

УДК 536.248.2

А.А. Кондратенко, Б.В. Косой

Одесская национальная академия пищевых технологий, ул. Дворянская, 1/3, Одесса, 65082, Украина

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ВОЗМОЖНОСТЕЙ ИНТЕНСИФИКАЦИИ ТЕПЛООБМЕНА ПРИ ПАРООБРАЗОВАНИИ НА МИКРОКАНАЛЬНЫХ ПОВЕРХНОСТЯХ

В работе представлены результаты экспериментальных исследований теплопередающих характеристик процесса парообразования воды и этанола на микропрофилированных поверхностях. Профили исследуемых теплообменных поверхностей представляли собой продольные канавки квадратного сечения с размерами 0,3, 0,5 и 0,7 мм, а также прямоугольного сечения с аналогичными размерами ширины и шага каналов с увеличенной вдвое глубиной каналов. Выполнен экспериментальный анализ влияния размеров и формы каналов на коэффициент теплоотдачи и критический тепловой поток при парообразовании воды и этанола на микропрофилированных поверхностях.

Ключевые слова: микропрофилированные поверхности – парообразование – теплоотдача – критический тепловой поток.

О.А. Кондаренко, Б.В. Косой

Одеська національна академія харчових технологій, вул. Дворянська, 1/3, Одеса, 65082, Україна

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ МОЖЛИВОСТЕЙ ІНТЕНСИФІКАЦІЇ ТЕПЛООБМІНУ ПРИ ПАРООУТВОРЕННІ НА МІКРОКАНАЛЬНИХ ПОВЕРХНЯХ

В роботі представлені результати експериментальних досліджень теплопередавальних характеристик процесу пароутворення води і етанолу на мікропрофільованих поверхнях. Профілі досліджуваних теплообмінних поверхонь представляли собою поздовжні канавки квадратного перерізу з розмірами 0,3, 0,5 і 0,7 мм, а також прямокутного перерізу з аналогічними розмірами ширини і кроку каналів із збільшеною вдвічі глибиною каналів. Виконаний експериментальний аналіз впливу розмірів і форми каналів на коефіцієнт тепловіддачі і критичний тепловий потік при пароутворенні води і етанолу на мікропрофільованих поверхнях.

Ключові слова: мікропрофільовані поверхні – пароутворення – тепловіддача – критичний тепловий потік.

DOI: 10.15673/0453-8307.3/2015.40897



This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY).
<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>

I. ВВЕДЕНИЕ

Двухфазные системы терморегулирования на основе тепловых труб поучили широкое распространение при решении задач обеспечения тепловых режимов в микроэлектронике, радиотехнике, авиакосмической и холодильной промышленности. Например, терморегулирование электронного оборудования является существенной проблемой при увеличении его мощности, а также в связи с растущими требованиями к миниатюризации устройств, как в земных условиях, так и в условиях отсутствия гравитации. Во многих случаях тепловые трубы имеют круглое поперечное сечение и используются для переноса теплоты от источника к радиатору. Плоские тепловые трубы имеют аналогичную структуру, но благодаря широкому поперечному сечению, способствующему снижению их толщины, обеспечивают эффективный теплоотвод, при этом имеется возможность одновремен-

ного теплоотвода от нескольких источников. Теплопередающие характеристики тепловых труб в основном зависят от свойств капиллярной структуры, что привело к появлению ряда экспериментальных и теоретических работ для плоских тепловых труб с различными внутренними капиллярными структурами в виде продольных канавок [1, 3], канавок накрытых сетками [2, 3] и спеченных порошков [4, 5].

Ченом и соавторами [6], были выполнены экспериментальные исследования пределов капиллярности и кипения в продольных микроканавчатых испарителях с визуализацией гидродинамики процесса парообразования. Теоретические исследования и численный анализ были представлены для плоских тепловых труб с различными канавчатыми структурами как при стационарном [7], так и при переходных режимах [8]. Численные модели таких капиллярных структур, как правило, основываются на сочетании законов сохранения и за-

кона Юнга-Лапласа, связывающего форму парожидкостного интерфейса с гидродинамическими характеристиками потока. Кроме того, в современных экспериментальных работах с помощью конфокальной микроскопии представлены точные измерения мениска в микропрофилированной плоской тепловой трубе [9, 10].

II. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЙ СТЕНД И МЕТОДИКА ОБРАБОТКИ ДАННЫХ

В Одесской национальной академии пищевых технологий был разработан и создан экспериментальный стенд для исследования процесса теплообмена при парообразовании на микропрофилированных поверхностях, принципиальная схема которого и фото рабочего узла показаны на рисунке 1. Все элементы экспериментального стенда были выполнены из химически устойчивых к воздействию рабочих жидкостей (воды и этанола) материалов. Тепловой поток к исследуемой теплопередающей поверхности 1 подводится через медный концентратор теплоты 2 пятью электронагревателями патронного типа Hotrod компании HotSet 7 суммарной мощностью 1,25 кВт. Электрическая мощность, подаваемая на нагреватели, регулировалась электротрансформатором. Для лучшего теплового контакта нагреватели монтировались в

концентратор с использованием высокотемпературной теплопроводной пасты Gripcott NF.

Для подачи и равномерного распределения жидкости по всем каналам структуры использовался фитиль 6, выполненный из сложенных сеток из нержавеющей стали. После испарения пар конденсируется на змеевике объемного конденсатора 11 в виде медной трубки диаметром 6 мм общей длиной 3,5 м, в которой циркулирует холодная вода. Подогретая в змеевике конденсатора вода охлаждалась до необходимой температуры в резервуаре с погруженным испарителем пароконденсационной холодильной машины. Змеевик конденсатора помещен в алюминиевый корпус 10. Возврат теплоносителя в рабочую камеру 8 осуществлялся под действием силы тяжести. Температура жидкости в рабочей камере регулировалась изменением расхода жидкости в контуре конденсатора. Во избежание оттока теплоты от теплового концентратора к теплоносителю рабочая камера была изготовлена из фторопласта. Для визуального наблюдения процесса парообразования предусмотрены два смотровых окна 9, изготовленные из монолитного поликарбоната. Измерение температуры производилось хромель – алюмелевыми игольчатыми термопарами Procon Technology, 5. Изотермичность системы обеспечивается теплоизоляцией Aspen Spaceloft, 3 и фторопластовым корпусом, 4.

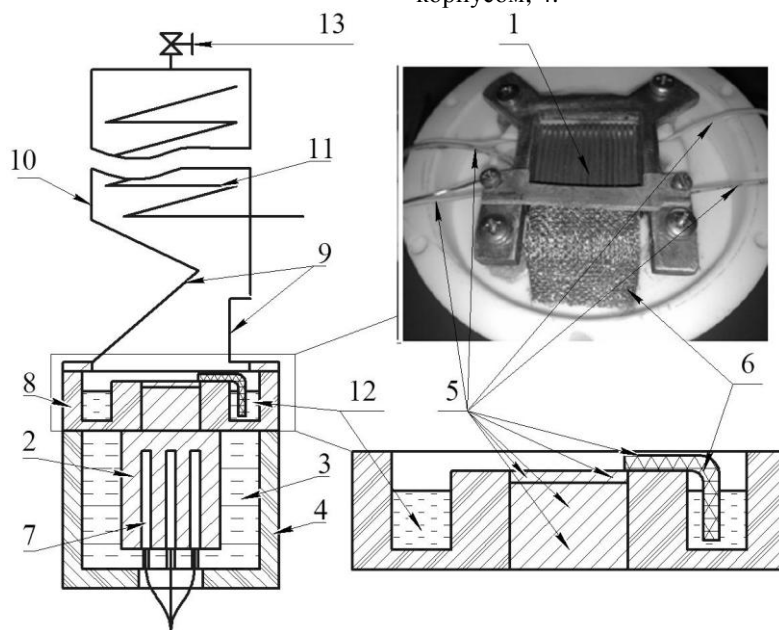


Рисунок 1 – Принципиальная схема экспериментального стенда для исследования процесса парообразования на микропрофилированных поверхностях и фото рабочего узла:

1 – исследуемая поверхность; 2 – концентратор теплоты; 3- теплоизоляция; 4 – корпус концентратора; 5 – термопары; 6 – фитиль; 7 – нагреватели; 8 – рабочая камера; 9 – смотровые окна; 10 – корпус конденсатора; 11 – змеевик конденсатора; 12 – рабочая жидкость; 13 – вентиль.

Исследуемая поверхность представляла собой медную пластинку размером 30×30 мм и толщиной 5 мм, на которой методом электроэрозии вырезались продольные каналы квадратного и прямоугольного сечения. Исследования проводились на шести микропрофилированных поверхно-

стях с различными размерами каналов, геометрические параметры которых приведены в таблице 1.

В связи со спецификой метода электроэрозии внутренняя поверхность каналов имела регулярную шероховатость 15...20 мкм.

Таблиця 1 – Параметри досліджуваних поверхностей

Вид структури	Ширина канала, a мм	Глубина канала, h мм	Ширина ребра, δ мм	Общая площадь теплообмена, $S_{\text{общ}}$, см^2	Количество каналов n , шт	Условное обозначение
	0,3	0,3	0,3	18	50	ПО,3*0,3
	0,5	0,5	0,5		30	ПО,5*0,5
	0,7	0,7	0,7		21	ПО,7*0,7
	0,3	0,6	0,3	27	50	ПО,3*0,6*0,3
	0,5	1	0,5		30	ПО,5*1,0*0,5
	0,7	1,4	0,7		21	ПО,7*1,4*0,7

Рабочие поверхности являются сменными, в связи с этим при монтаже использовалась теплопроводная паста Arctic Silver, для обеспечения минимального термического сопротивления между исследуемой поверхностью и тепловым концентратором. Благодаря ее высокой теплопроводности, термическим сопротивлением слоя термопасты можно пренебречь.

Четыре термопары монтировались в исследуемую поверхность у основания канала, две – на стабилизирующем участке концентратора для определения плотности теплового потока, одна (плоская медь-константановая термопара Omega) – на фитиле для регистрации температуры поступающей жидкости. Для установки термопар на исследуемой поверхности и стабилизирующем участке теплового концентратора были просверлены отверстия диаметром 1,1 мм и глубиной 5...7 мм. Плоская термопара устанавливалась между фитилем и прижимной пластиной.

Регистрация температуры осуществлялась 16-канальным регистратором данных EDAM-5019, работающим со всеми типами термопар и термометров сопротивления. Максимальная скорость регистрации данных составляла 10 измерений в секунду, с максимальной погрешностью $\pm 0,005\%$.

Перед проведением опытов дистиллированную воду дважды вымораживали для максимальной очистки от примесей, а 96% этиловый спирт не нуждался в дополнительной очистке.

Перед проведением опытов уровень жидкости в рабочей камере устанавливался на 2...3 см выше исследуемой поверхности, после чего включались нагреватели, и жидкость доводилась до температуры насыщения. После начала кипения жидкость кипятили не менее одного часа для удаления из нее неконденсирующихся газов, при этом конденсатор был включен, и вентиль 13 на верхней грани конденсатора был открыт. Для удаления остатков воздуха в верхней части конденсатора

останавливали прокачку охлаждающей жидкости в змеевике и кипятили жидкость ещё 15...20 мин. После таких манипуляций уровень жидкости в рабочей камере устанавливался на 5...7 мм ниже уровня испарительной поверхности. Опыты проводились при изменении теплового потока на 3...5 Вт/см² для воды и 2...4 Вт/см² для этанола. Режим считался установившимся, когда на протяжении 2 минут температура во всех точках изменялась не более, чем на 0,5 °С.

Коэффициент теплоотдачи определялся из закона Ньютона-Рихмана:

$$\alpha = \frac{q}{T_{\text{ст}} - T_{\text{нас}}}, \quad (1)$$

где $T_{\text{ст}}$ – температура основания канала, $T_{\text{нас}}$ – температура насыщения жидкости, q – подводимый тепловой поток.

Температура основания определялась из уравнения теплопроводности:

$$T_{\text{ст}} = T_{\text{ср}} - \frac{q \cdot b}{\lambda_{\text{м}}}, \quad (2)$$

где $T_{\text{ср}}$ – средняя температура в местах монтажа термопар, b – расстояние от термопары до основания канала, $\lambda_{\text{м}}$ – теплопроводность меди.

III. АНАЛИЗ ПОЛУЧЕННЫХ РЕЗУЛЬТАТОВ

На основе экспериментальных данных были получены графические зависимости $q=f(\alpha)$. Экспериментальные данные по парообразованию воды и этанола на исследуемых микропрофилированных поверхностях приведены на рисунке 2 (а) и (б), соответственно.

Как видно из графиков при малых значениях тепловой нагрузки (для воды до 7 Вт/см² и для этанола до 5 Вт/см²) коэффициент теплоотдачи не меняется с ростом теплового потока, что является характерным для процесса испарения. Нельзя не

отметить наличие переходного режима, так называемого, испарительно-пульсационного режима парообразования, который характеризуется циклическими заполнениями и осушениями отдельных каналов. Испарительно-пульсационный режим характеризуется увеличением коэффициента теплоотдачи при росте теплового потока без образования пузырьков. Кипение на микропрофилированной поверхности можно разделить на несколько этапов:

- образование пузырьков в активных центрах парообразования с последующим ростом пузырьков за пределы канала;
- снарядный режим кипения, при котором пузыри растут вдоль каналов и движутся друг за другом в направлении от фитиля. Данный режим, с одной стороны, увеличивает термическое сопротивление структуры, а с другой – увеличивают поверхность тонкопленочного испарения.

Исследования показали, что эффективность микропрофилированных структур существенно зависит от размеров каналов. Так, для поверхностей с одинаковой площадью теплообменных поверхностей при разных размерах каналов (П0,3*0,3; П0,5*0,5; П0,7*0,7) коэффициент теплоотдачи и критический тепловой поток увеличиваются с увеличением размеров каналов. Из рисунка 2 видно, что при увеличении размеров канала коэффициент теплоотдачи при парообразовании воды возрастает на 10...20% (при одинаковой плотности теплового потока). Для этанола увеличение коэффициента теплоотдачи составило 15...25%. Критический тепловой поток вырос на 30...40% как для воды, так и для этанола. Аналогично, увеличение коэффициента теплоотдачи и критического теплового потока наблюдается для структур с увеличенной глубиной каналов (П0,3*0,6*0,3; П0,5*1,0*0,5; П0,7*1,4*0,7).

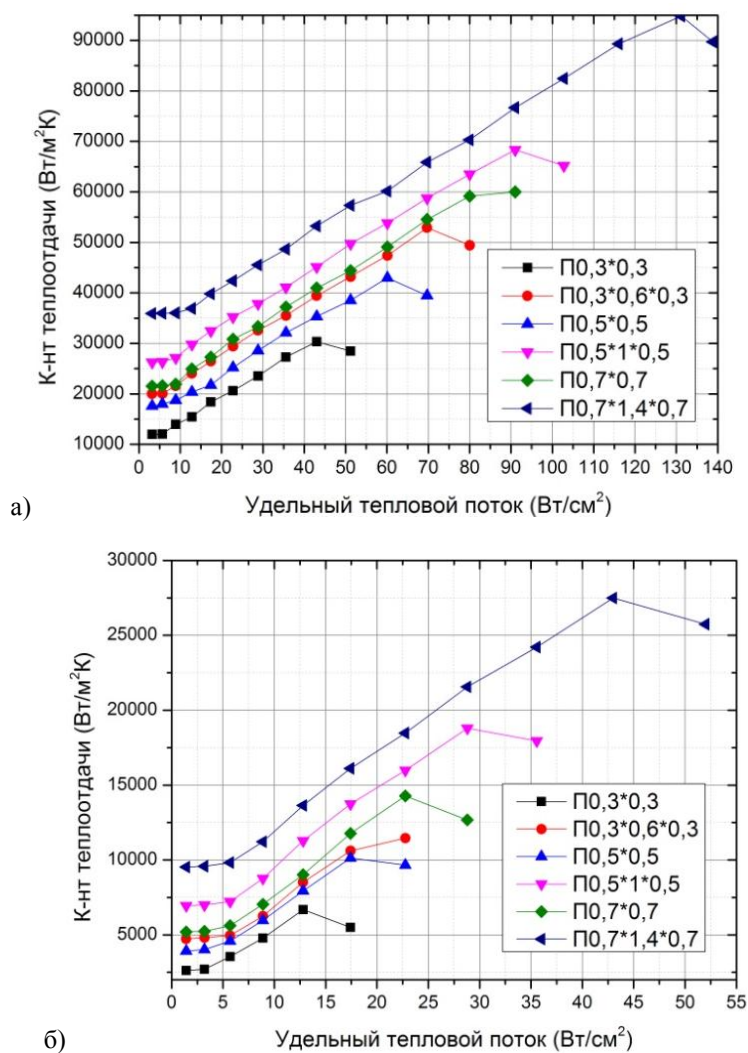


Рисунок 2 – Экспериментальные зависимости коэффициента теплоотдачи от удельного теплового потока при парообразовании на микропрофилированных поверхностях: а) вода, б) этанол.

Как видно из рисунка 2, увеличение глубины канала вдвое при одинаковых значениях ширины и шага каналов приводит к росту коэффициента теплоотдачи на 30...40 % как для воды, так и для этанола. Рост коэффициента теплоотдачи объясняется увеличением теплопередающей поверхности каналов. Повышение величины эффективного радиуса каналов (увеличение глубины каналов) приводит к уменьшению их гидравлического сопротивления, что способствует росту критического теплового потока на 50...60 % по сравнению с поверхностями с квадратным сечением каналов.

IV. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

При парообразовании на микропрофилированных поверхностях определяющее влияние на теплотранспортные характеристики оказывают величины ширины и глубины микроканалов. При использовании в качестве теплообменных элементов систем терморегулирования капиллярные структуры должны поддерживать высокий капиллярный напор (при необходимости транспорта теплоносителя от конденсатора к испарителю на значительное расстояние) и обеспечивать высокую теплопередающую способность. Эти требования противоречат друг другу. Увеличение капиллярного напора обеспечивается уменьшением ширины каналов, что приводит к росту гидравлического сопротивления каналов, что, в свою очередь, ухудшает теплопередающие характеристики микропрофилированной структуры. Установлено, для микропрофилированных поверхностей с одинаковой площадью теплопередающей поверхности коэффициент теплоотдачи при ширине каналов 0,7 мм на 30...40% (для воды) и на 40...50% (для этанола) выше, чем у структуры с шириной каналов 0,3 мм, а критический тепловой поток выше на 70...80%.

Величина критического теплового потока при парообразовании на микропрофилированных структурах существенно зависит от эффективного радиуса каналов. Увеличение эффективного радиуса канала снижает гидравлические потери в канале, что способствует росту критического теплового потока. Сопоставление поверхностей с наименьшим ($10,3 \times 0,3$) и наибольшим эффективным радиусом каналов ($10,7 \times 1,4 \times 0,7$) показало, что критический тепловой поток увеличивается в три раза.

Снарядный режим кипения в каналах микропрофилированной поверхности сопровождается образованием тонкой пленки жидкости на поверх-

ности микроканала, что существенно улучшает теплопередающие характеристики микропрофилированных структур. Экспериментальным путем определено, что увеличение площади теплопередающей поверхности на 50% за счет увеличения глубины канала вдвое приводит к росту коэффициента теплоотдачи на 30–40% при одинаковой плотности теплового потока.

ЛИТЕРАТУРА

1. **S.J. Kim, J.K. Seo, K.H. Do**, Analytical and experimental investigation on the operational characteristics and the thermal optimization of a miniature heat pipe with a grooved wick structure // *Int. J. Heat Mass Transfer*. – 2003. – № 46. – P. 2051 – 2063.
2. **F. Lefèvre, J.B. Conrardy, Martin Raynaud, Jocelyn Bonjour**, Experimental investigations of flat plate heat pipes with screen meshes or grooves covered with screen meshes as capillary structure // *Appl. Therm. Eng.* – 2012. – № 37. – P. 95– 102.
3. **А.А. Кондратенко, О.Г. Бурдо, Б.В. Косой, М.И. Слободенюк** Экспериментальные исследования процесса парообразования на микрокапиллярных структурах плоских тепловых труб // *Пром. теплотехника*. – 2013. – Т 35. №7. – С. 82 - 87.
4. **C. Li, G.P. Peterson**, Evaporation/boiling in thin capillary wicks (I) e Wick thickness effect // *J. Heat Transfer*. – 2006. – Vol. 128. – P. 1312–1319.
5. **C. Li, G.P. Peterson**, Evaporation/boiling in thin capillary wicks (II) e Effects of volumetric porosity and mesh size // *J. Heat Transfer* – 2006. – Vol. 128. – P. 1320–1328.
6. **S.-W. Chen et al.**, Experimental investigation and visualization on capillary and boiling limits of microgrooves made by different processes // *Sens. Actuat. A: Phys.* – 2007. – Vol. 139. – P. 78–87.
7. **M. Aghvami, A. Faghri**, Analysis of flat heat pipes with various heating and cooling configurations // *Appl. Therm. Eng.* – 2011. – Vol. 31. – P. 2645–2655.
8. **S. Harmand, R. Sonan, M. Fakès, H. Hassan**, Transient cooling of electronic components by flat heat pipes // *Appl. Therm. Eng.* – 2011. – Vol. 31. – P. 1877–1885.
9. **F. Lefevre, R. Rullière, S. Lips, J. Bonjour**, Confocal microscopy applied to capillary film measurements in a radial flat plate heat pipe made of silicon // *J. Heat Transfer*. – 2010. – Vol. 132. –P. 1–6.
10. **S. Lips, F. Lefèvre, J. Bonjour**, Combined effects of the filling ratio and the vapor space thickness on the performance of a flat plate heat pipe // *Int. J. Heat Mass Transfer*. – 2010. – Vol. 53. – P. 694–702.

A.A. Kondratenko, B.V. Kosoy

Odessa National Academy of Food Technologies, Dvoryanskaya st., 1/3, Odessa, 65082, Ukraine

EXPERIMENTAL STUDIES OF CAPABILITIES FOR ENHANCEMENT OF VAPORIZATION HEAT TRANSFER AT THE MICROCHANNEL SURFACES

The use of grooves, as the structure of flat plate heat pipe is widespread and is a popular and effective technical solution in the practical implementation of various design systems for thermal control of electronic equipment. Advanced thermal control system must meet two criteria: 1) have a high heat transfer coefficient; 2) remove heat of high density. However, the last criterion leads to the fact that the high density heat flux may lead to a boiling limit, which leads to a drastic decrease in heat transfer coefficient, and conducts to a rapid increase of surface temperature. The paper presents an experimental investigation of the heat transfer characteristics of the microgrooved structures at vaporization of water and ethanol. The structures are represented in the form of axial grooves with a square section dimensions of 0.3, 0.5 and 0.7 mm, and a rectangular cross section with the same width and pitch parameters of the channel but with double depth of channels. Studies showed that in the grooved structures three modes of vaporization occur as follows: evaporation, evaporation-pulsation and boiling. The experiment revealed the area having constancy of the heat transfer coefficient at varying specific heat flux that is typical for evaporation. At certain heat flux value the nucleate boiling in the grooves is initiated, and heat transfer coefficient is growing at increasing heat flux. Boiling in the channels of micro-grooved surface is accompanied by a slug boiling regime, and formation of a thin liquid film on the surface of the channel. It is essentially increasing the heat transfer characteristics of the micro-grooved structures. Double of the channel depth leads to increase in heat transfer coefficient up to 30 - 40% for both water and ethanol. Increase of the heat transfer coefficient could be explained by the enlargement of the heat transfer surface of the channels. Increasing of the effective pore radius by the increasing of the channels depth leads to reduction in the hydraulic resistance of the channels that accompanies increase of the critical heat flux up to 50 - 60%.

Keywords: micro-grooved structure – vaporization – heat transfer – critical heat flux.

REFERENCES

- Kim, S.J., Seo, J.K., Do, K.H. 2003.** Analytical and experimental investigation on the operational characteristics and the thermal optimization of a miniature heat pipe with a grooved wick structure. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 46(11), 2051-2063. doi: 10.1016/s0017-9310(02)00504-5
- Lefèvre, F., Conrardy, J.B., Martin Raynaud, Jocelyn Bonjour. 2012.** Experimental investigations of flat plate heat pipes with screen meshes or grooves covered with screen meshes as capillary structure. *Appl. Therm. Eng.*, 37, 95-102. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2011.11.022
- Kondratenko, A.A., Burdo, O.H., Kosoy, B.V., Slobodenyuk, M.Y. 2013.** Experimental studies of vaporization process on microcapillary structures of flat plate heat pipes. *Industrial Heat Engineering*, 35(7), 82-87. (in Russian).
- Chen Li, G.P. Peterson, 2006.** Evaporation/boiling in thin capillary wicks (I) e Wick thickness effect. *J. Heat Transfer*, 128(12), 1312–1319. doi: 10.1115/1.2349507
- Chen Li, G.P. Peterson, 2006.** Evaporation/boiling in thin capillary wicks (II) e Effects of volumetric porosity and mesh size. *J. Heat Transfer*, 128(12), 1320-1328. doi: 10.1115/1.2349508
- S.-W. Chen et al., 2007.** Experimental investigation and visualization on capillary and boiling limits of micro-grooves made by different processes. *Sens. Actuat. A: Phys.*, 139(1-2), 78–87. doi: 10.1016/j.sna.2007.03.009
- Aghvami, M., Faghri, A. 2011.** Analysis of flat heat pipes with various heating and cooling configurations // *Appl. Therm. Eng.*– Vol. 31(14-15). – P. 2645–2655. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2011.04.034
- Harmand, S., Sonan, R., Fakès, M., Hassan, H. 2011.** Transient cooling of electronic components by flat heat pipes. *Appl. Therm. Eng.*, Vol. 31(11-12), 1877–1885. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2011.02.034
- Lefevre, F., Rullière, R., Lips, S., Bonjour, J. 2010.** Confocal microscopy applied to capillary film measurements in a radial flat plate heat pipe made of silicon. *J. Heat Transfer*, 132(3), 031502. doi: 10.1115/1.4000057
- Lips, S., Lefèvre, F., Bonjour, J. 2010.** Combined effects of the filling ratio and the vapor space thickness on the performance of a flat plate heat pipe. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 53(4), 694–702. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2009.10.022

Отримана в редакції 03.04.2015, прийнята до друку 23.04.2015