

Эффективный тепловой радиатор для мощных полупроводниковых приборов

Хорунжий И.А., Доманевский Д.С. Бобученко Д.С.
Белорусский национальный технический университет

Для мощных полупроводниковых приборов одним из главных условий обеспечения их надежности и долговечности является соблюдение предписанных изготовителем температурных режимов их эксплуатации. Решение этой задачи осложняется тем, что генерация тепла в таких устройствах может быть значительной, а габариты, как правило, должны быть компактными. В настоящее время для решения этой проблемы широко используются радиаторы игольчатого типа с принудительной конвекцией

охлаждающей жидкости. Для достижения необходимого сочетания компактности и эффективности все параметры системы охлаждения (теплопроводность материала, количество, размеры и расположение иголок и т.п.) должны быть оптимизированы. Экспериментальное решение этой задачи требует времени и больших материальных затрат, так как связано с изготовлением и

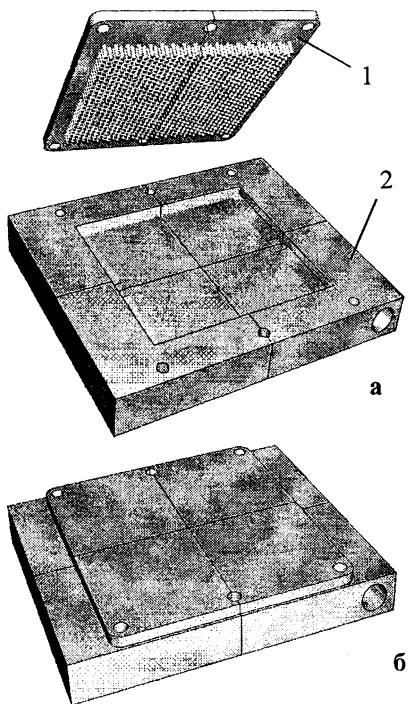


Рис. 1. Внешний вид системы охлаждения в разобранном (а) и собранном (б) виде. 1 – тепловой радиатор, 2 – корпус

экспериментальным изучением различных конструкций радиаторов. Альтернативным путем решения этой проблемы является компьютерное моделирование, которое позволяет решить задачу быстрее и с меньшими затратами.

В данной работе представлена компьютерная модель системы охлаждения, разработанная с помощью программного пакета ABAQUS [1], для мощного транзистора, применяемого на электровозах. Система охлаждения состоит из двух частей:

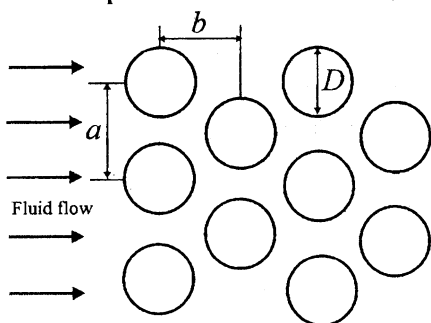


Рис. 2. Схема расположения иглол на радиаторе и характерные геометрические параметры

игольчатого радиатора и корпуса, на который этот радиатор крепится (см. рис.1). В рабочем режиме через охлаждающую систему прокачивается охлаждающая жидкость. На нижней стороне теплового радиатора на площади $100 \times 110 \text{ мм}^2$ в шахматном порядке распределены 928 иглол длиной по 6 мм и диаметром 2,4 мм у основания и 1,8 мм у свободного конца. Схема расположения иглол и характерные геометрические параметры приведены на рис.2. Основным механизмом диссипации энергии в данной системе охлаждения является вынужденная конвекция. Для ее моделирования использовалась предусмотренная в пакете ABAQUS модель “пограничного слоя” на контактной поверхности твердое тело-жидкость. В этом слое теплообмен описывается законом Ньютона [2]:

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

где q –тепловой поток, h – коэффициент теплообмена, T_w и T_f – температуры стенки и объемная температура жидкости соответственно. Объемная температура жидкости T_f рассчитывается путем прибавки к начальной температуре жидкости T_0 прироста, обусловленного поступлением в жидкость тепловой энергии на пути от входа в систему до рассматриваемой точки [2,3]:

$$T_f = T_0 + \frac{Q}{m \cdot c}, \quad (2)$$

где m – массовая скорость жидкости, c – теплоемкость жидкости. Наиболее сложной проблемой является расчет коэффициента теплообмена h . Этот коэффициент зависит от таких параметров как массовая скорость, характер течения (ламинарное или турбулентное), характерных геометрических параметров и т.д. Коэффициент теплообмена определяется по формуле [2]:

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

где λ_f – коэффициент теплопроводности жидкости, D – средний диаметр иглока. Nu – число Нуссельта, которое определяется по эмпирической формуле [3,4]:

$$Nu = C \cdot 0.35 \cdot \left(\frac{a}{b}\right)^{0.2} Re_f^{0.60} Pr_f^{0.36} \left(\frac{Pr_f}{Pr_w}\right)^{0.25}, \quad (4)$$

где a и b – геометрические параметры (см. рис. 2), Re и Pr – числа Рейнольдса и Прандтля соответственно. Индексы f и w указывают какую температуру (жидкости – f или стенки – w) следует использовать. C – коэффициент учитывающий эффективность теплообмена в зависимости от номера ряда, в котором находятся иглоки [4]. Соотношение (4) справедливо в широком диапазоне значений числа Рейнольдса: $100 < Re < 2 \cdot 10^5$.

С помощью описанной выше модели проведено моделирование системы охлаждения при различных значениях теплопроводности материала теплового радиатора. Тепловая мощность в расчетах полагалась равной 1 кВт, температура охладителя на входе в систему 20 °С, в качестве охладителя рассматривался антифриз с содержанием 44% гликоля и 56% воды [5], объемная скорость охлаждающей жидкости 5 л/мин.

Эффективность системы охлаждения определялась по расчетному значению теплового сопротивления, определяемого, как отношение разницы температур (максимальной температуры на верхней стороне радиатора и температуры охладителя) к полной рассеиваемой тепловой мощности.

На рис.3 приведена расчетная зависимость теплового сопротивления радиатора от теплопроводности материала радиатора. Из приведенного графика видно, что теплопроводность матери

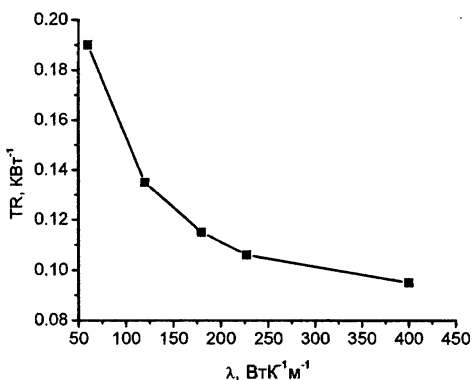


Рис.3. Расчетная зависимость теплового сопротивления TR от теплопроводности материала радиатора λ .

($\lambda=227$ Вт/(К·м)) лишь немного уступая по эффективности радиатору, выполненному из меди ($\lambda=400$ Вт/(К·м)), должен быть существенно дешевле медного, вследствие более высокой стоимости меди по сравнению с алюминием.

Литература

1. ABAQUS is a registered trademark of Hibbit, Karlsson & Sorensen, Inc. USA, 1080 Main Street Pawtucket, RI 02860-4847.
2. Winterton R.H.S. Heat Transfer, Oxford, New York, Oxford University Press, 1997, 85 pp.
3. Жукаускас, А.А. Конвективный перенос в теплообменниках. М., Наука, 1982, 472 с.
4. Кутателадзе, С.С. Теплопередача и гидродинамическое сопротивление. М., Энергоатомиздат, 1990, 367 с.
5. Antifrogen N, Clariant GmbH, Surfactants Division, Functional Fluids/Marketing, D-65840 Sulzbach, Germany.

риала радиатора оказывается существенной при невысоких значениях коэффициента теплопроводности, однако после достижения коэффициентом теплопроводности значений порядка 200 Вт/(К·м) дальнейшее влияние теплопроводности на эффективность охлаждения заметно ослабляется. Т.о., алюминиевый радиатор