

14178241
Министерство высшего и среднего специального образования СССР

Московское
ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени
высшее техническое училище им. Н. Э. Баумана

НА ДОМ
НЕ ВЫДАЕТСЯ

Г. А. ОКУНЬКОВ

**ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ В РАДИАТОРАХ
РАБОЧИХ ЛОПАТОК ОХЛАЖДАЕМЫХ ГАЗОВЫХ
ТУРБИН**

(05.189—Парогенераторостроение и турбостроение)

Диссертация написана на русском языке

**Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук**

Работа выполнена в МВТУ им. Н. Э. Баумана.

Научный руководитель —
заслуженный деятель науки и техники РСФСР,
доктор технических наук, профессор Уваров В. В.

Официальные оппоненты:
доктор технических наук, и. о. профессора Юдаев Б. Н.,
кандидат технических наук, ст. научн. сотrud. Цаплин М. И.

Ведущее предприятие — ВТИ им. Дзержинского.

Автореферат разослан « » 1972 г.

Защита диссертации состоится « » 1972 г.
на заседании ~~Секции~~ «Инженерное строительство»
МВТУ

От: просим на-
правл. анская ул., 5,
МВТУ

С лиотеке Учи-
лица.

Ученый Е. С. Фролов

М178241



1178241

Окуньков Г. А. Исследования

ВВЕДЕНИЕ

В девятом пятилетнем плане развития народного хозяйства нашей страны предусмотрены высокие темпы развития энергетики. В теплоэнергетике, являющейся основой нашей энергетики, намечено строительство крупных электростанций мощностью до 4 млн. кВт с энергетическими блоками 300, 500, 800 и 1 млн. 200 тыс. кВт.

На кафедре «Турбостроение» МВТУ им. Н. Э. Баумана проведены расчётные обоснования применения в качестве энергоблоков газотурбинных установок сложных схем с высокими давлением и температурой газа перед турбинами.

Дальнейшее повышение экономичности газотурбинных установок может быть достигнуто прежде всего повышением температуры газа перед турбинами, однако температура, которую выдерживают жаропрочные сплавы, увеличивается за счет успехов металлургии последние тридцать лет в среднем на $7,5-8^{\circ}\text{C}$ в год.

Поэтому в настоящее время наиболее реальный путь создания высокотемпературных турбин, это—применение различных схем охлаждения деталей проточной части и, прежде всего, конструирование систем охлаждения рабочих лопаток. Вопросам охлаждения турбин, к которым относятся как задачи по определению граничных условий теплообмена в элементах систем охлаждения, так и решение задач теплопроводности при заданных граничных условиях, уделяется весьма большое внимание.

Настоящая работа посвящена расчёту и проектированию элемента охлаждаемой рабочей лопатки газовой турбины—радиатору.

Постановка задачи

С конструктивной точки зрения для охлаждения рабочих лопаток перспективной является двухконтурная система. В такой лопатке тепло, поступающее в перо, путем естественной конвекции промежуточного теплоносителя в замкнутой внутренней полости лопатки передается радиатору, а затем вторичному теплоносителю, обычно охлаждающему воздуху.

Радиатор рабочей лопатки должен обладать достаточной прочностью, так как давление первичного теплоносителя достигает 300—400 атм, и малым термическим сопротивлением при весьма ограниченных размерах. Обычно со стороны вторичного теплоносителя радиатор оребрен.

Вопрос выбора оптимальных размеров оребрения радиатора связан с расчетом коэффициента теплопередачи через оребренную ребрами стенку. Для расчета коэффициента теплопередачи предложены формулы многими авторами, например, Михеевым М. А., Петровским Ю. В., Фастовским В. Г., Уваровым В. В., Ивановым В. Л. Однако результаты расчета по рекомендованным этими авторами формулам существенно различаются.

Выбору оптимального оребрения посвящены работы авторов: Avrami M., Little I. B., Зарубина В. С., Эккерта Э. Р., которые основаны на тех или иных приближенных методах расчета коэффициента теплопередачи.

Радиатор может быть оребрен специальным образом сконструированными ребрами, например, различного вида разрезными, игольчатыми и т. д. Так как эффект применения специального оребрения затруднительно оценить расчетным путем, то представляют интерес экспериментальные поиски эффективной формы оребрения радиатора.

В свете изложенного сформулируем задачи настоящей работы:

1. Оценить точность основных, наиболее распространенных формул расчета коэффициента теплопередачи теплообменной стенки, оребренной плоскими прямоугольными ребрами. На основе сравнения результатов расчетов дать рекомендации по выбору формулы, пригодной для практического расчета радиаторов рабочей лопатки.

2. Создать экспериментальную установку для замера контурных температур по ребристой поверхности. На основе экспериментально замеренных температур оценить точность расчета коэффициента теплопередачи через ребристую стенку с постоянными по теплоносителям коэффициентами теплообмена.

3. Построить график для выбора оптимальных размеров прямоугольного оребрения радиаторов рабочих лопаток.

4. На основе литературных данных выбрать оребрение, увеличивающее коэффициент теплообмена в межреберном канале. Провести эксперименты по определению эффективности выбранного оребрения с учетом затрачиваемой мощности на прокачку вторичного теплоносителя.

В диссертации указанные вопросы рассмотрены в следующем порядке: задачи I—III рассмотрены в главах I и II, задача IV — в главе III.

В «Приложении» приводится программа для ЭВМ в автокоде «Инженер», которая может быть использована для численного решения двумерных задач теплопроводности любой односвязной области.

ГЛАВА I. ВЫБОР ОПТИМАЛЬНЫХ ОТНОСИТЕЛЬНЫХ РАЗМЕРОВ РЕБРИСТОЙ ПОВЕРХНОСТИ ТЕПЛООБМЕНА

Под оптимальным будем понимать такое оребрение, которое обеспечивает максимальную интенсификацию теплопередачи между теплоносителями при заданных значениях коэффициентов теплообмена по теплоносителям: α_1 , α_2 , коэффициенте теплопроводности материала λ , заданной толщине стенки и ширине паза между ребрами.

Рассмотрим основные допущения, вводимые авторами при выводе формул коэффициента теплопередачи через ребристые поверхности теплообмена.

В методе Михеева М. А. при выводе формулы учитывается только тепловое сопротивление несущей стенки.

В методе Петровского Ю. В. и Фастовского В. Г. учитывается тепловое сопротивление ребра и стенки, но не учитывается изменение тепловых потоков в несущей стенке от оребрения; теплообмен на торце ребра отсутствует.

В методе Уварова В. В. предполагается, что одномерные тепловые потоки распространяются вдоль ребра и от ребра к ребру вдоль стенки; теплообмен на торце ребра, а также в сечении стенки в середине между ребрами отсутствует. Кроме того, считается, что толщина ребра значительно меньше его высоты, а толщина стенки — расстояния между ребрами; для случая толстого ребра и толстой стенки найдена поправка.

В методе Иванова В. Л. полагается, что одномерные тепловые потоки движутся вдоль ребра и поперек стенки, теплообмен на торце ребра отсутствует, тепловой поток в стенку с неоребренной стороны постоянен.

Из рассмотренных выше методов расчета коэффициента теплопередачи, второй является наиболее разработанным. Этот метод используется для расчетов коэффициента теплопередачи через стенку, оребренную различного вида ребрами. Первый метод, наиболее простой, выбран нами для анализа потому, что он позволяет в результате сравнения с точными

методами судить о той области по коэффициентам теплообмена, теплопроводности и геометрии ребристой стенки, вне которой обязательно следует обращаться к какой-либо уточненной формуле. Третий и четвертый методы расчета рассмотрены в связи с тем, что оба они предложены для повышения точности расчетов, однако эти методы не дополняют друг друга, а дают, каждый по-своему, приближенное решение прямой задачи стационарной теплопроводности на плоскости.

Для анализа точности приближенных формул рассмотрим решение задачи теплопроводности на плоскости, положив, что коэффициент теплопроводности материала не зависит от температуры. В такой постановке задача сводится к решению уравнения Лапласа внутри заданной области с границей s

$$\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} = 0$$

при граничных условиях третьего рода

$$\frac{\partial t(s)}{\partial n} = \frac{\alpha(s)}{\lambda} (t_0(s) - t(s)),$$

где $t = t(x, y)$ — температура в рассматриваемой области; $t_0 = t_0(x, y)$ — температура теплоносителя; n — внешняя нормаль к контуру области.

Для расчета коэффициента теплопередачи достаточно найти контурные температуры, поэтому решение задачи удобно свести к интегральному уравнению для контурных температур, имеющему вид

$$t(s_1) = \frac{1}{2\pi} \left[\oint_s t(s) \left(\frac{\partial}{\partial n} \ln r(s_1, s) + \ln r(s_1, s) \frac{\alpha(s)}{\lambda} \right) ds - \oint_s \ln r(s_1, s) \frac{\alpha(s)}{\lambda} t_0(s) ds \right],$$

где $s_1 = s_1(x, y)$ — точка контура, в которой определяется температура.

Решение уравнения выполним конечноразностным методом. Разобьем контур интегрирования s на « n » участков и на длине каждого участка положим, что $t(s)$, $\frac{\alpha(s)}{\lambda}$ и $t_0(s)$ — постоянны.

Тогда интегральное уравнение можно аппроксимировать системой линейных алгебраических уравнений:

$$\sum_{j=1}^n t_j \left(\int_{\Delta S_j} \frac{\partial}{\partial n} \ln r(s | l_i, s) ds + \frac{\alpha_j}{\lambda} \int_{\Delta S_j} \ln r(s | l_i, s) ds \right) -$$

$$- 2\pi t_i = \sum_{j=1}^n \frac{\alpha_j t_{0j}}{\lambda} \int_{\Delta S_j} \ln r(s | l_i, s) ds,$$

$$i = 1, 2, 3, \dots, n$$

где sl_i — фиксированная координата середины участка контура ΔS_i .

Для решения системы необходимо вычислить коэффициенты двух типов, зависящих исключительно от геометрии области:

$$R_{ij}^* = \int_{\Delta S_j} \frac{\partial}{\partial n} \ln r(s | l_i, s) ds, \quad L_{ij}^* = \int_{\Delta S_j} \ln r(s | l_i, s) ds.$$

В диссертации рассмотрен алгоритм вычисления коэффициентов R_{ij}^* , L_{ij}^* , составления и решения систем алгебраических уравнений для любой заданной односвязанной области. Рассмотрим сущность алгоритма.

Исходными для расчета контурных температур являются:

1. Координаты контура области:

$s_j = s(x_j, y_j)$, $j = 1, 2, 3, \dots, n+1$ (положено $x_j > 0$; $y_j > 0$).

2. Граничные условия:

$$\frac{\alpha_j}{\lambda}; t_{0j} \quad j = 1, 2, 3, \dots, n.$$

Модуль интеграла R_{ij}^* есть модуль угла между радиус-векторами, проведенными из середины участка контура i в начало и конец каждого участка j . Знак совпадает со знаком $\cos(\bar{R}_{ij}, \bar{n}_j)$, где $\bar{R}_{ij}$ — радиус-вектор из середины участка контура i до середины участка j , $\bar{n}_j$ — внешняя нормаль к участку контура. Угол между нормалью $\bar{n}_j$ и осью x находится по углу между участком контура ΔS_j и осью x , который на $\frac{\pi}{2}$ больше, если с изменением i и j контур обходится по часовой стрелке.

Вычисление интеграла L_{ij}^* для области, заданной координатами, может быть сведено к вычислению двух интегралов

$$\int \ln \sqrt{a^2 + s^2} ds = \frac{s \ln(a^2 + s^2)}{2} - s + \operatorname{arctg} \frac{s}{a} + c,$$

$$\int \ln s ds = s(\ln s - 1) + c$$

где a — расстояние от точки s_{1i} до прямой, проходящей через точки s_j и s_{j+1} .

Пределы интегрирования определяются по расстояниям от точек s_j и s_{j+1} до пересечения перпендикуляра, опущенного из точки s_{1i} на прямую, проходящую через точки s_j и s_{j+1} .

Алгоритм включает в себя правила вычисления интегралов R_{ij}^* , L_{ij}^* в особых точках, именно для случая $i=j$.

Система линейных алгебраических уравнений решается по стандартной программе.

Коэффициент теплопередачи, после вычисления контурных температур, подсчитывается по формуле

$$K_1 = \frac{\int_{s_1} \alpha(s)(1 - t(s)) ds}{S_1} \simeq \frac{\sum_{i=1}^k \alpha_i(1 - t_i) \Delta S_i}{S_1},$$

где S_1 — длина контура, омываемого, например, первым теплоносителем; расчет в данном случае ведется для температуры горячего теплоносителя, равной единице, и холодного — нулю.

Для расчетов по оценке точности приближенных формул расчета коэффициента теплопередачи число уравнений в аппроксимирующей системе выбиралось столь большим, что дальнейшее его увеличение практически не влияло на точность вычислений. Дисбаланс количества тепла, поступающего в поверхность и выходящего из него, не превышал 0,1%.

Как показали вычисления, наилучшие результаты для расчета коэффициента теплопередачи через ребристые поверхности с относительно толстыми ребрами, узкими межреберными каналами и толстыми несущими стенками (например, поверхности радиаторов рабочих лопаток) дает формула, приведенная в работе Петровского Ю. В. и Фастовского В. Г. Для расчета коэффициента теплопередачи через ребристые поверхности с относительно тонкими ребрами, широкими межреберными каналами и тонкими несущими стенка-

ми (например, поверхности воздухоохладителей) лучшие результаты дают формулы Уварова В. В., Иванова В. А.

Разобранный выше метод вычисления контурных температур был положен в основу расчетов оптимального прямоугольного оребрения теплообменной стенки.

Как показывают расчеты, эффективность оребрения (отношение количества теплоты, передаваемого стенкой с оребрением к количеству теплоты, передаваемого без него) растет практически лишь до некоторой относительной высоты ребра, которая достигает весьма больших значений (10 и более). Из характера протекания кривых $\varepsilon = f(\bar{\delta}_2)$ (где ε — эффективность оребрения, $\bar{\delta}_2$ — относительная высота ребра) следует, что для практического выбора оптимальной высоты ребра достаточно ограничения тем ее значением, при котором $\frac{d\varepsilon}{d\bar{\delta}_2} = 0,1$.

Расчеты охватывали диапазон чисел безразмерных граничных условий по теплообмену в межреберном канале $\left(Bi_2 = \frac{\alpha_2 \delta_1}{\lambda}\right)$ от $7 \cdot 10^{-3}$ до $10 \cdot 10^{-3}$, по теплоносителю с неоребренной стороны поверхности $\left(Bi_1 = \frac{\alpha_1 \delta_1}{\lambda}\right)$ от $5 \cdot 10^{-2}$ до 20 для следующих относительных размеров теплопередающих стенок:

$$1. \bar{\delta}_3 = \frac{\delta_3}{\delta_1} = 0,5, \bar{\delta}_4 = \frac{\delta_4}{\delta_1} = 5;$$

$$2. \bar{\delta}_3 = 1, \bar{\delta}_4 = 5;$$

$$3. \bar{\delta}_3 = 0,5, \bar{\delta}_4 = 2,5.$$

Обозначения размеров стенки следующие: δ_1 — толщина ребра, δ_2 — высота ребра, δ_3 — половина ширины межреберного канала, δ_4 — толщина несущей стенки.

В работе Avrami M., Little I. B. при расчете оптимальной относительной высоты не учитывалось влияние толщины стенки, ширины межреберного паза и величины коэффициента теплообмена по неоребренной стороне. В результате ими были получены существенно большие значения относительной высоты ребер (в 2—3 раза).

ГЛАВА II. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ОЦЕНКА ДОПУЩЕНИЯ О ПОСТОЯНСТВЕ КОЭФФИЦИЕНТА ТЕПЛООБМЕНА ПО ПЕРИМЕТРУ МЕЖРЕБЕРНОГО КАНАЛА

При выводе формул приближенного расчета коэффициента теплопередачи через ребристую поверхность обычно

полагается, что коэффициент теплоотдачи не зависит от точки контура ребра. Расчет оптимального оребрения, описанный в первой главе, выполнен с тем же допущением.

В диссертации проведена экспериментальная оценка вносимой этим допущением неточности.

По экспериментально замеренным контурным температурам, решив обратную задачу теплопроводности, можно рассчитать местные коэффициенты теплообмена, отнесенные к средней температуре теплоносителя, и затем сравнить их с коэффициентами теплообмена, найденными по критериальным уравнениям.

Решение обратной задачи теплопроводности представляет большие вычислительные трудности, так как она сводится к интегральному уравнению 1-го рода для теплового потока:

$$\oint \ln r(s_1, s) \frac{q(s)}{\lambda} ds = \oint t(s) \frac{\partial}{\partial n} \ln r(s_1, s) ds - 2\pi t(s_1),$$

где $t(s)$ — замеренные на экспериментальной установке контурные температуры; $q(s)$ — искомый тепловой поток.

По тепловым потокам местные коэффициенты теплообмена находятся по формуле

$$\alpha(s) = \frac{q(s)}{t_0(s) - t(s)},$$

где $t_0(s)$ — осредненная температура теплоносителя.

В диссертации рассмотрены методы численного решения интегрального уравнения 1-го рода, так как именно в этом заключаются основные трудности практического использования данного способа определения местных коэффициентов теплообмена.

Выбор метода проведен на основе численных примеров. Первоначально была рассчитана контурная температура, описанным в первой главе способом, для области с геометрическими размерами, соответствующими экспериментальной установке и выбранными постоянными по теплоносителям коэффициентам теплообмена. Для коэффициента теплопроводности материала было выбрано два значения. Полученные расчетом контурные температуры округлялись до трех знаков (точность $0,1^\circ\text{C}$) и использовались для решения обратной задачи различными методами. Так как ответ был уже заранее известен, то можно было выбрать метод решения, дающий удовлетворительную точность.

Вычисления показали, что аппроксимация уравнения системой алгебраических уравнений, записанной с учетом симметрии области

$$\sum_{j=1}^n \frac{q_j}{\lambda} \int_{\Delta S_j + \Delta S_{2n+1-j}} \ln r(s_1, s) ds = \sum_{j=1}^n t_j \int_{\Delta S_j + \Delta S_{2n+1-j}} \frac{\partial}{\partial n} \ln r(s_1, s) ds - 2\pi t_i, \quad i=1, 2, 3, \dots, n$$

не позволяет найти местные тепловые потоки как для большого, так и для малого значений коэффициентов теплопроводности. Если же правая часть уравнения задана точно, что эквивалентно очень высокой точности замеров контурной температуры, практически недостижимой, то система позволяет найти местные тепловые потоки.

Решение интегрального уравнения с помощью рекуррентной формулы, предложенной Фридманом В. М.,

$$q_n(s_1) = q_{n-1}(s_1) + m \left[\oint t(s) \frac{\partial}{\partial n} \ln r(s_1, s) ds - 2\pi t(s_1) - \oint \ln r(s_1, s) \frac{q_{n-1}(s)}{\lambda} ds \right],$$

$$0 < m < 2m_1$$

где m_1 — наименьшее собственное значение ядра решаемого интегрального уравнения, также не позволяет решить задачу по округленным (приближенным) значениям контурных температур.

Приближенное решение интегрального уравнения для правой части, заданной с ошибкой, можно найти лишь с помощью метода регуляризации, разработанного Тихоновым А. Н.

Согласно указанному методу приближенным решением интегрального уравнения считаем функцию, придающую минимум функционалу:

$$M^\xi(q(s), F(s_1)) = \oint [\oint \ln r(s_1, s) q(s) ds - F(s_1)]^2 ds_1 + \xi \oint [q'(s)]^2 ds,$$

$$F(s_1) = \lambda \left[\oint t(s) \frac{\partial}{\partial n} \ln r(s_1, s) ds - 2\pi t(s_1) \right],$$

где ξ — числовой параметр, принимающий значения $\ll 1$.

Уравнения Эйлера для функционала имеют вид:

$$\xi q''(s) - \oint \left[\oint \ln r(s_1, s_2) q(s_2) ds_2 - F(s_1) \right] \ln r(s, s_1) ds_1 = 0,$$

$$F(s_1) = \lambda \left[\oint t(s_2) \frac{\partial}{\partial n} \ln r(s_1, s_2) ds_2 - 2\pi t(s_1) \right], \quad q'(0) = q'(s).$$

Решение уравнения Эйлера выполнялось конечноразностным методом. Параметр ξ определялся «ошибкой замесов» — среднеквадратичным отклонением на контуре неокругленных температур от округленных. Контурные температуры, рассчитанные по коэффициентам теплообмена, найденным из уравнений Эйлера для выбранного параметра ξ , должны уклоняться от точных значений температур на контуре не менее, чем округленные контурные температуры.

Метод регуляризации был использован для обработки экспериментальных данных. При обработке экспериментов ξ определяется оцененной ошибкой замеров контурных температур.

Для замера экспериментальных значений контурных температур была изготовлена экспериментальная установка, представляющая собой водо-воздушный прямоточный теплообменник с теплообменной поверхностью, оребренной со стороны воздуха прямоугольными ребрами. Размеры оребрения превосходили размеры оребрения, выполняемого на радиаторах рабочих лопаток, в 10 раз; коэффициент теплопроводности материала модели был больше коэффициента теплопроводности материала радиаторов приблизительно в 6 раз. Такой выбор размеров модели и материала для нее позволили получить подобные условия по теплообмену в межреберных каналах.

В межреберные каналы воздух подавался от поршневого компрессора через фильтр и подогреватель, с неоребренной стороны поверхность омывалась водой.

Модель ребристой поверхности была выполнена с разъемом в плоскости симметрии для постановки поверхностных термопар на половине симметричного контура (в 3 сечениях по 11 термопар). Мерный участок имел длину 600 мм, участок стабилизации 485 мм, высота ребра 19,8 мм, толщина 5,4 мм, ширина межреберного паза 2,7 мм, толщина несущей стенки 5,85 мм.

По воздуху измерялись температуры в срединной плоскости межреберного канала подвижной термопарой, по воде — термопарами, выступающими из вкладыша. На установке были использованы хромель-копелевые термопары.

Относительная контурная температура подсчитывалась по формуле:

$$\bar{t}(s) = \frac{t(s) - t_{01}}{t_{02} - t_{01}},$$

где $t(s)$ — замеренная контурная температура; t_{01} , t_{02} — замеренная осредненная температура теплоносителей.

Максимальная ошибка замера относительной контурной температуры составляла $\sim 0,012$.

Экспериментальные замеры охватывали диапазон чисел Re в межреберном канале 13500—38200 и средних безразмерных граничных условий $Bi_2 = 10^{-2} \div 2 \cdot 10^{-2}$.

Расчеты оребрения оптимальной относительной высоты были проведены при критериях подобия по теплообмену в межреберном канале от $Bi_2 = 2,5 \cdot 10^{-3}$ до $2,15 \cdot 10^{-2}$. Таким образом, экспериментальные данные пригодны для проверки допущения о постоянстве коэффициента теплообмена по периметру межреберного канала.

Результаты расчетов показали, что местные коэффициенты теплообмена отличаются от коэффициентов теплообмена, рассчитанных по критериальным уравнениям, не более чем на 20 %.

При расчетах параметр ξ выбирался в пределах 0,1—0,001, при этом среднеквадратичное уклонение контурной температуры, рассчитанной по найденным местным коэффициентам теплообмена от замеренной контурной температуры, находилось в пределах 0,001—0,006 в относительных единицах температур.

ГЛАВА III. ИНТЕНСИФИКАЦИЯ КОНВЕКТИВНОГО ТЕПЛООБМЕНА В МЕЖРЕБЕРНЫХ КАНАЛАХ РАДИАТОРА

Интенсификация теплообмена в межреберных каналах радиатора, так же как и выбор оптимальных размеров оребрения, приводит к уменьшению веса радиатора лопатки или к уменьшению расхода охлаждающего воздуха.

Вопросам интенсификации теплообмена посвящена обширная литература. Общие принципы интенсификации конвективного теплообмена рассматриваются в работе Чуканова З. Ф. Влияние пульсаций потока на теплообмен рассматривается в работах Костина С. И., Кожинова И. А., Леонтьева А. И. и Linke C. U., Hufschmidt W. Влияние ультразвуковых колебаний на теплообмен оценивается в работах Ор-

натского А. П., Шербакова В. К., Третьякова А. П., Чэн-Хуа-Дин. В работах Швеца И. Т. и др., Шубауэра и Скромстеда рассматривается влияние искусственной турбулентности на теплоотдачу в трубах и на пластине. Селезнев А. А. и Теве-ровский Б. М. рассматривали влияние шероховатости на теплообмен и гидравлическое сопротивление при вынужденном движении теплоносителя в трубах.

Сопоставление результатов по теплообмену в межреберных каналах поверхности с разрезными отогнутыми ребрами, полученными Raesfeld'ом А., с результатами по теплообмену в коротких трубах, приводит к выводу о том, что увеличение теплообмена с уменьшением длины участка в межреберных каналах происходит быстрее, чем для коротких труб.

Для радиаторов рабочих лопаток важно влияние разрезов ребер на коэффициент теплопередачи, так как введение разрезов ведет к интенсификации теплообмена в канале, но уменьшает поверхность ребер при одновременном снижении ее эффективности — средней температуры.

На основе анализа литературных данных и оценочных расчетов в диссертации делается вывод о целесообразности экспериментального исследования ребристых поверхностей теплообмена с разрезными и отогнутыми ребрами и с разрезными ребрами под небольшим углом к их продольной оси.

Для выявления влияния конструктивных мероприятий на коэффициент теплопередачи, коэффициент теплообмена в канале следует отнести к начальной поверхности ребер, поверхности без разрезов.

Для экспериментального исследования теплоотдачи и гидравлического сопротивления натурального радиатора рабочей лопатки двухконтурной системы охлаждения необходима установка с радиатором, находящимся в поле центробежных сил. Однако, ввиду значительного увеличения трудностей, связанных с вращением исследуемого радиатора, было принято решение проводить эксперимент с неподвижной моделью.

В модельном радиаторе принято оребрение в соответствии с разработками автономных систем охлаждения, выполненных в МВТУ по совместной работе с заводом «Экономайзер». В экспериментальной установке был принят двухходовой радиатор. Такое оребрение более благоприятно с точки зрения теплообмена, так как после поворота введен новый начальный участок, кроме того, это оребрение рациональнее и для работы в условиях запыленного маслом охлаждающего воз-

духа. Обогрев радиатора осуществлялся муфельной печью с дополнительным обогревом электрической спиралью.

Расход охлаждающего воздуха замерялся мерной шайбой типа «сопло в четверть круга», которая тарировалась объемным способом.

Были исследованы три типа радиаторов, полученных конструктивными изменениями исходного прямоугольного оребрения с размерами: высота ребра 2 мм, толщина 0,4 мм, ширина межреберного паза 0,4 мм.

Радиатор с разрезанными и отогнутыми ребрами из технической меди, шаг разрезов 7,5 мм, ширина разреза 0,4 мм.

Радиатор с разрезами под углом 20° к продольной оси ребер из АК-4, шаг разрезов 2 и 8 мм, ширина разреза 0,4 мм.

Коэффициент теплообмена в канале определялся по построенному численным способом графику $K_1/\lambda = f(\alpha_{cp}/\lambda)$, где K_1/λ — относительный коэффициент теплопередачи радиатора, отнесенный к неоребренной стороне теплопередающей поверхности, α_{cp}/λ — средний относительный коэффициент теплообмена в канале. График построен для неразрезанного прямоугольного оребрения, таким образом определялся условный коэффициент теплообмена, отнесенный к начальной поверхности, поверхности без разрезов. В диссертации результаты экспериментов представлены по теплообмену в координатах Nu , Re , по гидравлическому сопротивлению в координатах Eu , Re . Экспериментальные результаты охватывали область по числам Re от 2000 до 8000.

Оценка точности экспериментальных данных: максимальная относительная погрешность определения числа $Re \sim 2,7\%$, числа $Nu \sim 8,3\%$, числа $Eu \sim 6,9\%$. Результаты экспериментов следующие.

Радиаторы с разрезанными и отогнутыми ребрами имели некоторое увеличение зазоров по торцам ребер по сравнению с радиаторами с неразрезанными ребрами. Вследствие этого несколько уменьшилась средняя скорость воздуха в межреберных каналах, поэтому, несмотря на турбулизацию потока, приведенный коэффициент теплообмена не изменился. С другой стороны, радиаторы с разрезанными и отогнутыми ребрами имеют повышенное гидравлическое сопротивление по сравнению с радиаторами, оребренными неразрезанными ребрами.

Радиаторы с косыми разрезами по ребрам имеют лучшие характеристики; при шаге разрезов 2 мм условный коэффициент теплообмена в межреберных каналах приблизительно на

10% выше, чем в радиаторах с неразрезанными ребрами, при этом гидравлическое сопротивление обоих радиаторов практически одинаковое.

Разрезы по ребрам под небольшим углом к их продольной оси при малом шаге разрезов приводят к увеличению живого сечения по воздуху, что приводит к уменьшению гидравлического сопротивления радиатора с шагом разрезов 2 мм по сравнению с радиатором с шагом разрезов 8 мм. Уменьшение скорости воздуха при малых шагах разрезов сопровождается увеличением турбулизации течения воздуха в канале, поэтому приведенный коэффициент теплообмена в радиаторах с косыми разрезами с шагами 2 и 8 мм одинаков.

ВЫВОДЫ

1. Проведен анализ точности наиболее распространенных формул приближенного расчета коэффициента теплопередачи через оребренную прямоугольными ребрами теплопередающую стенку. Сравнение проводилось с точным решением. Даны рекомендации по использованию формул приближенного расчета коэффициента теплопередачи в конкретных условиях.

2. Построен график для определения относительной высоты прямоугольного ребра, соответствующей максимальному коэффициенту теплопередачи для заданных граничных условий.

3. Показано, что вопрос о рациональном применении оребрения должен решаться с учетом толщины несущей стенки, ширины межреберного паза и коэффициента теплообмена по неоребренной стороне. Упрощенное решение задачи, учитывающее лишь граничные условия по теплоносителю, окружающему ребро, дает существенно завышенные значения коэффициентов теплообмена, при которых следует применять оребрение.

4. Разработано и описано на алгоритмическом языке «Инженер» решение прямой задачи стационарной теплопроводности для плоской односвязной области в конечноразностном виде.

5. Решение обратной задачи теплопроводности по экспериментально замеренным по контуру ребра температурам показало, что с удовлетворительной для практики точностью при расчете коэффициента теплопередачи в радиаторах рабочих лопаток можно считать коэффициент теплообмена по контуру ребра независимым от точки контура.

Среднеквадратичное отклонение на контуре температур, рассчитанных в таком предположении, от действительных контурных температур, в условиях радиатора рабочей лопатки, составляет менее одной сотой от разности температур теплоносителей.

6. На основе анализа конечноразностных методов решения интегрального уравнения первого рода разработана методика расчета местных коэффициентов теплообмена по замеренным с оцененной точностью температурам теплоносителей и теплопередающей поверхности.

7. Проведенное экспериментальное сравнение эффективности ребристых поверхностей теплообмена радиаторов рабочих лопаток показало, что поверхность с разрезами ребер под углом к продольной оси эффективнее, чем поверхность без разрезов и поверхность с поперечными разрезами ребер. Введение разрезов под углом к оси ребер увеличило условный коэффициент теплообмена в межреберных каналах на 10% при практически равных гидравлических сопротивлениях радиаторов.

Основное содержание диссертаций докладывалось на Всесоюзной межвузовской конференции по газотурбинным и комбинированным установкам (Москва, 1970), а также опубликовано в следующих работах:

1. Иванов В. Л., Окуньков Г. А. Экспериментальное исследование засоряемости воздушных радиаторов охлаждаемых лопаток газовых турбин. «Известия вузов. Машиностроение», № 11, 1966.

2. Михальцев В. Е., Иванов В. Л., Окуньков Г. А., Манушин Э. А. Охлаждаемая ступень высокотемпературной газовой турбины, «Машины, приборы, стенды», МВТУ, 1970.

3. Окуньков Г. А. Всесоюзная межвузовская конференция по газотурбинным и комбинированным установкам. Тезисы докладов и сообщений, Москва, 1970.

4. Иванов В. Л., Окуньков Г. А. Исследование ребристых радиаторов лопаток воздушно-жидкостной системы охлаждения, Высокотемпературные охлаждаемые газовые турбины, Сб. статей, «Машиностроение», 1971.

