

УДК 536.24

М. Ю. СПОКОЙНЫЙ, к. т. н. В. Е. ТРОФИМОВ, М. В. ШЕВЧУК

Украина, Одесский национальный политехнический университет
E-mail: vovic@ukr.net

CFD-МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕНА В ПРЯМОУГОЛЬНОМ КАНАЛЕ С КАВЕРНА-ШТЫРЕВЫМ ОРЕБРЕНИЕМ

Методом CFD-моделирования проведено исследование сопряженного теплообмена в прямоугольном канале с каверна-штыревым оребрением при изменении высоты штырей, глубины каверны и значений числа Рейнольдса в диапазонах, характерных для теплообменников, которые предназначены для жидкостного охлаждения таких микроэлектронных устройств, как микропроцессоры. Получены критерийные зависимости для расчета теплоотдачи в указанных условиях.

Ключевые слова: теплообмен, CFD-моделирование, теплоотдача, критерийные зависимости.

Продолжающаяся тенденция роста плотности мощности рассеяния в изделиях микроэлектронной техники требует интенсивного охлаждения для обеспечения их рабочих температур в заданных пределах. В настоящее время традиционным решением этой задачи является использование теплообменников, в которых теплоотдающая поверхность контактирует с потоком охлаждающей жидкости и имеет оребрение того или иного типа.

С точки зрения взаимодействия с охлаждающей жидкостью все разнообразие оребрений в теплообменниках можно разделить на две группы.

К первой группе следует отнести такое развитие теплоотдающей поверхности, при котором поверхность проникает в поток. Здесь типичным методом реализации является использование штыревого оребрения, позволяющего интенсифицировать охлаждение за счет увеличения поверхности теплоотдачи, искривления или разрыва пограничного слоя. В настоящее время опубликовано значительное количество работ, в которых средствами компьютерного моделирования Computational Fluid Dynamics (CFD) и экспериментально исследованы и установлены качественные и количественные закономерности, позволяющие проектировать теплообменники с оптимальными характеристиками штыревого оребрения. Так, например, в [1] представлены результаты теплового анализа теплообменника со штыревым оребрением для жидкостного охлаждения мощного биполярного транзисторного чипа, получены зависимости теплового сопротивления от числа Рейнольдса в широком диапазоне изменения размеров штырей, их количества и расстояния между штырями. В [2]

установлены зависимости $Nu=f(Re)$ для случая охлаждения потоком жидкости расположенных на пластине в виде прямоугольного массива цилиндрических штырей, а в [3] — эллиптических. В [4] получены аналитические и эмпирические зависимости для прогнозирования теплового сопротивления жидкостных теплообменников со штыревым оребрением различного типа при ламинарном течении охлаждающей жидкости. Многие результаты этих и других аналогичных исследований внедрены в промышленно изготавливаемых теплообменниках, которые выпускаются серийно [5].

Ко второй группе относятся такие оребрения, в которых развитие теплоотдающей поверхности происходит внутрь самой поверхности. Здесь эффективным решением является использование углублений в виде каверн преимущественно сферической формы. В них, расположенных, например, на плоской поверхности прямоугольного канала, могут формироваться пульсирующие вихри, которые с высокой частотой выбрасываются в основной поток охлаждающей жидкости, разрушают пограничный слой и обеспечивают рост теплоотдачи. В настоящее время изучены и установлены качественные и количественные закономерности процессов, протекающих на поверхностях с кавернами [см., например, 6–11]. В частности, в [9] показано, что в прямоугольных каналах наибольшая эффективность от применения каверна-оробрения достигается в диапазоне значений числа Рейнольдса $4000 \leq Re \leq 100000$ (определяющий размер — высота канала), когда каверны становятся поверхностными вихревыми генераторами, обеспечивая рост теплоотдачи в два-три раза. С уменьшением числа Re эффектив-

ность каверн падает, однако и в этом случае применение каверн дает положительный эффект. Так, в [10] показано, что в диапазоне $500 \leq Re \leq 1650$ также можно получить существенный рост теплоотдачи.

Стремление к дальнейшей интенсификации теплоотдачи делает актуальным рассмотрение каверна- и штыревых оребрений во взаимодействии между собой, т. е. в одной комбинированной теплообменной структуре. Так, например, в [9, 11] проведено исследование теплообмена в прямоугольном канале, на одной стороне которого расположены только каверны, а на другой — только штыри в виде выступов при условии, что форма и размеры выступов в точности повторяют форму и размеры каверн. Проведенные нами в [12] экспериментальные исследования с классическими штырями в форме параллелепипедов и сферическими кавернами, которые располагались на обеих сторонах прямоугольного канала, показали перспективность их применения. Поэтому в развитие этих результатов в настоящей работе было проведено CFD-моделирование сопряженного теплообмена в прямоугольном канале с таким оребрением в зависимости от изменения высоты штырей H_p и глубины каверн H_d относительно диаметра каверн D в пределах $0,31 \leq H_p/D \leq 0,94$ и $0 \leq H_d/D \leq 0,5$. Исследование проведено в диапазоне значений числа Рейнольдса $68 \leq Re \leq 370$, при которых каверны еще не выступают в качестве поверхностных вихревых генераторов, но являются типичными для теплообменников с жидкостным охлаждением мощных микропроцессоров [5].

Варианты расчетной области и граничные условия

Исследовались три варианта расчетной области, образованной основанием и крышкой, со штырями, имеющими форму, близкую к параллелепипеду.

Вариант 1. Штыри расположены на основании в шахматном порядке (рис. 1, а).

Вариант 2. Штыри расположены на основании и на крышке в шахматном порядке таким образом, как это показано на рис. 1, б.

Вариант 3. Аналогичен предыдущему с тем отличием, что на основании и на крышке в промежутках между штырями выполнены каверны (рис. 1, в, рис. 2). Можно сказать, что второй вариант является частным случаем третьего, когда глубина каверн равна нулю.

Для всех трех вариантов расчетной области одинаковыми принимались размеры основания и крышки (5,2×5,0×89,8 мм), диаметр каверн ($D = 8$ мм) и размеры поперечного сечения штырей (2,97×2,97 мм). Изменяемыми геометрическими параметрами были высота штырей H_p и глубина каверн H_d при условии, что расстояние

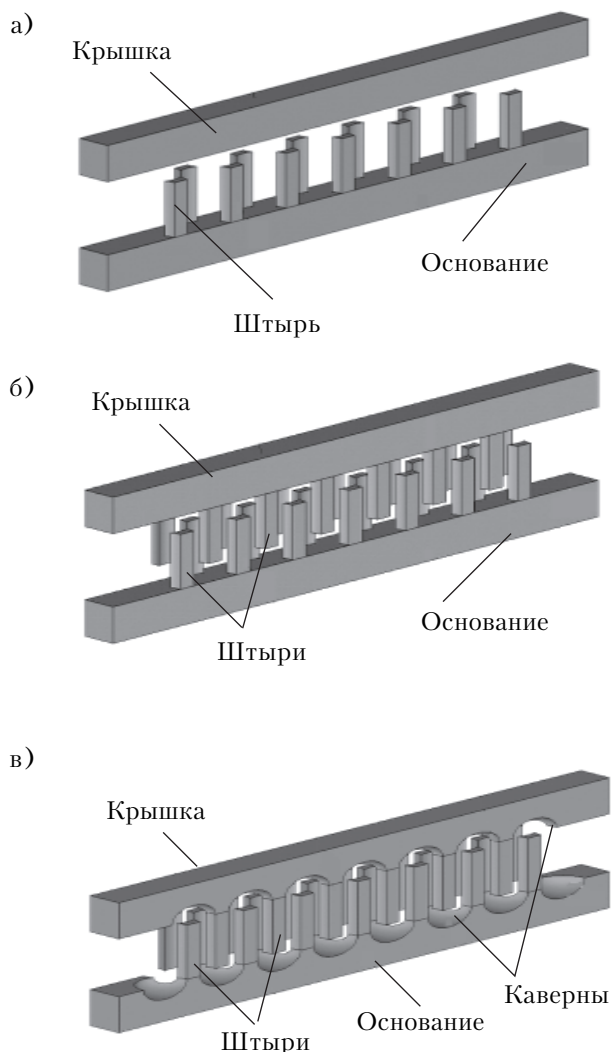


Рис. 1. Варианты расчетной области

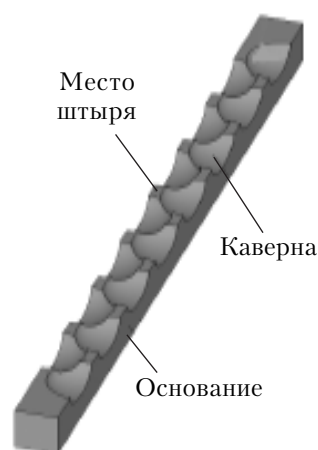


Рис. 2. Расположение каверн на основании (на крышке — аналогично)

между торцом штыря и дном каверны b оставалось неизменным и равным расстоянию a между двумя соседними штырями от основания и от крышки (рис. 3).

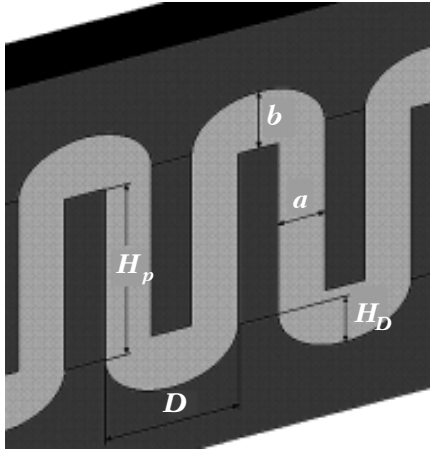


Рис. 3. Геометрия расчетной области

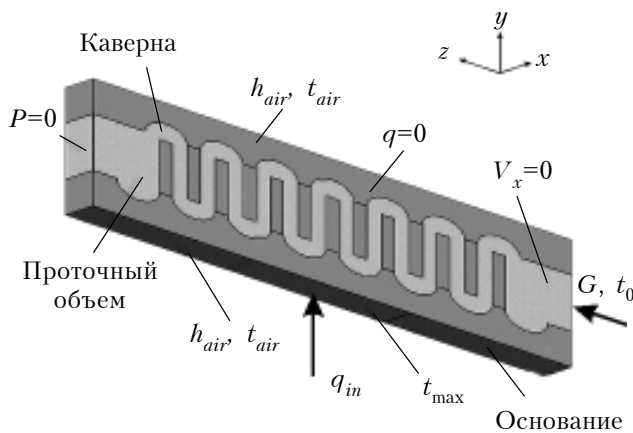


Рис. 4. Граничные условия в расчетной области

Расчетная область вместе с проточным объемом, в котором течение охлаждающей жидкости осуществлялось в направлении оси Z , показана на рис. 4.

При проведении расчетов задавались следующие граничные условия (см. рис. 4):

- плотность теплового потока q_{in} , подводимого к части нижней поверхности основания площадью S_{in} , которая имитирует реальную зону контакта полупроводникового прибора и теплообменника;
- на боковых поверхностях основания, крышки и штырей, параллельных плоскости ZOY , условия считались адиабатическими: $q=0$;
- на наружных поверхностях основания и крышки задавалась естественная конвекция к воздуху с коэффициентом теплоотдачи h_{air} при температуре воздуха t_{air} ;
- расход охлаждающей жидкости G и ее температура t_0 на входе в проточный объем;
- избыточное давление на выходе из проточного объема задавалось равным нулю: $P=0$;
- на боковых поверхностях проточного объема, параллельных плоскости ZOY , задавались условия симметрии, где проекция скорости

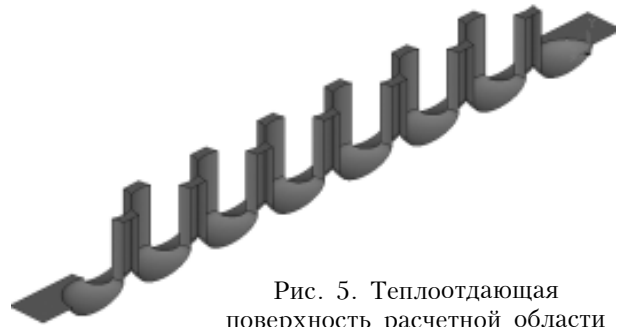


Рис. 5. Теплоотдающая поверхность расчетной области

охлаждающей жидкости на ось X принималась равной нулю: $V_x=0$.

При проведении моделирования теплоотдающей поверхностью считалась контактирующая с охлаждающей жидкостью поверхность основания вместе с поверхностью штырей и каверн (рис. 5), в качестве охлаждающей жидкости рассматривалась вода, материалом основания, крышки и штырей считалась медь.

Алгоритм проведения моделирования и обработка результатов

Алгоритм состоял из следующих этапов:

- построение геометрической модели расчетной области и задание граничных условий в системе численного моделирования Salome;
 - разбиение геометрической модели расчетной области на конечные элементы (меширование) в системе численного моделирования Salome и сохранение результата в формате unv;
 - преобразование данных меширования из формата unv в формат FOAM системы численного моделирования задач механики сплошных сред OpenFOAM с помощью конвертора ideasUnvToFoam;
 - распараллеливание данных в формате FOAM по процессорам многопроцессорной рабочей станции при помощи утилиты DecomposePar;
 - решение нестационарной трехмерной системы уравнений Навье–Стокса и уравнений энергии в расчетной области при помощи утилиты параллельных вычислений mpigun и решателей icoFoam и chtMultiRegionFoam для определения, соответственно, распределения скорости течения охлаждающей жидкости и температуры в основании, крышке и проточном объеме;
 - объединение результатов вычислений отдельных процессоров в единое решение при помощи утилиты reconstructPar;
 - визуализация полученного решения в системе параллельной визуализации ParaView.
- Обработка результатов моделирования заключалась в определении коэффициента теплоотдачи, критериев Рейнольдса и Нуссельта.

Коэффициент теплоотдачи h определялся по формуле

$$h = \frac{q_{in} S_{in}}{(t_{max} - t_0) S}, \quad (1)$$

где t_{max} — максимальная температура основания;
 S — площадь теплоотдающей поверхности.

При определении значений Re и Nu важным вопросом является выбор определяющего размера и определяющей скорости течения. Во всех упомянутых выше работах в качестве определяющего размера использовалась высота канала. В настоящем исследовании за определяющий размер был принят эквивалентный диаметр канала D_c , который учитывает расположение в канале как штырей, так и каверн (рис. 6). Пло-

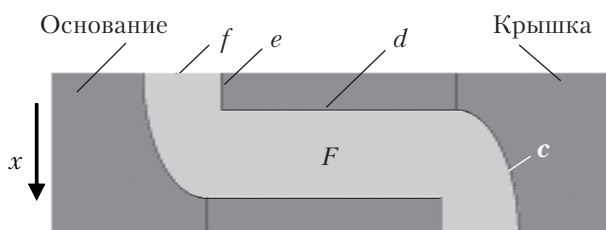


Рис. 6. Геометрия поперечного сечения проточного объема

щадь сечения F учитывается также при вычислении определяющей скорости течения охлаждающей жидкости V_z . Исходя из этого эквивалентный диаметр канала D_c , критерии Re и Nu определялись по формулам

$$D_c = \frac{4F}{l}; \quad (2)$$

$$V_z = G / F; \quad (3)$$

$$Re = \frac{V_z D_c}{\nu}; \quad (4)$$

$$Nu = \frac{h D_c}{k}, \quad (5)$$

где F — площадь поперечного сечения проточного объема;

l — длина смоченного периметра, $l=2(c+d+e+f)$ (см. рис. 6);

ν, k — кинематическая вязкость и теплопроводность охлаждающей жидкости соответственно.

Результаты моделирования и их анализ

Анализ результатов моделирования, представленных на рис. 7–11, позволяет сделать следующие выводы.

Как видно из приведенных на рис. 7 распределений скорости потока, добавление в канал штырей при переходе от 1-го варианта ко 2-му приводит к возникновению волнообразного движения охлаждающей жидкости между горячим основанием и холодной крышкой (см. рис. 8). В результате этого в канале происходит рост теплоотдачи, величина которой существенно зависит от высоты штырей (рис. 9): в исследованном диапазоне изменения числа Re при высоте штырей $H_p/D=0,31$ увеличение числа Nu достигает 29% (см. кривые 1 и 2), однако при $H_p/D=0,94$ добавление штырей практически не влияет на значение Nu (кривые 3 и 4). То есть очевидно, что в канале с оребрением по варианту 2 при увеличении относительной высоты штырей от 0,31 до 0,94 и выше преобладающей причиной роста интенсивности охлаждения становится не гидродинамика течения охлаждающей жидкости в канале, а обычное увеличение теплоотдающей поверхности.

Добавление каверн в канал с оребрением по варианту 2, т. е. переход к варианту 3, может

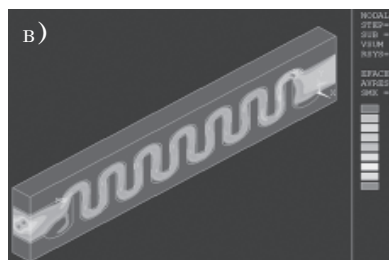
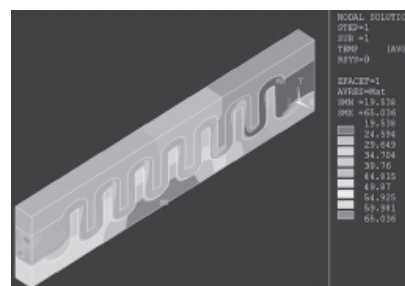
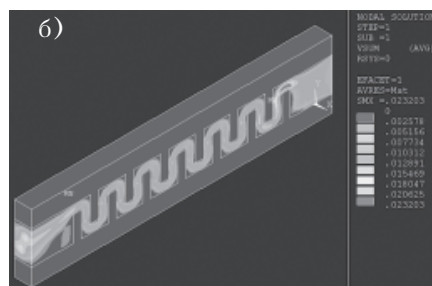
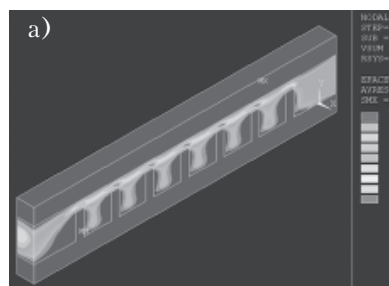


Рис. 7. Распределение скорости потока в расчетной области для 1-го (а), 2-го (б) и 3-го (в) вариантов

Рис. 8. Типичное распределение температуры в расчетной области

см. рис. 7 и 8 в цвете на 3-й стр. обложки

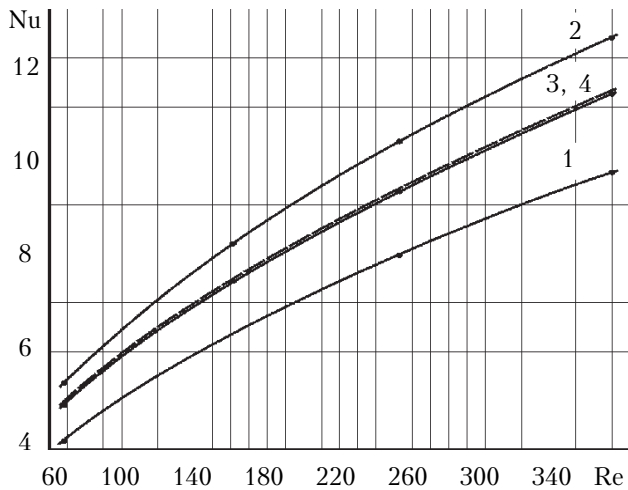


Рис. 9. Зависимость $Nu=f(Re)$ для варианта 1 (1, 3) и варианта 2 (2, 4) расчетной области при различных значениях высоты штырей H_p/D :
1, 3 – 0,31; 2, 4 – 0,9

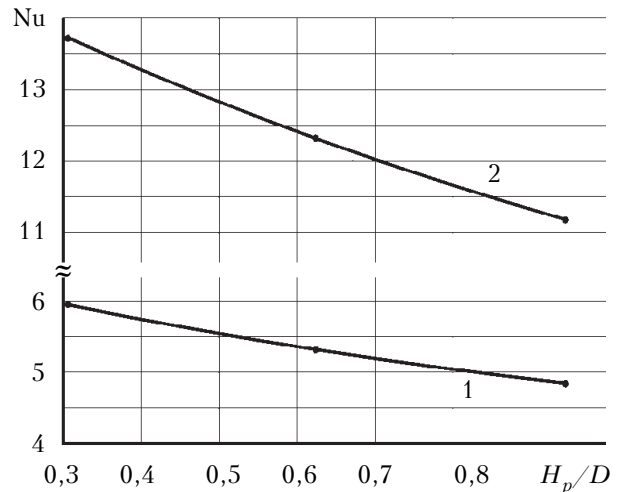


Рис. 11. Зависимость числа Nu от высоты штырей для $Re=68,4$ (1) и $Re=370$ (2) при постоянном значении глубины каверн ($H_d/D=0,125$)

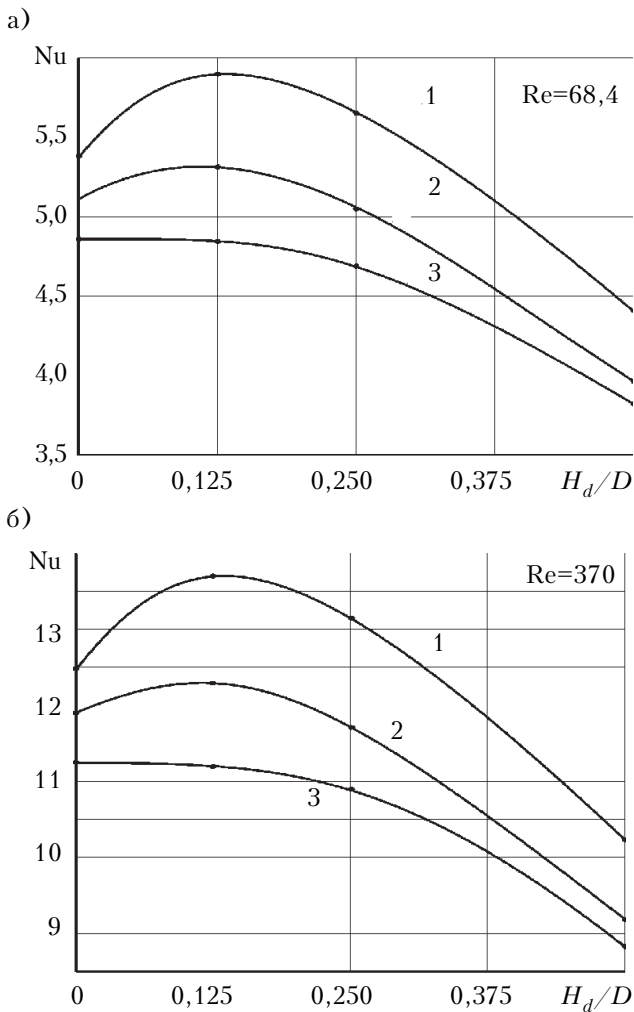


Рис. 10. Зависимость числа Nu от глубины каверн при $Re=68,4$ (а) и $Re=370$ (б) для различных значений высоты штырей H_p/D :
1 – 0,31; 2 – 0,625; 3 – 0,94

привести как к усилению, так и к ослаблению теплоотдачи независимо от значения Re в исследованном диапазоне его изменения (рис. 10). Влияющим фактором здесь становится соотношение между высотой штырей и глубиной каверн. Так, при высоте штырей $H_p/D=0,31$ увеличение относительной глубины каверн от 0 до 0,125 приводит к росту числа Nu на 10%, а далее значение Nu начинает монотонно снижаться, становясь в результате меньшим, чем при отсутствии каверн. При $H_d/D = 0,5$ это снижение составляет 18%. Аналогичное поведение числа Нуссельта наблюдается при $H_p/D = 0,625$, однако в этом случае его максимальное возрастание не превышает 3,7%. При высоте штырей $H_p/D = 0,94$ увеличения Nu не происходит ни при какой глубине каверн. То есть, при переходе от варианта 2 к варианту 3 максимальный рост числа Нуссельта происходит при глубине каверн $H_d/D = 0,125$, однако при этом увеличение относительной высоты штырей от 0,31 до 0,94 приводит к уменьшению числа Нуссельта независимо от числа Рейнольдса в исследованном диапазоне его изменения (рис. 11).

Сравнение результатов моделирования с экспериментальными данными для аналогичных моделей из [12] показало их хорошее согласование. Максимальное расхождение значений температуры не превысило 15%, что является вполне удовлетворительным для оценки теплопередающих характеристик теплообменников с комбинированной каверна-штыревой структурой.

Таким образом, в результате проведенного исследования установлено, что в прямоугольном канале со штыревым оребрением добавление каверн и создание комбинированной каверна-штыревой теплообменной структуры может привести как к положительному эффекту, так и к от-

рицательному. Для интенсификации теплоотдачи при малых числах Рейнольдса, когда каверны еще не выступают в качестве поверхностных вихревых генераторов, относительная высота штырей должна находиться в пределах от 0,31 до 0,625, а относительная глубина каверн не должна превышать 0,125.

ИСПОЛЬЗОВАННЫЕ ИСТОЧНИКИ

1. Moores K. A., Joshi Y. K., Schiroky G. H. Thermal characterization of a liquid cooled AlSiC base plate with integral pin fins // IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies. — 2001. — Vol. 24, N.2. — P. 213-219.
2. Zheng N., Wirtz R. A. Cylindrical pin-fin fan-sink heat transfer and pressure drop correlations // Proc. 5th ASME/JSME Joint Thermal Engineering Conference. — San Diego, CA. — March 1999. — P. 1-6.
3. Chapman C. L., Lee S. Thermal performance of an elliptical pin fin heat sink // Proc. 10th Annu. IEEE Semiconductor Thermal and Temperature Measurements Symposium. — 1994. — P. 24-31.
4. Khan W. A., Culham J. R., Yovanovich M. M. Performance of shrouded pin-fin heat sinks for electronic cooling // Journal of Thermophysics and Heat Transfer. — 2006. — Vol. 20, N 3. — P. 408-418.
5. Jeffers N., Punch J., Walsh E. An experimental characterization of miniature scale cold plates for electronics cooling applications // Proc. 2007 ASME-JSME Thermal Engineering Summer Heat Transfer Conference. — Vancouver, British Columbia, Canada. — 2007. — P. 1-8.
6. Patrick W. V. Computations of flow structures and heat transfer in a dimpled channel at low to moderate Reynolds number // Master Thesis. Mechanical Engineering Dept., Virginia Polytechnic Institute and State Univ. — Blacksburg, Virginia. — 2005.
7. Afanasyev V. N., Chudnovsky Ya. P., Leontiev A. I., Roganov P. S. Turbulent flow friction and heat transfer characteristics for spherical cavities on a flat plate // Experimental Thermal and Fluid Science. — 1993. — Vol. 7, N 1. — P. 1-8.
8. Isaev S. A., Leontiev A. I., Baranov P. A., Pyshnyi I. A. Numerical analysis of the influence of the depth of a spherical hole on a plane wall on turbulent heat exchanger // J. Engi. Phys. and Thermophys. — 2003. — Vol. 76, N 1. — P. 61-69.
9. Khalatov A. A., Onishchenko V. N., Borisov I. I. Impulse and heat transfer analogy in channels with surface vortex generators // Reports of the National Academy of Sciences of Ukraine. — 2007. — N 6. — P. 70-75.
10. Park D., Silva C., Marotta E. E., Fletcher L. S. Study of laminar forced convection heat transfer for dimpled heat sinks // Journal of Thermophysics and Heat Transfer. — 2008. — Vol. 22. — N 2. — P. 262-267.
11. Mahmood G. I., Sabbagh M. Z., Ligrani Ph. M. Heat transfer in a channel with dimples and protrusions on opposite

walls // Journal of Thermophysics and Heat Transfer. — 2001. — Vol. 15, N3. — P. 275-283.

12. Spokoyny M., Trofimov V., Qiu X., Kerner J. M. Enhanced heat transfer in a channel with combined structure of pins and dimples // Proc. 9th AIAA/ASME Joint Thermophysics and Heat Transfer Conference. — San Francisco, CA. — 2006. — P. 1-21.

*Дата поступления рукописи
в редакцию 19.12 2012 г.*

Spokoyny M. Yu., Trofimov V. E., Shevchuk M. V. **CFD modeling of heat transfer in a rectangular channel with dimple-pin finning.**

Keywords: heat transfer, CFD modeling, heat emission, criterion dependencies.

Using the CFD modeling method, the authors have investigated conjugate heat transfer in a rectangular channel with dimple-pin finning with height of pins, depth of cavities and Reynolds number values varying in the range, characteristic for heat exchangers designed for liquid cooling of microelectronic devices, such as microprocessors. Criterion dependencies for calculation of heat transfer under these conditions have been obtained.

Ukraine, Odessa National Polytechnic University.

Спокойний М. Ю., Трофімов В. Є., Шевчук М. В. **CFD-моделювання теплообміну в прямокутному каналі з каверна-штирьовим оребренням.**

Ключові слова: теплообмін, CFD-моделювання, тепловіддача, критеріальні залежності.

Методом CFD-моделювання проведено дослідження спряженого теплообміну в прямокутному каналі з каверна-штирьовим оребренням при зміні висоти штирів, глибини каверн і значень числа Рейнольдса в діапазонах, характерних для теплообмінників, які призначені для рідинного охолодження таких мікроелектронних пристроїв, як мікропроцесори. Отримано критеріальні залежності для розрахунку тепловіддачі в зазначених умовах.

Україна, Одеський нац. політехнічний університет.