

Розалия Альбертовна ГАБДУЛЛИНА¹
Алексей Александрович ЛОПАТИН²
Айгуль Рафисовна БИКТАГИРОВА³
Александр Андреевич ТЕРЕНТЬЕВ⁴

УДК 536.24

**ВЛИЯНИЕ НЕКОТОРЫХ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ
НА ТЕПЛОТДАЧУ В ОСЕВЫХ СИСТЕМАХ ОХЛАЖДЕНИЯ
РАДИОЭЛЕКТРОННОГО ОБОРУДОВАНИЯ,
ВЫПОЛНЕННЫХ НА ОСНОВЕ РАЗРЕЗНОГО ОРЕБРЕНИЯ**

¹ аспирант, ассистент кафедры реактивных двигателей и энергетических установок,
Казанский национальный исследовательский технический университет
им. А. Н. Туполева — КАИ
rozzy94@mail.ru

² кандидат технических наук, доцент,
заведующий кафедрой реактивных двигателей и энергетических установок,
Казанский национальный исследовательский технический университет
им. А. Н. Туполева — КАИ
aalopatin@kai.ru

³ аспирант кафедры реактивных двигателей и энергетических установок,
Казанский национальный исследовательский технический университет
им. А. Н. Туполева — КАИ
arbiktagirova@kai.ru

⁴ ассистент кафедры лазерных и аддитивных технологий,
Казанский национальный исследовательский технический университет
им. А. Н. Туполева — КАИ
lavochkin7@live.ru

Цитирование: Габдуллина Р. А. Влияние некоторых геометрических параметров на теплоотдачу в осевых системах охлаждения радиоэлектронного оборудования, выполненных на основе разрезного оребрения / Р. А. Габдуллина, А. А. Лопатин, А. Р. Биктагирова, А. А. Терентьев // Вестник Тюменского государственного университета. Физико-математическое моделирование. Нефть, газ, энергетика. 2022. Том 8. № 2 (30). С. 32-51.
DOI: 10.21684/2411-7978-2022-8-2-32-51

Аннотация

Активное развитие передовых цифровых технологий в последние 10 лет привело к формированию нового комплекса задач, связанного с обеспечением бесперебойной и прогнозируемой работы радиоэлектронного и электросилового оборудования. Так, современные телекоммуникационные и вычислительные системы во время своей штатной работы характеризуются значительным тепловыделением. Одной из основных проблем таких систем, наравне с соблюдением массогабаритных характеристик, является обеспечение определенных рабочих тепловых режимов компонентов в широком диапазоне внешних условий. В таких ситуациях очень часто применяются пассивные и активные системы с осевым расположением ребрения.

В результате работы проведены и представлены экспериментальные исследования интенсификации теплоотдачи в условиях вынужденной конвекции с использованием разрезных ребер. Показана эффективность использования разрезного ребрения, в ходе эксперимента выявлены наиболее оптимальные геометрические параметры рабочего участка и соответствующие им режимные характеристики. На основе обработки и анализа экспериментальных данных установлено, что данный способ интенсификации позволяет повысить интенсивность теплоотдачи до 64%, т. к. рассечение ребер позволяет активно препятствовать формированию пограничного слоя и дополнительно турбулизовать поток, что, в свою очередь, благоприятно сказывается на термических параметрах работы всей системы. Выполнена визуализация процесса теплоотдачи, которая иллюстрирует активные вихревые течения, образующиеся при обтекании и срыве с кромок ребра набегающего потока теплоносителя. Произведен расчет толщины пограничного слоя около разрезного ребра, при котором выявлено, что при всех исследованных углах разгиба ребер γ увеличение числа Re характеризуется уменьшением толщины пограничного слоя во всем диапазоне тепловых нагрузок. В заключении проведена общая оценка влияния геометрических и режимных параметров на интенсивность теплоотдачи при принудительной подаче воздуха.

Ключевые слова

Интенсификация теплоотдачи, разрезное ребрение, системы охлаждения, тепловой поток, пограничный слой, визуализация вынужденного течения воздуха, угол разгиба ребер.

DOI: 10.21684/2411-7978-2022-8-2-32-51

Введение

В современной технике, в зависимости от тепловыделения элементов радиоэлектронного оборудования, применяются пассивные и активные системы охлаждения. На рис. 1. представлены примерные количественные параметры различных способов охлаждения, базирующихся на свободной и вынужденной конвекции, а также кипении теплоносителя [21]. Пассивные методы основаны на свободно-конвективном теплообмене, обеспечивающим отвод небольших тепловых потоков с коэффициентом теплоотдачи в диапазоне от 5 до 20 Вт/(м²·К) (воздушные, жидкостные — иммерсионные). В качестве рабочих участков, отводящих тепловые потоки,

в таких системах, как правило, используются традиционные радиаторы с различными видами поверхностных интенсификаторов. Невысокая эффективность пассивных систем в некоторой степени компенсируется простотой и надежностью работы, что объясняется отсутствием подвижных конструктивных элементов. На сегодняшний день, по причине значительного роста тепловыделения, спектр задач, для которых возможно применение свободно-конвективных систем охлаждения, значительно сузился. Активное охлаждение базируется в основном на вынужденном движении теплоносителя, обусловленном разницей давления (воздушные и жидкостные системы). Вынужденно-конвективное охлаждение позволяет обеспечить отвод значительных тепловых нагрузок за счет смены физических принципов теплообмена и, как следствие, роста теплоотдачи до 10^3 - 50^3 Вт/(м²·К) в зависимости от условий процесса и свойств рабочей среды. Отдельно можно выделить системы, основанные на фазовом переходе теплоносителя. Поверхностное кипение обеспечивает отвод тепловых потоков высокой плотности (до 10^6 - 10^9 Вт/м²), а в случае применения фреонов или криогенных рабочих веществ возможно формирование стабильных низкотемпературных режимов работы. Значительные отводимые тепловые потоки обусловлены ростом теплоотдачи до значений 10^5 - 10^7 Вт/(м²·К). Несмотря на высокие параметры отводимых тепловых потоков, испарительные системы охлаждения имеют и ряд серьезных недостатков, связанных, прежде всего, со сложностью конструкции и, как следствие, невысокой надежностью, а также значительными размерами. В зависимости от отводимой тепловой нагрузки, а также качественных характеристик и условий работы оборудования, в каждом конкретном случае выбирается тот или иной подход к охлаждению.

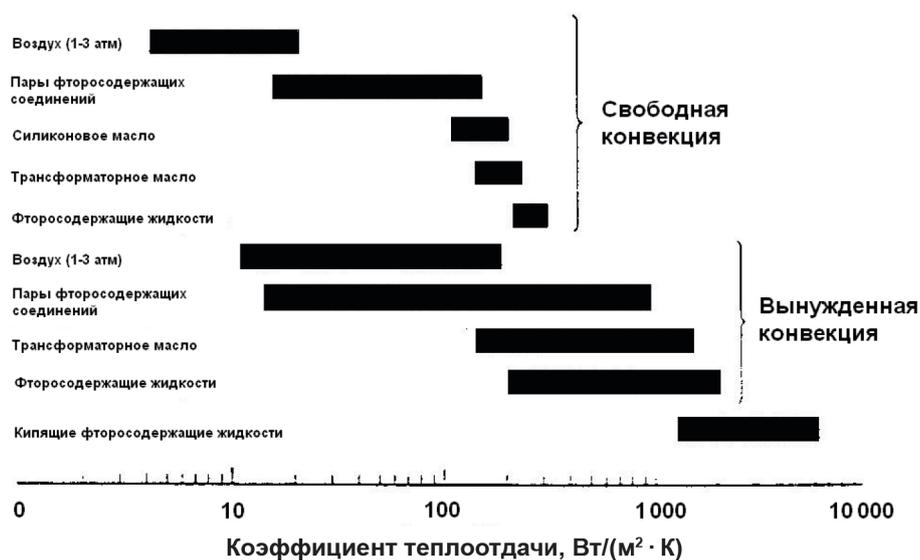


Рис. 1. Теплоотдача для различных способов охлаждения радиоэлектронного и электросилового оборудования

Fig. 1. Heat transfer for various cooling methods of radio-electronic and electric power equipment

В современном радиоэлектронном и электросиловом оборудовании одними из наиболее распространенных являются осесимметричные компоненты, выделяющие значительные тепловые потоки с боковых поверхностей. В таких ситуациях применяются пассивные и активные системы с осевым расположением оребрения. Внешний вид некоторых осевых радиаторов-охладителей представлен на рис. 2 [8]. В зависимости от назначения, количественных и качественных характеристик отводимых тепловых потоков и свойств теплоносителя выбирается форма оребрения, а также обосновывается необходимость применения поверхностных интенсификаторов теплоотдачи.

В качестве наглядного примера, иллюстрирующего практическое использование осевых свободно- и вынужденно-конвективных систем охлаждения, можно привести высокоточную рентгеновскую дефектоскопию, являющуюся основой современного неразрушающего контроля сложных промышленных установок: нефте-, газо- и продуктопроводов, авиационно-космической техники и др. В качестве рабочего элемента таких систем применяется источник ионизирующего излучения — рентгеновская трубка. Работа этого элемента во многом схожа с работой обычной лампочки накаливания, в которой до 96% энергии рассеивается в виде тепла. Фактически для обеспечения стабильных режимов работы рентгеновских дефектоскопов необходимо организовать перманентный отвод от анода трубки тепловых потоков высокой плотности. При этом необходимо учесть внешние рабочие температурные режимы системы, связанные как с погодными условиями, так и с возможной агрессивностью внешней среды. В результате рассеиваемые тепловые потоки могут достигать значений до 1 200 Вт с площади, не превышающей 5 см². Учитывая обозначенные тепловые нагрузки, практически целесообразным является применение вынужденно-конвективных систем охлаждения для обеспечения рабочих тепловых режимов прибора.



Рис. 2. Внешний вид некоторых радиаторов-охладителей

Fig. 2. The appearance of some radiator coolers

Цель данной работы — экспериментальное исследование и анализ особенностей отвода тепловых потоков с помощью промышленно-перспективного осевого оребрения, выполненного на основе разрезных ребер.

Методика проведения исследований

Экспериментальные исследования теплоотдачи осевого разрезного оребрения проводились на стенде, выполненном по схеме разомкнутого расходного контура и состоящем из системы подачи воздуха, рабочего участка и системы измерений. Принципиальная схема стенда представлена на рис. 3. Система подачи воздуха представляет собой центробежный вентилятор высокого напора (5) с шиберной задвижкой (4), которая служит для регулирования расхода воздуха, а также трубку Пито и измеритель динамического давления (6). Рабочий участок — радиатор с разрезным оребрением (8) — охлаждает модельный нагреватель-имитатор (11), выполненный по схеме «теплового клина» и обеспечивающий равномерное (близкое к изотермическому) по торцевой поверхности распределение теплового потока в диапазоне от 10 до 300 Вт. Нагреватель-имитатор позволяет моделировать работу источника ионизирующего излучения. Кожух (7) обеспечивает формирование потока теплоносителя и обеспечивает наиболее полное взаимодействие теплоносителя с оребрением радиатора. Регулирование мощности электронагревателя осуществлялось лабораторным трансформатором (1). Система измерений,

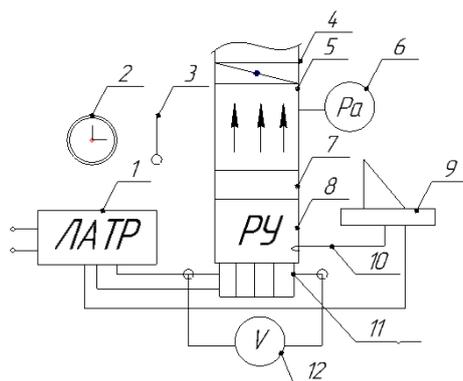


Рис. 3. Принципиальная схема стенда:

- 1 — регулируемый лабораторный трансформатор; 2 — секундомер;
- 3 — термометр лабораторный;
- 4 — шиберная задвижка;
- 5 — воздуходувка; 6 — датчик и измеритель давления;
- 7 — внешний кожух; 8 — рабочий участок;
- 9 — персональный компьютер;
- 10 — система из термопар типа ХК;
- 11 — нагреватель-имитатор;
- 12 — вольтметр

Fig. 3. Schematic diagram of the stand:

- 1 — adjustable laboratory transformer;
- 2 — stopwatch; 3 — laboratory thermometer;
- 4 — gate valve;
- 5 — blower; 6 — pressure sensor and meter;
- 7 — outer casing;
- 8 — working area; 9 — personal computer;
- 10 — system of thermocouples of type НК;
- 11 — heater-simulator;
- 12 — voltmeter

включающая хромель-копелевые термопары (10), установленные на торцевых поверхностях ребер и электронагревателя, подключенные к персональному компьютеру (9) с блоком преобразования сигналов термопар, представляет собой 32-канальную плату измерения термопар SCXI-1130 и процессор NL PXIe-1075 (снятие показаний осуществлялось в среде программирования NI LabVIEW), термометр (3) для измерения температуры окружающего воздуха, секундомер (2) и вольтметр (12) для контроля мощности. На рис. 4 показан внешний вид экспериментальной установки.

Внешний вид рабочего участка в сборе с нагревателем-имитатором представлен в двух проекциях на рис. 5. Радиатор состоит из 20 идентичных ребер, расположенных по оси с шагом 18° .

Интенсификация теплоотдачи осуществлялась за счет предварительного рассечения ребер на несколько «лепестков». Такой подход нашел свое подтверждение и подробно описан в работах [8, 9]. Общее значение температуры ребра рассчитывалось как среднее арифметическое показаний термопар (схема расположения термопар на ребре показана на рис. 6).

Во время проведения экспериментов варьировались такие параметры, как Q — мощность нагрева рабочего участка в диапазоне от 5 до 150 Вт; γ — угол раскрытия ребер участка с разрезными ребрами в диапазоне от 30° до 60° ; G — расход набегающего (охлаждающего) потока воздуха от 0,05 до 0,5 кг/с.



Рис. 4. Внешний вид экспериментальной установки

Fig. 4. Appearance of the experimental installation



(а)



(б)

Рис. 5. Внешний вид рабочего участка:
а) вид спереди; б) вид сверху

Fig. 5. Appearance of the working area:
а) front view; б) top view

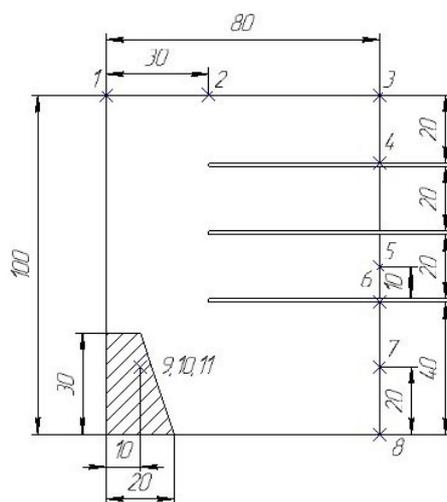


Рис. 6. Схема расположения термопар

Fig. 6. Arrangement of thermocouples

Результаты

Для более детального рассмотрения процесса теплообмена вблизи разрезного и гладкого ребра была проведена визуализация картины течения при помощи дымового потока [12, 14]. Такой подход применим при изучении обтекания тел относительно простых форм при низкоскоростных (не более 2 м/с) течениях воздуха [14]. Достаточно подробно рассмотрена визуализация течения жидкости и газов в работах [6, 11, 23].

В исследованиях источник дыма располагался на нижнем основании рабочего участка с ребрами. Фотофиксация проводилась высокоскоростной фотокамерой Everkam F2000-64.

Результаты визуализации течения теплоносителя вблизи гладкого вертикального нагреваемого ребра представлены на рис. 7. Важным результатом таких исследований является получение картины течения и, как следствие, возможность интерпретировать условия теплоотдачи. Представленная на фото структура течения свидетельствует о преобладании ламинарного равномерного течения без отрывов и вихревых структур, способных турбулизовать поток теплоносителя. Таким образом, формирующийся в представленном течении вязкий подслои обеспечивает преимущественно кондуктометрический способ передачи тепла. Выявленный механизм передачи тепла является наименее эффективным. Для интенсификации теплоотдачи необходимо обеспечить формирование конвективных токов вблизи поверхности теплообмена [12, 14].

Как следует из картины визуализации (рис. 7), даже при относительно малых скоростях движения теплоносителя ($w = 1,3$ м/с) вблизи разрезного оребрения наблюдаются активные вихревые течения, образующиеся при обтекании и срыве с кромок ребра набегающего потока теплоносителя. Структурно возникающие вихревые образования близки к скручивающимся спиральям [12, 14]. Именно по причине активного разрушения пограничного слоя, а на некоторых участках и невозможности его стабильного формирования, обеспечивается формирование конвективных течений и, как следствие, значительная интенсификация теплоотдачи. При увеличении скорости воздушного потока в околореберном пространстве активизируются отрывные течения, более активно разрушающие пограничный слой (рис. 7б-г).

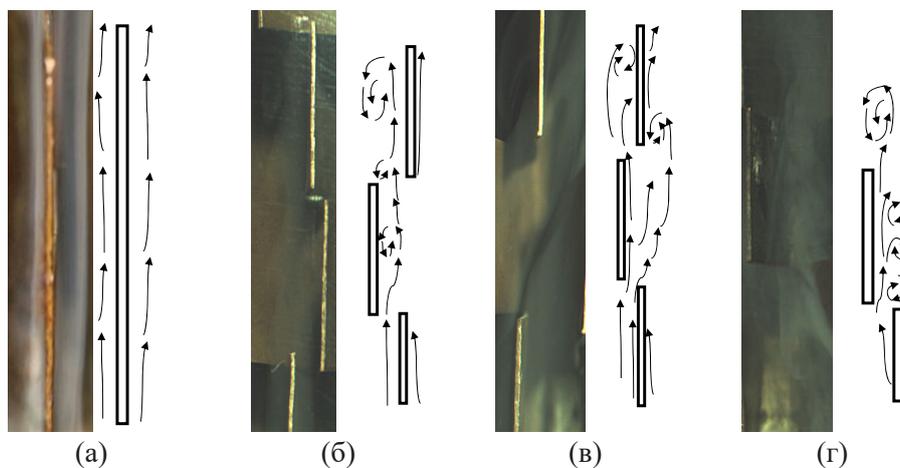


Рис. 7. Вид визуального течения и топология линий тока:
 а) пограничный слой гладкого ребра;
 б) $G = 0,03$ кг/с, $w = 1,3$ м/с, $Q = 5$ Вт, $\alpha = 60^\circ$; в) $G = 0,05$ кг/с, $w = 1,5$ м/с, $Q = 5$ Вт, $\alpha = 30^\circ$; г) $G = 0,03$ кг/с, $w = 1,3$ м/с, $Q = 5$ Вт, $\alpha = 45^\circ$

Fig. 7. The type of visual flow and topology of current lines:
 а) the boundary layer of a smooth edge;
 б) $G = 0.03$ kg/s, $w = 1.3$ m/s, $Q = 5$ W, $\alpha = 60^\circ$; в) $G = 0.05$ kg/s, $w = 1.5$ m/s, $Q = 5$ W, $\alpha = 30^\circ$; г) $G = 0.03$ kg/s, $w = 1.3$ m/s, $Q = 5$ W, $\alpha = 45^\circ$

Определение параметров пограничного слоя

На рис. 8 представлены результаты численного моделирования пограничного слоя, формирующегося при обтекании разрезного ребра при различных углах разгиба и режимах нагрева. Результаты получены полуэмпирическим методом: температура определялась экспериментально при помощи установленных на торцах ребер термопар. Расчет толщины теплового пограничного слоя осуществлялся в соответствии с методикой, представленной в [4, 7, 20]. Согласно [4], при $Pr > 1$ тепловой пограничный слой тоньше гидродинамического, а при $Pr < 1$ — толще. Аналогичные результаты получены авторами на основе проведенных расчетов.

Рассмотрим изменение пограничного слоя в зависимости от режимных характеристик, высоты поднятия кожуха и угла разгиба ребер. Из графиков, представленных на рис. 8, следует, что при различных режимах нагрева (Q) и углах разгиба ребер (γ) толщина пограничного слоя (h) возрастает по высоте первого «лепестка», соответствующего высоте 40 мм. Далее наблюдается ожидаемое уменьшение толщины пограничного слоя, связанное с отрывом потока теплоносителя от обтекаемой поверхности. Причем при $Re \sim 22\ 800$ (рис. 8а) наибольшее значение толщины пограничного слоя достигается при $\gamma = 20^\circ$, а наименьшее — при $\gamma = 45^\circ$. Эта тенденция прослеживается до тепловых потоков, примерно равных 125 Вт.

При последующем увеличении Re ($>55\ 800$) (рис. 8б) эта тенденция не сохраняется. При этом наименьшее значение толщины пограничного слоя (h) соответствует $\gamma = 60^\circ$ при всех режимах нагрева. Это объясняется тем, что зазор между «лепестками» рассеченных ребер уменьшается, и вследствие их взаимного воздействия пограничные слои размыкаются, что, в свою очередь, приводит к увеличению теплоотдачи.

С увеличением Re до значений, примерно равных 83 300 (рис. 8в) после первого срыва потока теплоносителя, закономерность, характерная для наименьших скоростей теплоносителя ($Re \approx 22\ 800$) повторяется, при этом она становится более выраженной, и разница в толщине пограничного слоя h на верхней кромке ребра при $\gamma = 30$ и 45° достигает 30%. Такой эффект вызван обновлением пограничного слоя после присоединения потока в районе задней кромки ребра. Отмечено, что при дальнейшем росте числа Рейнольдса (до 114 900) (рис. 8г) и одновременном увеличении Q (до 75 Вт) характер изменения h меняется в противоположную сторону: для $\gamma = 30^\circ$ характерно наименьшее значение h , для $\gamma = 45^\circ$ — наибольшее. При этом разница достигает 14%, что говорит о наиболее эффективном разрушении пограничного слоя при $\gamma = 30^\circ$ и одновременно больших скоростях охлаждающего потока.

Таким образом, влияние разрезного оребрения на пограничный слой проявляется в зависимости от режимных параметров по-разному. Однако при исследованных углах γ увеличение числа Re характеризуется уменьшением толщины пограничного слоя во всем диапазоне тепловых нагрузок. Аналогичная зависимость наблюдается с ростом Q при фиксированных значениях Re .

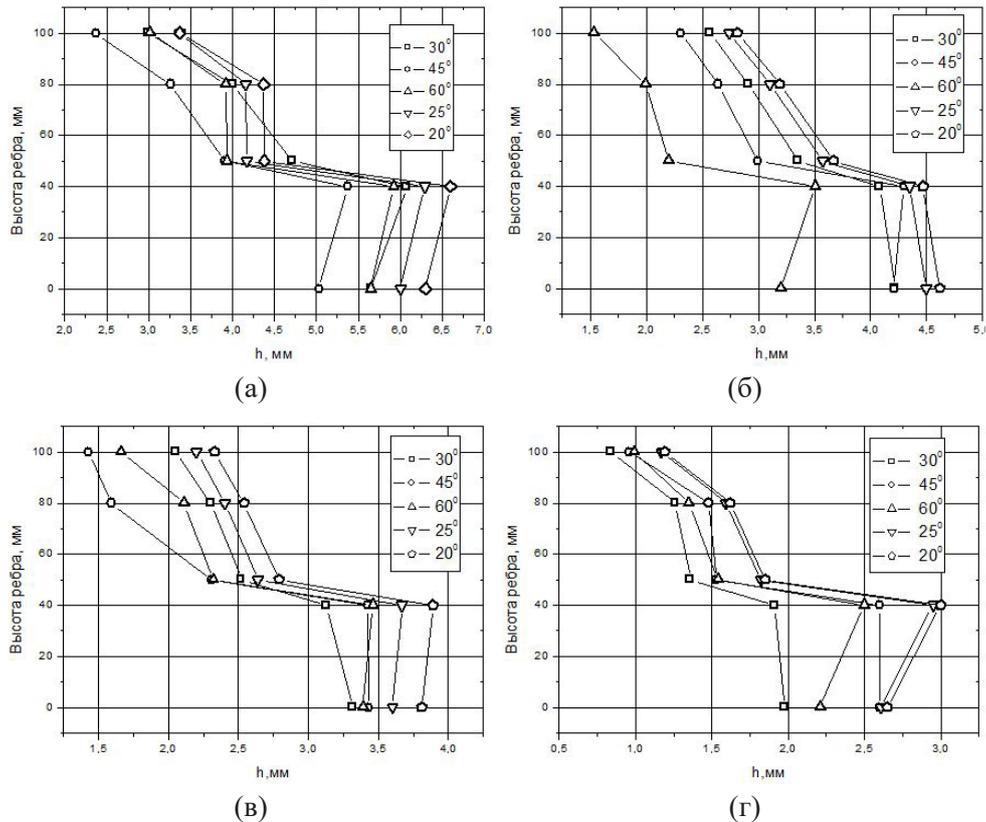


Рис. 8. Расчет толщины пограничного слоя: а) $Q = 75$ Вт, $G = 0,1$ кг/с; б) $Q = 100$ Вт, $G = 0,25$ кг/с; в) $Q = 50$ Вт, $G = 0,37$ кг/с; г) $Q = 100$ Вт, $G = 0,5$ кг/с

Fig. 8. Calculation of the boundary layer thickness: а) $Q = 75$ W, $G = 0.1$ kg/s; б) $Q = 100$ W, $G = 0.25$ kg/s; в) $Q = 50$ W, $G = 0.37$ kg/s; г) $Q = 100$ W, $G = 0.5$ kg/s

Для более подробного рассмотрения эффективности отвода тепловых потоков от осесимметричных теплонагруженных элементов радиоэлектронного оборудования было исследовано изменение температуры ребра по высоте в зависимости от режимных характеристик, а также высоты и угла разгиба ребер. Наблюдения показали, что условия теплоотдачи в пограничном слое зависят от критерия Рейнольдса и режима нагрева. Аналогичные режимные и мощностные параметры были приняты при оценке толщины пограничного слоя. Таким образом, из рассмотрения зависимостей, представленных на рис. 9, можно сделать вывод о том, что характер распределения температур по высоте ребра в точности соответствует характеру развития толщины пограничного слоя, что говорит о взаимном соответствии расчетных и экспериментальных данных.

В процессе проведения исследований по определению толщины пограничного слоя около разрезного и гладкого ребра был произведен расчет с учетом

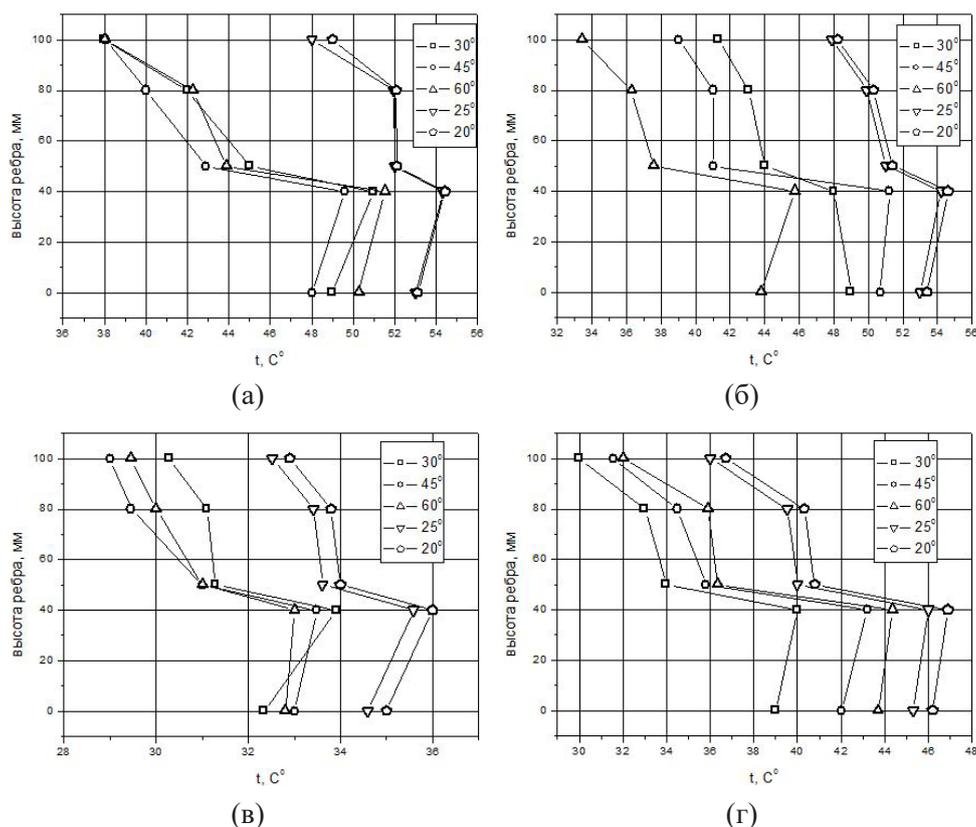


Рис. 9. Распределение температуры по высоте ребра: а) $Q = 75$ Вт, $G = 0,1$ кг/с; б) $Q = 100$ Вт, $G = 0,25$ кг/с; в) $Q = 50$ Вт, $G = 0,37$ кг/с; г) $Q = 100$ Вт, $G = 0,5$ кг/с

Fig. 9. Temperature distribution by rib height: а) $Q = 75$ W, $G = 0.1$ kg/s; б) $Q = 100$ W, $G = 0.25$ kg/s; в) $Q = 50$ W, $G = 0.37$ kg/s; г) $Q = 100$ W, $G = 0.5$ kg/s

взаимного теплового влияния смежных ребер и тепловой неизотермичности. Полученные результаты, отражающие расчетные значения толщины пограничного слоя, представлены на рис. 10. Зависимость иллюстрирует изменение толщины пограничного слоя в радиальном направлении от центра рабочего участка. Благодаря срыву потока с кромки разрезного ребра пограничный слой обновляется на последующей плоскости ребра.

Оценка влияния геометрических и режимных параметров на интенсивность теплоотдачи

Для наглядной иллюстрации экстремума теплоотдачи была рассмотрена зависимость чисел Нуссельта от высоты поднятия кожуха при максимальном режиме нагрева. Схема стенда рабочего участка с кожухом показана на рис. 11. Как следует из графика на рис. 12, максимальная теплоотдача соответствует ситуации

с полностью опущенным кожухом, когда теплоноситель подводится через кольцевой зазор высотой 10 мм.

В этом случае в соответствии с картиной распределения температур, представленной на рис. 13, обеспечивается максимальное термическое взаимодействие потока теплоносителя с рабочими поверхностями. По мере поднятия кожуха при $h = 10$ мм, в связи с ухудшением условий взаимодействия воздуха с оребрением (теплоноситель не успевает взаимодействовать с большей частью оребрения), наблюдается незначительное снижение теплоотдачи. При дальнейшем увеличении высоты кольцевого зазора (более 10 мм) происходит существенное снижение числа Нуссельта. Причем такой эффект наиболее значительно проявляется при максимальном значении числа Рейнольдса. Это может быть обусловлено совместным влиянием нескольких факторов. Во-первых, как уже отмечалось ранее, с увеличением высоты поднятия кожуха ухудшается тепловая эффективность процесса. Во-вторых, при реализации значительных скоростей движения теплоносителя ($Re = 167\ 000$) при $h > 10$ мм преобладает течение через разрезную часть оребрения, что увеличивает гидравлическое сопротивление.

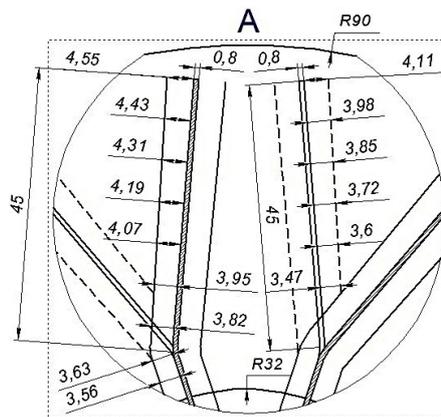


Рис. 10. Нанесение линий толщин пограничного слоя на рабочий участок, вид сверху, детализовка

Fig. 10. Drawing the thickness lines of the boundary layer on the working area, top view, detailing

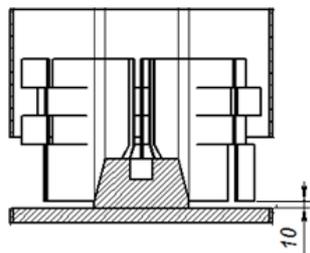


Рис. 11. Схема стенда с теплоизоляцией

Fig. 11. Scheme of the stand with thermal insulation

Оценка теплоотдачи при вынужденно-конвективном обтекании теплоносителем гладких и разрезных ребер представлена на рис. 14. Данные, представленные на графике, свидетельствуют о преобладающем влиянии режимных параметров на теплоотдачу. При $Re \geq 60 \cdot 10^3$ наблюдается снижение влияния геометрических параметров на теплоотдачу. Однако во всем диапазоне чисел Рейнольдса максимальное значение теплоотдачи соответствует углу разреза в 30° .

Согласно данным, представленным в [10, 19], принято предположение о том, что при обтекании гладкой пластины ламинарный режим течения сменяется турбулентным при критерии Рейнольдса $Re_{кр} \approx 5 \cdot 10^5$. На рис. 13 также представлено

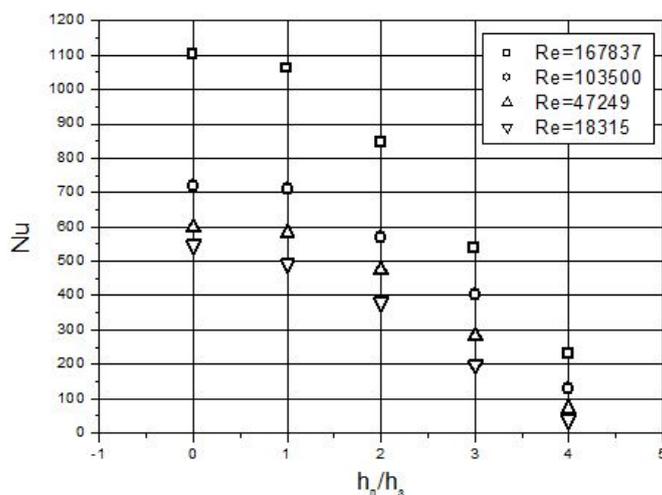


Рис. 12. Зависимость чисел Нуссельта от высоты кожуха

Fig. 12. Dependence of the Nusselt numbers on the height of the casing

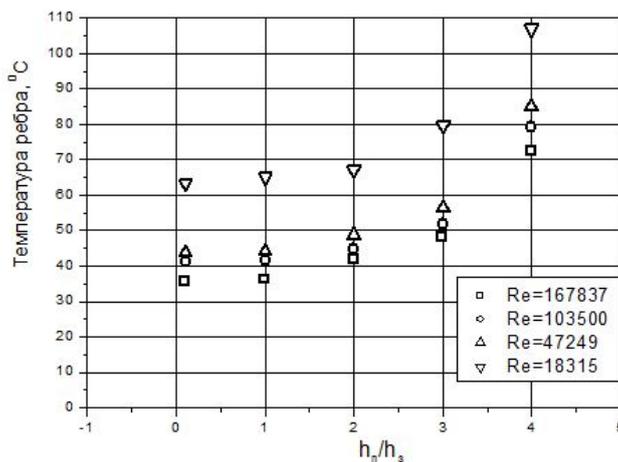


Рис. 13. Зависимость температуры ребра от высоты кожуха

Fig. 13. Dependence of the rib temperature on the height of the casing

сравнение обобщенных результатов экспериментов с зависимостями: формулой (1) [10] — для ламинарного режима течения на гладкой пластине и формулой (2) [5] — для турбулентного:

$$\overline{Nu} = 0,664 \cdot Re^{0,5} \cdot Pr^{0,33}, \quad (1)$$

$$\overline{Nu} = 0,037 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43}. \quad (2)$$

Из графика следует, что показатель степени n при Re , полученный при обобщении экспериментальных данных (при предполагаемом турбулентном переходе), согласуется со значением показателя степени в формуле (2) для случая турбулентного течения теплоносителя. Данное сравнение свидетельствует о том, что периодическое воздействие разрезного оребрения на поток теплоносителя способствует более раннему ламинарно-турбулентному переходу. Таким образом, с ростом числа Рейнольдса наблюдается переход из ламинарного режима течения в турбулентный: для углов $\gamma = 45^\circ$ и $\gamma = 60^\circ$ критическое число $Re_{кр} \approx 60 \cdot 10^3$, а для $\gamma = 30^\circ$ — $Re_{кр} \approx 100 \cdot 10^3$. При этом для гладкого оребрения критическое число Рейнольдса соответствует $200 \cdot 10^3$. Существенное различие в критических режимных параметрах обусловлено взаимным воздействием соседних ребер на разрушение ламинарного пограничного слоя при больших углах разгиба [1, 2, 16, 18, 22]. Максимальная разница в теплоотдаче наблюдается при $Re \approx 190 \cdot 10^3$, при этом интенсификация теплоотдачи между углами $\gamma = 30^\circ$ и $\gamma = 45$ и 60° достигает 1,7 раз, между гладким оребрением — 3,2 раза.

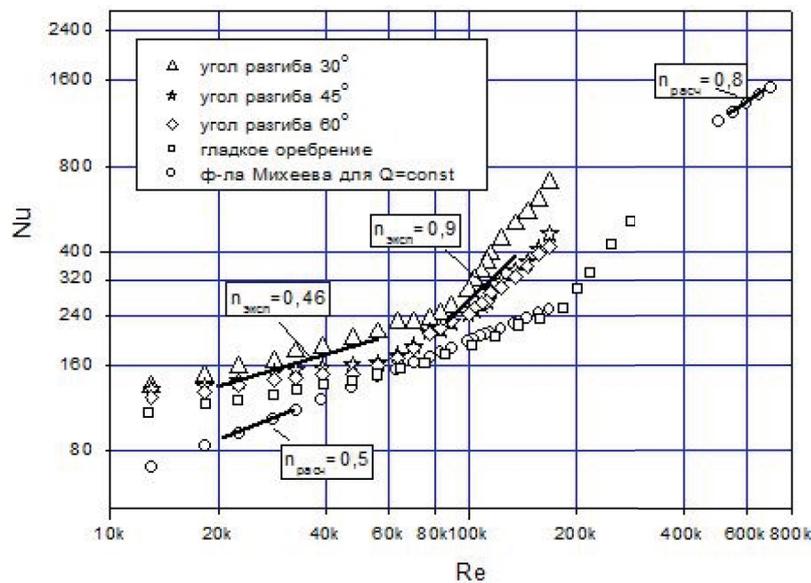


Рис. 14. Зависимость теплоотдачи при различных углах раскрытия оребрения от критерия Re

Fig. 14. The dependence of heat transfer at different angles of opening of the fins on the criterion Re

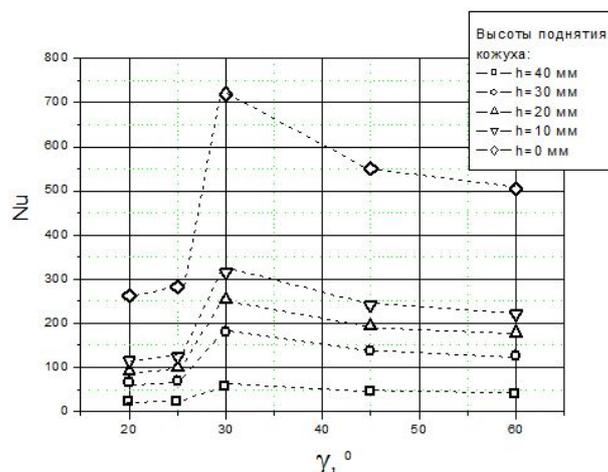


Рис. 15. Влияние угла разгиба ребер на теплоотдачу

Fig. 15. The effect of the angle of extension of the ribs on heat transfer

В процессе исследовательской работы было определено, что зависимость теплоотдачи от угла разгиба разрезного оребрения имеет экстремум. На рис. 15 представлены данные при фиксированном числе Рейнольдса (~103 500) и различных углах поднятия кожуха, свидетельствующие о наличии максимума по теплоотдаче при угле в 30°.

Наличие максимума по углу раскрытия ребер связано с условием формирования пограничных слоев. С ростом угла раскрытия разрезных ребер происходит постепенное размыкание пограничных слоев около поверхности ребер, что положительно сказывается на интенсификации теплоотдачи. При дальнейшем увеличении раскрытия лепестков ребер по достижению максимума по теплоотдаче уменьшается диаметр окружности основания рабочего участка и, как следствие, область рабочего пространства. Это негативно сказывается на процессе интенсификации теплоотдачи, эффективность которой падает.

Выводы

Опираясь на данные, полученные в экспериментальных исследованиях, установлено, что с точки зрения практической применимости осевого разрезного оребрения существует ряд особенностей, связанных с тем, что «лепестки», полученные в результате рассечения теплообменной поверхности, могут рассматриваться как самостоятельные ребра. Визуализация процесса теплоотдачи позволила определить зоны отрыва потока теплоносителя и сформировать графическую модель течения.

Установлено, что разрезное оребрение позволяет повысить интенсивность теплоотдачи до 28-64% при принудительной подаче воздуха в диапазоне скоростей 3,5-20 м/с и мощностях нагрева 25-150 Вт. Максимальное значение теплоотдачи наблюдается при угле разгиба ребер в 30°, что увеличивает теплоотдачу

по сравнению с гладким ребром в 5,8 раз; минимальная интенсификация прослеживается при $\gamma = 20^\circ$, и одновременно с этим достигается увеличение теплоотдачи в 1,5 раза.

Произведен расчет толщины пограничного слоя около разрезного ребра, иллюстрирующий его рост по высоте первого «лепестка» с последующим его разрушением. При этом также наблюдается вполне объяснимое падение температуры. Таким образом, при $\gamma = 30^\circ$, мощности нагрева 100 Вт и расходе воздуха 0,5 кг/с наблюдается максимальное разрушение толщины пограничного слоя: до 40%, при этом прослеживается падение температуры по высоте ребра с 40 до 30 °С. Перспективой данного исследования является верификация экспериментальных данных в программах численного моделирования с целью оптимизации массогабаритных характеристик.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Афанасьев В. Н. Цилиндр в пограничном слое плоской пластины / В. Н. Афанасьев, С. А. Бурцев, К. С. Егоров, А. Ю. Кулагин // Вестник Московского государственного технического университета им. Н. Э. Баумана. Серия: Машиностроение. 2011. № 2. С. 3-22.
2. Горобец В. Г. Исследование теплоотдачи новых типов вертикальных поверхностей с дискретным оребрением в условиях свободной конвекции // Труды Второй Российской национальной конференции по теплообмену. 1998. Том 3. С. 58-60.
3. Дилевская Е. В. Применение вихревой интенсификации теплообмена для повышения эффективности охладителей силовых электронных устройств / Е. В. Дилевская, С. И. Каськов // Труды Четвертой Российской национальной конференции по теплообмену. 2006. Том 6. С. 204-206.
4. Жукаускас А. А. Конвективный перенос в теплообменниках / А. А. Жукаускас. М.: Наука, 1982. 472 с.
5. Исаченко В. П. Теплопередача: учеб. для вузов / В. П. Исаченко, В. А. Осипова, А. С. Сукомел. М.: Энергоиздат, 1981. 416 с.
6. Кириллов П. Л. Справочник по теплогидравлическим расчетам / П. Л. Кириллов, Ю. С. Юрьев, В. П. Бобков. М.: Энергоатомиздат, 1984. 296 с.
7. Кутателадзе С. С. Справочник по теплопередаче / С. С. Кутателадзе, В. М. Боришанский. М.: Госэнергоиздат, 1958. 417 с.
8. Лопатин А. А. Особенности теплообмена в вынужденно-конвективных системах охлаждения радиоэлектронного оборудования с частично-разрезным оребрением / А. А. Лопатин // Энергетика Татарстана. 2012. № 3. С. 30-34.
9. Лопатин А. А. Разрезное оребрение как перспективный способ интенсификации теплоотдачи в системах охлаждения теплонагруженных элементов радиоэлектронного оборудования в авиационной и ракетно-космической технике / А. А. Лопатин, Р. А. Габдуллина, Ч. Ф. Еремеева, Р. В. Худабердин // Космонавтика и ракетостроение. 2018. № 6. С. 101-107.
10. Михеев М. А. Основы теплопередачи / М. А. Михеев, И. М. Михеева. М.: Энергия, 1977. 344 с.

11. Неило Р. В. Теплообмен и гидродинамика одиночного горизонтального цилиндра в вертикальном щелевом адиабатном канале в условиях термогравитационной конвекции / Р. В. Неило, В. Е. Туз // Труды Шестой Российской национальной конференции по теплообмену. 2014. С. 361-364.
12. Попов И. А. Гидродинамика и теплообмен внешних и внутренних свободно-конвективных вертикальных течений с интенсификацией / И. А. Попов // Интенсификация теплообмена: монография / под общ. ред. Ю. Ф. Гортышова. Казань: Центр инновационных технологий, 2007. 326 с.
13. Попов И. А. Системы охлаждения электронных устройств на основе оребренных тепловых труб / И. А. Попов, А. В. Щелчков, Ю. Ф. Гортышов, Н. Т. А. Аль-Харбави // Известия высших учебных заведений. Авиационная техника. 2015. № 3. С. 57-62.
14. Попов И. А. Теплогидравлическая эффективность перспективных способов интенсификации теплоотдачи в каналах теплообменного оборудования при вынужденном и свободно-конвективном движении теплоносителей: автореф. дис. д-ра техн. наук / И. А. Попов. Казань, 2008. 41 с.
15. Попов И. А. Теплоотдача при кипении различных жидкостей на микроструктурированных поверхностях / И. А. Попов, А. В. Щелчков, Н. Н. Зубков, Р. А. Лэй, Ю. Ф. Гортышов // Известия высших учебных заведений. Авиационная техника. 2014. № 4. С. 49-53.
16. Спэрроу Е. М. Интенсификация теплоотдачи свободной конвекцией в шахматных рядах вертикальных дискретных пластин / Е. М. Спэрроу, К. Пракаш // Теплопередача. 1980. Том 102. № 2. С. 34-41.
17. Теплогидравлическая эффективность перспективных способов интенсификации теплоотдачи в каналах теплообменного оборудования. Интенсификация теплообмена: монография / Ю. Ф. Гортышов, И. А. Попов, В. В. Олимпиев, А. В. Щелчков, С. И. Каськов; под общ. ред. Ю. Ф. Гортышова. Казань: Центр инновационных технологий, 2009. 531 с.
18. Топорков М. А. Исследование теплоотдачи спирально-оребранных труб аппаратов воздушного охлаждения в условиях свободной конвекции / М. А. Топорков, В. Б. Кунтыш, А. Э. Пиир. Минск, 1978. 11 с.
19. Цветков Ф. Ф. Задачник по тепломассообмену / Ф. Ф. Цветков, Р. В. Керимов, В. И. Величко; под ред. Ф. Ф. Цветкова. М.: Изд. дом МЭИ, 1997. 136 с.
20. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя / Г. Шлихтинг. М.: Изд-во иностр. лит-ры, 1956. 528 с.
21. Çengel Yu. A. Heat Transfer: A Practical Approach / Yu. A. Çengel. 2nd edition. New York, NY: McGraw Hill, 2003. Chapter 15: Cooling of Electronic Equipment. Pp. 785-841.
22. Kwak C. E. Experimental and numerical study on natural convection from vertical plates with horizontal rectangular grooves / C. E. Kwak, T. H. Song // International Journal of Heat and Mass Transfer. 1998. Vol. 41. No. 16. Pp. 2517-2528. DOI: 10.1016/S0017-9310(97)00311-6
23. Sethumadhavan R. Turbulent flow heat transfer and fluid friction in helical-wire-coil-inserted tubes / R. Sethumadhavan, M. Raja Rao // International Journal of Heat and Mass Transfer. 1983. Vol. 26. No. 12. Pp. 1833-1845. DOI: 10.1016/S0017-9310(83)80154-9

Rozalia A. GABDULLINA¹
Alexey A. LOPATIN²
Aigul R. BIKTAGIROVA³
Alexander A. TERENCEV⁴

UDC 536.24

**THE INFLUENCE OF SOME GEOMETRIC PARAMETERS
ON HEAT TRANSFER IN AXIAL COOLING SYSTEMS
OF ELECTRONIC EQUIPMENT MADE ON THE BASIS OF SPLIT FINS**

¹ Postgraduate Student, Assistant, Department of Jet Engines and Power Plants,
Kazan National Research Technical University named after A. N. Tupolev
rozzy94@mail.ru

² Cand. Sci. (Tech.), Associate Professor,
Head of the Department of Jet Engines and Power Plants,
Kazan National Research Technical University named after A. N. Tupolev
aalopatin@kai.ru

³ Postgraduate Student, Department of Jet Engines and Power Plants,
Kazan National Research Technical University named after A. N. Tupolev
arbiktagirova@kai.ru

⁴ Assistant, Department of Laser and Additive Technologies,
Kazan National Research Technical University named after A. N. Tupolev
lavochkin7@live.ru

Abstract

The active development of advanced digital technologies over the past 10 years has led to the formation of a new set of tasks related to ensuring the uninterrupted and predictable operation of electronic and electric power equipment. Thus, modern telecommunication and computer systems during their normal operation are characterized by significant heat release. One of the main problems of such systems, along with the observance of weight and size characteristics, is the provision

Citation: Gabdullina R. A., Lopatin A. A., Biktagirova A. R., Terentiev A. A. 2022. "The influence of some geometric parameters on heat transfer in axial cooling systems of electronic equipment made on the basis of split fins". Tyumen State University Herald. Physical and Mathematical Modeling. Oil, Gas, Energy, vol. 8, no. 2 (30), pp. 32-51.

DOI: 10.21684/2411-7978-2022-8-2-32-51

of certain operating thermal conditions of the components in a wide range of external conditions. In such situations, passive and active systems with axial fins are very often used.

As a result of the work, experimental studies of heat transfer intensification under conditions of forced convection using split ribs were carried out and presented. The effectiveness of the use of split fins has been shown, during the experiment the most optimal geometric parameters of the working section and the corresponding operating characteristics have been identified. Based on the processing and analysis of experimental data, it was found that this method of intensification makes it possible to increase the intensity of heat transfer up to 64%, since the cutting of the ribs makes it possible to actively prevent the formation of a boundary layer and additionally turbulize the flow, which in turn favorably affects the thermal parameters of the entire system. The visualization of the heat transfer process was performed, which illustrates the active vortex flows formed during the flow around and separation from the edges of the rib of the oncoming coolant flow. The calculation of the thickness of the boundary layer near the split rib was made, in which it was found that for all investigated angles of rib bending γ , an increase in the Re number is characterized by a decrease in the thickness of the boundary layer in the entire range of thermal loads. In conclusion, a general assessment of the influence of geometric and regime parameters on the intensity of heat transfer with forced air supply was carried out.

Keywords

Heat transfer enhancement, split finning, cooling systems, heat flow, boundary layer, visualization of forced air flow, fin deflection angle.

DOI: 10.21684/2411-7978-2022-8-2-32-51

REFERENCES

1. Afanasyev V. N., Burtsev S. A., Egorov K. S., Kulagin A. Yu. 2011. "Cylinder in the boundary layer of a flat plate". Bauman Moscow State Technical University Herald. Series: Mechanical Engineering, no. 2, pp. 3-22. [In Russian]
2. Gorobets V. G. 1998. "Investigation of heat transfer of new types of vertical surfaces with discrete fins in conditions of free convection". Proceedings of the 2nd Russian National Conference on Heat Exchange, vol. 3, pp. 58-60. [In Russian]
3. Dilevskaya E. V., Kaskova S. I. 2006. "Application of vortex heat exchange intensification to increase the efficiency of power electronic device coolers". Proceedings of the 4th Russian National Conference on Heat Exchange, vol. 6, pp. 204-206. [In Russian]
4. Zhukauskas A. A. 1982. Convective transfer in heat exchangers. Moscow: Science. 472 p. [In Russian]
5. Isachenko V. P., Osipova V. A., Sukomel A. S. 1981. Heat transfer: textbook for universities. Moscow: Energoizdat. 416 p. [In Russian]
6. Kirillov P. L., Yuryev Yu. S., Bobkov V. P. 1984. Handbook of thermohydraulic calculations. Moscow: Energoatomizdat. 296 p. [In Russian]
7. Kutateladze S. S., Borishansky V. M. 1958. Handbook of heat transfer. Moscow: Gosenergoizdat. 417 p. [In Russian]

8. Lopatin A. A. 2012. "Features of heat exchange in forced-convective cooling systems of electronic equipment with partially split fins". *Energy of Tatarstan*, no. 3, pp. 30-34. [In Russian]
9. Lopatin A. A., Gabdullina R. A., Ereemeeva C. F., Khudaberdin R. V. 2018. "Split fins as a promising way to intensify heat transfer in cooling systems of heat-loaded elements of radio-electronic equipment in aviation and rocket and space technology". *Cosmonautics and rocket science*, no. 6, pp. 101-107. [In Russian]
10. Mikheev M. A., Mikheeva I. M. 1977. *Fundamentals of heat transfer*. Moscow: Energy. 344 p. [In Russian]
11. Neilo R. V., Tuz V. E. 2014. "Heat exchange and hydrodynamics of a single horizontal cylinder in a vertical slit adiabatic channel under conditions of thermogravitational convection". *Proceedings of the 6th Russian National Conference on Heat Exchange*, pp. 361-364. [In Russian]
12. Popov I. A. 2007. "Hydrodynamics and heat exchange of external and internal free convective vertical flows with intensification". *Intensification of heat exchange: monograph*. Edited by Yu. F. Gortyshov. Kazan: Center of Innovative Technologies. 326 p. [In Russian]
13. Popov I. A., Schelchikov A. V., Gortyshov Yu. F., Al-Harbawi N. T. A. 2015. "Cooling systems of electronic devices based on finned heat pipes". *Izvestiya of higher educational institutions. Aviation equipment*, no. 3, pp. 57-62. [In Russian]
14. Popov I. A. 2008. "Thermohydraulic efficiency of promising methods of heat transfer intensification in the channels of heat exchange equipment with forced and free convective movement of heat carriers". *Dr. Sci. (Tech.) diss. abstract*. Kazan. 41 p. [In Russian]
15. Popov I. A., Schelchikov A. V., Zubkov N. N., Ley R. A., Gortyshov Yu. F. 2014. "Heat transfer during boiling of various liquids on microstructured surfaces". *Izvestiya of higher educational institutions. Aviation equipment*, no. 4, pp. 49-53. [In Russian]
16. Sparrow E. M., Prakash K. 1980. "Intensification of heat transfer by free convection in checkerboard rows of vertical discrete plates". *Heat transfer*, vol. 102, no. 2, pp. 34-41. [In Russian]
17. Gortyshev Yu. F., Popov I. A., Olympiev V. V., Schelchikov A. V., Kasko S. I. 2009. *Thermohydraulic efficiency of promising methods of heat transfer intensification in the channels of heat exchange equipment. Intensification of heat exchange: Monograph*. Edited by Yu. F. Gortyshev. Kazan: Center of Innovative Technologies. 531 p. [In Russian]
18. Toporkov M. A., Kuntyshev V. B., Pii A. E. 1978. *Investigation of heat transfer of spiral finned pipes of air-cooling devices under conditions of free convection*. Minsk. 11 p. [In Russian]
19. Tsvetkov F. F., Kerimov R. V., Velichko V. I. 1997. *Taskbook on heat and mass transfer*. Edited by F. F. Tsvetkov. Moscow: MEI Publishing House. 136 p. [In Russian]
20. Shlichting H. 1956. *Theory of the boundary layer*. Moscow: Foreign literature Publishing House. 528 p. [In Russian]
21. Çengel Yu. A. 2003. *Heat Transfer: A Practical Approach*. 2nd edition. Chapter 15: Cooling of Electronic Equipment. New York: McGraw Hill. Pp. 785-841.
22. Kwak C. E., Song T. H. 1998. "Experimental and numerical study on natural convection from vertical plates with horizontal rectangular grooves". *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 41, no. 16, pp. 2517-2528. DOI: 10.1016/S0017-9310(97)00311-6
23. Sethumadhavan R., Raja Rao M. 1983. "Turbulent flow heat transfer and fluid friction in helical-wire-coil-inserted tubes". *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 26, no. 12, pp. 1833-1845. DOI: 10.1016/S0017-9310(83)80154-9