

# Теплопередача при принудительном охлаждении

(на примере наборных охладителей, основания и ребра которых изготовлены из разных металлов)

**В статье приводятся результаты анализа эффективности четырех комбинаций охладителей при работе в принудительном режиме. Расчеты проведены для алюминиевого (AlB–AlF) и медного (CuB–CuF) охладителей, а также охладителей с медным основанием и алюминиевыми ребрами (CuB–AlF), алюминиевым основанием и медными ребрами (AlB–CuF).**

**Петер Тиртстра  
(Peter Teertstra)  
Ричард Кулхэм  
(Richard Culham)  
Ахмед Сайфула  
(Ahmed Zaghlol)  
Кен Германн  
(Ken Hermann)  
Джеймс Батлер  
(James Butler)**

**Перевод:  
Мария Олейникова  
Мария Селезнева**

## Условия эксперимента

Охладители были помещены в вертикальную аэродинамическую трубу из органического стекла так, что ребра располагались вертикально и параллельно потоку воздуха в трубе. К каждому из них был прикреплен источник тепла мощностью 585 Вт, занимающий 5% поверхности основания. Эксперименты проводились при значении числа Рейнольдса от 720 до 3200. Оно рассчитывалось, исходя из шага ребра. Среднее значение повышения температуры в 10 разных точках охладителя использовалось для расчета теплового сопротивления. Медный охладитель показал наименьшее тепловое сопротивление, в то время как алюминиевый — наибольшее. CuB–AlF и AlB–CuF показали схожие результаты теплового сопротивления при одной и той же скорости воздушного потока. Скачок давления воздуха между медными ребрами в AlB–CuF оказался выше, чем между алюминиевыми ребрами в CuB–AlF. Производительность (другими словами, эффективность работы охладителя) CuB–AlF увеличилась благодаря более высокой удельной теплопроводности основания при воздействии малого источника тепла. Кроме того, стало очевидно, что эта же производительность может быть достигнута при увеличении удельной теплопроводности материала, из которого изготавливается ребро (как в случае с AlB–CuF).

## Введение

Известно, что срок службы и надежность полупроводников повышаются с понижением рабочей температуры. Температура *p-n*-перехода полупроводника является основным фактором, влияющим на его надежность и производительность. При производстве силового компонента задается максимально допустимая температура *p-n*-перехода. При преобразовании энергии (при повышении температуры

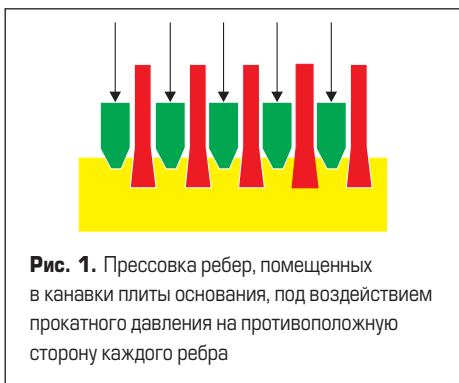
полупроводника) часть ее теряется из-за внутреннего сопротивления полупроводника. Энергию, которая передается окружающей среде с более низкой температурой, принято называть теплом (или тепловыми потерями). Следовательно, для поддержания температуры *p-n*-перехода на допустимом уровне необходимо отводить это тепло. В конечном счете оно передается в более холодный окружающий воздух, который является бесконечным резервуаром для рассеивания тепла. Повышение температуры *p-n*-перехода над окружающей средой зависит от теплового сопротивления пути потока тепла по направлению к окружающему воздуху. Уменьшение теплового сопротивления охладителя способствует уменьшению теплового сопротивления данного пути.

На сегодняшний день факторами, ограничивающими возможности электронной системы, являются высокая температура и уровень рассеивания тепла. Существуют две основные области применения охладителей — микропроцессоры и силовая электроника. С уменьшением размеров корпуса устройства и повышением уровня рассеивания тепла тепловой поток также увеличивается. Для того чтобы уменьшить тепловое сопротивление охладителя, разработчики применяют материалы с более высокой удельной теплопроводностью, например медь. Применение таких металлов, как в охладителях CuB–CuF, AlB–CuF и CuB–AlF, позволяет повысить уровень распределения тепла.

Для устройств с небольшой рассеиваемой мощностью и слабым тепловым потоком чаще всего используются экструзионные охладители (ввиду их низкой себестоимости). Тем не менее, экструзионная технология имеет свои недостатки. При производстве охладителей с большим соотношением высоты ребра к шагу экструзионная матрица часто выходит из строя при уменьшении шага и толщины ребер. Для крупногабаритных устройств производство с использованием литья под давлением явля-

ется альтернативной технологией с низкой средней себестоимостью. Стоит отметить, что охладители, изготовленные из сплавов с более высокой пористостью и низкой чистотой, обладают более низкой удельной теплопроводностью.

Основание наборных охладителей с канавками изготавливается по экструзионной технологии, что позволяет вставлять в них пластины или экструзионные ребра. Ребра могут быть клеены в основание при помощи эпоксидной смолы, вварены твердым припоем или впрессованы. Вклеивание эпоксидной смолой является наиболее распространенным методом производства наборных охладителей с большим соотношением высоты ребра к шагу. Однако эпоксидная смола обладает очень низкой удельной теплопроводностью по сравнению с алюминием, поэтому для уменьшения теплового сопротивления толщина ребра должна быть меньше. Сварка твердым припоем является разновидностью сварки при температуре плавления наполнителя выше 450 °С и ниже температуры плавления материала основания. Капиллярное действие играет основную роль в прохождении наполнителя сквозь стыки между ребрами и плитой основания.



**Рис. 1.** Прессовка ребер, помещенных в канавки плиты основания, под воздействием прокатного давления на противоположную сторону каждого ребра

Охладители в данном эксперименте были изготовлены по технологии вытеснения металла, известной как прессовка. Прессовка (рис. 1) представляет собой процесс холодной формовки, которая используется при производстве охладителей с высокой плотностью оребрения. В настоящее время этот процесс включает в себя помещение ребер с кону-



**Рис. 2.** Испытываемые охладители: а) алюминиевый — АlВ-АlF; б) с медным основанием/алюминиевыми ребрами — СuВ-АlF; в) алюминиевым основанием/медными ребрами — АlВ-СuF; г) медный — СuВ-СuF

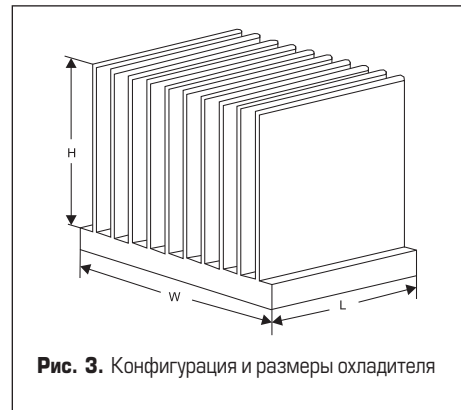
сообразным основанием в плиту охладителя с канавками и последующее воздействие прокатного давления на противоположную сторону каждого ребра. Вертикальное и боковое давление материала основания придавливает ребро ко дну канавки. Такое надежное соединение обеспечивает хороший тепловой контакт между ребрами и основанием, препятствует попаданию воздуха и влаги в канавки и, таким образом, предотвращает коррозию и позволяет анодировать охладитель.

**Экспериментальное оборудование. Испытание**

**Описание охладителей**

Были испытаны 4 вида охладителей — АlВ-АlF, СuВ-АlF, АlВ-СuF и СuВ-СuF (рис. 2).

Поверхность плиты основания охладителя, высота ребер и расстояние между их осями были одинаковыми (рис. 3, табл. 1). Алюминиевые экструзионные зубчатые ребра изготавливались с общей средней толщиной 1,2 мм и со средней толщиной основания 1,33 мм. Более толстое основание ребра обеспечивает надежное соединение между ребрами и плитой, а также способствует хорошему тепловому контакту при прессовке. Довольно гибкая экструзионная технология позволяет изготавливать алюминиевые зубчатые ребра и их основание любой конфигурации (рис. 4). При прессовке плоских медных ребер их толщина была такой же, как толщина основания алюминиевого ребра (1,33 мм). Медные ребра были вырезаны из прокатных плоских листов толщиной 1,33 мм. Процесс прокатки, используемый для произ-



**Рис. 3.** Конфигурация и размеры охладителя



**Рис. 4.** Схема зубчатых и плоских ребер

водства медных пластин, допустим только для закрепленных плоских листов (рис. 4).

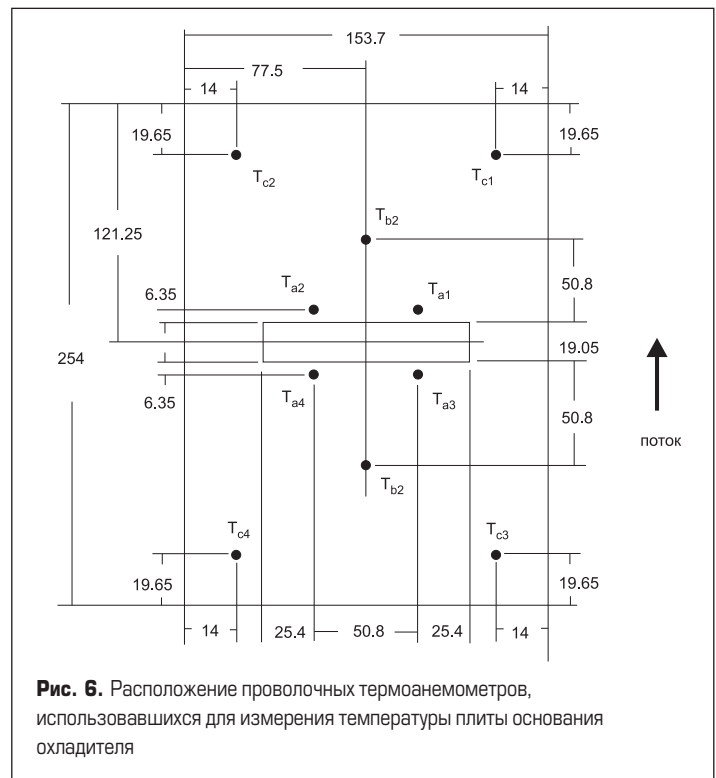
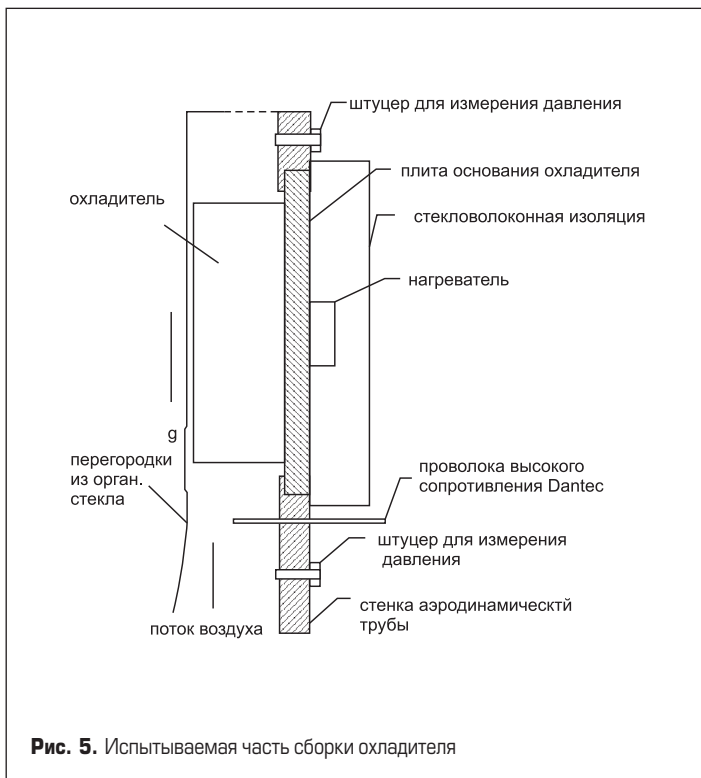
**Сборка охладителя**

Охладители были нагреты с помощью графитового нагревателя мощностью 585 Вт, помещенного в алюминиевый блок. При этом нагревательный блок (19×101 мм) покрывал 5% поверхности плиты основания охладителя. Предполагается, что объемное сопротивление между графитовым нагревателем, создающим равномерный тепловой поток (30,5 В/см<sup>2</sup>), и плитой основания незначительно. Между нагревательным блоком и основанием охладителя находился слой термопасты удельной теплопроводностью в 0,8 Вт/мК. Для питания нагревателя использовалось напряжение сети 132,8 В при силе переменного тока в 4,4 А.

Для того чтобы облегчить процесс испытания отдельного охладителя без постоянного демонтажа экспериментального оборудования, была спроектирована заслонка аэродинамической трубы, позволяющая собирать охладитель таким образом, что основание помещается во внутреннюю стенку трубы, а ребра соприкасаются с потоком воздуха. Большие перегородки из органического стекла и устройства отклонения потока были сконструированы и помещены в аэродинамическую трубу для обеспечения беспрепятственного перемещения воздуха в верхнюю часть охладителя (рис. 5). Чтобы минимизировать искажение траектории потока воздуха, стеклянные перегородки были установлены на расстоянии примерно в ширину одного шага ребра S от верхушек ребер. Чтобы предотвратить рассеивание тепла в окружающую среду за пределами аэродинамической трубы,

**Таблица 1.** Конфигурации и размеры охладителей

Модель охладителя	АlВ-АlF	СuВ-АlF	АlВ-СuF	СuВ-СuF
Материал плиты основания	Алюминий	Медь	Алюминий	Медь
Материал ребер	Алюминий	Алюминий	Медь	Медь
Профиль ребер	Зубчатые	Зубчатые	Плоские	Плоские
Общая площадь поверхности передачи тепла А, мм <sup>2</sup>	1 137 676	1 137 676	1 138 237	1 138 237
Поверхность разреза ребер А <sub>р</sub> , мм <sup>2</sup>	2587,2	2587,2	2867,5	2867,5
Длина основания L <sub>д</sub> , мм	253,6	253,6	253,6	253,6
Ширина основания W, мм	153,7	153,7	153,7	153,7
Толщина основания Т <sub>б</sub> , мм	12,7	12,7	12,7	12,7
Высота ребер Н, мм	49	49	49	49
Расстояние между осями ребер С-С, мм	3,43	3,43	3,43	3,43
Шаг ребра S, мм	2,23	2,23	2,1	2,1
Соотношение высоты к шагу ребра	22:1	22:1	23:1	23:1
Вес охладителя, кг	3,19	6,53	8,09	11,4
Соотношение веса (вес охладителя/вес алюминиевого охладителя)	1	2,05	2,61	3,57



**Рис. 6.** Расположение проволочных термоанемометров, использовавшихся для измерения температуры плиты основания охладителя

вся задняя стенка охладителя была изолирована при помощи 50-мм толстой прослойки из стекловолокна. В данном эксперименте не учитывалась теплопередача на изолирующий элемент (менее 1% от общей рассеиваемой теплоты) [5].

**Аэродинамическая труба**

Испытание охладителей проводилось в круглой, вертикально расположенной аэродинамической трубе в Лаборатории по исследованию теплопередачи в микроэлектронике при Университете Ватерлоо. Аэродинамическая труба, изготовленная в Лаборатории технических разработок, была 24 дюйма в высоту при площади поперечного сечения исследуемой части 18×18 дюймов. 3-фазный двигатель мощностью в 2 лошадиные силы, управляемый компактным цифровым преобразователем Toshiba VF-SX, приводил в действие вентилятор на нагнетательной стороне аэродинамической трубы.

**Инструментарий для получения данных**  
**Температура**

Температуры охладителя и окружающей среды измерялись при помощи медь-константановой Т-термопары, состоящей из 36 чувствительных элементов. 10 термопар были приклеены к разным частям плиты основания (рис. 6) с помощью алюминиевого клея Devcon.

Температура окружающей среды была измерена при помощи двух термопар, расположенных выше охладителя. Все измерения температуры и напряжения проводились устройством ССД Keithley 2700 с модулем аналогового сигнала 7700-20. Регистратор данных управлялся компьютером, подключенным посредством универсальной интерфейсной шины. Программное обеспечение The Keithley

X-Linx применялось для управления регистратором и фиксирования значений. Из-за небольшого диаметра термопарных проводов и довольно высокого уровня рассеивания тепла кондуктивные и конвективные потери через концевые выводы принимались за незначительные.

**Мощность**

Нагреватель был подключен к источнику питания постоянного тока Xantrex 150 В/7 А. Мощность, рассеиваемая нагревателем, была рассчитана на основе результатов измерения мощности и тока; при этом ток был выведен из показателей напряжения 10-амперного шунтирующего резистора.

**Скорость**

Скорость воздуха в трубе была измерена выше охладителя на 200 мм проволочным термоанемометром Dantec Flowmaster с точностью ±0,2 м/с.

**Перепад давления**

Перепад давления охладителя был измерен с помощью двух штуцеров статического давления, присоединенных к датчикам перепада давления серии Dwyer 607 с диапазоном 0–250 Па и точностью ±0,625 Па.

**Методика измерений**

После присоединения термопар к плите основания испытываемая часть сборки была помещена в аэродинамическую трубу, а все элементы и шины питания включены в цепь. Чтобы убедиться в правильности работы всех компонентов системы, испытание проводили по следующей схеме:

- Включен вентилятор аэродинамической трубы, а частота регулятора настроена таким образом, чтобы требуемая скорость была достигнута (в соответствии с показаниями проволочного термоанемометра).
- Источник питания нагревателя был включен на 133 В, как и в последующих испытаниях.

Для определения изменения плотности воздуха в результате нагрева была запущена система сбора данных после первичного нагрева и настройки скорости потока. Все показатели фиксировались каждые 10 с до соответствия следующим критериям сходимости:

- истечение минимального времени (30 мин);
- колебание температур между 12 последующими показаниями (2 мин) менее 0,2 °С.

Когда соответствие было достигнуто, а данные зафиксированы, система сбора данных была перезапущена, вентилятор аэродинамической трубы установлен на другую скорость, и затем испытание повторилось.

**Обработка данных**

Тепловое сопротивление  $R_{\theta}$  было рассчитано следующим образом:

$$R_{\theta} = (T_s - T_{amb}) / Q, \quad (1)$$

где  $T_s$  — средняя температура плиты основания охладителя [K], выведенная из показателей 10 термопар;  $Q$  — коэффициент передачи тепла [Вт] (рис. 6);

$$\bar{T}_s = (\sum T_a + \sum T_b + \sum T_c) / N, \quad (2)$$

где  $N$  — количество термопар, задействованных в измерении температуры плиты основания;  $T_{amb}$  — температура окружающей среды [K].

Уменьшение теплового сопротивления в сравнении с тепловым сопротивлением алюминиевого охладителя было измерено следующим образом:

$$\%R_{\theta} = (R_{\theta}|_{AlB-AlF} - R_{\theta}) / R_{\theta}|_{AlB-AlF} \times 100, \quad (3)$$

где  $R_{\theta}|_{AlB-AlA}$  — тепловое сопротивление алюминиевого охладителя AlB-AlF.

Тепловое сопротивление источника тепла выражено следующим образом:

$$R_{\theta Source} = (T_a - T_{amb}) / Q, \quad (4)$$

где  $T_a$  — средняя температура четырех термопар [K], расположенных вокруг источника тепла (рис. 6).

$$\bar{T}_S = (\Sigma T_a) / 4. \quad (5)$$

Уменьшение теплового сопротивления источника тепла по сравнению с тепловым сопротивлением источника для алюминиевого охладителя выражено следующим образом:

$$\% R_{\theta Source} = (R_{\theta Source}^{AlB-AlF} - R_{\theta Source}) / R_{\theta Source}^{AlB-AlF} \times 100. \quad (6)$$

Величина объемного воздушного потока [м³/с] была вычислена по следующей формуле:

$$V = V_{\infty} \times A, \quad (7)$$

где  $V_{\infty}$  — скорость подачи воздуха в аэродинамическую трубу [м/с];  $A$  — площадь поперечного сечения аэродинамической трубы [м²];  $H$  — высота канала аэродинамической трубы [м];  $W$  — ширина канала аэродинамической трубы [м].

Число Рейнольдса потока в межреберном канале было определено как

$$Re_s = (V_s \times 2S) / \nu, \quad (8)$$

где  $\nu$  — кинематическая вязкость воздуха, [м²/с];  $V_s$  — скорость воздуха в канале оребрения,  $V_s = V_{(A-A_f)}$ , [м/с];  $A_f$  — площадь поперечного сечения охладителя [м²] (табл. 1);  $S$  — ширина межреберного канала (шаг ребра) [м] (табл. 1).

Среднее число Нуссельта для охладителя [5], полученное в результате испытаний, было определено как неизменяющее общую теплопередачу на межреберный канал охладителя. Теплопередача на межреберный канал была вычислена из общей рассеиваемой мощности  $Q$ , разделенной на количество шагов ( $N_f$ ), включая два полуканала между внешними ребрами и наружной стенкой.

$$Nu_s = \frac{\left( \frac{Q}{N_f} \right) \times S}{k(2L \times H) \times (\bar{T}_s - T_{amb})} \quad (9)$$

где  $N_f$  — количество ребер;  $L$  — длина ребер [м] (рис. 3).

Тиртстра и др. разработали аналитическую модель расчета среднего значения теплопередачи охладителя с пластинчатыми ребрами, основанную на сочетании двух предельных случаев — развитого потока и развивающего потока в канале между параллельными пластинами (при принудительном охлаждении). Эффективность ребер была включена в модель для отражения колебаний температур

между ребрами и плитой основания. После совмещения модели с решением для канала между параллельными пластинами было выведено число Нуссельта:

$$Nu_s = \frac{\tanh \sqrt{2Nu_i \frac{k_f H H}{k S t} \left( \frac{t}{L} + 1 \right)}}{\sqrt{2Nu_i \frac{k_f H H}{k S t} \left( \frac{t}{L} + 1 \right)}} \times Nu_i, \quad (10)$$

где (11)  $k$  — удельная теплопроводность материала ребер [Вт/мК];  $k_f$  — удельная теплопроводность текучей среды [Вт/мК]. В формуле (11)  $Pr$  — число Прандтля ( $\nu/\alpha$ );  $\alpha$  — коэффициент температуропроводности [м²/с];  $\nu$  — кинематическая вязкость [м²/с].

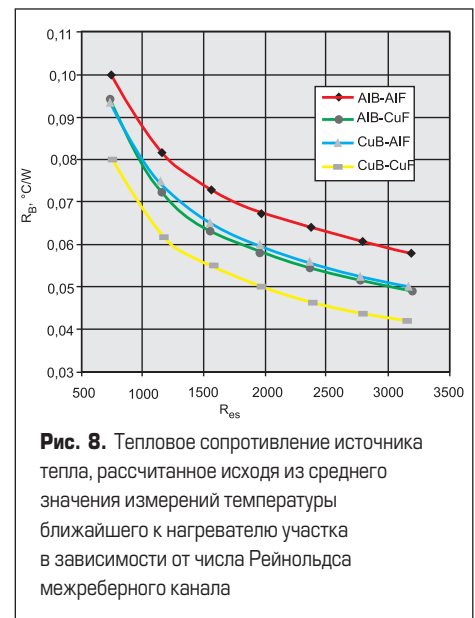
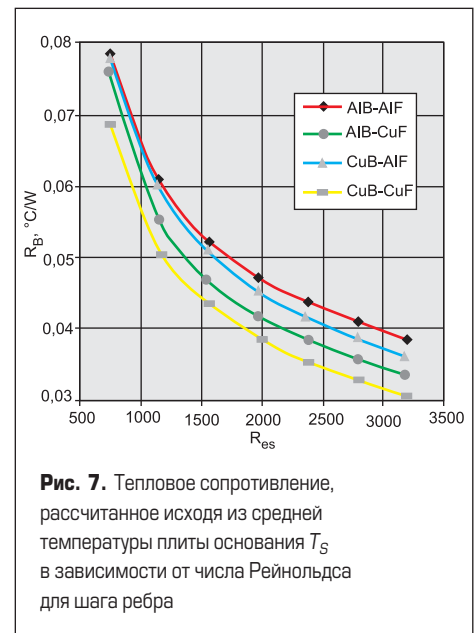
### Результаты

#### Производительность охладителей

Кривые производительности всех наборных охладителей с впрессованными ребрами показаны на рис. 7 и 8. Как и ожидалось, CuB-CuF обладает наименьшим тепловым сопротивлением, в то время как AlB-AlF — наибольшим. Другими словами, медный и алюминиевый охладители представляют предельные случаи КПД. Это объясняется тем, что медь обладает более высокой удельной теплопроводностью, нежели алюминий. Таким образом, плита основания медного охладителя имеет более низкое тепловое распределенное сопротивление, высокие удельную теплопроводность ребер и уровень теплопередачи в окружающий воздух. Рис. 7 и 8 отражают тепловое сопротивление исследуемых охладителей и число Рейнольдса ( $Re_s$ ) межреберного канала. На рис. 7 показано тепловое сопротивление охладителей ( $R_{\theta}$ ), полученное исходя из среднего значения температуры, рассчитанного по формуле (1) на основе десяти показателей температуры плиты основания. На рис. 8 представлено тепловое сопротивление источника тепла ( $R_{\theta Source}$ ), рассчитанное исходя из среднего значения показателей температур, замеренных в непосредственной близости от нагревателя ( $T_{a1}$ ,  $T_{a2}$ ,  $T_{a3}$  и  $T_{a4}$ ), как показано на рис. 6. Значения теплового сопротивления на рис. 8 оказались выше, чем на рис. 7, из-за близости этих четырех термопар к нагревателю.

Медная плита основания CuB-AlF уменьшает тепловое распределенное сопротивление плиты, которое, в свою очередь, сокращает общее тепловое сопротивление охладителя. В случае с AlB-CuF общее тепловое сопротивление охладителя уменьшается, так как медь, из которой изготовлены ребра, способствует повышению теплоотдачи.

$$Nu_i = \left[ \frac{1}{\left( \frac{Re_s \times Pr}{2} \frac{S}{2L} \right)} + \frac{1}{0,664 \sqrt{Re_s \frac{S}{2L}} \times Pr^{1/3} \sqrt{1 + \frac{3,65}{\sqrt{Re_s \frac{S}{2L}}}}} \right], \quad (11)$$



Сравнивая эффективность отвода тепла этих двух охладителей (рис. 7 и 8), можно сделать вывод о том, что у AlB-CuF она выше, чем у CuB-AlF, при небольших размерах источника тепла.

В таблице 2 приведены данные о процентном уменьшении теплового сопротивления охладителей ( $\%R_{\theta Source}$ ), основания и ребра которых изготовлены из разных металлов, по сравнению с тепловым сопротивлением алюминиевого охладителя при различных значениях числа Рейнольдса. Медный охладитель показал наименьшее тепловое сопротивление с уменьшением теплового сопротивления источника тепла до 28,7%.

**Таблица 2.** Сравнение теплового сопротивления охладителей, основание и ребра которых изготовлены из разных металлов, и алюминиевого охладителя

CuB-AIF			AIB-CuF			CuB-CuF		
Re <sub>S</sub>	%R <sub>0</sub>	%R <sub>0Source</sub>	Re <sub>S</sub>	%R <sub>0</sub>	%R <sub>0Source</sub>	Re <sub>S</sub>	%R <sub>0</sub>	%R <sub>0Source</sub>
742	0,1	6,6	743	3,0	6,0	751	12,5	19,4
1144	1,4	8,8	1155	9,3	11,4	1165	17,2	24,3
1554	3,0	10,7	1562	10,5	12,6	1571	17,0	24,6
1962	4,1	12,0	1971	11,7	13,6	1981	18,2	26,0
2370	4,5	12,6	2379	12,4	14,2	2392	19,6	27,4
2775	6,3	14,0	2787	13,0	14,6	2802	20,5	28,2
3190	6,4	14,4	3198	13,4	14,9	3214	21,0	28,7

Согласно таблице 1, средняя толщина плоских медных ребер составляет 1,3 мм, в то время как зубчатых алюминиевых ребер — 1,2 мм. Из-за этой разницы в толщине шаг S медных ребер составляет 2,1 мм, а зубчатых алюминиевых ребер — 2,23 мм. На рис. 9 показано, что перепад давления воздуха, проходящего сквозь медные ребра охладителя (AIB-CuF и CuB-CuF), может быть больше, чем в случае с алюминиевыми ребрами (AIB-AIF и CuB-AIF).

**Результаты испытаний.  
Сравнение моделей**

Сравнение среднего числа Нуссельта, полученного при проведении испытаний (рис. 9), с моделью Тиртстра для двух предельных случаев — алюминиевого и медного охладителей — приведено на рис. 10, 11. Тиртстра и др. построили свою модель, предположив, что плита основания обладает постоянной температурой, равной среднему измеренному значению. В ходе испытаний они обнаружили, что максимальная разница между отдельными показателями температуры и средним значением составила менее 15%.

В нашем случае источник тепла покрывал небольшую часть поверхности охладителя, поэтому максимальная разница между измеренными температурами и средним значением была намного больше. Для алюминиевого охладителя она составляла 34%, в то время как для медного — 23%. Высокая удельная теплопроводность меди способствует уменьшению

распределенного сопротивления плиты основания, что приводит к более равномерному распределению температуры по плите. На рис. 10 показано, что для алюминиевого охладителя разница между числом Нуссельта, полученным в результате испытаний, и моделью варьируется от 4,6% (при низком числе Рейнольдса) до 18,8% (при высоком значении числа Рейнольдса) (табл. 2). Такое отклонение закономерно при большой разнице температур плиты основания. Графики на рис. 11 отражают соответствие значений числа Нуссельта, прогнозируемого и полученного в результате испытаний, для медного охладителя. Как показано в табл. 2, максимальная разница составляет 3,5–7,2%.

В целом, с помощью модели можно предсказать число Нуссельта при малых значениях числа Рейнольдса, когда разница максимальных температур между измеренной и средней температурой охладителя мала. С увеличением числа Рейнольдса распределение температуры по плите основания будет становиться все более неравномерным, тем самым разница между прогнозируемым и полученным в результате испытаний значениями числа Нуссельта также увеличится.

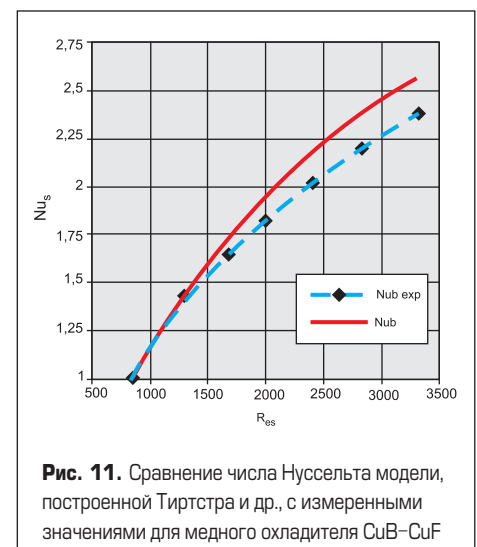
**Заключение**

В статье представлена эффективность отвода тепла четырех модификаций охладителей — AIB-AIF, CuB-CuF, CuB-AIF и AIB-CuF. Как и ожидалось, медный охладитель (CuB-CuF) показал наименьшее тепловое сопротивление с уменьшением теплового сопротивления источника тепла до 28,7% по сравнению с алюминиевым охладителем. Однако медный охладитель обладает в 3,5 раза большим весом, нежели алюминиевый. 15%-ное уменьшение теплового сопротивления было достигнуто при помощи сочетания материалов — охладитель с медным основанием и алюминиевыми ребрами (CuB-AIF) и охладитель с алюминиевым основанием и медными ребрами (AIB-CuF). CuB-AIF оказался самым легким — в 2 раза легче алюминиевого.

Было проведено сравнение среднего значения числа Нуссельта, полученного в результате испытаний, с моделью Тиртстра. Для алюминиевого охладителя разница между ними достигла



**Рис. 10.** Сравнение числа Нуссельта модели, построенной Тиртстра и др., с измеренными значениями для алюминиевого охладителя AIB-AIF

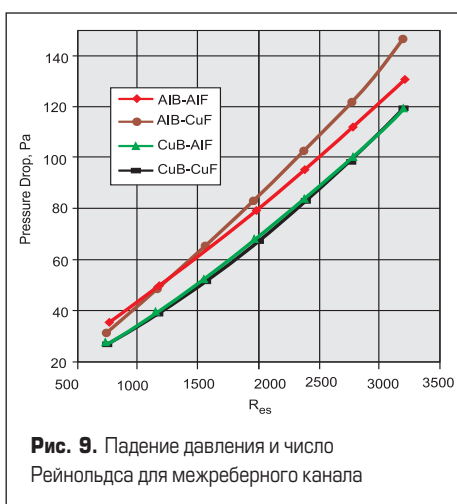


**Рис. 11.** Сравнение числа Нуссельта модели, построенной Тиртстра и др., с измеренными значениями для медного охладителя CuB-CuF

16% благодаря большой разнице температур плиты основания. Ожидаемые значения числа Нуссельта медного охладителя CuB-CuF соответствуют полученным результатам с максимальной погрешностью — 3,5–7,2%.

**Литература**

1. Chu H. W., Belady C. L., Patel C. D. A Survey of Highperformance, High Aspect Ratio, Air Cooled Heat Sinks. International Systems Packaging Symposium. San Diego, California, USA. 1999.
2. Jonsson H., Palm B. Influence of Airflow Bypass on the Thermal performance and Pressure Drop of Plate Fin and Pin Fin Heat Sinks for Electronics Cooling // Proceedings of Eurotherm Sem. Nantes, France. 1997. № 58.
3. Robert W., Messler Jr. Joining of Advanced Materials. Stoneham, MA. 1993.
4. R-Theta Catalogues.
5. Teertstra P., Yovanovich M. M., Culham J. R., Lemczyk T. Analytical Forced Convection Modeling of Plate Fin Heat Sinks // Semi-Therm 15th IEEE Symposium. San Diego, California, USA. 1999.



**Рис. 9.** Падение давления и число Рейнольдса для межреберного канала