

Охлаждение силовых модулей: проблемы и решения

Часть 1

Удельное значение мощности потерь, рассеиваемой в современных силовых модулях, достигает сотен Вт/см², потери на кристаллах скоростных микроконтроллеров оказываются не намного меньше. Стремление к снижению габаритов и увеличению плотности мощности преобразовательных устройств неизбежно создает серьезные проблемы, связанные с отводом тепла. Достижения технологии IGBT последних лет привели к появлению кристаллов с предельно высокими значениями плотности тока, диапазон их рабочих температур расширен до +175 °С и даже +200 °С. В результате этого все более возрастает значение теплового перехода «корпус — радиатор — окружающая среда», а характеристики системы охлаждения становятся решающими при проектировании конструкции преобразователя.

Физические ограничения для систем отвода тепла определяются значением максимальной рассеиваемой мощности на единицу контактной площади, температурой внешней среды и габаритными размерами. В рамках данной статьи мы рассмотрим, прежде всего, воздушные и жидкостные системы охлаждения силовых модулей, поскольку они используются в 95% случаев. Однако для полноты картины будут описаны и другие, более экзотические методы.

Андрей Колпаков

Andrey.Kolpakov@semikron.com

Основные положения

Эффективность работы пассивных систем охлаждения зависит от температуры окружающего воздуха, в то время как активные устройства не имеют жесткого ограничения по этому параметру. В промышленности более всего распространены два типа подобных систем: термоэлектрические и компрессорные; проводятся также испытания термоакустических охладителей, предназначенных для работы в космосе. Основные преимущества и недостатки различных технологий отвода тепла рассмотрены в таблице 1.

Тепло, генерируемое силовыми кристаллами, рассеивается в окружающей среде с помощью радиаторов, имеющих высокую площадь поверхности для эф-

фективного излучения и конвекции. Изолированные полупроводниковые компоненты могут размещаться на общем теплостоке, в качестве которого в ряде случаев используются конструктивные части преобразователя (корпус, шасси). Тепло из радиатора удаляется в охлаждающую среду непосредственно (за счет его теплопроводности) или с помощью теплоносителя. В качестве охлаждающей среды используется воздух, вода, антифриз или масло.

Тепловая модель охлаждающей системы

Поведение теплоотвода в системе охлаждения описывается следующим выражением:

$$Q = \alpha \times A \times \Delta T = P_{tot}$$

Таблица 1. Сравнительные характеристики систем охлаждения

Охлаждение	Преимущества	Недостатки	Область применения
Принудительное воздушное	Низкая цена, отсутствие утечек	Большой объем, необходимо распределение тепла, высокое тепловое сопротивление, акустические шумы	Практически во всех областях электроники
Жидкостное	Малый объем, гибкая конфигурация, низкое тепловое сопротивление, малый уровень шумов	Необходим компрессор, возможность утечек, высокая цена	Лазерные диоды, силовая электроника
Тепловые трубы	Малый объем, низкое тепловое сопротивление, малый уровень шумов	Ограниченная теплонесущая способность, высокая цена, сложная конструкция	Портативные компьютеры, силовая электроника, космос
Компрессорное	Малый объем, низкое тепловое сопротивление, нет зависимости от окружающей температуры	Высокая цена, сложная конструкция, акустические шумы	Экспериментальные системы, кондиционирование
Термоэлектрическое	Малый объем, низкое тепловое сопротивление, нет зависимости от окружающей температуры	Ограниченная теплонесущая способность, низкая эффективность	Оптоэлектроника
Термоакустическое	Низкое тепловое сопротивление, нет зависимости от окружающей температуры	Отсутствуют разработанные промышленные технологии	Экспериментальные системы для космоса

Данная формула позволяет определить тепловое сопротивление, являющееся важнейшей характеристикой радиатора:

$$R_{th(s-a)} = \Delta T / P_{tot} = 1 / (\alpha \times A),$$

где Q — количество рассеянного тепла; α — коэффициент теплопередачи; A — эффективная площадь поверхности.

Температура T_s , необходимая для расчета градиента $\Delta T_{(s-a)}$, измеряется в определенной точке теплостока (как правило, в центре), и величина $R_{th(s-a)}$ всегда относится к конкретному положению сенсора. Использование другого положения термодатчика даст, соответственно, отличное от этого значение теплового сопротивления, подробно этот вопрос рассмотрен в [2]. Во многих случаях для упрощения анализа предполагается, что температура равномерно распределена по телу радиатора и сопротивление $R_{th(s-a)}$ одинаково для всех источников, расположенных на одном теплостоке.

Как видно из приведенного выше выражения, величина R_{th} снижается с ростом активной площади радиатора A , определяемой линейными размерами и количеством ребер. Отметим, что увеличение площади за счет оребрения не должно препятствовать свободной циркуляции воздуха, снижать скорость потока и коэффициент теплопередачи α . Сказанное поясняет разницу конструкций радиаторов, предназначенных для режимов естественного и принудительного охлаждения. При росте мощности рассеяния улучшаются условия проникновения тепла, а его равномерное распределение и увеличение площади излучения A_{eff} делают работу радиатора более эффективной, что эквивалентно снижению $R_{th(s-a)}$. Образование вихревых потоков охлаждающего воздуха или жидкости позволяет повысить значение α , что также вносит свой вклад в уменьшение теплового сопротивления.

Поведение радиатора может быть описано с помощью эквивалентной RC-цепи, где R — тепловое сопротивление $R_{th(s-a)}$ или $Z_{th(s-a)}$, а C — теплоемкость. Однако при кратковременных всплесках рассеиваемой мощности характеристика $Z_{th(s-a)}$ распадается на несколько временных составляющих (например, рис. 6). Суммарное значение импеданса $Z_{th(j-a)}$ может быть определено путем добавления соответствующих тепловых характеристик силового модуля с учетом путей распределения температуры. Кривая Z_{th} представляется в виде суммы n экспоненциальных функций:

$$\Delta T_{(s-a)}(t) = P_m \times \sum_{v=1}^n R_{thv} \times \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau_{thv}}}\right),$$

$$Z_{th(s-a)}(t) = \frac{\Delta T_{(s-a)}(t)}{P_m} = \sum_{v=1}^n R_{thv} \times \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau_{thv}}}\right).$$

Количество слагаемых v и величины R_{thv} и τ_{thv} выбираются таким образом, чтобы обеспечить достоверную аппроксимацию характеристики динамического теплового импеданса при

разумных вычислительных ресурсах. Базой для определения значений R_{th} и τ_{th} служит кривая Z_{th} , получаемая экспериментальным путем. Математические программы и табличные средства вычислений (Excel) способны решать системы уравнений с несколькими неизвестными путем задания нулевого значения суммы квадратов ошибки для большого количества точек интерполяции, как показано в следующем выражении:

$$\left(Z_{th(s-a)}(t_n) - \sum R_{thv} \times \left(1 - e^{-\frac{t_n}{\tau_{thv}}}\right) \right)^2 = 0.$$

Для исключения абсурдных решений задается условие, что R_{th} и τ_{th} всегда больше 0. Количество пар значений R_{th}/τ_{th} можно увеличивать до тех пор, пока не будет достигнута требуемая точность (в большинстве случаев трех-пяти итераций бывает достаточно).

Факторы, определяющие тепловое сопротивление

Величина теплового сопротивления зависит от числа расположенных на радиаторе модулей, при этом справочное значение $R_{th(s-a)}$, как правило, относится к случаю равномерного распределения температуры по монтажной поверхности. Увеличение количества источников тепла приближает реальную ситуацию к этому идеальному ва-

рианту, обеспечивающему минимально возможную величину сопротивления. Процесс его измерения достаточно сложен и требует больших временных затрат, однако справочные данные зачастую недостаточно точны для конкретных применений. Хорошим решением является моделирование с помощью метода конечных элементов (FEM), который в данном случае особенно эффективен. На рис. 1 приведены результаты компьютерного анализа тепловых режимов при установке одного (справа) и трех стандартных 62-мм IGBT-модулей (слева).

Для второго варианта (три модуля):

$$R_{th(s-a)} = (120 - 40) / 1800 = 0,034 \text{ К/Вт.}$$

При установке только одного силового ключа тепловое сопротивление при аналогичных условиях увеличивается примерно на 65%:

$$R_{th(s-a)} = (347,1 \text{ К} - 313,1 \text{ К}) / 600 \text{ Вт} = 0,0566 \text{ К/Вт.}$$

SEMİKRON в своей документации определяет значение R_{th} в зависимости от количества модулей и длины профиля (рис. 2). При различном положении модулей на радиаторе тепловое сопротивление также может меняться, анализ таких ситуаций рекомендуется производить с помощью программ теплового моделирования.

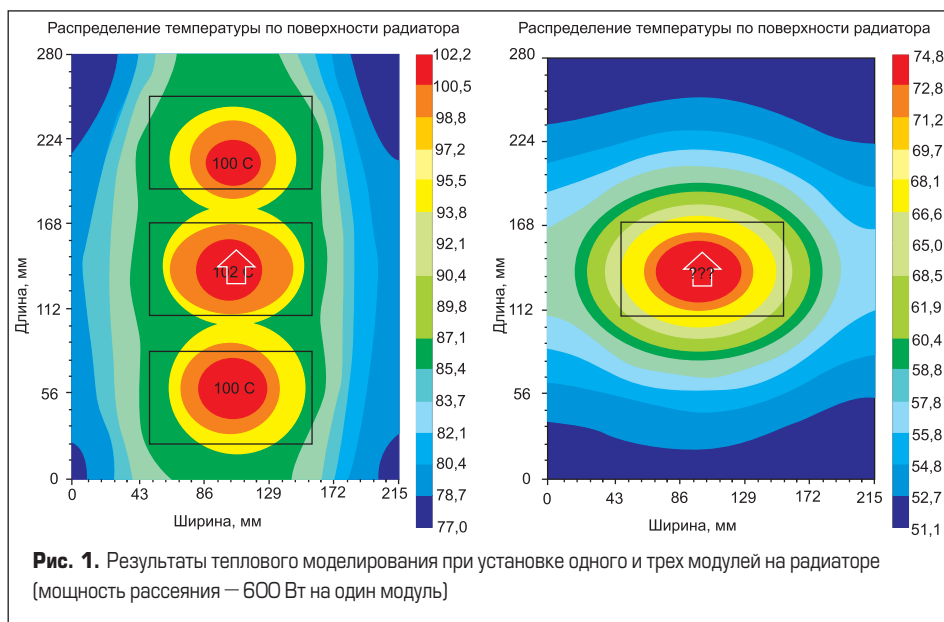


Рис. 1. Результаты теплового моделирования при установке одного и трех модулей на радиаторе (мощность рассеяния — 600 Вт на один модуль)

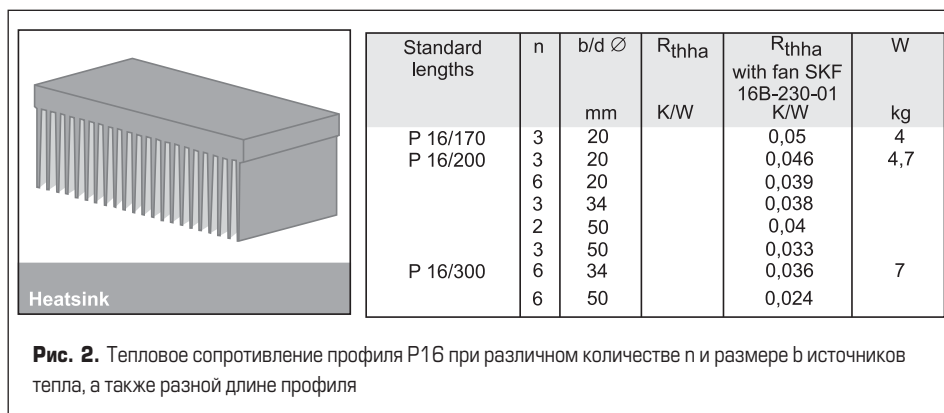
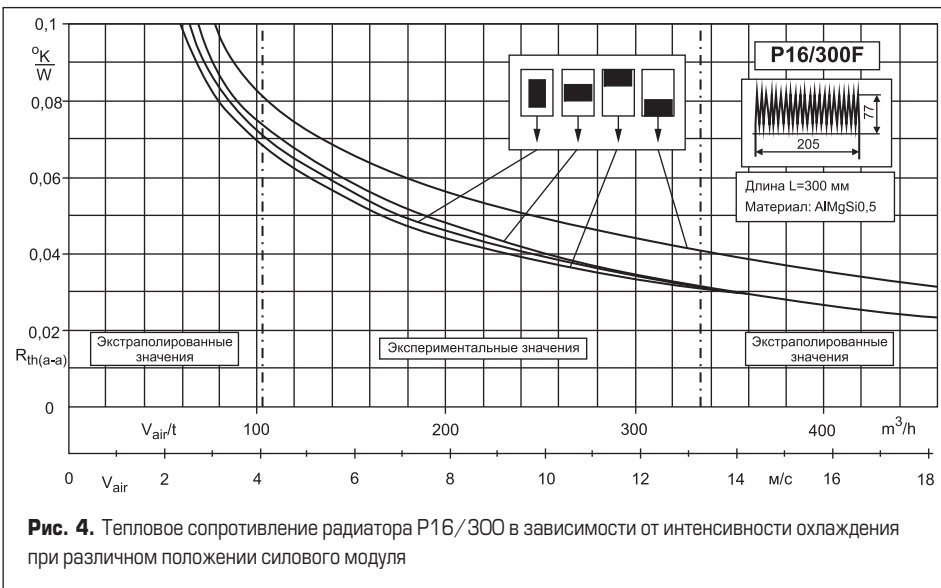
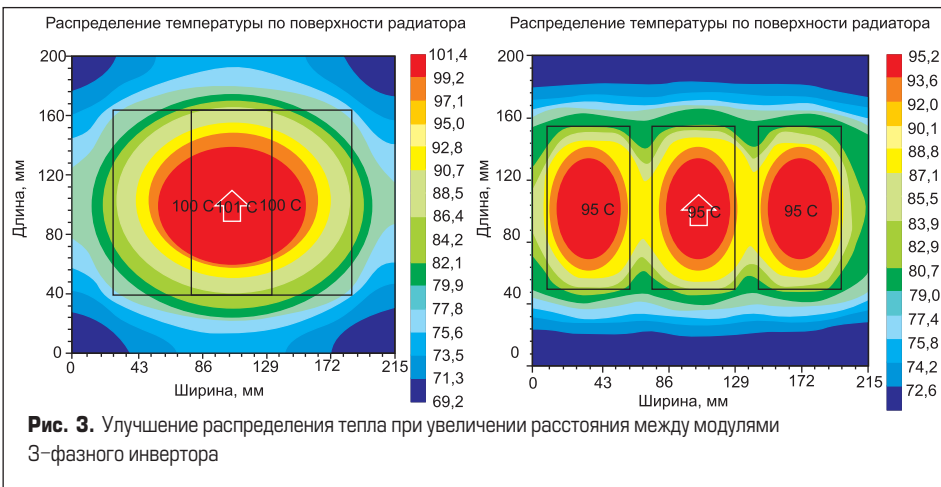


Рис. 2. Тепловое сопротивление профиля P16 при различном количестве n и размере b источников тепла, а также разной длине профиля



Распределение тепла по телу радиатора достигается за счет хорошей теплопроводности его материала, снижения толщины профиля или с помощью встроенных тепловых труб. Равномерное размещение силовых модулей по монтажной поверхности также способствует улучшению этого показателя, причем зачастую приходится находить компромисс между компактным дизайном и приемлемыми тепловыми характеристиками конструкции.

Пример моделирования на рис. 3 показывает, что сопротивление $R_{th(s-a)}$ снижается на 11% при увеличении расстояния между модулями с 0 до 18 мм. Как и в предыдущем случае, мощность рассеяния на каждый ключ составляет 600 Вт, температура окружающей среды $T_a = +40^\circ\text{C}$. С точки зрения оптимизации тепловых параметров при воздушном охлаждении желательно устанавливать компоненты с интервалом до 3 см ($\rightarrow R_{th(s-a)} = 0,266$ или -17%), однако при этом требуется и радиатор большего размера. В жидкостных системах этот эффект проявляется в гораздо меньшей степени за счет более эффективного охлаждения.

Кроме вышеперечисленных факторов, величина $R_{th(s-a)}$ зависит от положения источника тепла относительно направления движения охлаждающего воздуха, а также его скорости. Сказанное поясняет рис. 4, где показано, как

изменяется сопротивление радиатора при различной ориентации расположенного на нем силового модуля. Установка на краю теплового потока является неэффективной, поскольку тепло распространяется, в основном, в направлении потока охлаждения.

Измеренная величина $R_{th(s-a)}$ в значительной степени зависит от положения термодатчика, этот вопрос подробно рассмотрен в [2]. Как видно на рис. 3, перепад температуры по поверхности радиатора составляет 30°C . В принципе, нагрев теплового потока T_s может измеряться в тех же точках, которые используются для нормирования параметров силовых модулей: $R_{th(c-s)}$ (сопротивление «корпус–радиатор») или

$R_{th(j-c)}$ (сопротивление «кристалл–корпус»). В противном случае тепловая цепь между кристаллом и окружающей средой оказывается разорванной. К сожалению, производители элементной базы не имеют единого мнения относительно положения контрольных точек. Более того, они могут отличаться и для модулей разной конструкции, производимых одной компанией, что имеет четкое техническое обоснование. Чаще всего место измерения температуры радиатора T_s выбирается на его поверхности рядом с корпусом силового ключа или в отверстии под кристаллом в 2 мм от поверхности теплового потока (рис. 5).

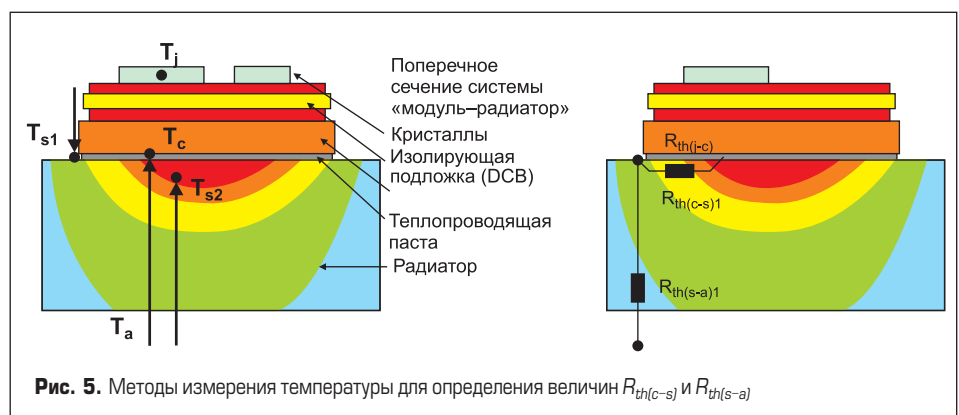
Для всех модулей стандартной конструкции с базовой платой SEMIKRON определяет величину $R_{th(c-s)}$ в точке, находящейся рядом с корпусом, на расстоянии от его угла, равном $1/3$ длины базы. Температура радиатора в зоне T_{s1} гораздо меньше, чем в отверстии под кристаллом (T_{s2}), поэтому градиент $\Delta T_{(c-s)}$ получается высоким, а $\Delta T_{(s-a)}$ — низким. Результатом является большее значение теплового сопротивления $R_{th(c-s)1}$ и, соответственно, меньшее $R_{th(s-a)1}$ — по сравнению со вторым методом, использующим величину T_{s2} и дающим в итоге $R_{th(c-s)2}$ и $R_{th(s-a)2}$. Чем лучше радиатор рассеивает тепло, тем больше разница, независимо от режима охлаждения. В первом приближении можно считать, что $R_{th(c-s)1} \approx 2R_{th(c-s)2}$.

Преимуществом первого метода является простота измерения и доступность точки T_{s1} , во втором случае требуется специальная обработка радиатора (размещение датчика в отверстии). Его недостаток состоит в зависимости значения $R_{th(c-s)}$ от распределения тепла в теле радиатора. Таким образом, при сравнении характеристик модулей, производимых разными фирмами, необходимо учитывать способы измерения теплового сопротивления и производить соответствующий перерасчет.

Для модулей прижимной конструкции, не имеющих базовой платы, SEMIKRON определяет величину сопротивления «кристалл–радиатор» $R_{th(j-s)}$ в точке, находящейся в радиаторе непосредственно под чипом.

Естественное (натуральная конвекция) и принудительное воздушное охлаждение

Режим естественного охлаждения применяется в маломощных преобразователях (до 50 Вт), однако он может понадобиться и в случаях, когда использование вентилятора невозможно (например, в условиях грязных сред)



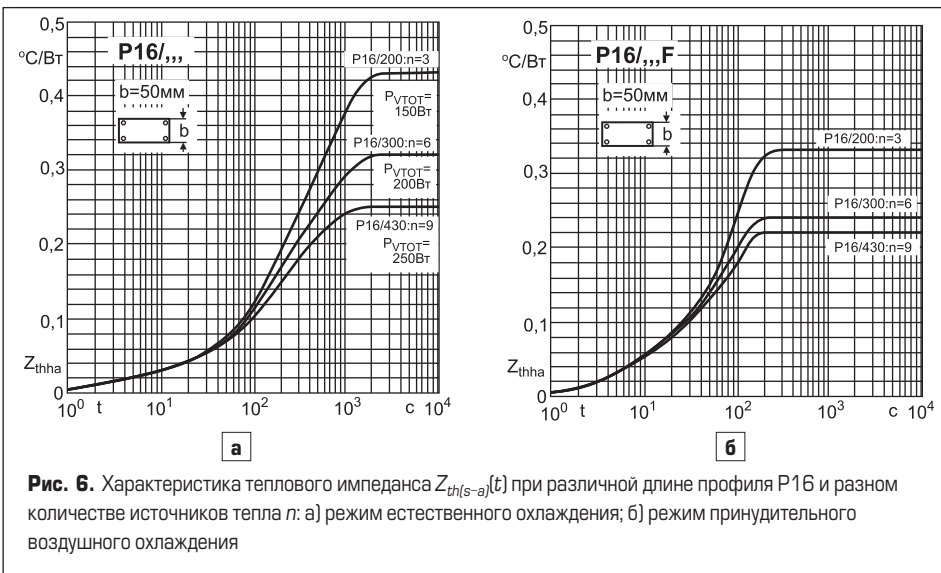


Рис. 6. Характеристика теплового импеданса $Z_{th(s-a)}(t)$ при различной длине профиля P16 и разном количестве источников тепла n : а) режим естественного охлаждения; б) режим принудительного воздушного охлаждения

или площадь охлаждаемой поверхности очень велика. Поскольку величина динамического теплового импеданса радиатора при натуральной конвекции превышает тепловое сопротивление силового модуля, перепад температуры между чипом (+125 °C) и охлаждающим воздухом (+45 °C) распределяется по поверхности теплостока. Нагрев радиатора рядом с модулем оказывается выше, чем в случае принудительного охлаждения, он может достигать, например, +90...+100 °C. Потери мощности в этом режиме, как правило, невелики, таким образом, база и ребра теплостока должны быть как можно тоньше, поскольку теплопроводность играет незначительную роль в процессе конвекции. Расстояние между ребрами следует выбирать достаточно большим, чтобы обеспечить хорошее соотношение между воздушным противодавлением (соотношением падения температуры к плотности потока) и аэродинамическим сопротивлением. Чернение поверхности радиатора улучшает его характеристики излучения, что позволяет снизить $R_{th(s-a)}$ до 25% в зависимости от градиента температуры между монтажной поверхностью и окружающим воздухом.

В отличие от естественной конвекции применение режима принудительного воздушного охлаждения позволяет снизить тепловое сопротивление радиатора в 5–15 раз. На рис. 6 показано сравнение характеристик динамического импеданса $Z_{th(s-a)}$ достигающего статической величины $R_{th(s-a)}$ для обоих способов отвода тепла на примере профиля SEMIKRON P16 различной длины.

Типы охлаждающих профилей

Материал теплоотвода должен иметь высокий коэффициент теплопроводности λ и при этом обладать хорошей способностью к механообработке, а также разумной ценой. Алюминий и его сплавы имеют лучшее соотношение этих показателей ($\lambda = 247$ Вт/К·м для чистого Al), поэтому на практике они используются чаще всего. Гораздо реже радиаторы изготавливаются из более дорогой меди, имеющей лучшую теплопроводность ($\lambda = 398$ Вт/К·м). Качество распределения тепла в высокой степени зависит от способа

производства и качества сплава; на практике параметр λ лежит в пределах от 150 Вт/К·м (литейный сплав алюминия) до 220 Вт/К·м (штампованный сплав AlMgSi). Этот показатель заметно влияет на эффективность работы теплостока, поэтому для каждого конкретного применения необходимо находить оптимальное сочетание толщины базы, а также количества и размера ребер с учетом следующих факторов:

- тепло распространяется в базовой (неоребреной) части радиатора, имеющей монтажную поверхность для установки силовых модулей;
- ребра используются для рассеяния основной части тепла в окружающую среду за счет конвекции.

Таблица 2. Основные характеристики и критерии выбора типа профиля

Тонкая база, много ребер	Толстая база, мало ребер
Меньше тепловое сопротивление $R_{th(s-a)}$	Больше тепловое сопротивление $R_{th(s-a)}$
Ниже стойкость к перегрузкам (например, для насосов)	Выше стойкость к перегрузкам (например, для лифтов)
Низкая тепловая постоянная	Высокая тепловая постоянная
Хуже распределение тепла	Лучше распределение тепла
Высокий перепад давления — меньше расход воздуха	Низкий перепад давления — выше расход воздуха
Подвержен загрязнению	Менее подвержен загрязнению

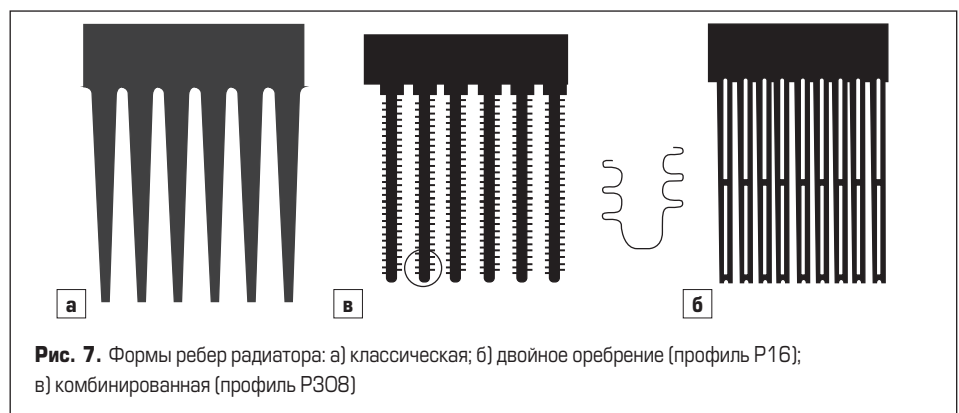


Рис. 7. Формы ребер радиатора: а) классическая; б) двойное оребрение (профиль P16); в) комбинированная (профиль P308)

Оптимальные условия работы профиля для принудительного воздушного охлаждения, сочетающие теплопроводность и конвекцию, могут обеспечиваться за счет конструкции ребер, что отражается в следующей формуле:

$$R_{th(s-a)} = \frac{1}{n\sqrt{\alpha U \lambda A} \left[\frac{1}{1+e^{-2k}} - \frac{1}{1+e^{2k}} \right]}$$

где $k = h\sqrt{\alpha U/\lambda A}$; α — коэффициент теплопередачи; U — длина окружности ребра; λ — коэффициент теплопроводности материала радиатора; A — площадь сечения ребер; h — высота ребра.

Основные характеристики двух типов теплостоков, отличающихся размерами базы и ребер, приведены в таблице 2.

Отметим, что стандартные штампованные радиаторы не способны обеспечить мощностные и токовые характеристики IGBT новых поколений. Значение теплового сопротивления «радиатор — окружающая среда» $R_{th(s-a)}$ для подобных профилей оказывается недопустимо большим даже при оптимальном выборе режима охлаждения, что приводит к перегреву кристаллов. Однако благодаря дешевизне они продолжают находить свое применение при плотности мощности, не превышающей 1000–1500 Вт/м²·К.

Использование новых комбинированных профилей, предназначенных для работы в режиме принудительного воздушного охлаждения (рис. 7б, в), позволяет снизить тепловое сопротивление и повысить эффективность преобразования. Такие радиаторы несколько дороже в производстве, однако их использо-

вание оправдано при плотности мощности более 1000 Вт/м²·К.

Перепад давления и объем воздуха

На величину $R_{th(s-a)}$ влияет объем воздушного потока, проходящий в единицу времени V_{air}/t и зависящий от скорости воздуха v_{air} и площади сечения A оребренной части:

$$V_{air}/t = v_{air} \times A.$$

Предполагается, что охлаждающая среда идет через теплосток в виде ламинарных слоев, хотя на самом деле вокруг ребер образуются завихрения воздуха, и наличие турбулентности улучшает отвод тепла. Это состояние не является статическим, однако формирование турбулентных потоков снижает и динамический тепловой импеданс Z_{th} . На рис. 6 показаны кривые Z_{th} профиля P16 для режимов естественного и принудительного охлаждения, продолжающиеся до величины $R_{th(s-a)}$. Как видно из графиков, тепловая постоянная также изменяется существенно: если при естественной конвекции статическое значение достигается через 2000–3000 с, то в случае принудительного охлаждения установившееся состояние наступает после 200–300 с.

Увеличение количества ребер и их ширины уменьшает площадь сечения радиатора, а с ростом его длины возрастает перепад давления Δp и снижается объемный расход воздуха, что является обратным эффектом расширения охлаждающей поверхности. Поэтому каждый вентилятор имеет оптимальный режим работы, зависящий от сечения и длины радиатора, а также объема потока охлаждения. Эффективность отвода тепла зависит от свойств вентилятора, описываемых так называемой характеристической кривой $\Delta p = f(V_{air}/t)$, показанной на рис. 8. Зона пересечения характеристики вентилятора и кривой падения давления радиатора $\Delta p = f(V_{air}/t, L)$ определяет объемный расход воздуха в рабочей точке. Кривую вентилятора следует наносить на график с учетом допуска питающего напряжения (например, 230 В ±10%), поскольку даже при минимальной интенсивности потока (при минимальном напряжении) эффективность охлаждения должна быть достаточной. Тепловое сопротивление радиатора $R_{th(s-a)}$ является функцией объемного расхода воздуха (или жидкости в жидкостных системах охлаждения), как показано на рис. 9.

Вблизи рабочей точки величина $R_{th(s-a)}$ может быть определена в функции объемного расхода V в соответствии с эмпирическим выражением:

$$R_{th(s-a)2} = R_{th(s-a)1} \times (V_1/V_2)^K,$$

где $K = 0,7-0,9$.

Типы вентиляторов

В зависимости от типа теплотока и режима работы используются следующие типы вентиляторов (рис. 10):

- **Осевые.** Ось вращения аксиального ротора расположена параллельно потоку воздуха, который движется вдоль ротора, работающего как пропеллер. К достоинствам можно отнести относительно малые габариты при высокой интенсивности охлаждения, недостатком является необходимость создания более высокого давления (по сравнению с радиальными типами).
- **Радиальные или центробежные.** В отличие от осевых, радиальные вентиляторы используются в тех случаях, когда важно

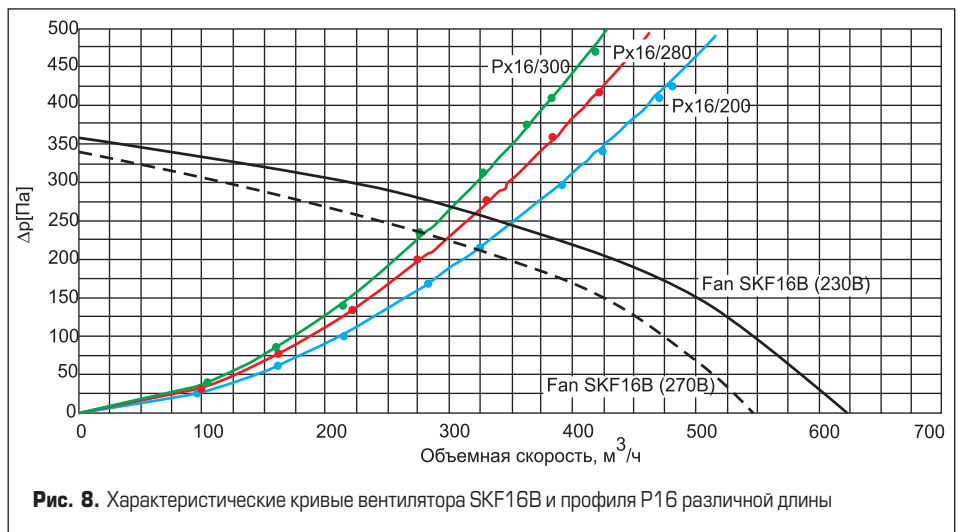


Рис. 8. Характеристические кривые вентилятора SKF16B и профиля P16 различной длины

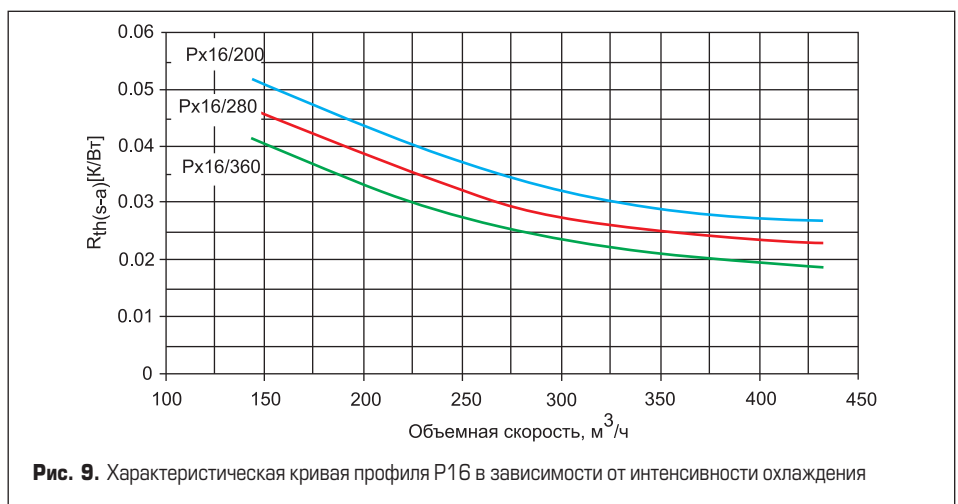


Рис. 9. Характеристическая кривая профиля P16 в зависимости от интенсивности охлаждения

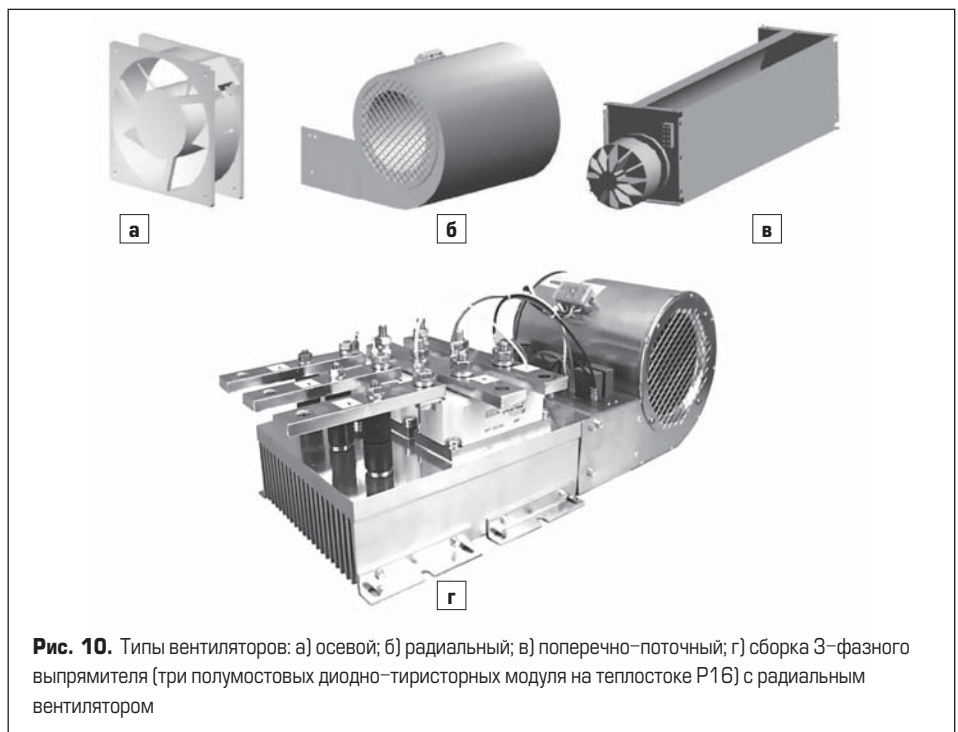


Рис. 10. Типы вентиляторов: а) осевой; б) радиальный; в) поперечно-поточный; г) сборка 3-фазного выпрямителя (три полумостовых диодно-тиристорных модуля на теплостке P16) с радиальным вентилятором

Таблица 3. Влияние высоты над уровнем моря на тепловое сопротивление радиатора

Высота над уровнем моря, м	Относительное снижение эффективности	Корректирующий коэффициент для $R_{th(s-a)}$
0 (уровень моря)	1	1
1000	0,95	1,05
1500	0,9	1,11
2000	0,86	1,16
3000	0,8	1,25
3500	0,75	1,33

Таблица 4. Факторы для выбора режима охлаждения

Параметры	Воздушное охлаждение	Жидкостное охлаждение
Мощность преобразователя, МВт	<1	>0,5
Коэффициент перегрузки	1,5–2	1,1–1,3
Перегрев на низких частотах ($0,01F_{ном}$), °C	15	30
Дополнительные расходы	Вентилятор	Компрессор, тосол, шланги, патрубки

обеспечить большой перепад давления при том же объеме охлаждающей среды. Воздух всасывается параллельно оси вала, отклоняется под углом 90° за счет вращения ротора и далее выдувается наружу в радиальном направлении. Чтобы минимизировать потери давления, вызванные высокой выходной скоростью воздуха, используются различные виды коробов, диффузоров и т. д.

- Диаметральные или поперечно-поточные. Диаметральные вентиляторы имеют единый заборный и выбрасывающий канал, расположенный по всей длине устройства. Воздух всасывается в полость ротора через входное отверстие, где он завихряется, изменяет направление и далее выбрасывается наружу равномерным потоком. Вентиляторы данного типа обеспечивают высокую интенсивность охлаждения даже при низкой скорости потока, они также отличаются малым уровнем шумов.

Количество рассеиваемого системой охлаждения тепла зависит от атмосферного давления и плотности воздуха, которая падает с увеличением высоты над уровнем моря. При уменьшении плотности ухудшаются отвод тепла и интенсивность работы радиатора, для учета этих факторов необходимо корректировать значение R_{th} в соответствии с таблицей 3. Аналогичные ограничения действуют в отношении жидкостных систем в случае, если для охлаждения жидкости используется воздушный теплообменник.

Жидкостное охлаждение в силовой электронике

Жидкостное охлаждение обладает наивысшими возможностями по рассеянию тепла, генерируемого полупроводниковыми приборами. Основные параметры преобразователей, позволяющие в первом приближении выбрать способ отвода тепла, приведены в таблице 4. Кроме конвертеров высокой мощности, данный способ отвода тепла применяется в системах, имеющих штатный контур циркуляции охлаждающей жидкости (автомобили, индукционные нагреватели, гальванические ванны).

В случае, когда тепло из охладителя рассеивается непосредственно в атмосферу, допустимая температура воды (тосола) находится в диапазо-

не +50...+70 °C. В промышленных установках, использующих активные теплообменники, этот диапазон составляет +15...+25 °C.

Использование жидкостного охлаждения снижает перепад температуры между поверхностью радиатора и охлаждающей средой, что позволяет увеличить плотность мощности (при одновременном росте перегрева кристаллов и градиента термоцикла ΔT_j) или снизить нагрев чипов и, соответственно, повысить ресурс.

На тепловое сопротивление жидкостных радиаторов и эффективность охлаждения влияют следующие факторы:

- объемная скорость потока жидкости как функция перепада давления;
- наличие турбулентности в каналах охлаждения;

- эффективная площадь охлаждения (количество каналов в радиаторе);
- теплоемкость охлаждающей жидкости, а также ее плотность и вязкость (например, при изменении соотношения вода/гликоль с 50:50 до 90:10% тепловое сопротивление снижается на 35–45%);
- тепловые свойства материала радиатора (например, тепловое сопротивление медных радиаторов примерно на 20% ниже, чем алюминиевых).

Увеличение эффективной площади контакта радиатора и жидкости улучшает теплопередачу. У обычных радиаторов величина контактной поверхности определяется, прежде всего, количеством каналов. Современные игольчатые теплоотводы отличаются большей эффективностью не только за счет расширения зоны контакта, но и благодаря образованию турбулентных потоков вокруг иголок (рис. 11).

При отсутствии турбулентности на поверхности гладких каналов формируется малоподвижная пленка жидкости, что заметно ухудшает отдачу тепла. Эта проблема решается с помощью так называемых «турбулизаторов» (рис. 12), запатентованных компанией SEMIKRON. Суть метода состоит в размещении цилиндрических спиралей в каналах охлаждения. Они разрывают пленку на стенке канала и создают вихревые потоки жидкости, в результате чего тепловое сопротивление радиатора снижается на 15–20%.

Равномерное распределение силовых ключей по поверхности радиатора при жидкостном охлаждении играет еще большую роль,

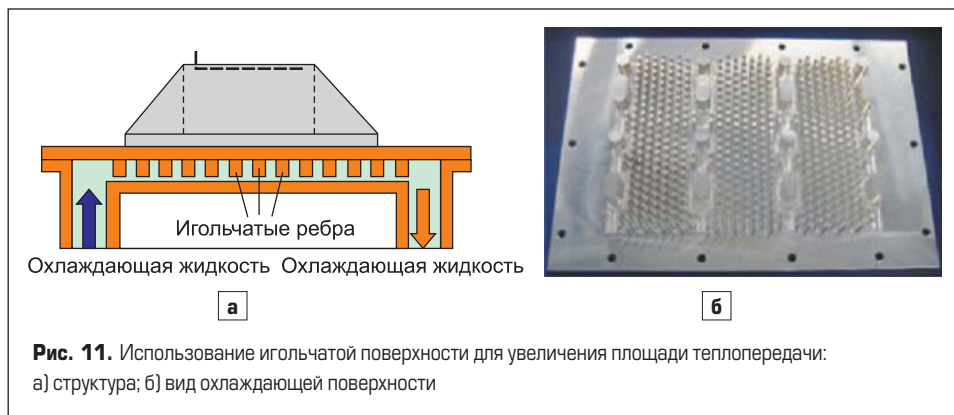


Рис. 11. Использование игольчатой поверхности для увеличения площади теплопередачи: а) структура; б) вид охлаждающей поверхности

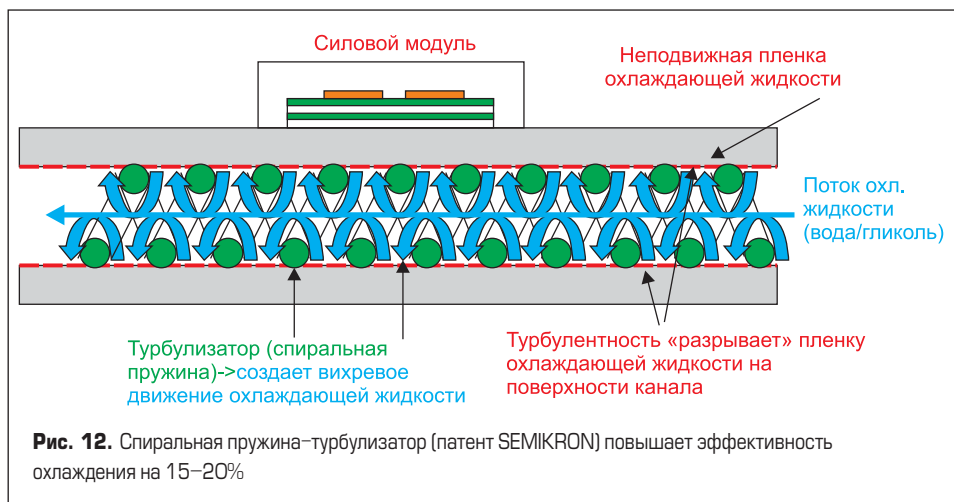


Рис. 12. Спиральная пружина-турбулизатор (патент SEMIKRON) повышает эффективность охлаждения на 15–20%

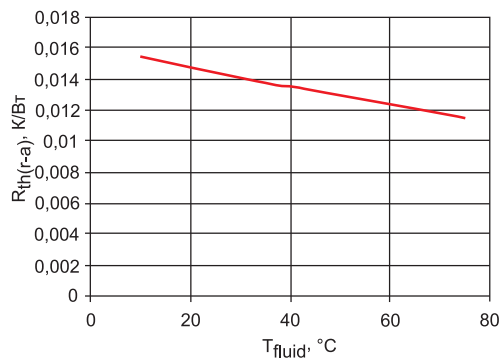


Рис. 13. Зависимость теплового сопротивления от температуры входящей жидкости (радиатор NHC152 и термодатчик модуля SKiM 459GD12E4)

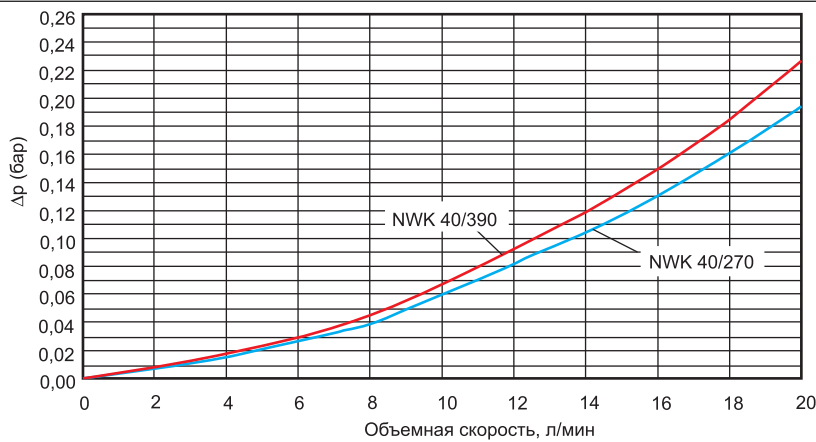


Рис. 14. Перепад давления на радиаторе NWK 40 (модуль SKiP 3) в зависимости от объемного расхода жидкости (смесь 50:50%, диагонально-оппозитное расположение входного и выходного штуцера, T_a = +55 °C)

чем при воздушном. Благодаря высокому коэффициенту теплопередачи (порядка 1000 Вт/м²·К) тепло отдается в охлаждающую жидкость с незначительными потерями. Это означает, что для охлаждения используются только те области монтажной поверхности, где установлены полупроводниковые компоненты. Использование меди в качестве материала радиатора позволяет снизить объемное сопротивление, улучшить перекрестную тепловую связь и, следовательно, увеличить эффективную площадь охлаждения. Для стандартных

модулей IGBT снижение теплового сопротивления при этом составляет примерно 20%.

На величину R_{th(s-a)} влияет температура охлаждающей жидкости, особенно ярко эта зависимость проявляется для водно-гликолевой смеси (антифриза), что обусловлено вязкостью гликоля, а также, хотя и в меньшей степени, изменением плотности среды. При соотношении 50:50% в диапазоне температур +10...+70 °C тепловое сопротивление R_{th(r-a)} «термодатчик — охлаждающая жидкость» снижается примерно на 25% (рис. 13).

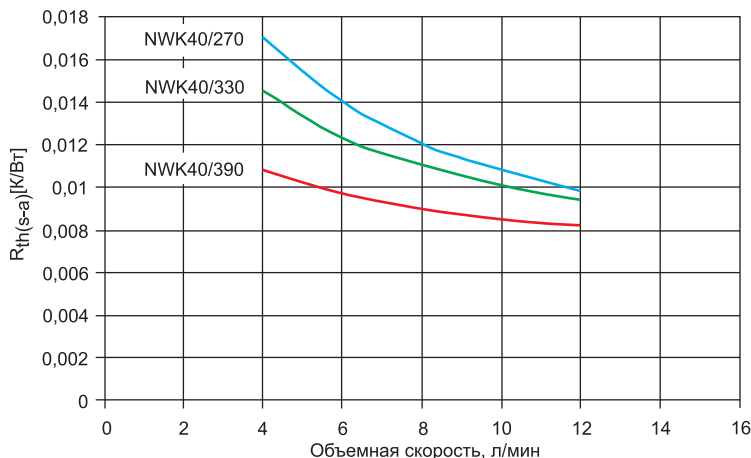


Рис. 15. Тепловое сопротивление в зависимости от объемного расхода жидкости радиатора NWK 40 (водно-гликолевая смесь 50:50%)

В замкнутых контурах охлаждения перемещение антифриза может происходить за счет силы тяжести (нагретая жидкость, имеющая меньшую плотность, поднимается к теплообменнику, а охлажденная опускается к источнику тепла), такая схема носит название термосифон. Однако в большинстве случаев, особенно в системах высокой мощности, циркуляция жидкости осуществляется с помощью насоса. Скорость потока при этом определяется мощностью помпы, ее увеличение позволяет снизить величину R_{th(s-a)}, однако при этом соответственно растет и перепад давления.

Приведенные на рис. 14 размеры радиаторов (270 и 390 мм) включают концевые детали (90 мм) для подключения штуцеров. Как видно на графиках, при увеличении длины на 66% (с 180 до 300 мм) перепад давления возрастает только на 15%, т. к. основная часть перепада обусловлена именно концевиками. В этом нет ничего удивительного, поскольку в месте их подключения происходит сужение сечения и изменение направления потока жидкости. Для увеличения объемного расхода при использовании насоса ограниченной мощности следует выбирать радиатор с большим диаметром каналов. Кроме того, необходимо по возможности обеспечить следующие характеристики контура охлаждения:

- отсутствие сужения поперечного сечения радиатора;
- отсутствие перепускных клапанов;
- минимальное количество изменений направления и искривлений потока.

Модули SKiP, имеющие в своем составе жидкостный радиатор (версия W), проходят тест на герметичность при давлении 6 бар при рекомендуемом эксплуатационном значении 2 бар. Зависимость теплового сопротивления R_{th} от скорости потока V является нелинейной (рис. 15), как правило, в реальных системах она определяется экспериментально. В области рабочей точки соотношение величин R_{th} при изменении скорости охлаждения V может быть определено следующим образом:

$$R_{th(s-a)2} = R_{th(s-a)1} \times (V_1/V_2)^K,$$

где K = 0,3–0,5.

Литература

1. Arendt Wintrich, Ulrich Nicolai, Werner Tursky, Tobias Reimann. Application Notes for IGBT and MOSFET modules. SEMIKRON International, 2010.
2. Колпаков А. Контрольная точка // Электронные компоненты. 2005. № 6.
3. Schultz-Harder J. Liquid cooling in high density packages. www.curamik.com Freyberg M., Scheuermann U. Measuring Thermal Resistance of Power Modules // PCIM Europe journal. 2003.
4. Calculation of the Maximum Virtual Junction Temperature Reached Under Short-time or Intermittent Duty. IEC 60747-6 by SEMIKRON.
5. Колпаков А. Охлаждение в системах высокой мощности // Силовая электроника. 2010. № 3.