

---

ТЕПЛО- И МАССООБМЕН,  
СВОЙСТВА РАБОЧИХ ТЕЛ И МАТЕРИАЛОВ

---

ОТВОД ТЕПЛА ЕСТЕСТВЕННОЙ КОНВЕКЦИЕЙ  
МНОГОФАЗНОГО ОХЛАДИТЕЛЯ ДЛЯ УСТРОЙСТВ  
ИНФОРМАЦИОННО-КОММУНИКАЦИОННЫХ СИСТЕМ<sup>1</sup>

© 2024 г. F. J. Lesage<sup>a</sup>, \*, M. Aladj<sup>a</sup>, R. Eugenie<sup>b</sup>

<sup>a</sup>Université du Québec en Outaouais, Computer Science and Engineering,  
101, rue Saint-Jean-Bosco C.P. 1250, succursale Hull, Gatineau, Québec, Canada

<sup>b</sup>Université des Antilles, Département de Mathématiques-Informatique,  
Campus Fouillole, Pointe-à-Pitre, Guadeloupe, 97157 France

\*e-mail: frederic.lesage@uqo.ca

Поступила в редакцию 15.01.2023 г.

После доработки 16.02.2023 г.

Принята к публикации 01.03.2023 г.

Постоянное ужесточение требований к интенсификации отведения тепла системами охлаждения электронных устройств обусловлено непрерывным ростом количества тепловой энергии, выделяющейся при работе оборудования информационно-коммуникационных систем. Для управления тепловыми режимами этого оборудования применяются радиаторы с однофазным теплоносителем, возможности которых по отводу тепла к настоящему времени уже полностью исчерпаны. Цель данной работы — показать возможность уменьшения размеров устройств охлаждения путем использования систем отвода тепла с двухфазным теплоносителем. Обсуждаются и сравниваются результаты измерений теплового потока, исходящего от радиатора с естественной конвекцией теплоносителя, проведенных при использовании однофазного и испаряющегося теплоносителя. Численный анализ особенностей теплообмена позволил получить количественные результаты, свидетельствующие о повышенной эффективности радиатора с перфорированной передней (лицевой) панелью. Показано, что при организации испарения из отверстий на передней поверхности радиатора можно уменьшить его размеры на 37.6% по сравнению с радиатором, в котором отвод тепла осуществляется только естественной конвекцией.

**Ключевые слова:** радиаторы с перфорированной лицевой поверхностью, интенсификация теплоотдачи, фазовый переход, испарительное охлаждение, естественная конвекция, тепловой поток, температуропроводность

**DOI:** 10.56304/S0040363624700085

Развитие информационно-коммуникационных технологий приводит к непрерывному расширению функциональных возможностей, уменьшению размеров и, следовательно, увеличению теплового потока от элементов таких устройств, как микропроцессоры, усилители мощности и диодные лазеры [1–5]. Актуальной стала также задача создания современного терморегулирующего оборудования для отведения повышенного теплового потока [6]. Из-за отсутствия эффективного охлаждения уменьшаются производительность и надежность устройств, что приводит к увеличению стоимости технического обслуживания и снижению его качества [5].

Для эффективного отведения тепла от электронных компонентов и обеспечения их эксплуа-

тации при температурах, не влияющих на их долговременную надежность, нередко используют металлические радиаторы. Во многих случаях, особенно при сложных внешних условиях, естественная конвекция является основным процессом, обеспечивающим отвод тепла. Это означает, что радиаторы для отведения значительного количества тепла должны иметь довольно большую площадь поверхности и, следовательно, они будут крупногабаритными и массивными. Для охлаждения электронных компонентов использовать вентиляторы не всегда возможно из-за их низкой надежности при эксплуатации на открытом воздухе. В связи с ужесточением требований к мощности рассеяния тепла необходимо увеличивать размеры радиатора, чтобы получить достаточную площадь поверхности конвективного теплообмена для поддержания температуры электронных компонентов ниже максимального допустимого значения. В некоторых информацион-

<sup>1</sup> Работа частично финансировалась национальным советом Канады по исследованиям в области естественных и технических наук (NSERC) (научный грант RGPIN-2015-05242).

но-коммуникационных системах на подсистему терморегулирования может приходиться до 95% массы всей системы [7]. Поэтому для отвода тепла необходимы высокоэффективные пассивные устройства, обладающие улучшенными массогабаритными характеристиками. Несколько решений для создания таких терморегулирующих устройств рассмотрено в недавно опубликованном обзоре [8].

Довольно большое число работ посвящено повышению эффективности пассивных устройств отвода тепла путем естественной конвекции, возможность внедрения которых обсуждается в [9]. Широкое распространение получили мини-канальные радиаторы с вертикальными плоскими ребрами, отвод тепла в которых осуществляется именно естественной конвекцией [10–12]. В таких радиаторах могут использоваться наножидкости [13], материалы с фазовым переходом [14]. Кроме того, могут применяться и другие методы интенсификации теплоотдачи, например описанные в [15].

Методы интенсификации теплоотдачи можно разделить на две группы. К первой относятся методы оптимизации, основанные на результатах теоретических исследований [16, 17]. Вторая группа включает в себя такие методы, которые позволяют так или иначе повысить местные коэффициенты конвективной теплоотдачи путем увеличения скорости жидкости, разрушения пограничного слоя или интенсивного перемешивания потока [18–23]. С одной стороны, эти методы оптимизации и интенсификации теплоотдачи могут применяться для уменьшения термического сопротивления радиаторов, что приводит к снижению рабочих температур компонентов информационно-коммуникационных систем. С другой стороны, улучшение термических характеристик дает возможность уменьшить размеры радиатора и, следовательно, снизить его массу.

При дополнительном использовании испарительного охлаждения для интенсификации теплоотдачи естественной конвекцией и излучением от конвективных радиаторов существенно повышается их эффективность, поскольку для достижения фазового перехода в теплоносителе (обычно воде) требуется значительное количество тепла [24–27]. Несмотря на то что такой способ охлаждения широко распространен в природе, например он встречается у многих видов млекопитающих [28], лишь в нескольких недавних исследованиях изучалось испарительное охлаждение применительно к открытым конвективным радиаторам с воздушным охлаждением.

Исследование радиатора с капиллярной структурой для перемещения теплоносителя и его последующего испарения в целях интенсификации отведения тепла показало, что дополнительное

использование испарительного охлаждения позволяет улучшить его (радиатора) тепловые характеристики по сравнению с исходным вариантом радиатора, охлаждаемого только путем конвекции и излучения [29]. В этом исследовании использовался медный радиатор, на поверхность которого был нанесен слой спеченного медного порошка. Для распределения воды по поверхности теплообмена обеспечивался капиллярный напор. Экспериментальное исследование радиатора в условиях вынужденной конвекции показало снижение термического сопротивления на 50–80% по сравнению с радиатором таких же внешних размеров при охлаждении только естественной конвекцией. В работе [30] изучалось охлаждение естественной конвекцией одиночной пластины, на которую, как и в [29], был нанесен спеченный медный порошок, и также наблюдалось значительное снижение термического сопротивления.

Авторы [31] исследовали микромасштабный испарительный радиатор, который состоял из обработанного лазером алмазного основания и ребер для отвода тепла, на которые для интенсификации испарения воды с поверхности на нее методом электроосаждения был нанесен тонкий (30 мкм) пористый слой меди. Для перемещения жидкости к поверхности радиатора для испарения и контроля ее расхода использовалась сложная трехмерная микроструктура.

В настоящей работе исследовались способы интенсификации теплоотдачи с поверхности радиатора естественной конвекцией и испарением. Радиатор был изготовлен из традиционных материалов с использованием методов механической обработки. Цели настоящей работы были следующие:

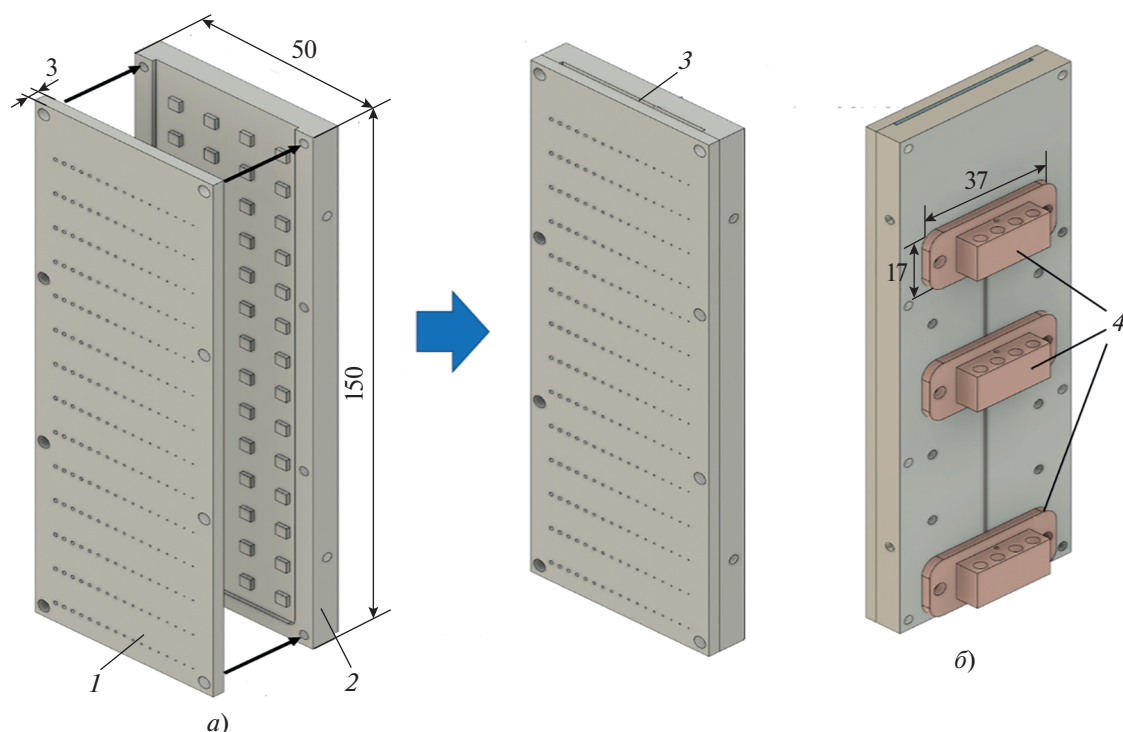
исследовать возможности интенсификации отвода тепла от радиатора с естественной конвекцией путем испарительного охлаждения, используя для этого поверхность с просверленными в ней отверстиями;

разработать аналитическую модель теплопередачи для расчета термических характеристик радиатора;

оценить возможности уменьшить объем радиатора с естественной конвекцией в результате применения дополнительного испарительного охлаждения.

## ПОСТАНОВКА ЭКСПЕРИМЕНТА

Для оценки теплоотдачи естественной конвекцией и испарением был спроектирован и изготовлен плоский радиатор, схема которого показана на рис. 1. Экспериментальная модель радиатора состояла из плоской перфорированной рассеивающей тепло пластины и опорной плиты. Пластина толщиной 3 мм, изготовленная из алюминия-



**Рис. 1.** Схема исследуемого радиатора: вид спереди (а), вид сзади (б).

1 – пористая рассеивающая поверхность; 2 – опорная плита; 3 – полость для воды; 4 – медные нагревательные блоки

вого сплава марки 6061-T6, с помощью болтов крепилась к опорной плите, в которой для создания зазора между двумя плоскими поверхностями (полостями) имелась выемка глубиной 1 мм. На тыльной поверхности опорной плиты были установлены медные блоки (см. рис. 1, б), которые использовались для нагрева радиатора. Важно отметить, что такие нагревательные блоки моделируют тепловую нагрузку элемента информационно-коммуникационной системы, размещенного на наружной поверхности пластины.

В пластине (рис. 2) было просверлено 14 одинаковых горизонтальных рядов отверстий диаметром от 1.00 до 0.35 мм (уменьшался последовательно от одного края пластины к другому), предназначенных для подачи воды из полости на поверхность рассеяния. В реальных условиях могут использоваться различные источники воды, например термоэлектрический конденсатор. В данном исследовании для предотвращения засорения отверстий применялась дистиллированная вода.

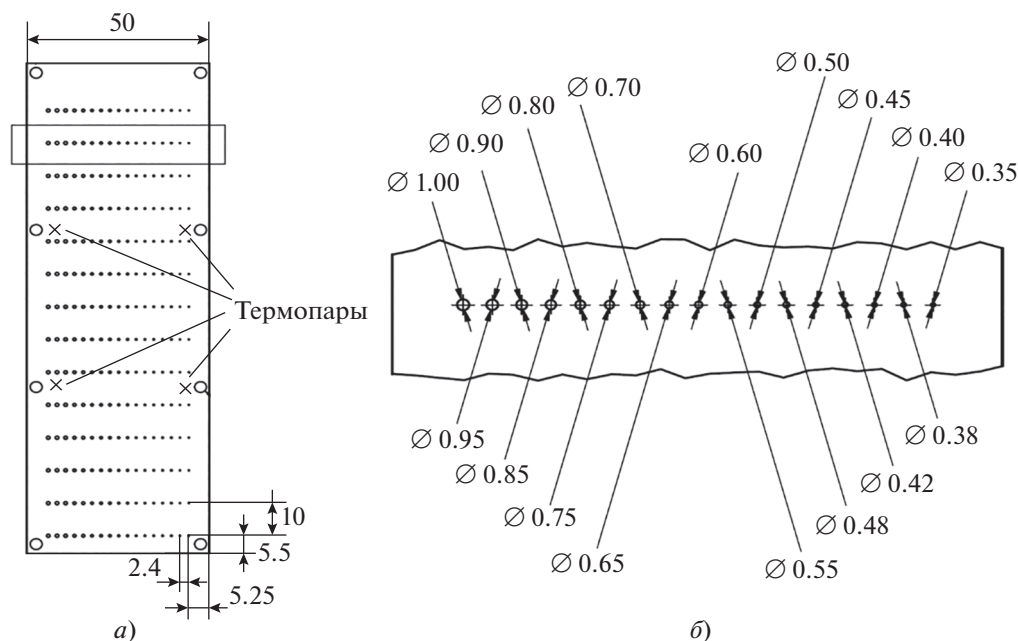
Номинальная толщина опорной плиты составляла 6 мм. В зоне емкости для воды были выполнены квадратные выступы (см. рис. 1, а), которые предназначались для передачи тепла теплопроводностью от задней стороны радиатора к рассеивающей поверхности. Выступы были расположены так, чтобы не нарушать работу системы подачи воды через отверстия.

К тыльной поверхности опорной плиты крепили медные нагревательные блоки (см. рис. 1, б), которые обеспечивали такой же тепловой поток, какой фиксировался от моделируемых микроэлектронных устройств. В экспериментах зазор шириной 1 мм между пластиной и опорной плитой заполнялся водой, уровень которой поддерживался постоянным путем впрыскивания воды в полость между пластинами.

Каждый нагревательный блок был оснащен четырьмя патронными нагревателями (модели H150-30-24-01 производства фирмы Sun Electric), которые включались параллельно и получали питание мощностью 50 Вт каждый от источника постоянного тока с программным управлением (BK Precision 9201). Поток тепла проходил через относительно толстую опорную плиту, квадратные выступы в водяной емкости, рассеивающую перфорированную поверхность и затем отводился в окружающую среду путем естественной конвекции и испарения влаги.

Чтобы уменьшить потери тепла и обеспечить отведение большей его части от передней панели радиатора, нагревательные блоки и тыльная сторона радиатора были изолированы волокнистой минеральной ватой (Thermafiber FRF).

На передней панели радиатора были установлены четыре термодары типа Т (медь-константовые), изготовленные из термодарных проводов диаметром 0.08 мм (калибр 40 AWG) (см. рис. 2, а



**Рис. 2.** Схема расположения термопар и рядов отверстий в пористой рассеивающей пластине (а) и размеры отверстий в одном ряду (б)

и 3, а). В пазы под каждым нагревательным блоком на тыльной поверхности радиатора для измерения температур источников тепла были заделаны три термопары (см. рис. 3, б). Для получения показаний термопар использовались система сбора данных Agilent 34970A и 20-канальный мультитестер 34901A.

## ОБСУЖДЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ

### *Результаты экспериментов, полученные в стационарном режиме*

Радиатор нагревался до выхода на стационарный режим сначала без воды (режим А), а затем еще раз с подачей воды с расходом 0.5 мл/мин (режим В) и поддержанием ее постоянного уровня в радиаторе. В обоих экспериментах мощность теплоподвода к тыльной поверхности радиатора составляла 50 Вт.

Графики изменения температуры во времени для поверхности, к которой подводилось тепло, и рассеивающей поверхности радиатора представлены на рис. 4. На этом рисунке по оси ординат отложена температура  $\theta = t_f - t_\infty$ , где  $t_f$  — температура поверхности передней панели;  $t_\infty$  — температура окружающего воздуха.

Результаты экспериментов сведены в таблицу, из которой следует, что время выхода на стационарный режим при подаче воды в радиатор (режим В) более чем в 2 раза меньше, чем без ее подачи (режим А). Это связано с интенсификацией

отвода тепла благодаря испарению капель, проникающих через отверстия в передней панели, что приводит к увеличению количества тепла, отводимого радиатором.

Результаты, полученные в экспериментальном режиме с подачей воды (режим В), позволили также оценить минимальный и максимальный диаметр отверстий. Оказалось, что отверстия слишком малого диаметра (0.35 мм) вообще не обеспечивают испарительное охлаждение. Это объясняется тем, что гидростатического давления недостаточно для преодоления действия капиллярных сил в каналах диаметром менее 0.4 мм.

Через отверстия диаметрами 1.00 и 0.95 мм происходит утечка части жидкости еще до того, как она полностью испарится. Это объясняется тем, что при действующем гидростатическом напоре расход воды превышает интенсивность испарения. Более того, гидростатический напор тем выше, чем ниже располагаются ряды отверстий. Поэтому в двух нижних рядах утечка жидкости при неполном ее испарении происходит из отверстий диаметрами не только 1.00 и 0.95 мм, но и 0.90 мм.

Важно отметить, что в режиме В расход воды поддерживался постоянным, чтобы точно определить суммарный энергетический баланс. При переменном расходе жидкости процесс образования капель будет зависеть от колебаний уровня воды в емкости между пластинами.

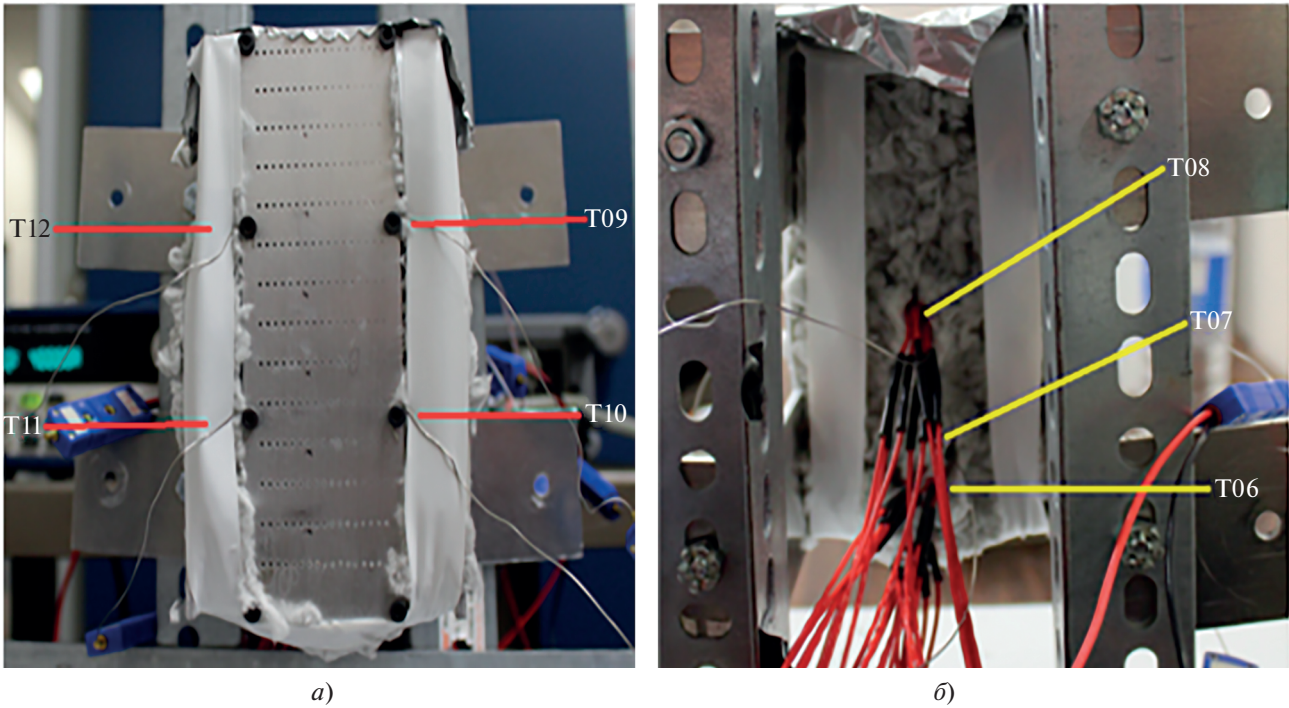


Рис. 3. Размещение термопар на передней (а) и тыльной (б) поверхности радиатора

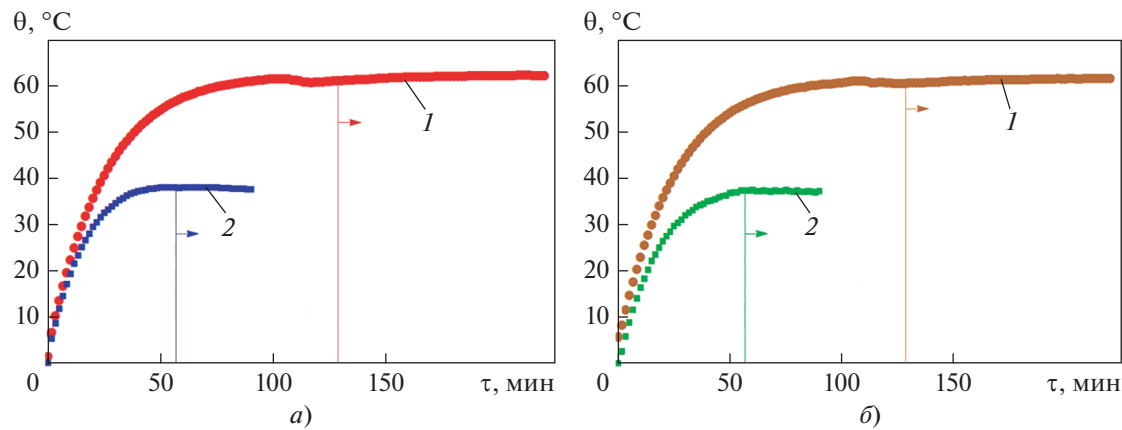


Рис. 4. Зависимость средней температуры поверхности радиатора от времени  $\tau$ . Поверхность: а – тыльная; б – передняя. 1 – без подачи воды; 2 – при подаче воды с расходом 0.5 мл/мин. Вертикальные линии – выход на стационарный режим

Результаты экспериментов по выходу радиатора на стационарный режим отведения тепла без подачи и с подачей воды в полость

| Экспериментальный режим                        | Установившаяся температура на поверхности, °C |         | $t_{\infty}$ , °C | $\tau_{tr}^*$ , мин |
|------------------------------------------------|-----------------------------------------------|---------|-------------------|---------------------|
|                                                | передней                                      | тыльной |                   |                     |
| Без подачи воды (режим А)                      | 84.3                                          | 85.2    | 23.5              | 128.8               |
| С подачей воды с расходом 0.5 мл/мин (режим В) | 60.1                                          | 60.7    | 22.9              | 58.8                |

\* Время, прошедшее до наступления стационарного режима.

*Энергетический баланс*

В экспериментальном режиме А (без подачи воды) основным механизмом теплообмена с окружающим воздухом является конвекция, которая описывается в энергетическом балансе конвективной составляющей  $Q_{conv}$ , которая рассчитывается по формуле

$$Q_{conv} = \alpha A_c (t_f - t_\infty), \quad (1)$$

где  $\alpha$  — коэффициент конвективной теплоотдачи;  $A_c$  — площадь теплоотдающей поверхности.

После выхода на стационарный режим количество подведенного тепла  $Q_{in}$  должно быть равно количеству тепла, отведенного путем теплообмена с теплоотдающей поверхностью. Таким образом,

$$\alpha A_c = \frac{Q_{in}}{(t_f - t_\infty)_A}, \quad (2)$$

где буква А в нижнем индексе указывает экспериментальный режим А.

В экспериментальном режиме В (с подачей воды) испарение капель вносит вклад в суммарный энергетический баланс, который описывается членом  $Q_{vap}$ . С учетом конвективной теплоотдачи энергетический баланс можно записать в виде

$$Q_{in} = Q_{conv} + Q_{vap} \quad (3)$$

и для режима В количество тепла, выделяющегося при испарении, можно определить следующим образом:

$$\begin{aligned} Q_{vap} &= Q_{in} - Q_{conv} = Q_{in} - \alpha A_c (t_f - t_\infty)_B = \\ &= Q_{in} - \frac{Q_{in}}{(t_f - t_\infty)_A} (t_f - t_\infty)_B = Q_{in} \left[ 1 - \frac{(t_f - t_\infty)_B}{(t_f - t_\infty)_A} \right]. \end{aligned} \quad (4)$$

Если подставить значения температур из таблицы в (4), то получится, что на долю испарения приходится 19.7 Вт из рассеиваемых 50 Вт, или 39.4%.

*Массовый баланс*

Как уже отмечалось, массовый расход воды, поступающей в систему в виде жидкости, составляет 0.5 мл/мин. Вся эта вода отводится из системы в виде пара. Следуя закону сохранения массы при фазовом переходе, можно записать следующее соотношение:

$$Q_{vap} = \dot{m} h_{fg}, \quad (5)$$

где  $\dot{m}$  — массовый расход воды;  $h_{fg}$  — скрытая теплота парообразования.

Применительно к экспериментальному режиму В из формулы (5) следует, что благодаря испа-

рению с передней поверхности отводится 18.8 Вт тепла. Различие значений, полученных из энергетического баланса и баланса массы, обусловлено интенсивным перемешиванием потока у поверхности радиатора.

**МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ**

Для моделирования динамики изменения температуры и теплового потока использовался подход, аналогичный изложенному в [32]. Далее рассматривается задача одномерного нестационарного распределения температуры  $t(x, \tau)$  в пластине толщиной  $L$  из однородного материала с постоянным термическим сопротивлением. Предполагается отсутствие тепловыделения в материале (например, обусловленного термоэлектрическими эффектами, изменением химического состава, фазовыми переходами и т.д.). Обобщенное решение одномерного уравнения теплопроводности для этих условий имеет следующий вид [33]:

$$t(x, \tau) = \sum_{n=0}^{\infty} (C_n e^{-a\lambda_n \tau} \cos \sqrt{\lambda_n} x + D_n e^{-a\lambda_n \tau} \sin \sqrt{\lambda_n} x), \quad (6)$$

где коэффициенты  $C_n$ ,  $D_n$  — неизвестные постоянные;  $a = k/(\rho c_p)$  — коэффициент температуропроводности;  $k$ ,  $\rho$ ,  $c_p$  — теплопроводность, плотность и изобарная теплоемкость материала пластины.

Используя закон Фурье, можно получить следующее выражение для локальной плотности теплового потока в точке  $x$ :

$$\begin{aligned} q(x, \tau) &= \\ &= k \sum_{n=0}^{\infty} \left[ \sqrt{\lambda_n} (C_n e^{-a\lambda_n \tau} \sin \sqrt{\lambda_n} x - D_n e^{-a\lambda_n \tau} \cos \sqrt{\lambda_n} x) \right]. \end{aligned} \quad (7)$$

Разложение в ряд Фурье начального условия

$$q(x, 0) = \begin{cases} q_{in}, & x = 0; \\ 0, & 0 < x \leq L \end{cases} \quad (8)$$

позволяет получить выражение

$$q(x, 0) = q_{in} + \frac{2q_{in}}{\pi} \sum_{n=1}^{\infty} \left[ \frac{(-1)^n - 1}{n} \sin \frac{n\pi x}{2L} \right]. \quad (9)$$

Если приравнять выражение (7) при  $\tau = 0$  и (9), то для  $n > 0$  можно получить  $b_n = 0$ ,  $\lambda_n = \left(\frac{n\pi}{2L}\right)^2$  и

$$k\sqrt{\lambda_n} C_n = \frac{2q_{in}}{\pi n} [(-1)^n - 1].$$

Таким образом,

$$C_n = \frac{4q_{in} L}{k n^2 \pi^2} [(-1)^n - 1] \forall n > 0. \quad (10)$$

Тогда формулу для теплового потока можно записать в виде

$$q(x, \tau) = k\sqrt{\lambda_0} \left( C_0 e^{-a\lambda_0\tau} \sin\sqrt{\lambda_0}x - D_0 e^{-a\lambda_0\tau} \cos\sqrt{\lambda_0}x \right) + \frac{2q_{in}}{\pi} \sum_{n=1}^{\infty} \left\{ \frac{(-1)^n - 1}{n} \left[ e^{-a\left(\frac{n\pi}{2L}\right)^2\tau} \sin\frac{n\pi}{2L}x \right] \right\}. \quad (11)$$

Из начального условия на границе  $x = 0$  следует, что

$$q(0, 0) = -k\sqrt{\lambda_0}D_0 = q_{in}. \quad (12)$$

Соотношение (12) позволяет получить выражение для  $D_0$  и далее определить профиль температуры по формуле

$$t(x, \tau) = C_0 e^{-a\lambda_0\tau} \cos\sqrt{\lambda_0}x - \frac{q_{in}}{k} e^{-a\lambda_0\tau} \frac{\sin\sqrt{\lambda_0}x}{\sqrt{\lambda_0}x} + \frac{8q_{in}L}{k\pi^2} \sum_{n=1}^{\infty} \left[ \frac{(-1)^n - 1}{n^2} e^{-a\left(\frac{n\pi}{2L}\right)^2\tau} \cos\frac{n\pi}{4L}x \right]. \quad (13)$$

Так как при любом фиксированном  $x$  предел  $\lim_{\xi \rightarrow 0} \frac{\sin\xi}{\xi} = 1$ , то при  $\lambda_0 \rightarrow 0$  формула (13) примет вид

$$t(x, \tau) = C_0 - \frac{q_{in}}{k}x + \frac{2q_{in}L}{k\pi^2} \sum_{n=1}^{\infty} \left[ \frac{(-1)^n - 1}{n^2} e^{-a\left(\frac{n\pi}{2L}\right)^2\tau} \cos\frac{n\pi x}{2L} \right]. \quad (14)$$

Для профиля температуры используется начальное условие  $t(x, 0) = t_{\infty}$ . При граничном условии  $x = 0$  формула (14) приобретает следующий вид:

$$t(0, 0) = C_0 + \frac{4q_{in}L}{k\pi^2} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{(-1)^n - 1}{n^2}. \quad (15)$$

Сумма в правой части (15) сходится к пределу, равному  $-\frac{\pi^2}{4}$ . В результате можно записать

$$t(0, 0) = C_0 + \frac{4q_{in}L}{k\pi^2} \left( -\frac{\pi^2}{4} \right) = t_{\infty}, \quad (16)$$

откуда следует, что

$$C_0 = t_{\infty} + \frac{q_{in}L}{k}. \quad (17)$$

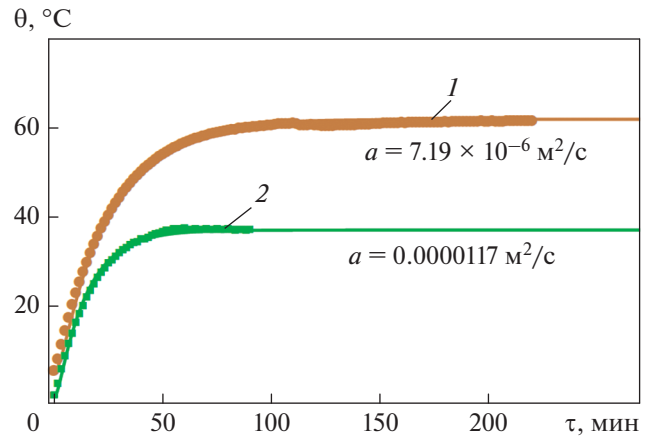


Рис. 5. Рассчитанные (линии) и измеренные (маркеры) зависимости от времени температуры на передней поверхности радиатора без подачи воды (1) и при подаче воды с расходом 0.5 мл/мин (2)

Таким образом, формулы для расчета профиля температуры и теплового потока приобретают следующий окончательный вид:

$$t(x, \tau) = t_{\infty} + \frac{q_{in}}{k}(2L - x) + \frac{8q_{in}L}{k\pi^2} \sum_{n=1}^{\infty} \left[ \frac{(-1)^n - 1}{n^2} e^{-a\left(\frac{n\pi}{2L}\right)^2\tau} \cos\frac{n\pi x}{2L} \right]; \quad (18)$$

$$q(x, \tau) = q_{in} + \frac{2q_{in}}{\pi} \sum_{n=1}^{\infty} \left\{ \frac{(-1)^n - 1}{n} \left[ e^{-a\left(\frac{n\pi}{2L}\right)^2\tau} \sin\frac{n\pi}{4L}x \right] \right\}. \quad (19)$$

Формула (18) используется для определения эффективной теплопроводности радиатора без подачи и с подачей воды. Для этого рассчитывается температура при  $\tau \rightarrow \infty$  и результат сравнивается с экспериментальными данными, полученными в стационарном режиме.

На рис. 5 показаны профили температуры, вычисленные по представленной модели, и экспериментальные данные для передней поверхности радиатора. Модель позволяет определить значение коэффициента температуропроводности, обеспечивающее удовлетворительное совпадение расчетных и экспериментальных данных по изменению температуры во времени. Таким образом, появляется возможность количественно оценить коэффициенты температуропроводности в двух рассматриваемых режимах.

Как видно на рис. 5, коэффициент температуропроводности экспериментального радиатора составляет  $a_A = 7.9 \times 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$  без подачи воды и  $a_B = 1.17 \times 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$  при подаче воды. Таким образом, способность радиатора проводить тепло на 61.4% больше, чем его способность это тепло аккумулировать.

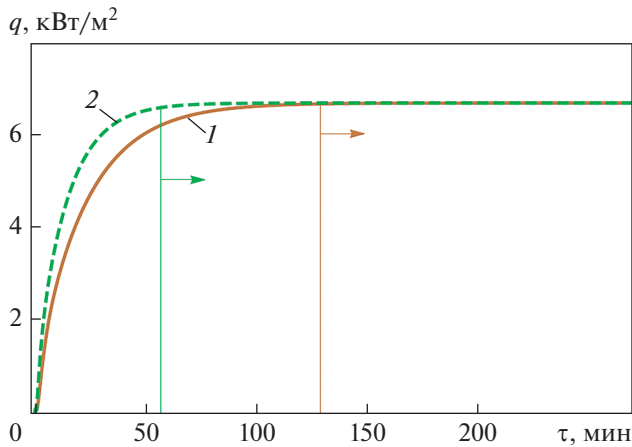


Рис. 6. Зависимости от времени плотности теплового потока  $q$  на передней поверхности радиатора, рассчитанные по предлагаемой модели для режима без подачи воды (1) и для режима с подачей воды с расходом 0.5 мл/мин (2). Вертикальные линии – выход на стационарный режим

Чтобы оценить влияние подачи воды на отводимый тепловой поток, его рассчитывали на передней поверхности радиатора по формуле (19). Представленные на рис. 6 результаты показывают, что для теплового потока стационарное состояние достигается быстрее при подаче воды, чем без ее использования. Эти данные свидетельствуют также о том, что результаты расчета, полученные по предложенной модели для переходного режима, хорошо согласуются с зарегистрированными экспериментальными данными.

### УМЕНЬШЕНИЕ ОБЪЕМА РАДИАТОРА

Рассматриваются два радиатора, площадь поверхности первого  $A_{c1}$ , а второго  $A_{c2}$ , причем  $A_{c2} < A_{c1}$ . Максимальный допустимый тепловой поток на первом радиаторе обеспечивается конвекцией [см. формулу (1)], а на втором радиаторе отвод тепла осуществляется как конвекцией, так и испарением [см. формулу (4)]. От обоих радиаторов отводится одинаковое количество тепла  $Q_{in}$ . Таким образом, справедливо следующее равенство:

$$\alpha A_{c1} (t_f - t_\infty) = \dot{m} h_{fg} + \alpha A_{c2} (t_f - t_\infty), \quad (20)$$

откуда следует, что

$$Q_{in} = \dot{m} h_{fg} + Q_{in} \frac{A_{c2}}{A_{c1}}. \quad (21)$$

Упрощение выражения (21) приводит к следующей формуле:

$$\frac{A_{c2}}{A_{c1}} = 1 - \frac{\dot{m} h_{fg}}{Q_{in}}. \quad (22)$$

Таким образом, из (22) следует, что при постоянной толщине пластины при подаче в полость воды с расходом 0.5 мл/мин распределение температуры, полученное в экспериментальном режиме А, можно поддерживать с помощью радиатора, объем которого на 37.6% меньше объема радиатора, в котором подача воды не предусмотрена.

### ВЫВОДЫ

1. Радиатор с перфорированной поверхностью, спроектированный и изготовленный с использованием традиционных методов механической обработки, обеспечивает возможность образования и испарения капель жидкости на его поверхности. Испарение капель воды в окружающий воздух интенсифицирует теплоотдачу, при этом поддерживается более низкая стационарная температура радиатора. Кроме того, время выхода на стационарный режим в условиях испарения примерно в 2 раза меньше, чем в режиме без подачи воды в радиатор.

2. Математическая модель, проверенная с помощью экспериментальных данных, использована для оценки температуропроводности исследуемого радиатора. Значение этого показателя увеличивается на 62.7% при эксплуатации с испарением воды при скорости ее подачи 0.5 мл/мин. Этот результат свидетельствует о более высокой способности радиатора проводить и отдавать тепло, нежели его аккумулировать. Основной вывод настоящей работы заключается в том, что благодаря испарению образовавшихся на наружной поверхности радиатора каплей воды при скорости ее подачи 0.5 мл/мин для рассеяния одинакового количества тепла объем радиатора можно уменьшить на 37.6% по сравнению с объемом радиатора без подачи воды.

3. Необходимо продолжать разработку радиаторов с естественной конвекцией многофазного теплоносителя, имеющих перфорированную лицевую поверхность охлаждения. Параметры перфорации должны определяться в соответствии с условием оптимизации расхода жидкости в зависимости от скорости ее испарения. Эти вопросы предполагается рассмотреть в последующих исследованиях, которые будут включать в себя моделирование динамики течения жидкости в целях создания опытно-промышленного образца с улучшенными эксплуатационными характеристиками.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Thermal** and energy management of high-performance multicores: Distributed and selfcalibrating model-predictive controller / A. Bartolini, M. Cacciari, A. Tilli, L. Benini // IEEE Trans. Parallel Distrib. Syst. 2013.

- V. 24. Is. 1. P. 170–183.  
<https://doi.org/10.1109/TPDS.2012>
2. **Improvement** of thermal management of high-power GaN-based lightemitting diodes / B.-H. Liou, C.-M. Chen, R.-H. Horng, Y.-C. Chiang, D.-S. Wu // *Microelectron. Reliab.* 2012. V. 52. Is. 5. P. 861–865.  
<https://doi.org/10.1016/j.microrel.2011.04.002>
3. **A review** of GaN on SiC high electron-mobility power transistors and MMICs / R.S. Pengelly, S.M. Wood, J.W. Milligan, S.T. Sheppard, W.L. Pribble // *IEEE Trans. Microwave Theory Tech.* 2012. V. 60. Is. 6. P. 1764–1783.  
<https://doi.org/10.1109/TMTT.2012.2187535>
4. **Andresen M., Liserre M.** Impact of active thermal management on power electronics design // *Microelectron. Reliab.* 2014. V. 54. Is. 9–10. P. 1935–1939.  
<https://doi.org/10.1016/j.microrel.2014.07.069>
5. **Bar-Cohen A., Geisler K.J.L.** Cooling the electronic brain // *Mech. Eng.* 2011. V. 133. Is. 04. P. 38–41.  
<https://doi.org/10.1115/1.2011-APR-3>
6. **Husain A., Kim K.-Y.** Optimization of a microchannel heat sink with temperature dependent fluid properties // *Appl. Therm. Eng.* 2008. V. 28. Is. 8–9. P. 1101–1107.  
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2007.12.001>
7. **Icoz T., Arik M.** Light weight high performance thermal management with advanced heat sinks and extended surfaces // *IEEE Trans. Compon. Packag. Technol.* 2010. V. 33. Is. 1. P. 161–166.  
<https://doi.org/10.1109/TCAPT.2009.2026736>
8. **Phase change cooling in data centers: A review** / X. Yuan, X. Zhou, Y. Pan, R. Kosonen, H. Cai, Y. Gao, Y. Wang // *Energy Build.* 2021. V. 236. P. 110764.  
<https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2021.110764>
9. **Chakraborty S., Rosen M.A., MacDonald B.D.** Analysis and feasibility of an evaporative cooling system with diffusion-based sessile droplet evaporation for cooling microprocessors // *Appl. Therm. Eng.* 2017. V. 125. P. 104–110.  
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.07.006>
10. **Jang S.P., Choi S.U.** Cooling performance of a microchannel heat sink with nanofluids // *Appl. Therm. Eng.* 2006. V. 26. Is. 17–18. P. 2457–2463.  
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2006.02.036>
11. **Two-phase mini-thermosyphon electronics cooling: Dynamic modeling, experimental validation and application to 2U servers** / N. Lamaison, C.L. Ong, J.B. Marcinichen, J.R. Thome // *Appl. Therm. Eng.* 2017. V. 110. P. 481–494.  
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.08.198>
12. **A hierarchical manifold microchannel heat sink array for high-heat-flux two-phase cooling of electronics** / K.P. Drummond, D. Back, M.D. Sinanis, D.B. Janes, D. Peroulis, J.A. Weibel, S.V. Garimella // *Int. J. Heat Mass Transfer.* 2018. V. 117. P. 319–330.  
<https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.10.015>
13. **Optimization** of thermal performances and pressure drop of rectangular microchannel heat sink using aqueous carbon nanotubes based nanofluid / S. Halefadi, A.M. Adham, N. Mohd-Ghazali, T. Maré, P. Estellé, R. Ahmad // *Appl. Therm. Eng.* 2014. V. 62. Is. 2. P. 492–499.  
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2013.08.005>
14. **Kandasamy R., Wang, X.Q., Mujumdar A.S.** Transient cooling of electronics using phase change material (PCM)-based heat sinks // *Appl. Therm. Eng.* 2008. V. 28. Is. 8–9. P. 1047–1057.  
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2007.06.010>
15. **Odabaee M., Hooman K.** Metal foam heat exchangers for heat transfer augmentation from a tube bank // *Appl. Therm. Eng.* 2012. V. 36. P. 456–463.  
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2011.10.063>
16. **Elenbaas W.** Heat dissipation of parallel plates by free convection // *Physica.* 1942. V. 9. Is. 1. P. 1–28.  
[https://doi.org/10.1016/S0031-8914\(42\)90053-3](https://doi.org/10.1016/S0031-8914(42)90053-3)
17. **Bar-Cohen A., Rohsenow W.M.** Thermally optimum spacing of vertical natural convection cooled, parallel plates // *J. Heat Transfer.* 1984. V. 106. Is. 1. P. 115–123.  
<https://doi.org/10.1115/1.3246622>
18. **Fisher T.S., Torrance K.E.** Experiments on chimney-enhanced free convection // *J. Heat Transfer.* 1999. V. 121. Is. 3. P. 603–609.  
<https://doi.org/10.1115/1.2826022>
19. **Каменецкий Б.Я.** Естественная конвекция воздуха и теплообмен у горизонтальной нагретой поверхности // *Теплоэнергетика.* 2009. № 9. С. 64–67.
20. **Ledezma G., Bejan A.** Heat sinks with sloped plate fins in natural and forced convection // *Int. J. Heat Mass Transfer.* 1996. V. 39. Is. 9. P. 1773–1783.  
[https://doi.org/10.1016/0017-9310\(95\)00297-9](https://doi.org/10.1016/0017-9310(95)00297-9)
21. **Heat sinks with fluted and wavy plate fins in natural and low-velocity forced convection** / K.K. Sikka, K.E. Torrance, C.U. Scholler, P.I. Salanova // *Proc. of the 7th Intersociety Conf. on Thermal and Thermomechanical Phenomena in Electronic Systems (ITHERM 2000).* Las Vegas, NV, USA, 23–26 May 2000.  
<https://doi.org/10.1109/ITHERM.2000.866821>
22. **Shaeri M.R., Yaghoubi M., Jafarpur K.** Heat transfer analysis of lateral perforated fin heat sinks // *Appl. Energy.* 2009. V. 86. Is. 10. P. 2019–2029.  
<https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2008.12.029>
23. **Ahmadi M., Mostafavi G., Bahrami M.** Natural convection from rectangular interrupted fins // *Int. J. Therm. Sci.* 2014. V. 82. P. 62–71.  
<https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2014.03.016>
24. **Zhao X., Li J.M., Riffat S.B.** Numerical study of a novel counter-flow heat and mass exchanger for dew point evaporative cooling // *Appl. Therm. Eng.* 2008. V. 28. Is. 14–15. P. 1942–1951.  
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2007.12.006>
25. **Теплообмен при кипении жидкого металла в системе каналов в режиме естественной конвекции** / А.Д. Ефанов, А.П. Сорокин, Е.Ф. Иванов, Г.П. Богословская, В.В. Иванов, А.Д. Волков, Г.А. Сорокин, И.Р. Зуева // *Теплоэнергетика.* 2007. № 3. С. 43–51.
26. **Павленко А.Н., Жуков В.И., Швецов Д.А.** Кризисные явления и интенсификация теплообмена при кипении и испарении в горизонтальных пленках жидкости (обзор) // *Теплоэнергетика.* 2022. № 11. С. 81–97.  
<https://doi.org/10.56304/S0040363622110078>
27. **Steeman M., Janssens A., De Paep M.** Performance evaluation of indirect evaporative cooling using whole-building hygrothermal simulations // *Appl. Therm.*

- Eng. 2009. V. 29. Is. 14–15. P. 2870–2875.  
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2009.02.004>
28. **Gebremedhin K.G., Wu B.** Modeling heat loss from the udder of a dairy cow // *J. Therm. Biol.* 2016. V. 59. P. 34–38.  
<https://doi.org/10.1016/j.jtherbio.2016.04.011>
  29. **Mueller S., Hodes M., Lyons A.** Capillary-driven evaporation-enhanced heat sink // *IEEE Trans. Compon. Packag. Manuf. Technol.* 2013. V. 3. Is. 10. P. 1683–1692.  
<https://doi.org/10.1109/TCPMT.2013.2253157>
  30. **Experimental** study on evaporative heat sink / M.J. Kim, S. Kim, K.T. Park, H.J. Kim, D.-K. Kim // *Proc. of the ASME 2013 Intern. Mechanical Engineering Congress and Exposition (IMECE2013)*. San Diego, USA. 15–21 Nov. 2013.  
<https://doi.org/10.1115/IMECE2013-64370>
  31. **High** heat flux two-phase cooling of electronics with integrated diamond/porous copper heat sinks and microfluidic coolant supply / J.W. Palko, H. Lee, D.D. Agonafer, C. Zhang, K.W. Jung, J. Moss, J.D. Wilbur, T.J. Duseault, M.T. Barako, F. Houshmand, G. Rong, T. Maitra, C. Gorle, Y. Won, D. Rockosi et al. // *Proc. of the 15th IEEE Intersociety Conf. on Thermal and Thermo-mechanical Phenomena in Electronic Systems (ITherm)*. Las Vegas, NV, USA. 31 May – 3 June 2016.  
<https://doi.org/10.1109/ITHERM.2016.7517728>
  32. **A new** transient method for determining thermal properties of wall sections / A.J. Robinson, F.J. Lesage, A. Reilly, G. McGranaghan, G. Byrne, R. O'Hegarty, O. Kinane // *Energy Build.* 2017. V. 142. P. 139–146.  
<https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2017.02.029>
  33. **Fundamentals** of heat and mass transfer / T.L. Bergman, A.S. Lavine, F.P. Incropera, D.P. DeWitt. 8th ed. N.Y.: Wiley, 2018.

## Multiphase Natural Convection Heat Sink for Information and Communications Technology Applications

**F. J. Lesage<sup>a, \*</sup>, M. Aladji<sup>a</sup>, and R. Eugenie<sup>b</sup>**

<sup>a</sup> *Université du Québec en Outaouais, Computer Science and Engineering,  
101, rue Saint-Jean-Bosco C.P., succursale Hull, Gatineau, Québec, 1250 Canada*

<sup>b</sup> *Université des Antilles, Département de Mathématiques-Informatique,  
Campus Fouillol, Pointe-à-Pitre, Guadeloupe, 97157 France*

<sup>\*</sup>*e-mail: frederic.lesage@uqo.ca*

**Abstract**—The requirement for heat sinks to better reject excess thermal energy is ever increasing due to the recent improvements in output power capacity in the Information and Communications Technology (ICT) industry. Current ICT thermal management strategies rely on single phase heat transfer techniques which have attained their upper limit. The present work aims to demonstrate that two-phase thermal system strategies can decrease heat sink size. A comparison of the heat dissipation capacity of a natural convection heat sink with and without the thermal transport mechanism of vaporization are measured and discussed. A discussion relating to the mathematical analysis of the heat transfer mechanisms leads to quantified results showing the efficiency gains of a two phase micro-porous heat sink. It is shown that the presence of evaporation from the holes on the front surface of the radiator makes it possible to reduce its size by 37.6% compared to a radiator in which heat removal is carried out only by natural convection.

**Keywords:** micro-porous heat sinks, heat transfer intensification, phase change, evaporative cooling, natural convection, heat flow, thermal diffusivity