

УДК 536.24

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕНА ПРИ КИПЕНИИ В ВЕРТИКАЛЬНЫХ МИНИМАСШТАБНЫХ КАНАЛАХ СЛОЖНОЙ ФОРМЫ

Б. И. Басок¹, Ю. Е. Николаенко², А. А. Цыганский³

¹ *Институт технической теплофизики НАН Украины, Киев, Украина*

² *Министерство промышленной политики Украины, Киев, Украина*

³ *Научно-производственное предприятие «Карат», Львов, Украина*

Введение. Исследованию интенсификации теплообмена при кипении в каналах с малым эквивалентным диаметром (соизмеримым с капиллярной постоянной кипящего теплоносителя), в которых проявляется значительное совместное влияние капиллярных и гравитационных сил, посвящено значительное количество работ, в частности Петухова Б.С., Лабунцова Д.А., Безродного М.К., Сосновского В.И., Леонтьева А.И., Корнеева А.Д., Корнеева С.Д., Миронова Б.М., Кузнецова В.В., Григорьева В.А., Рассохина Н.Г., Земского Б.Б., Смирнова Г.Ф., Кобы А.Л., Афанасьева Б.А., Васильева Л.Л., Даниловой Г.Н., Бологи М.К., Климова С.М. и др. авторов. Широкий интерес к данным исследованиям вызван тем, что использование таких минимасштабных каналов в теплопередающих системах позволяет уменьшить их габаритные характеристики и одновременно существенно (в 3-5 раз) увеличить коэффициент теплоотдачи при фазовом превращении на поверхности кипения по сравнению с кипением в большом объеме [1].

Постановка задачи исследования. Подавляющая часть известных исследований посвящена каналам круглого и прямоугольного сечения либо кольцевым каналам [2-5]. Вместе с тем в ряде случаев, на пример, в тепловодах коммутационных плат мощных микропроцессорных устройств вычислительной техники [6], могут найти широкое применение минимасштабные каналы сложной формы (рис. 1) с эквивалентным диаметром 1,74 мм. Отсутствие информации об особенностях процесса кипения и характеристик теплообмена в каналах такого сечения сдерживает разработку методов проектирования и расчета перспективных теплопередающих устройств.

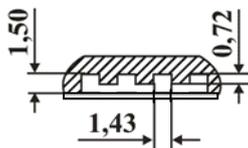


Рис. 1. Поперечное сечение канала сложной формы

Целью настоящей работы является экспериментальное исследование интенсивности теплообмена при кипении воды в замкнутой испарительно-конденсационной системе, состоящей из вертикально расположенных рядов каналов сложной формы (рис. 2), являющихся испарительными участками коллекторного термосифона, встроенного в керамическое основание коммутационной платы (рис. 2). Исследования проводились методом физического моделирования при экспериментах на изготовленном стеклокерамическом макете коммутационной платы.

Экспериментальная установка. Схема экспериментальной установки приведена на рис. 3. В качестве рабочего участка (рис. 4) использовался стеклокерамический макет коммутационной платы с четырьмя рядами каналов сложной формы с шириной каждого 10 мм. Четыре таких канала и один возвратный канал с размерами 90x10x1,5 мм были прорезаны с помощью алмазного инструмента на поверхности керамического основания платы, имеющем размеры 100x120x2,5 мм, вдоль ее меньшей стороны. Щелевые каналы были расположены на расстоянии 11 мм друг от друга и от возвратного канала. Со стороны каналов керамическое основание по всей поверхности плотно закрывалось пластиной из стекла. Снизу устанавливались медный питающий коллектор

сечением 5x25 мм, а сверху – медный собирающий коллектор такого же сечения с блоком водяного охлаждения. После этого осуществлялась вакуумно-плотная герметизация всех швов, вакуумирование и заполнение всех каналов и питающего коллектора дистиллированной водой.

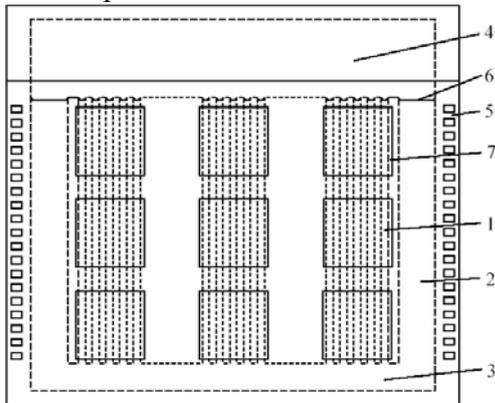
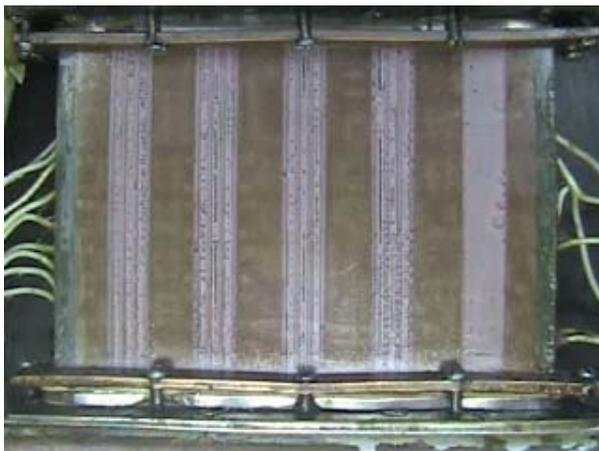
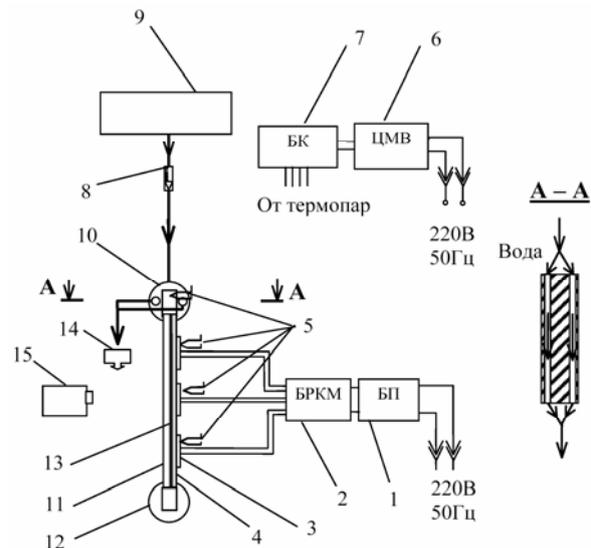
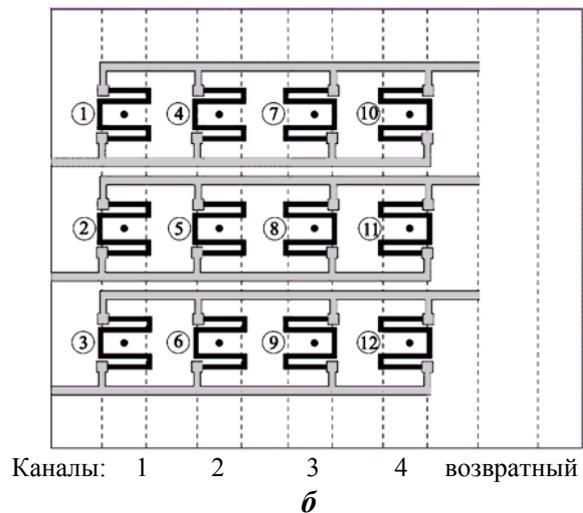


Рис. 2. Схема построения многослойной керамической коммутационной платы со встроенным коллекторным термосифоном: 1 – испарительный теплопроводящий канал сложной формы; 2 – возвратный канал; 3 – питающий коллектор; 4 – собирающий коллектор; 5 – основание керамической платы; 6 – уровень жидкого теплоносителя; 7 – микропроцессор.

Рис. 3. Схема экспериментальной установки: 1 – блок питания; 2 – блок регулирования и контроля мощности; 3 – имитатор тепловыделяющего элемента; 4 – керамическое основание макета платы; 5 – термопары; 6 – цифровой милливольтметр; 7 – блок коммутации термопар; 8 – ротаметр; 9 – емкость с водой; 10 – теплообменник; 11 – стеклянная пластина; 12 – питающий коллектор; 13 – испарительные каналы; 14 – слив; 15 – видеокамера.



а



б

Рис. 4. Вид на рабочий участок со стороны стеклянной пластины (а) и схема размещения имитаторов теплового потока и термопар на плате (б) (вид со стороны каналов на просвет платы).

В качестве имитаторов теплового потока, подводимого к каждому испарительному каналу, использовались омические нагреватели (по 3 нагревателя на каждый ка-

нал), которые наносились резистивной пастой на противоположную (относительно каналов) сплошную поверхность керамического основания платы (рис. 4, б). На керамическом основании платы в области имитаторов теплового потока было установлено 12 хромель-копелевых термопар с диаметром электродов 0,45 мм. На рис. 4, б места установки термопар показаны точками, а соответствующие им номера термопар – указаны рядом в кружочках. Кроме того, одна термопара с диаметром электродов 0,3 мм была установлена в паровом пространстве собирающего коллектора.

Визуальное наблюдение процессов гидродинамики теплоносителя внутри испарительных каналов при подводе к ним теплоты осуществлялось с помощью цифровых фотокамер фирмы Olympus и Samsung, кинокамеры Sony CCD-TRV35E и Веб-камеры Logitech Quick Cam Messenger.

Результаты исследования. В результате исследования теплопередающих характеристик макета и визуального наблюдения процессов парообразования и гидродинамики в каналах было установлено, что процессы парообразования и теплообмена в испарительных щелевых каналах сложной формы, приведенной на рис. 1, наиболее интенсивно и стабильно протекают, начиная с плотности теплового потока в зоне испарения $1,0 \dots 1,2 \text{ Вт/см}^2$. Эксперименты показывают, что общая часть сечения канала размерами $10 \times 0,78 \text{ мм}$ выполняет функцию эффективной подпитки жидким теплоносителем более мелких испарительных щелевых каналов размерами $0,43 \times 0,72 \text{ мм}$, прилегающих к поверхности нагрева, в которых происходит интенсивный процесс парообразования с образованием парожидкостных снарядов и тонкой пленки жидкости на значительной части их поверхности с образованием подвижной границы пар-жидкость по всему сечению канала (рис. 5). Быстрая подпитка осушенных участков мелких испарительных каналов жидкостью из общей части щелевого канала стабилизирует процесс кипения и отдалает кризис кипения в область более высоких значений плотности теплового потока.

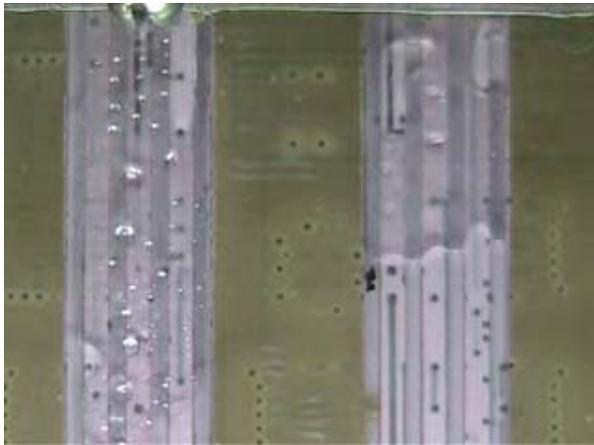


Рис. 5. Парожидкостная граница раздела в правом канале (вверху пар, внизу жидкость).

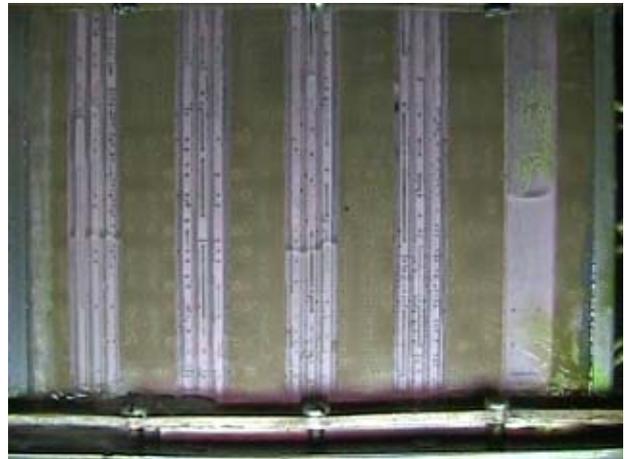


Рис. 6. Перемещение границы раздела пар-жидкость в нижнюю часть каналов.

По мере увеличения плотности теплового потока в исследованном диапазоне от $0,3$ до $2,0 \text{ Вт/см}^2$ наблюдается тенденция перемещения вниз границы раздела пар-газ как в испарительном, так и в возвратном каналах (рис. 6).

На рис. 7 приведен график распределения температуры в трех точках по высоте каждого из четырех испарительных каналов в зависимости от величины подводимого теплового потока. При максимальном значении плотности теплового потока 2 Вт/см^2 (суммарная мощность теплоподвода к плате 120 Вт) максимальная температура на поверхности платы не превышала $+68^\circ\text{C}$ (1 канал $+57^\circ\text{C}$, 2 канал $+57^\circ\text{C}$, 3 канал $+68^\circ\text{C}$, 4

канал +65°C) при температуре воды на входе в блок водяного охлаждения +21°C (расход воды 4,8 л/мин). В области плотностей теплового потока 1,7...1,9 Вт/см² наблюда-

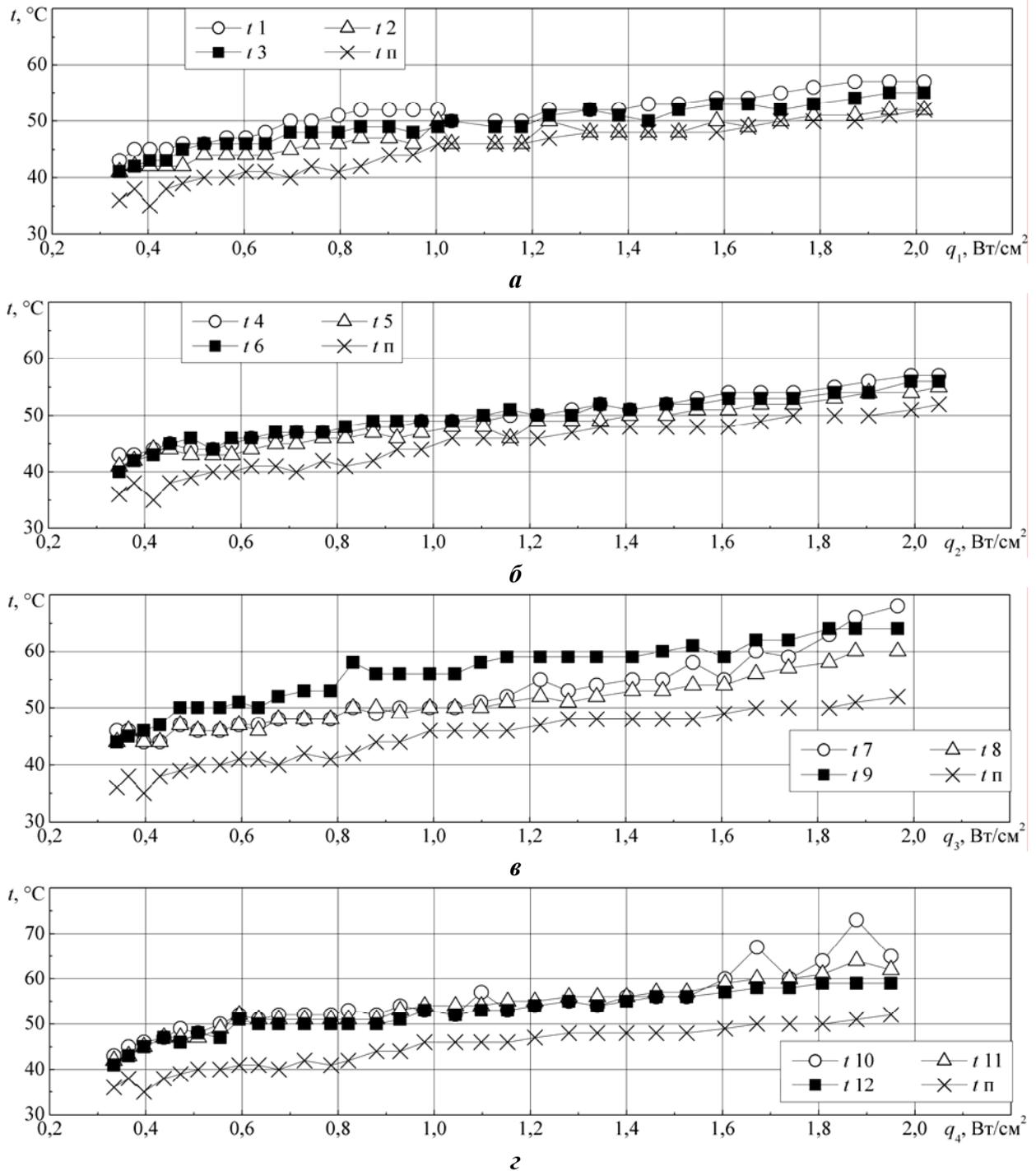


Рис. 7. Зависимость температуры t в трех точках по высоте каждого канала от плотности теплового потока q (индексы при t соответствуют номерам термодатчиков, указанным на рис. 4, б, а индексы при q – номеру канала, $t_{п}$ – температура пара).

лись колебания температуры в верхней части четвертого канала в пределах 7...9°C, что может свидетельствовать о начале процесса локального осушения обогреваемой стенки канала и последующего роста температуры в зоне нагрева.

Результаты экспериментального исследования интенсивности теплообмена в минимасштабных каналах сложной формы приведены на рис. 8 в виде зависимости ко-

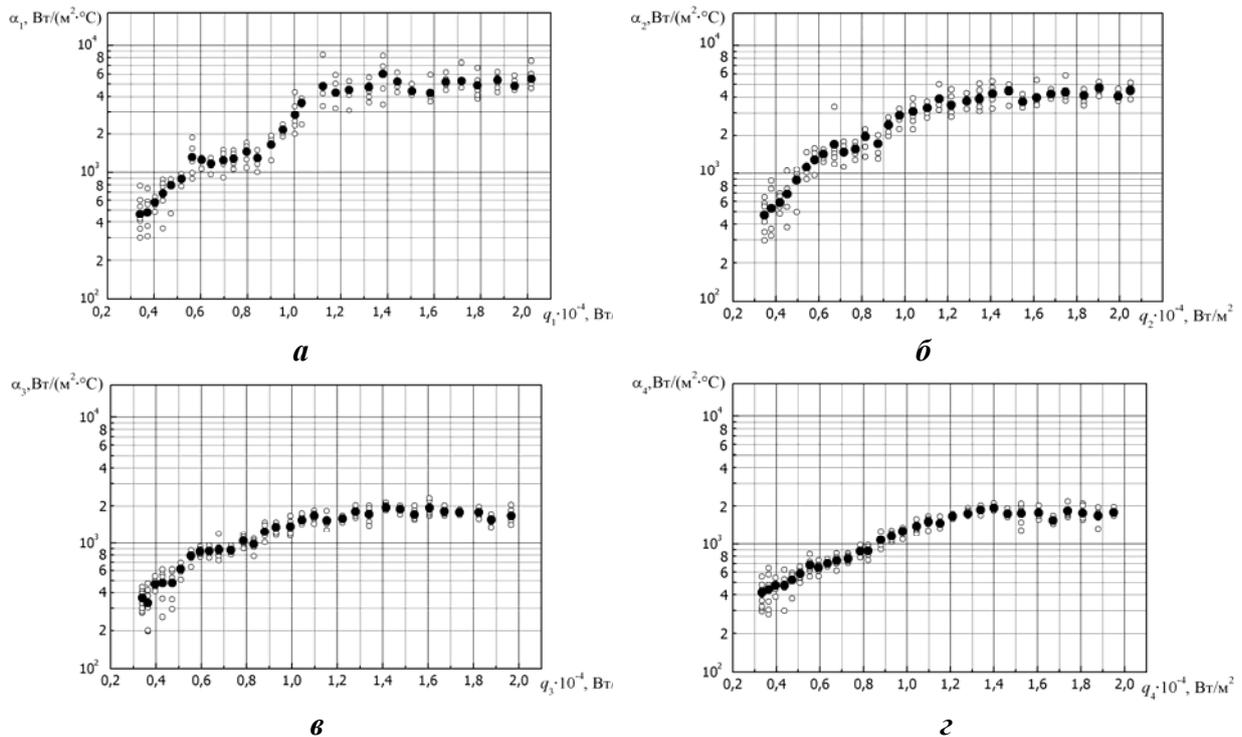


Рис. 8. Экспериментально полученные зависимости коэффициента теплоотдачи α от плотности теплового потока q : а – г – в 1–4 каналах соответственно.

ээффициента теплоотдачи в зоне испарения каждого канала от плотности теплового потока в зоне испарения. Определение коэффициента теплоотдачи α для каждого канала осуществлялось по известной зависимости

$$\alpha = q / (t_{\text{ср}} - t_{\text{п}}),$$

где q – среднее значение плотности теплового потока по поверхности испарения в соответствующем канале; $t_{\text{ср}}$ – среднее значение температуры на поверхности платы в зоне соответствующего канала, определенное по трем контрольных точкам; $t_{\text{п}}$ – температура пара в паровом пространстве коллекторного термосифона.

Измерение температуры в контрольных точках каждого канала при одной и той же плотности подводимого теплового потока производилось 4–6 раз с интервалом 15 с. При каждом новом измерении значение температуры несколько отличалось от предыдущего, поскольку в процессе парообразования в испарительных каналах температура стенки колебалась в зависимости от стадии образования, роста и движения пузырей и парожидкостной смеси. По всем экспериментально полученным значениям температур были вычислены значения коэффициента теплоотдачи (белые кружочки) и по ним для каждого значения плотности теплового потока были найдены усредненные значения коэффициента теплоотдачи (черные кружочки).

Как видно из рис. 8, по мере увеличения плотности теплового потока в зоне испарения от 0,3 до 1,0 $\text{Вт}/\text{см}^2$ во всех каналах интенсивность теплообмена увеличивается, а начиная со значений 1,0...1,2 $\text{Вт}/\text{см}^2$ и вплоть до 2,0 $\text{Вт}/\text{см}^2$ она практически не зависит от плотности подводимого теплового потока. При этом усредненное значение коэффициента теплоотдачи в зоне испарения для первого канала составляет $5 \cdot 10^3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$, для второго - $4 \cdot 10^3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$. Для третьего и четвертого каналов наблюдается аналогичный характер зависимости с той лишь разницей, что усредненное значение коэффициента теплоотдачи достигает меньших значений и составляет $1,8 \cdot 10^3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$ при плотности теплового потока от 1,0...1,2 до 2,0 $\text{Вт}/\text{см}^2$. Наблюдаемый разброс значений коэффициента теплоотдачи в каналах определяется неоднозначностью характеристик

шероховатости поверхности испарительных каналов, получаемых механическим способом в подложках керамических плат.

Неизменность коэффициента теплоотдачи в исследованных каналах сложной формы в диапазоне плотностей теплового потока от $1,0 \dots 1,2$ до $2,0$ Вт/см² можно объяснить тем, что в этом режиме в каналах происходит бурное парообразование и теплообмен определяется в основном теплопроводностью и интенсивностью испарения тонкого слоя жидкости на обогреваемой поверхности, образованного движущимися сплюснутыми паровыми пузырями. Полученные в этом диапазоне значения коэффициента теплоотдачи в первом и во втором каналах близки к экспериментально измеренным в работе [1] при кипении воды в вертикальных щелевых каналах шириной 2,5 мм.

Выводы. Полученные результаты физического моделирования могут быть использованы в практике конструирования функциональных модулей электронной аппаратуры с повышенным тепловыделением. По полученным экспериментальным зависимостям (рис. 7) в пределах исследованного диапазона параметров можно определить максимальное значение температуры на поверхности керамической платы в зоне каждого канала при заданной плотности теплового потока в зоне испарения.

Результаты экспериментального исследования интенсивности теплообмена в четырех минимасштабных каналах сложной формы в условиях одновременной их работы в составе коллекторного термосифона, встроенного в стеклокерамический макет коммутационной платы, свидетельствуют о принципиальной возможности расчета коэффициента теплоотдачи в таких каналах по известной методике [1] при условии уточнения для сечения канала значения коэффициента K , входящего в выражения для определения толщины пленки жидкости и коэффициента теплоотдачи.

Литература

1. Леонтьев А.И., Охотин А.С., Корнеев А.Д., Корнеев С.Д. К расчету характеристик теплообмена при кипении в щелевых каналах. Тепломассообмен – VII. Материалы Всесоюзной конференции по тепломассообмену (Минск, май, 1984). Т. IV. Тепломассообмен в двухфазных системах. Часть 2. Тепломассообмен в химико-технологических процессах. Минск. 1984, с. 119-124.
2. Смирнов Г.Ф., Цой А.Д. Теплообмен при парообразовании в капиллярах и капиллярно-пористых структурах. - М.: Издательство МЭИ, 1999. - 440 с.
3. Безродный М.К., Пиоро И.Л., Костюк Т.О. Процессы переноса в двухфазных термосифонных системах. Теория и практика. - К.: Факт, 2005. - 704 с.
4. Васильев Л.Л., Журавлев А.С., Шаповалов А.В. Теплообмен при фазовых переходах жидкости в мини-каналах с пористым покрытием теплонагруженной стенки. Труды четвертой Российской национальной конференции по теплообмену, 23-27 октября 2006 г.: В 8 томах, Т. 1. Пленарные и общие проблемные доклады. Доклады на круглых столах, с. 160-163. - М.: Издательский дом МЭИ, 2006.
5. Кузнецов В.В., Шамирзаев А.С., Ершов И.Н. Теплообмен при кипении и режимы восходящего течения в сборке каналов малого размера. V Минский международный форум по тепло- и массообмену 24-28 мая 2004 г. Тезисы докладов и сообщений: В 2 томах. Т. 2. С. 56-57. Минск. ИТМО им. А.В. Лыкова НАН Беларуси. 2004.
6. Николаенко Ю.Е. Керамические коммутационные платы для функциональных модулей ЭВМ с повышенным тепловыделением. Управляющие системы и машины. 2006. № 5, с. 30-39.