

Д. т. н. Ю. Е. СПОКОЙНЫЙ, к. т. н. В. Е. ТРОФИМОВ,
Г. В. ОЛИБАШ

Дата поступления в редакцию
25.09 1997 г.

Оппонент к. т. н. В. И. ЕФРЕМОВ

Украина, г. Одесса

ПРОЕКТИРОВАНИЕ РАДИАТОРОВ ДЛЯ ИС СО СТРУЙНЫМ ИМПАКТНЫМ ВОЗДУШНЫМ ОХЛАЖДЕНИЕМ

Предложены новые конструктивные решения радиаторов, разработана математическая модель процесса охлаждения ИС.

The new constructive solutions of radiators are proposed, the mathematic model of IC cooling process is developed.

Одним из методов интенсификации струйного импактного воздушного охлаждения ИС является применение специальных радиаторов, отличительной особенностью которых является наличие в их конструкции тупиковых полостей [1–3]. Применение результатов указанных исследований облегчает выбор оптимального соотношения между размерами полостей и параметрами воздушных струй, а также позволяет провести правильную оценку теплового сопротивления ряда конструкций радиаторов, тупиковые полости которых имеют цилиндрическую или прямоугольную форму и взаимодействуют только с осесимметричными струями. Для охлаждения ИС, которые имеют преимущественно форму прямоугольного параллелепипеда, предпочтительно применение радиаторов с прямоугольными тупиковыми полостями. Однако, как следует из [4], для такой формы тупиковых полостей целесообразно использовать не осесимметричные, а плоские импактные струи. Настоящая работа посвящена вопросам проектирования тупиковых радиаторов для ИС, охлаждаемых плоскими импактными воздушными струями.

Конструктивные решения радиаторов с прямоугольными тупиковыми полостями, ориентированными на взаимодействие с плоскими импактными струями, представлены на рис. 1.

Радиатор типа 1 имеет одну прямоугольную тупиковую полость, обращенную вверх, и предназначен для обдува одной плоской импактной струей, натекающей сверху. Раздающий коллектор со струеобразующими устройствами располагается над радиатором, в пространстве между платами.

Радиатор типа 2 имеет две прямоугольные тупиковые полости, обращенные в стороны, и предназначен для обдува двумя плоскими импактными струями, натекающими с двух сторон. Раздающий коллектор со струеобразующими устройствами располагается сбоку от радиатора, над платой, в свободном от элементов пространстве.

Радиатор типа 3 сочетает в себе конструктивные особенности двух предыдущих и имеет три прямоугольные тупиковые полости, две из которых обращены в стороны и одна вверх. Он предназначен для обдува тремя импактными плоскими струями (с двух сторон и одной сверху). Раздающий коллектор в этом случае имеет сложную форму и располагается как над радиатором (между платами), так и сбоку от него (над платой).

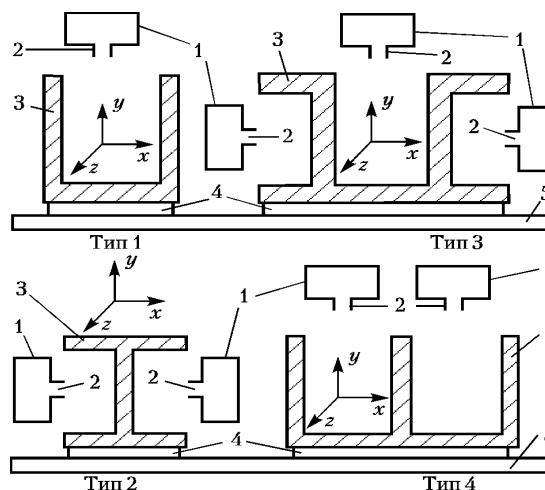


Рис. 1. Конструкции радиаторов с тупиковыми полостями: 1 – воздухораспределитель; 2 – сопло; 3 – радиатор; 4 – корпус ИС; 5 – плата

Радиатор типа 4 аналогичен радиатору типа 1, но имеет две обращенные вверх прямоугольные тупиковые полости и, соответственно, предназначен для обдува двумя плоскими импактными струями, натекающими сверху. Как и для типа 1, раздающий коллектор со струеобразующими устройствами располагается над радиатором, в пространстве между платами.

У всех представленных радиаторов нижняя сторона предназначена для теплового контакта с поверхностью корпуса охлаждаемой ИС.

Анализ процессов теплопередачи по цепи «ИС – радиатор – импактная струя» позволяет описать температурное поле рассмотренных радиаторов трехмерным уравнением стационарной теплопроводности [5]

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = 0 \quad (1)$$

Выберем направление осей следующим образом: ось y перпендикулярна поверхности радиатора, контактирующей с корпусом ИС, ось z параллельна длинной стороне сопла, ось x параллельна поверхности радиатора, контактирующей с корпусом ИС, и перпендикулярна длинной стороне сопла (рис.1). Тогда граничные условия к уравнению (1) можно записать следующим образом.

Для поверхности радиатора, контактирующей с корпусом ИС:

$$-\lambda \frac{\partial T}{\partial y} = q; \quad (2)$$

для импактно обдуваемой поверхности (поверхность тупика):

$$-\lambda \frac{\partial T}{\partial x} = \alpha_s (T - T_{\text{имп}}); \quad -\lambda \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha_s (T - T_{\text{имп}}); \quad (3)$$

для остальной поверхности радиатора:

$$-\lambda \frac{\partial T}{\partial x} = \alpha_{\text{ост}} (T - T_{\text{ос}}); \quad -\lambda \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha_{\text{ост}} (T - T_{\text{ос}});$$

$$-\lambda \frac{\partial T}{\partial z} = \alpha_{\text{ост}} (T - T_{\text{ос}}); \quad (4)$$

где T , $T_{\text{имп}}$, $T_{\text{ос}}$ — соответственно температура радиатора, температура воздуха в импактной струе и температура воздуха вне тупика, К;

λ — коэффициент теплопроводности материала радиатора, Вт/(м·К);

q — плотность теплового потока от ИС к радиатору, Вт/м²;

α_s — локальный коэффициент теплоотдачи в тупиковой полости на расстоянии s от критической точки импактной струи, Вт/(м²·К);

$\alpha_{\text{ост}}$ — коэффициент теплоотдачи на остальной поверхности радиатора, Вт/(м²·К).

Для определения локальных коэффициентов теплоотдачи в тупиковой полости используем формулы [4, с. 90]

$$\alpha_s = \alpha_0 \left[1 - 210s^{0,67} \cdot \text{Re}^{-0,4} \right]^{0,5}; \quad (5)$$

$$\alpha_0 = 0,53 \frac{\lambda_{\text{в}}}{b} \text{Re}^{0,58} \cdot \text{Pr}^{0,25} \left[\frac{h}{b} \right]^{-0,1} \left[1 - \frac{\varepsilon}{2} \right]^{-0,75}, \quad (6)$$

где α_0 — коэффициент теплоотдачи в критической точке импактной струи, Вт/(м²·К);

s — расстояние от критической точки импактной струи до точки, для которой вычисляется локальный коэффициент теплоотдачи, м;

Re — критерий Рейнольдса (ширина сопла — определяющий размер);

b — ширина сопла, м;

$\lambda_{\text{в}}$ — коэффициент теплопроводности воздуха, Вт/(м·К);

Pr — критерий Прандтля;

h — расстояние от среза сопла до поверхности радиатора, обращенной к струе, м;

ε — параметр, зависящий от отношения h/b .

С целью численного решения уравнения (1) с граничными условиями (2)–(4) была составлена программа для ЭВМ на языке Pascal, использующая метод последовательной верхней релаксации для метода сеток [6, 7]. С ее помощью проведено моделирование температурного поля приведенных выше четырех типов радиаторов. Размеры основания радиаторов приняты одинаковыми для всех типов — 33×15 мм, что соответствует размерам корпуса БИС типа 1521ХМ1. Согласно [3], для эффективной теплоотдачи в тупиковой полости ее ширина и высота должны быть соизмеримыми, поэтому высота всех радиаторов принята 16 мм. Толщина ребер и основания радиатора также одинакова для всех типов — 2 мм. В качестве материала радиаторов в соответствии с [8] выбран алюминиевый сплав АЛ2 (или АЛ9), имеющий плотность 2,65 г/см³ и коэффициент теплопроводности 160 Вт/(м·К) [9, с. 162]. Для сравнения произведен расчет радиаторов из меди (плотность 8,89 г/см³, коэффициент теплопроводности 380 Вт/(м·К) [9, с. 164]. Конструктивно-эксплуатационные характеристики исследуемых радиаторов приведены в **табл.1**.

Таблица 1

Конструктивно-эксплуатационные характеристики исследуемых радиаторов

Тип радиатора	1	2	3	4	
Площадь импактно обдуваемой поверхности, см ²	12,9	16,5	14,4	12,5	
Масса, г	7,52	7,35	6,04	5,96	
	Алюминиевый сплав				
	Медь	25,2	24,6	20,3	20,0

В соответствии с рекомендациями [3], ширина тупиковой полости должна быть приблизительно равна учетверенной ширине сопла, поэтому ширина сопла определена в 3 мм. Как показано в [1], изменение коэффициента теплоотдачи необдуваемой поверхности оказывает незначительное влияние на температурное поле импактно охлаждаемого радиатора, поэтому значение $\alpha_{\text{ост}}$ принято постоянным, равным 5 Вт/(м²·К).

Результаты моделирования приведены в **табл.2**, где показана зависимость теплового сопротивления «радиатор — импактная струя» от расхода воздуха для четырех типов импактно обдуваемых радиаторов.

Из табл. 1, 2 следует, что использование для изготовления радиатора меди вместо алюминиевого сплава уменьшает его тепловое сопротивление не

Таблица 2

Зависимость теплового сопротивления «радиатор—импактная струя» от расхода воздуха

Расход воздуха, м ³ /ч	Тепловое сопротивление «радиатор—импактная струя», К/Вт							
	Типы радиаторов							
	1		2		3		4	
	Алюминиевый сплав	Медь	Алюминиевый сплав	Медь	Алюминиевый сплав	Медь	Алюминиевый сплав	Медь
3,24							3,66	3,59
3,56	3,39	3,32						
4,86					3,18	2,97	2,74	2,66
6,48					2,66		2,26	
7,13	2,14		2,72	2,51	2,51	2,31	2,13	
9,72			2,29	2,07	2,11	1,9	1,75	1,67
10,69	1,67	1,59						
12,96			1,93				1,47	1,39
14,26	1,42	1,34	1,82	1,63	1,71		1,39	
14,58			1,81	1,62	1,69	1,49	1,38	1,29

более чем на 13%, тогда как масса увеличивается более чем в три раза. Таким образом, радиаторы для струйного импактного воздушного охлаждения целесообразно изготавливать из алюминиевых сплавов, как и традиционные радиаторы.

Для сравнения тепловых характеристик исследуемых импактно охлаждаемых радиаторов были построены графики зависимости теплового сопротивления «радиатор—импактная струя» от расхода воздуха (рис. 2). Для сравнения приведен график подобной зависимости для стандартного радиатора КС8.650.568 [8] с наиболее близкими к исследуемым радиаторам габаритными размерами и площадью теплоотдающей поверхности.

Из анализа графиков рис. 2 можно сделать следующие выводы. При одинаковом расходе воздуха тепловое сопротивление импактно охлаждаемого радиатора любого типа значительно ниже, чем тепловое сопротивление стандартного радиатора с продольным охлаждением. Из рассмотренных типов тупиковых радиаторов наименьшим тепловым сопротивлением при одинаковом расходе воздуха обладают радиаторы типов 1 и 4, а наибольшим — радиаторы типа 2. Так как радиатор типа 4 имеет минимальную массу (см. табл. 1), его следует при-

знать лучшим из рассматриваемых типов. Однако необходимо принять во внимание, что при использовании радиатора типа 2 нет необходимости увеличивать расстояние между платами для размещения воздухораспределителя, следовательно, применение этого типа радиатора может оказаться выгодным с точки зрения минимизации габаритов изделия в целом.

Использование радиатора типа 3, лишённого указанных преимуществ, следует признать нецелесообразным.

ИСПОЛЬЗОВАННЫЕ ИСТОЧНИКИ

1. Спокойный Ю.Е., Трофимов В.Е., Сконечный В.В. и др. Применение радиаторов для интенсификации струйного воздушного охлаждения ИС // Вопросы радиоэлектроники. Сер. ОВР (ТРТО). — 1989. — Вып.12. — С. 13—20.
2. Сконечный В.В. Повышение надежности быстродействующих вычислительных устройств с воздушным охлаждением за счет применения струйного импактного обдува : Дис. ... канд. техн. наук. — Одесса: ОПИ, 1992.
3. Спокойный Ю.Е., Трофимов В.Е., Олибаш Г.В. Выбор конструктивных параметров радиаторов для струйного импактного охлаждения БИС // Технология и конструирование в электронной аппаратуре. — 1998. — № 1. — С. 18—19.
4. Дыбан Е.П., Мазур А.И. Конвективный теплообмен при струйном обтекании тел. — Киев : Наук.думка, 1982.
5. Галлагер Р. Метод конечных элементов. Основы. — М. : Мир, 1984.
6. Ши, Дьянью. Численные методы в задачах теплообмена. — М. : Мир, 1988.
7. Ортега Дж. Введение в параллельные и векторные методы решения линейных систем. — М. : Мир, 1991.
8. ОСТ 4.865.002. Радиаторы охлаждения полупроводниковых приборов. Технические условия.
9. Общетехнический справочник / Под ред. Е. А. Скороходова. — М. : Машиностроение, 1990.

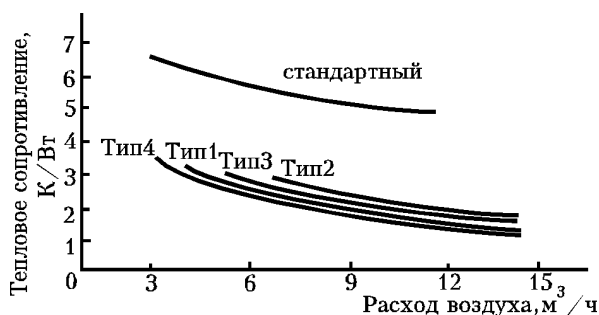


Рис. 2. Зависимость теплового сопротивления радиатора от расхода воздуха