объяснить тем, что радиатор с МТТ  $\varnothing 6 \text{ мм}$  оказался примерно в 1,3 раза тяжелее, чем с МТТ  $\varnothing 4 \text{ мм}$ . Увеличение скорости обдува повышает показатель  $q_m$ .

Характеристики радиатора с сетчато-проволочным оребрением [3] находятся на достаточно высоком уровне, однако расход воздуха в этом случае был  $0,0113 \text{ м}^3/\text{с}$ . Такому расходу воздуха для исследуемых радиаторов с МТТ соответствует скорость обдува  $10 \text{ м/с}$ , т. е. в этом случае показатель  $q_m$  радиаторов с МТТ будет еще выше.

Следует также отметить, что для радиаторов с сетчато-проволочным оребрением существует ограничение по отводимым удельным тепловым нагрузкам (до  $1,5 \cdot 10^4 \text{ Вт}/\text{м}^2$ ). Для исследованных радиаторов с МТТ это ограничение в несколько раз выше (до  $5 \cdot 10^4 \text{ Вт}/\text{м}^2$ ).

### Выводы

Таким образом, проведенные исследования показали, что использование миниатюрных тепловых труб в качестве ребер радиаторов позволяет увеличить отводимые тепловые нагрузки при одновременном снижении температурного уровня поверхности мощных микросхем.

В температурном диапазоне от  $20$  до  $80^\circ\text{С}$  предпочтительнее выглядят МТТ с использованием в качестве теплоносителя этилового спирта.

### ИСПОЛЬЗОВАННЫЕ ИСТОЧНИКИ

1. Домнич В. И., Зиньковский Ю. Ф. Конструирование РЭС, оценка и обеспечение тепловых режимов.— К.: УМК ВО, 1990.
2. Николаенко Ю. Е., Кравец В. Ю. Влияние режимных параметров на теплопередающие характеристики миниатюрных тепловых труб // Технология и конструирование в электронной аппаратуре.— 2001.— № 6.— С. 36—38.
3. Письменный Е. Н., Рогачев В. А., Терех А. М., Бурлей В. Д. Тепловая эффективность системы воздушного охлаждения для теплонагруженных элементов персонального компьютера // Промышленная теплотехника.— 2003.— Т. 25, № 3.— С. 16—20.