

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ВЕРИФИКАЦИЯ КОМПЬЮТЕРНОЙ МОДЕЛИ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ МОЩНОГО ПОЛУПРОВОДНИКОВОГО ПРИБОРА

*Канд. физ.-мат. наук, доц. ХОРУНЖИЙ И. А.,
докт. физ.-мат. наук, проф. ДОМАНЕВСКИЙ Д. С.,
канд. физ.-мат. наук БОБУЧЕНКО Д. С.*

Белорусский национальный технический университет

Для многих технических устройств внутреннего генерация теплоты является причиной возникновения проблем, связанных с перегревом, и может даже привести к выходу устройства из строя. Для предотвращения этого используют эффективные системы охлаждения, наиболее популярными из которых являются штырьковые или оребренные радиаторы с принудительной конвекцией [1–4]. В то же время разработка эффективного штырькового радиатора представляет собой сложную техническую задачу вследствие сложной геометрии радиатора и необходимости расчета локального коэффициента теплопередачи в каждой точке поверхности радиатора. Компьютерное моделирование – эффективный метод разработки новых моделей тепловых радиаторов, так как позволяет исследовать влияние каждого параметра на эффективность охлаждения. Кроме того, этот подход позволяет существенно сократить объем экспериментальных исследований и, следовательно, уменьшить затраты на разработку новых конструкций радиаторов. Для обеспечения надежности полученных результатов необходима верификация компьютерной модели, которая заключается в сравнении результатов расчетов с экспериментальными данными. Совпадение расчетных и экспериментальных результатов для одной из конструкций радиатора позволяет сделать вывод о корректности используемой модели и существенно сократить объем экспериментальной проверки полученных результатов.

Компьютерная модель штырькового радиатора с принудительным жидкостным охлаждением для мощного полупроводникового прибора была разработана с помощью компьютерного пакета ABAQUS [1–4]. Поперечное сечение системы охлаждения представлено на рис. 1.

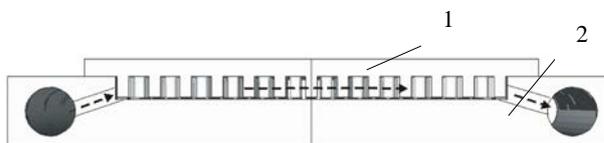


Рис. 1. Поперечное сечение системы охлаждения: 1 – тепловой радиатор; 2 – корпус системы охлаждения. Стрелками показано направление движения охлаждающей жидкости

Данное устройство используется для охлаждения мощного полупроводникового прибора с рассеиваемой тепловой мощностью ~ 1 кВт. Оно состоит из двух основных частей: теплового радиатора и корпуса с имеющимися в нем каналами для прокачки охлаждающей жидкости. При начальном расчете рассматривался радиатор, изготовленный из AlN-керамики с высокой теплопроводностью (~ 180 Вт/(м·К)). Радиатор представляет собой пластину размером $137 \times 127 \times 5$ мм³. На нижней стороне пластины имеется 928 штырьков, расположенных в шахматном порядке на площади $95,6 \times 108$ мм². Схема расположения штырьков и характерные геометрические параметры представлены на рис. 2.

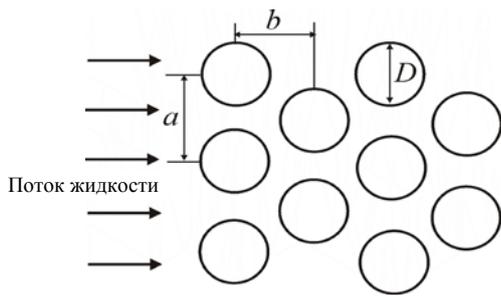


Рис. 2. Схема расположения иглол на радиаторе и характерные геометрические размеры, используемые при расчетах

Длина штырьков в описываемом варианте радиатора составляет 6 мм, их диаметр – 2,4 мм у основания и 1,8 мм на конце штырька, параметры a и b равны соответственно 3,586 мм и 3,106 мм. Тепловой радиатор устанавливается на корпус с каналами, причем напротив штырьков в корпусе имеется углубление размером $96 \times 108,5 \times 6,5$ мм³; это углубление посредством каналов соединяется с впускным и выпускным отверстиями, через которые поступает и отводится охлаждающая жидкость. Корпус изготавливается из специального пластика, теплопроводность которого составляет 0,29 Вт/(м·К). В рабочем состоянии все каналы и внутренние объемы охлаждающего устройства заполнены движущейся охлаждающей жидкостью, поэтому основным физическим механизмом отвода теплоты от радиатора является вынужденная конвекция. Для моделирования теплообмена между твердым телом и жидкостью использовался закон Ньютона для теплообмена [5]

$$q = h(T_w - T_f), \quad (1)$$

где q – плотность потока теплоты с поверхности твердого тела в жидкость; h – коэффициент теплопередачи; T_w , T_f – температуры поверхности твердого тела и локальная температура охлаждающей жидкости соответственно. Локальную температуру жидкости T_f можно рассчитать, добавив к начальной температуре жидкости на входе в систему охлаждения T_0 прирост, обусловленный поступлением в жидкость теплоты Q , отводимой от охлаждаемой поверхности к рассматриваемому элементу объема жидкости на пути его движения от входного отверстия до рассматриваемой точки:

$$T_f = T_0 + \frac{Q}{v\rho c_p}, \quad (2)$$

где v – объемная скорость прокачки жидкости; ρ – плотность жидкости; c_p – удельная теплоемкость жидкости при постоянном давлении.

Наиболее сложной проблемой является вычисление коэффициента теплопередачи h . В нашей модели для расчета этого коэффициента использовалась формула [5–7]

$$h = \frac{Nu_f \lambda_f}{D}, \quad (3)$$

где Nu_f – число Нуссельта; λ_f – теплопроводность жидкости; D – диаметр штырька (рис. 2).

Для вычисления числа Нуссельта Nu_f использовалась феноменологическая формула [6, 7]

$$Nu_f = C\alpha \left(\frac{a}{b}\right)^{0,2} Re_f^{0,60} Pr_f^{0,36} \left(\frac{Pr_f}{Pr_w}\right)^{0,25}. \quad (4)$$

Здесь a и b – характерные геометрические параметры теплового радиатора (рис. 2); Re и Pr – числа Рейнольдса и Прандтля соответственно.

Индексы f и w указывают на то, какую температуру (жидкости (f) или твердой стенки (w)) следует использовать для вычисления чисел Рейнольдса и Прандтля. Как отмечается в [6],

множитель $\left(\frac{Pr_f}{Pr_w}\right)^{0,25}$ позволяет корректно

учесть изменение вязкости жидкости в контактном слое. Теплообмен имеет различную эффективность для разных рядов иглол. Изменение этой эффективности учитывает множитель C [7]. Параметр α принимает значения: 0,35 – для цилиндрических (конических) поверхностей и 0,1 – для плоских. Соотношение (4) справедливо при значениях числа Рейнольдса $100 < Re < 2 \cdot 10^5$.

Для проверки расчетной модели была разработана и изготовлена экспериментальная установка, схема которой приведена на рис. 3. Важной частью установки является система нагрева, которая разрабатывалась таким образом, чтобы максимально точно контролировать тепловой поток, направляемый на систему охлаждения.

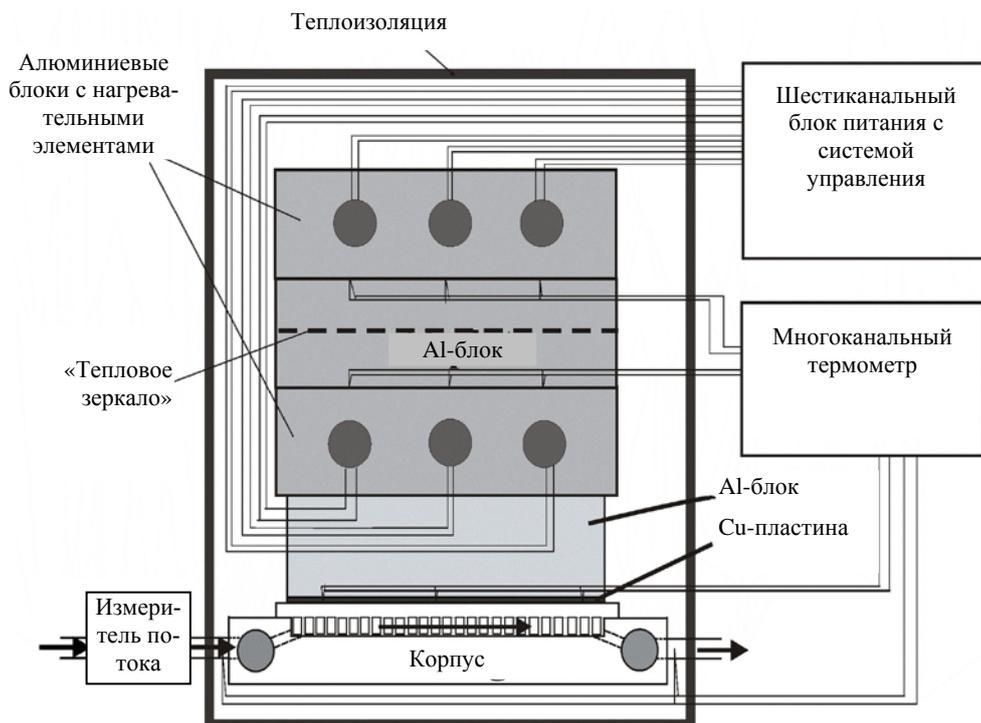


Рис. 3. Схема экспериментальной установки для проверки расчетной модели

Для осуществления контроля система нагрева состоит из двух нагревателей – верхнего и нижнего, каждый из которых состоит из трех нагревательных элементов для более равномерного распределения теплового потока по площади нагревателя. Нижний нагреватель является основным, а верхний – выполняет вспомогательную роль, обеспечивая создание «теплового зеркала». Мощность верхнего нагревателя подбирается таким образом, чтобы температуры на верхней и нижней сторонах центрального алюминиевого блока были одинаковыми. При этом в алюминиевом блоке отсутствует градиент температуры в вертикальном направлении, а следовательно, нет и отвода теплоты от нижнего нагревателя в верхнем направлении. В сочетании с хорошей внешней теплоизоляцией при стационарном режиме практически вся тепловая мощность, генерируемая нижним нагревателем, отводится через тепловой радиатор в систему охлаждения и уносится охлаждающей жидкостью. Дополнительный контроль тепловой мощности, рассеиваемой радиатором, осуществляется контролем температуры охлаждающей жидкости на входе

в систему охлаждения и на выходе из нее. В сочетании с измерением объемного расхода жидкости это позволяет рассчитать тепловую мощность, отводимую радиатором. Следует отметить, что разница между тепловой мощностью нижнего нагревателя, рассчитываемой по закону Джоуля – Ленца, и мощностью, определяемой по изменению температуры охлаждающей жидкости, при проведении измерений не превышала 2–3 %. Фотография нагревательной системы и системы охлаждения в собранном виде со снятой внешней теплоизоляцией представлена на рис. 4. Для обеспечения хорошего теплового контакта между нагревательной системой и системой охлаждения все контактные поверхности тщательно шлифовали и на них наносили слой термопасты. Для сравнения экспериментальных и расчетных значений температуры проводили измерение температуры в разных точках на поверхности теплового радиатора. Измерение температуры на верхней поверхности теплового радиатора осуществляли с помощью термопар, которые устанавливали на медной пластине толщиной 10 мм. Сварной контакт термопары через небольшое от-

верстие выводили на нижнюю поверхность медной пластины таким образом, что он немного выступал над поверхностью. При такой методике спай термопары прижимается непосредственно к верхней поверхности теплового радиатора и позволяет измерять поверхностную температуру в точке установки термопары.

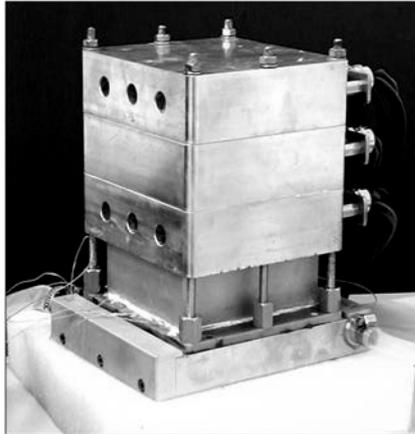


Рис. 4. Фотография нагревательной системы и системы охлаждения в собранном виде. Внешняя теплоизоляция снята

При измерениях фиксировались объемная скорость прокачки охлаждающей жидкости, температура жидкости на входе и на выходе из охлаждающей системы, а также измерялась температура в девяти точках (рис. 5) на верхней поверхности теплового радиатора. Измерение температуры осуществлялось автоматическим термометром. Отклонения температуры каждой термопары при повторных измерениях не превышали 0,1 К. Мощность нижнего нагревателя контролировалась путем измерения силы тока и подаваемого на него напряжения, а также рассчитывалась мощность, отводимая охлаждающей жидкостью.

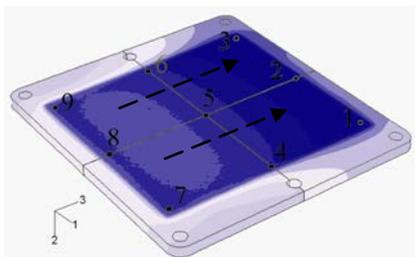


Рис. 5. Схема расположения и номера термопар. Стрелки указывают направление движения жидкости

Полученные при измерениях значения тепловой мощности, рассеиваемой радиатором,

а также начальная температура охлаждающей жидкости использовались в качестве граничных условий при компьютерном моделировании.

Сравнение расчетных и экспериментально измеренных значений температур в разных точках поверхности радиатора было проведено для трех образцов радиаторов, изготовленных разными производителями. Образец № 1 изготовлен из AlN-керамики фирмой Anceram (Германия), образец № 2 – из керамики на основе SiC фирмой Eures (Германия) и образец № 3 – из керамики SiC фирмой Electrovac (Австрия). Указанные образцы различаются теплопроводностью материала, формой, размерами и числом штырьков.

Сравнение расчетных и экспериментальных значений температуры для разных образцов радиаторов при различных скоростях прокачки охлаждающей жидкости показало, что расхождение между рассчитанными и измеренными значениями температуры не превышает 0,1–0,2 °С при общем повышении температуры на верхней поверхности радиатора 7–11 °С. Результаты сравнения экспериментально измеренных и расчетных значений повышения температуры ΔT для термопары № 5 приведены на рис. 6. Для остальных точек, в которых измерялась температура, результаты аналогичны приведенным на рис. 5.

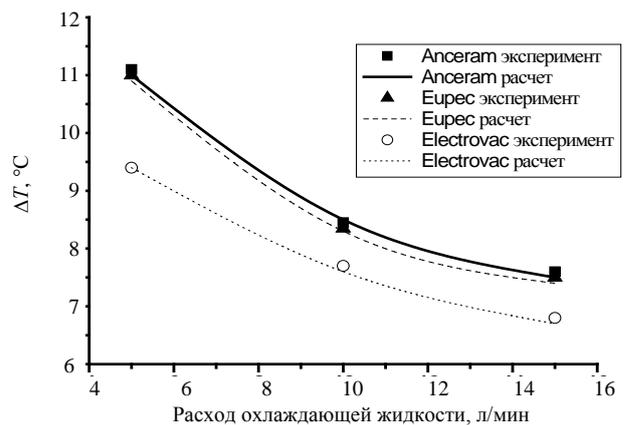


Рис. 6. Сравнение измеренных и расчетных приращений температуры на поверхности радиатора в точке установки термопары № 5

Таким образом, разница между расчетными и измеренными значениями температуры во всех исследованных точках на поверхности ра-

диатора не превышает 2–3 % от величины нагрева и является вполне удовлетворительной, так как составляет величину порядка погрешности измерений.

ВЫВОД

Проведена экспериментальная верификация расчетной модели системы охлаждения мощного полупроводникового прибора [1–4]. Достигнуто хорошее согласие между экспериментальными и расчетными значениями температуры на верхней поверхности теплового радиатора.

ЛИТЕРАТУРА

1. **Computer** simulation of a Pin-Fin Heat Sink with Fluid Cooling for Power Semiconductor Modules / I. Khorunzhii [et al.] // *Sensors and Materials*. – 2002. – Vol. 14. – P. 429–441.

2. **Model** of a Pin-Fin Heat Converter with Fluid Cooling for Power Semiconductor Modules / I. Khorunzhii [et al.] // *Int. J. Energy Res.* – 2003. – Vol. 27. – P. 1015–1026.

3. **Хорунжий, И. А.** Эффективный тепловой радиатор для мощных полупроводниковых приборов / И. А. Хорунжий, Д. С. Доманевский, Д. С. Бобученко // *Наука – образованию, производству, экономике: материалы 4-й Междунар. науч.-техн. конф.*; в 2-х т. – Минск: БНТУ, 2006. – Т. 2. С. 366–369.

4. **Хорунжий, И. А.** Компьютерное моделирование игольчатого радиатора с жидкостным охлаждением для мощного полупроводникового прибора / И. А. Хорунжий, Д. С. Доманевский, Д. С. Бобученко // *Изделия и технологии двойного назначения. Диверсификация ОПК: сб. науч. трудов и инж. разработок 7-й специализированной выставки Москва, 17–20 окт. 2006 г.* – М., 2007. – С. 359–369.

5. **Winterton, R. H. S.** *Heat Transfer* / R. H. S. Winterton. – Oxford University Press. – Oxford; New York, 1997. – 85 p.

6. **Жукаускас, А. А.** Конвективный перенос в системах теплообмена / А. А. Жукаускас. – М.: Наука, 1982.

7. **Кутателадзе, С. С.** Теплоперенос и гидродинамическое сопротивление / С. С. Кутателадзе. – М.: Наука, 1990.

Поступила 6.06.2007

УДК 615.472

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА СНЯТИЯ ЗУБНЫХ ПРОТЕЗОВ ПУТЕМ РАЗРУШЕНИЯ ФИКСИРУЮЩЕГО ЦЕМЕНТА УЛЬТРАЗВУКОВЫМ ВОЗДЕЙСТВИЕМ

Докт. техн. наук, проф. КИСЕЛЕВ М. Г., инж. ВЕРТИНСКАЯ А. П.

Белорусский национальный технический университет

Современные зубные протезы достаточно длительное время (от 1 года до 10 лет) могут выполнять свою функцию по замещению дефектов зубов и зубных рядов. Однако в силу изменений, происходящих со временем в зубочелюстной системе человека, они имеют ограниченный срок службы и подлежат замене, для чего предусматривается процедура их снятия.

На сегодня применяются два принципиально отличных метода снятия фиксированных зубных протезов [1, 2]. Это разрушение конст-

рукции самого протеза путем механического распиливания его элементов с помощью алмазного стоматологического инструмента, а также снятие протеза с сохранением его целостности путем разрушения фиксирующего материала за счет воздействия на конструкцию различными видами энергии, включая энергию ультразвука. В частности, находят применение ультразвуковые аппараты Piezon Master 400 фирмы EMS (Швейцария), Cavitron, Enac и Neosonic, принцип работы которых основан на разрушении фиксирующего материала протеза при прохож-