

УДК 621.1.016+532.526

РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИЙ ТЕПЛОВОЙ ЗАЩИТЫ ПОВЕРХНОСТЕЙ, ОБТЕКАЕМЫХ ДИСПЕРСНЫМ РАБОЧИМ ТЕЛОМ

Ковальногов В.Н., Федоров Р.В.,
Хахалева Л.В., Генералов Д.А., Чукалин А.В.

Ульяновский государственный технический университет, г. Ульяновск, Россия

Исследование выполнено при финансовой поддержке РФФИ в рамках научного проекта № 16-31-06114 мол_а_дк.

АННОТАЦИЯ

Приведены результаты разработки и численного исследования тепловой защиты поверхностей, обтекаемых дисперсным рабочим телом на примере лопаток турбомашин. Показана возможность повышения точности расчетного прогнозирования теплового состояния лопаток за счет получения достоверных дан-

ных путем разработки математической модели и уникального комплекса программ для моделирования. Исследованы возможности и условия повышения эффективности охлаждения турбинных лопаток благодаря использованию демфирующих полостей.

ВВЕДЕНИЕ

Движение дисперсного потока (газа с распределенными в нем твердыми или жидкими частицами конденсированной фазы) реализуется в проточной части ракетных двигателей на твердом топливе, в газотурбинных и парогазовых установках с полным или частичным использованием в качестве топлива измельченного каменного угля и т.п. Для тепловой защиты элементов конструкции, обтекаемых высокотемпературным дисперсным потоком рабочего тела, широко используется внутреннее охлаждение, реализуемое путем создания низкотемпературной пристенной завесы.

Присутствие в потоке рабочего тела конденсированных частиц существенно осложняет процессы его теплового взаимодействия с поверхностью проточной части энергетических установок.

Исследованию процессов теплообмена дисперсного потока с поверхностью посвящено значительное число работ (например [4, 9]), но в подавляющем большинстве из них рассматриваются процессы теплового взаимодействия потока с поверхностью прямых каналов постоянного сечения. Известны также единичные работы (например [8, 9]) посвященные исследованию эффективности завесы в дисперсном потоке.

Проточная часть ракетных двигателей, газотурбинных установок, теплообменных аппаратов и дру-

го теплоэнергетического оборудования характеризуется сложной формой. При движении дисперсного потока рабочего тела в таких устройствах создаются условия для поперечного перемещения конденсированных частиц в пограничном слое и их инерционно-го выпадения на отдельные участки поверхности, что существенно интенсифицирует процессы теплообмена.

Так, при движении дисперсного потока с соотношением расходов газовой и конденсированной фаз, равным 1, присутствие частиц в потоке практически не отражается на интенсивности теплоотдачи с поверхностью прямых труб постоянного сечения. При такой же концентрации частиц в условиях их инерционного выпадения на поверхность наблюдалась 2-х кратная интенсификация теплоотдачи в соплах, 4-х кратная – в криволинейных каналах, 6-и кратная – в трубах при наличии закрутки потока.

Одним из основных факторов, влияющих на пристенный теплоперенос и распределение адиабатической температуры стенки, является диффузионное и миграционное осаждение капель из турбулентной пристенной струи с образованием на поверхности канала пленки жидкости.

ОСОБЕННОСТИ МОДЕЛИРОВАНИЯ ДИСПЕРСНЫХ ПОТОКОВ

Дисперсные течения встречаются во многих природных и технических условиях, и практически всегда такие течения являются турбулентными. В настоящее время двухфазные турбулентные течения представляют собой один из наиболее интенсивно развивающихся разделов механики и теплообмена. В данном обзоре представлены современные методы моделирования двухфазных дисперсных турбулентных течений и статистические модели, основанные на кинетических уравнениях для функции плотности вероятности скорости и температуры частиц дисперсной фазы. Расчет двухфазного течения должен включать моделирование переноса массы, импульса и тепла для каждой из фаз, а также межфазного взаимодействия. Основные принципиальные трудности, возникающие при построении теории двухфазных дисперсных турбулентных потоков, связаны с турбулентным характером движения среды и взаимодействием частиц между собой и с ограничивающими поверхностями. Прежде всего нужно отметить, что к настоящему времени далеко от завершения даже построение теории однофазных турбулентных потоков, хотя для описания таких течений предложен целый ряд достаточно эффективных моделей и расчет многих из них не вызывает принципиальных сложностей. Несмотря на то, что первая работа по теории дисперсных турбулентных течений появилась относительно давно, интенсивное развитие этой области механики и теплообмена началось только в последние 20 лет. Основные теоретические проблемы, возникающие при моделировании двухфазных дисперсных турбулентных течений по сравнению с однофазными, связаны со следующими физическими процессами: взаимодействием частиц (капель, пузырьков) с турбулентными вихрями сплошной фазы [3]; взаимодействием частиц друг с другом в результате столкновений; эволюцией спектра частиц по размерам вследствие горения, фазовых переходов, коагуляции или дробления; влиянием турбулентных флуктуаций на скорости гетерогенного горения и фазовых пере-

ходов; взаимодействием частиц с ограничивающей поверхностью и осаждением; обратным влиянием частиц на турбулентность; дисперсией, аккумуляцией и флуктуациями концентрации частиц [1, 10].

Все разнообразие существующих на сегодняшний день математических моделей дисперсных потоков можно разбить на два класса (типа). Модели первого класса (двухжидкостные) описывают движение несущего газового потока и движение множества взвешенных частиц. К другому типу моделей (эйлерово-лагранжевые) относятся модели, в которых рассматривается движение однородного газа, в то время как частицы интегрируются вдоль своих траекторий. Преимущества и недостатки двух подходов описаны в работах [1, 10].

Преимущество двухжидкостных моделей состоит в том, что численные модели дисперсных потоков мало отличаются от моделей чистого газа. Это дает широкие возможности по заимствованию численных методов, используемых для решения системы уравнений чистого газа. К недостаткам этого типа моделей можно отнести существенно меньшую информативность относительно движения отдельно взятой частицы. Недостатки первого типа моделей являются преимуществом вторых [1, 10].

К преимуществам эйлерово-лагранжевых моделей относится детальная статистическая информация о движении каждой частицы в отдельности в известном поле скоростей и температур несущего потока. Но существует и ряд ограничений в реализации расчетов этого типа. При увеличении концентрации второй фазы возрастает степень влияния частиц на параметры несущего газа, а также возрастает вероятность столкновения частиц, что ведет к «запутыванию» их траекторий. С уменьшением размера частиц усложняется вычислительный процесс, так как для корректного представления движения частиц необходим учет их взаимодействия с все меньшими турбулентными вихрями несущего потока.

ОСОБЕННОСТИ ТЕПЛООБМЕНА И ГАЗОДИНАМИКИ В ТУРБОМАШИНАХ И РЕЗЕРВЫ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ТЕПЛОВОЙ ЗАЩИТЫ

При обтекании турбинной лопатки потоком газа на входной кромке образуется ламинарный пограничный слой. Под воздействием различных факторов в ламинарном пограничном слое возникают вихревые возмущения, которые называются волнами Толлмина-Шлихтинга. Они могут генерироваться за счет шероховатости обтекаемой поверхности или в результате внешних воздействий. Такими внешними воздействиями могут быть акустические волны или

турбулентность внешнего потока. Кроме того, причиной возникновения в ламинарном пограничном слое вихревых возмущений также может служить вибрация обтекаемой поверхности.

При малых числах Рейнольдса ламинарное течение остается устойчивым. Когда в некоторой точке достигается критическое число Re , вихревые возмущения начинают усиливаться и происходит потеря устойчивости ламинарного пограничного слоя. Оп-

ределение протяженности участков на профиле лопатки с ламинарным, переходным и турбулентным течением важно для выявления закономерностей течения и теплообмена в каждой области, от которых зависит распределение вдоль профиля лопатки локальных коэффициентов теплоотдачи от газа к поверхности лопатки. В газотурбинной установке с умеренными начальными температурами газа числа Рейнольдса для лопаток турбины обычно составляют $10^5 \dots 10^6$, а в высокотемпературных газотурбинных двигателях достигают значений $9 \cdot 10^6$. Средняя по периметру профиля величина коэффициента теплоотдачи со стороны газа составляет $200 \dots 1200$ Вт/(м²·град), а в высокотемпературных газотурбинных двигателях – до 5000 Вт/(м²·град).

В пограничном слое возможны процессы перехода не только от ламинарного режима течения к турбулентному, но и обратные процессы, называемые реламинаризацией. Обратные переходы происходят только при достаточно больших по модулю отрицательных градиентах давления, при продольной неизотермичности и т.д. Кроме этого, существенное влияние на процессы теплообмена оказывает отрыв пограничного слоя от поверхности профиля. Это явление в настоящее время недостаточно изучено, в связи с чем, моделирование выполняется приближенным. Отрывные зоны возникают под воздействием положительного градиента давления, скачков уплотнения, вдува на поверхности и т.д.

При переходе необходимо учитывать температурный фактор. В работе Г. Липмана и Г. Филя показано, что при разности температур стенки и потока и потока воздуха $\Delta T = 100^\circ\text{C}$ число Re начала перехода уменьшилось в 2 раза по сравнению с изотермическим пограничным слоем. Для процесса обтекания пластины с температурой поверхности, меньшей температуры потока воздуха, профиль скорости по толщине пограничного слоя получается выпуклым без точки перегиба.

Следовательно, охлаждение поверхности обтекаемой потоком более горячего воздуха способствует стабилизации течения как отрицательный градиент давления, а нагрев поверхности вызывает дестабилизирующее воздействие, как положительный градиент давления. При температуре стенки меньше температуры потока воздуха критическое число Re в 1.5 раза больше по сравнению с процессом, в котором эти температуры равны [2].

Из-за сложной структуры пограничного слоя на поверхности лопатки целесообразно использовать понятие об эффективной вязкости в пограничном слое $\nu_{\text{эф}}$; в ламинарном пограничном слое $\nu_{\text{эф}} = \nu$, т.е. обычному коэффициенту кинематической вязкости среды, который зависит от ее температуры и давления; в турбулентном пограничном слое, как и было изложено выше, $\nu_{\text{эф}} = \nu + \nu_T$; в переходном пограничном слое $\nu_{\text{эф}} = \nu + \gamma \nu_T$, где ν_T - турбулентная

вязкость, а γ – коэффициент перемежаемости в переходной зоне.

Таким образом, для расчета локального теплообмена на профилях турбинных лопаток путем решения дифференциальных уравнений пограничного слоя с использованием модели длины пути смешения, следует определить координаты начала и конца перехода ламинарного пограничного слоя в турбулентный, затем найти протяженность участков на профиле с различными режимами течения, определить коэффициенты перемежаемости в переходной зоне и после решения системы дифференциальных уравнений с использованием зависимостей для эффективной вязкости найти распределение скоростей и температур в пограничном слое, локальные значения удельного теплового потока на обтекаемой поверхности и соответствующие им коэффициенты теплоотдачи.

При использовании различных видов проникающего охлаждения с выдувом охладителя на поверхность профиля необходимо рассматривать влияние вдува на характеристики пограничного слоя. Вдув может быть организован различным образом, в том числе посредством пористого проникающего охлаждения.

Методы расчета пограничных слоев на проницаемых поверхностях при непрерывном распределении вдува в значительной степени разработаны, когда задача может решаться в рамках приближенной теории пограничного слоя. Такие задачи решаются в рамках уравнений Навье – Стокса или их турбулентного аналога – уравнений Рейнольдса. Кроме того, на теплообмен в рабочих лопатках влияют дополнительные факторы, обусловленные вращением ротора: центробежные силы и силы Кориолиса.

Для анализа гидродинамических и тепловых процессов в каналах сложной формы необходимо рассматривать двумерные и даже трехмерные уравнения движения и энергии, поскольку в таких каналах возможен перенос количества теплоты посредством вторичных течений в поперечном сечении канала.

Особенность гидродинамических и тепловых процессов в каналах сложной формы заключается в том, что расход охладителя в поперечном сечении канала существенно неравномерный, что приводит к значительным изменениям касательного напряжения, теплового потока и температуры поверхности по периметру поперечного сечения канала.

Температурное поле в потоке охладителя и на поверхности определяется тепловым взаимодействием потока и поверхности, поэтому необходимо анализировать сопряженную задачу.

Для определения трения и распределения расхода охладителя может быть использован приближенный инженерный метод расчета.

Многочисленные эксперименты показали, что для развитого турбулентного стабилизированного течения жидкости в каналах различной формы характер

зависимости коэффициента сопротивления трения от числа Re такой же, как и при течении в цилиндриче-

ском канале.

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ

С целью повышения точности расчетного прогнозирования теплового состояния лопаток за счет получения достоверных данных, а также повышения эффективности систем охлаждения для увеличения ресурса лопаток в настоящее время на базе пакета TurboWorks на кафедре «Тепловая и топливная энергетика» УлГТУ разрабатывается интегрированный в пакет Solid Works программно-информационный комплекс, в который в качестве уникальной информационной базы будут включены результаты исследований температурной стратификации.

Для точного прогноза теплового состояния необходимо решить пространственную задачу теплопроводности с неравномерным распределением граничных условий теплообмена как со стороны горячего потока газа, так и со стороны охлаждающего воздуха.

Для полного и качественного расчета трехмерного нестационарного температурного поля лопатки в нелинейной постановке с учетом зависимости теплофизических свойств материала лопатки от температуры применяются численные методы. Необходимо решить нестационарную пространственную нелинейную задачу теплопроводности лопатки.

Система уравнений, описывающая стационарные процессы движения и теплоотдачи турбулентного потока представлена в виде [7]:

– дифференциальное уравнение теплоотдачи

$$\alpha = -\frac{\lambda}{|T_{\infty} - T_w|} \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)_{y=0}; \quad (1)$$

– дифференциальное уравнение энергии пограничного слоя

$$\rho c_p \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right) = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial y} \left[r (\lambda + \lambda_T) \frac{\partial T}{\partial y} \right]; \quad (2)$$

– дифференциальное уравнение движения пограничного слоя

$$\rho \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) = \rho_{\infty} u_{\infty} \frac{du_{\infty}}{dx} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial y} \left[r (\mu + \mu_T) \frac{\partial u}{\partial y} \right]; \quad (3)$$

– дифференциальное уравнение неразрывности

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{1}{r} \frac{\partial(\rho v r)}{\partial y} = 0; \quad (4)$$

– уравнение состояния

$$\rho = \frac{p}{RT}. \quad (5)$$

где α – коэффициент теплоотдачи; T – температура; u, v – продольная (вдоль осевой координаты x) и поперечная (вдоль координаты y) составляющие скорости потока соответственно; r – радиус анализируемой точки; ρ, c_p, λ, μ – плотность, удельная изобарная теплоемкость, коэффициент теплопроводности и динамический коэффициент вязкости потока соответственно; λ_T, μ_T – коэффициенты турбулентного переноса теплоты и количества движения соответственно; p – давление; R – газовая постоянная; индексы: ∞ – характеризует параметры на оси трубы; w – на поверхности проточной части.

Граничные условия:

$$\begin{aligned} x = 0 : u = u_0; T = T_0; \\ y = 0 : u = 0; v = 0; T = T_w; \\ y = R_1 : u = u_{\infty}; T = T_0. \end{aligned} \quad (6)$$

Здесь R_1 – радиус проточной части; индекс 0 характеризует параметры на входе.

Скорость u_{∞} в каждом сечении определяется соотношением

$$u_{\infty} = \frac{u_0 (\rho_0 / \rho_{\infty})}{1 - 2 \delta^* / R_1}, \quad (7)$$

где толщина вытеснения δ^* выражается формулой

$$\delta^* = \int_0^{R_1} \left(1 - \frac{y}{r} \right) \left(1 - \frac{\rho u}{\rho_{\infty} u_{\infty}} \right) dy. \quad (8)$$

Из-за неопределенности величин λ_T, μ_T математическая формулировка задачи является незамкнутой. Для замыкания воспользуемся алгебраической моделью турбулентности Прандтля. Коэффициент турбулентного переноса количества движения μ_T в соответствии с моделью пути смешения Прандтля выражается зависимостью

$$\mu_T = \rho l^2 \partial u / \partial y, \quad (9)$$

где длина пути смешения l может быть рассчитана по выражению

$$l = \alpha y \{1 - \exp[-\rho v_* y / (26\mu)]\}, \quad (10)$$

где v_* – динамическая скорость в рассматриваемой точке; α – коэффициент, характеризующий интенсивность турбулентного переноса количества движения.

Динамическая скорость определяется следующим образом:

$$v_* = \sqrt{\tau/\rho}, \quad (11)$$

где τ – касательное напряжение трения в рассматриваемой точке

$$\tau = (\mu + \mu_T) \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right). \quad (12)$$

Для стандартных условий коэффициент α считается величиной постоянной и равен 0.4. Однако в потоках с воздействиями, как показано в [7], этот коэффициент может претерпевать значительные изменения и отличаться от этого значения. На основе экспериментальных данных (рис. 1) была установлена форма связи коэффициента α с параметром турбулентных пульсаций давления потока воздуха в перфорированной трубе с демпфирующими полостями H^* в виде:

$$\alpha/\alpha_0 = A \cdot \text{th}(C \cdot H^* + D) + B, \quad (13)$$

где A, B, C, D – эмпирические коэффициенты замыкания.

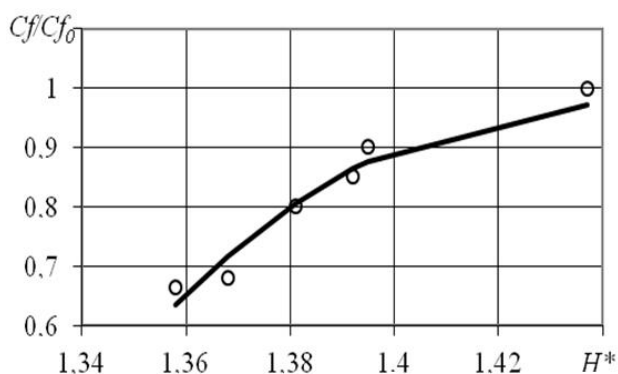


Рис. 1. Результаты обобщения опытных данных в форме зависимости относительного сопротивления трения от смещенного показателя Херста

Эмпирические коэффициенты определялись путем увязки результатов расчета численным методом с экспериментальными данными методом наименьших квадратов.

Предполагается, что механизм переноса веществ и количества движения одинаков. Коэффициент турбулентного переноса теплоты определяется:

$$\lambda_r = \frac{\mu_T c_p}{Pr_T} \approx \frac{\mu_T c_p}{0.9}. \quad (14)$$

Расчеты теплоотдачи выполнялись по эмпирическому уравнению подобия:

$$Nu_{xw} = 0.029 Re_{xw}^{0.8} Pr_w^{0.4} \left(\frac{T_w}{T_r} \right)^{0.39} \times \left(1 + r \frac{k-1}{2} M^2 \right)^{0.11}. \quad (15)$$

Здесь число Nu определено по выражению:

$$Nu_{x0} = \frac{Nu_{xw}}{Pr_w^{0.4} \left(\frac{T_w}{T_r} \right)^{0.39}} \times \frac{1}{\left(1 + r \frac{k-1}{2} M^2 \right)^{0.11}}. \quad (16)$$

Исследования показали, что погрешность численного расчета коэффициентов теплоотдачи, обусловленная неточным определением коэффициента восстановления температуры, возрастает с увеличением числа Маха M и уменьшается с уменьшением значения температурного фактора.

Эффективность пленочного охлаждения поверхности находим по выражению:

$$\theta = (T_r - T_{ad_w}) / (T_r - T_{w_0}). \quad (17)$$

где T_r – температура теплоизолированной поверхности при отсутствии завесы (температура «восстановления» потока); T_{ad_w} – то же при наличии завесы; T_{w_0} – температура поверхности в начальном сечении защищаемого участка поверхности (начальное сечение защищаемого участка совпадает с конечным сечением пронизываемого участка, на котором осуществляется вдув охладителя и формирование низкотемпературной завесы).

Адекватность модели турбулентного дисперсного пограничного слоя проверялась путем сопоставления расчетов коэффициентов теплоотдачи дисперсного потока в соплах с опытными данными. Результаты сопоставления, приведенные в работе [5], свидетельствуют о том, что предлагаемая методика в целом адекватно отражает особенности обменных процессов в дисперсном пограничном слое.

ТЕСТИРОВАНИЕ И АНАЛИЗ АДЕКВАТНОСТИ МЕТОДИКИ

Особенности численного интегрирования системы уравнений пограничного слоя при исследовании эффективности завесы обусловлены тем, что в пристенной области существенно различны поперечные градиенты скорости и температуры. Большие градиенты продольной скорости вблизи стенки на теплоизолированном участке требуют использования мелкой сетки, чтобы уменьшить погрешность аппроксимации дифференциальных операторов разностными, а малые градиенты температуры одновременно требуют использования крупной сетки, чтобы уменьшить погрешности округления при вычислении производных по поперечной координате. Такие же противоречивые требования к размерам сетки имеют место применительно к двум соседним участкам: проницаемому участку формирования завесы и адиабатному участку.

Погрешность численного метода обусловлена заменой исходных уравнений, описывающих принятую модель физического явления, другими аппроксимирующими уравнениями, позволяющими построить вычислительный алгоритм, а также приближенностью методов решения этих аппроксимирующих уравнений. Численные методы обычно строятся так, что они содержат некоторый параметр, при стремлении которого к определенному пределу погрешность алгоритма стремится к нулю. Для проверки вычислительного алгоритма широко используется также система тестов. Тестом служит задача, содержащая специфические трудности данного класса задач, с известными точными решениями.

Погрешность округления обусловлена тем, что любые вычисления на ЭВМ или ручные расчет выполняются с ограниченными числом значащих цифр. При выполнении одной арифметической операции с числами погрешность округления лежит в пределах единицы младшего сохраняемого разряда. Так персональный компьютер оперирует с числами, содержащими обычно 10-12 разрядов, поэтому погрешность единичного округления пренебрежительно мала по сравнению с неустраняемой погрешностью. При расчетах на персональном компьютере могут выполняться миллиарды операций, однако если нет систематических причин для накопления погрешностей округления, то их увеличение происходит не слишком существенно, поскольку при различных операциях погрешности будут иметь разные знаки и компенсировать друг друга. Тем не менее, если численный метод таков, что возникают систематические причины накопления погрешностей округления, то очень быстро суммарная погрешность возрастет до катастрофических размеров и следует невозможным получение достоверного результата.

В целях определения погрешности численного решения произведено определение погрешности для расчета коэффициентов теплоотдачи со стороны рабочего тела и охладителя. При моделировании теплового состояния лопатки с помощью разработанного программно-информационного комплекса выделяются четыре составляющих погрешности численного решения: погрешность при определении коэффициентов теплоотдачи со стороны рабочего тела на спинке и корыте лопатки; погрешность при определении коэффициентов теплоотдачи со стороны охладителя; погрешность при определении коэффициентов теплоотдачи со стороны рабочего тела для передней кромки лопатки; погрешность расчета при определении коэффициентов теплоотдачи со стороны рабочего тела для задней кромки лопатки.

Методика отыскания погрешностей минимальной и максимальной температур лопатки состоит в проведении исходного расчета – расчета граничных условий и температурного поля лопатки, которое принимается за истинное решение, при условии отсутствия погрешности численного решения. После этого на величину погрешности $\pm \Pi$, % отклоняются значения коэффициентов теплоотдачи для одной из характерных поверхностей лопатки (поверхность охлаждающего тракта, корыто, спинка, передняя или задняя кромка).

Далее проводилась проверка разработанной математической модели на адекватность путем сопоставления данных по распределению коэффициентов температуры и теплоотдачи по поверхности корыта и спинки с экспериментальными данными, полученными в КАИ. Кроме этого, сопоставлялись результаты расчета коэффициентов теплоотдачи на спинке и корыте, и температуры поверхности стенки. Расчеты выполнялись в сопряженной постановке. На основании анализа установлено, что данная модель обладает удовлетворительной точностью. Характерное распределение температур по контуру спинки лопатки получено при расчете до установления температур с погрешностью численного интегрирования 1%. На основе сопоставления температур на поверхности спинки с экспериментальными данными достигается удовлетворительная точность, до 21 К. что свидетельствует об адекватности разработанной математической модели и о возможности использования для определения теплового состояния лопаток турбомашин в САПР. Сопоставление результатов расчета теплоотдачи приведено в работе [6] как для однородного потока воздуха при дозвуковой и сверхзвуковой скоростях, так и для двухфазных потоков. Предложенная модель и метод расчета адекватно особенно сти процесса теплоотдачи для дисперсных и одно-

родных потоков. Расхождение расчетных результатов от экспериментальных не превышает 25 % для числа

Nu и 3 % для коэффициента восстановления температуры.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ

Численное исследование выполнено применительно к лопатке турбомашины, обтекаемой высокоскоростным турбулентным дисперсным потоком (несущая среда – воздух), с учетом зависимости теплофизических свойств несущей среды от температуры.

Результаты приведенных расчетов не превышают погрешности определения температур при проектировании. Это подтверждают приведенные на рис. 2 значения максимальной температуры в зависимости от количества расчетных элементов.

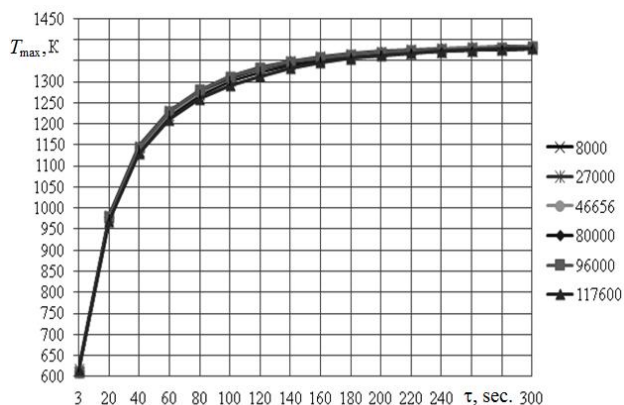


Рис. 2. Значение максимальной температуры лопатки для различных сеток с учетом зависимости от температуры лопатки теплофизических свойств материала

Из рис. 2 видно, что удовлетворительная точность расчета достигается при количестве расчетных элементов свыше 80000. Поэтому полученные сетки, состоящие из 80000, 96000 и 117600 применимы для расчета лопаток турбомашин с другими системами охлаждения. Далее был произведен расчет для лопатки, состоящей из 80000 элементов. Результаты расчета приведены в виде рисунков, тепловых картин и графиков (рис. 3-7).

Из рис. 3 и 4 видно, что наиболее теплонагруженными являются входная и выходная кромки. В среднем сечении пера лопатки входная и выходная кромки прогреваются до 1425 К, в торце до 1433 К. При этом за счет конвективного охлаждения температура спинки и корыта ниже температуры кромок более чем на 100 К. Минимальная температура в среднем сечении пера составляет 1248 К, а на торце 1255 К. Неравномерность прогрева лопатки, являющаяся существенным недостатком конвективно-заградительного охлаждения, существенно снижает срок ее эксплуатации.

Следующая серия расчетов выполнена применительно к охлаждению с применением перфорированных поверхностей корыта и спинки с демпфирующими полостями.

Из рис. 5 видно что, за счет использования глухих демпфирующих полостей, происходит повышение эффективности завесы путем изменения площади перфораций f без увеличения расхода охладителя.

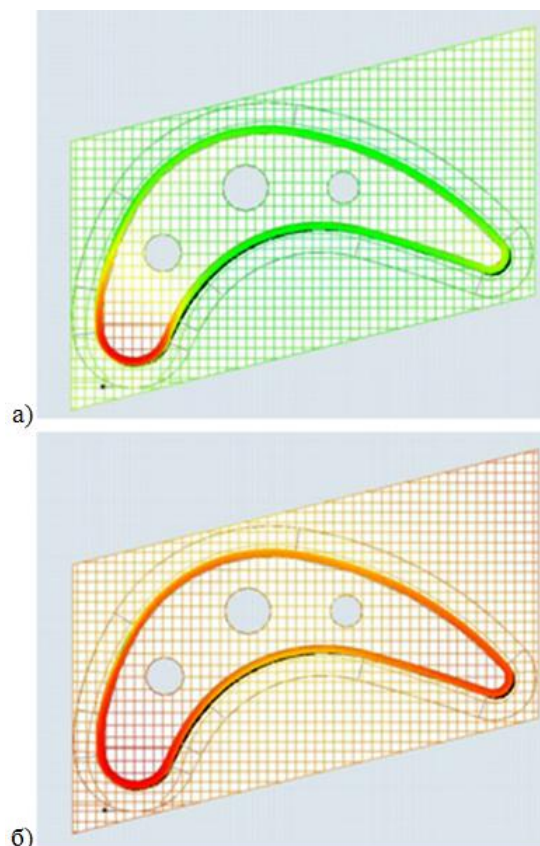


Рис. 3. Тепловая картина лопатки в зависимости от длительности прогрева: (а) – 20 с; (б) – 120 с

Для того чтобы не возмущать поток, диаметр перфораций должен быть небольшим. Стабилизация завесы заключается в уменьшении турбулентных пульсаций, а также турбулентного переноса в пристенной области, что достигается применением перфораций, сообщенных с демпфирующими полостями.

На рис. 6 и 7 представлены результаты исследования влияния количества отверстий в демпфирующих полостях на эффективность пленочного охлаждения вдоль корыта и спинки.

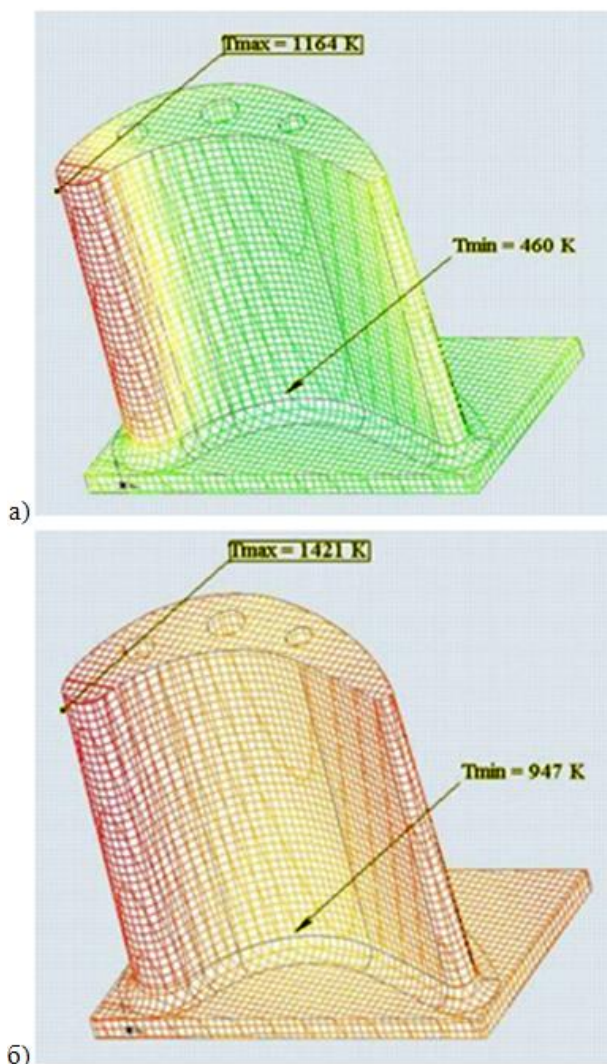


Рис. 4. Тепловая картина лопатки в зависимости от длительности прогрева: (а) – 20 с; (б) – 120

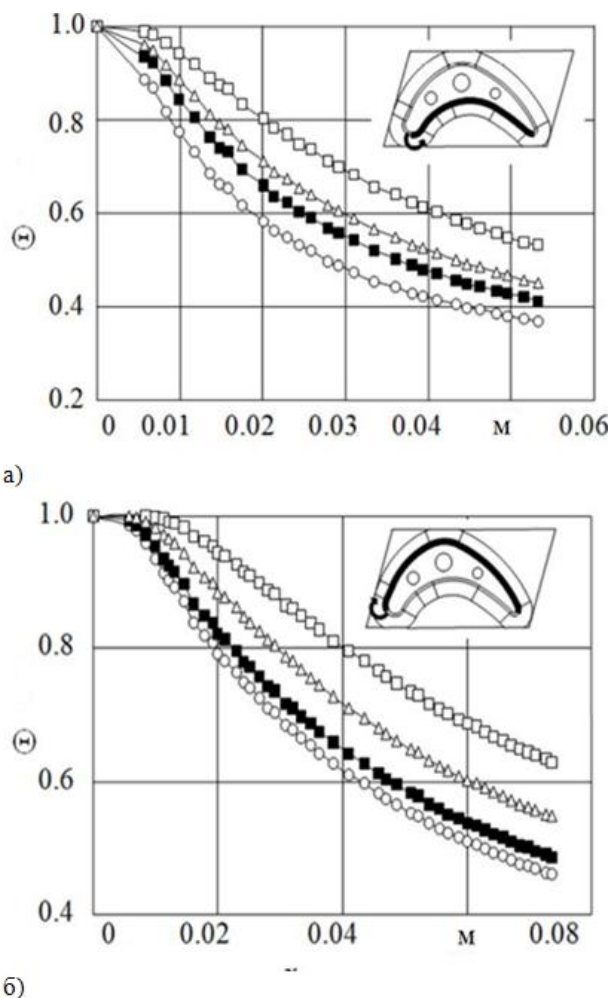


Рис. 5. Влияние относительной площади перфораций на изменение вдоль корыта (а) и спинки (б) лопатки эффективности пленочного охлаждения на перфорированной поверхности с демпфирующими полостями: \circ – $f=0$; \blacksquare – 0.001; \triangle – 0.0015; \square – 0.002

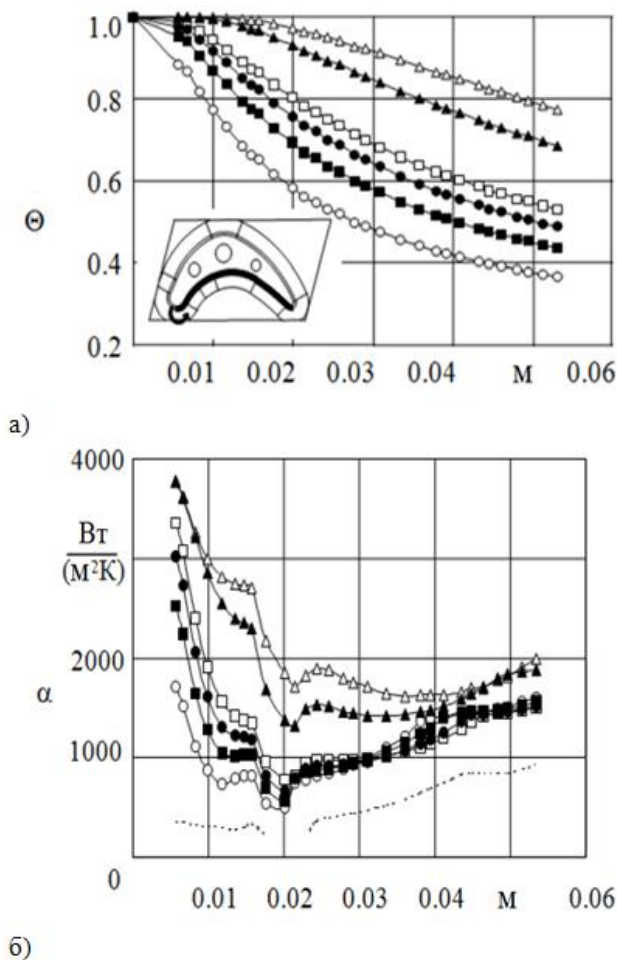


Рис. 6. Влияние количества отверстий в демпфирующих полостях корыта на эффективность пленочного охлаждения перфорированной поверхности (а) и на коэффициент теплоотдачи в зоне завесы (б): \circ – $n = 0$; \square – 1; Δ – 2; \blacktriangle – 3; \bullet – 4; \blacksquare – 5

Повышение количества отверстий n сопровождается пропорциональным повышением относительной площади. Максимальная эффективность пленочного охлаждения достигается при $n = 2$. То же касается и интенсивности теплоотдачи, которая имеет максимальные значения при $n = 2$. А при дальнейшем повышении количества отверстий происходит снижение эффективности пленочного охлаждения.

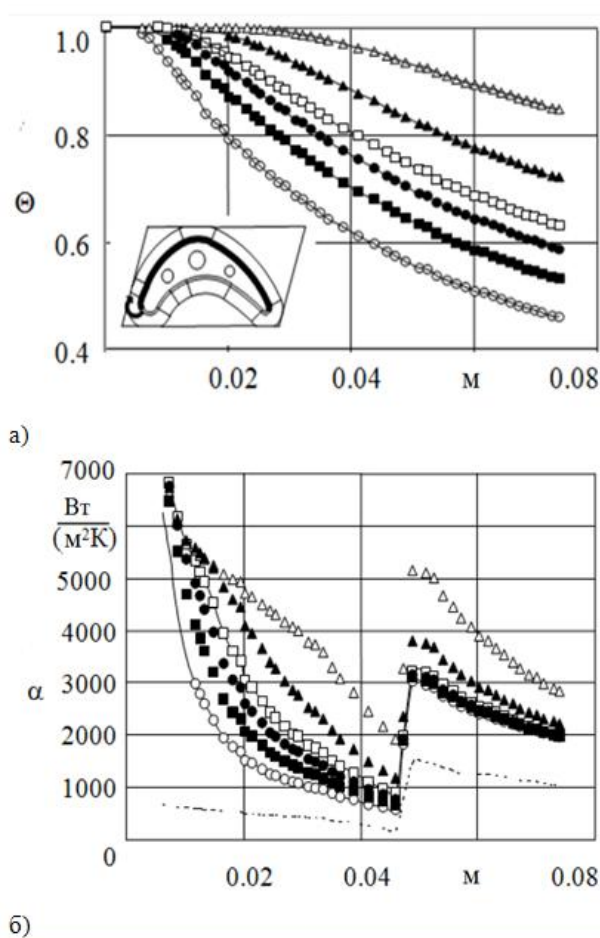


Рис. 7. Влияние количества отверстий в демпфирующих полостях спинки на эффективность пленочного охлаждения перфорированной поверхности (а) и на коэффициент теплоотдачи в зоне завесы (б): \circ – $n = 0$; \square – 1; Δ – 2; \blacktriangle – 3; \bullet – 4; \blacksquare – 5

Из-за высокого градиента температур термические напряжения могут превышать прочность материала лопатки. Расширенные каналы воздушного охлаждения приводят к тому, что лопатки безопасно работают ниже своего температурного предела по прочности материала. Технологии литья позволяют производить тонкие выходные кромки как сходящиеся каналы с целью уменьшения веса и обеспечения лучших аэродинамических свойств. Но эта область лопатки подлежит большим аэродинамическим, термическим и структурным напряжениям, поэтому локальная информация о теплопередаче имеет решающее значение для предотвращения, модификации и оптимизации охлаждения поверхности.

ВЫВОДЫ

- На основании проведенного исследования показана возможность использования разработанного программно-информационного комплекса как инструмента для высокоточного анализа теплового состояния лопаток турбомашин. Выполнены численные исследования различных способов тепловой защиты, в том числе на перфорированных поверхностях корыта и спинки лопаток с демпфи-

рующими полостями при конвективно-пленочном охлаждении.

- Установлено, что применение перфорированных полостей позволяет повысить максимальную эффективность пленочного охлаждения до 1.8 раза при этом наилучшие результаты обеспечиваются при количестве отверстий на каждую демпфирующую полость $n = 2$.

ЛИТЕРАТУРА

1. Зайчик, Л.И. Методы моделирования турбулентных дисперсных течений. Статистические модели / Л.И. Зайчик // Труды Четвертой Российской национальной конференции по теплообмену. Т.1. – М.: Изд-во МЭИ, 2006. – С. 54 – 59.
Zaychik, L.I. Metody modelirovaniya turbulentnykh dispersnykh techeny. Statisticheskie modeli / L.I. Zaychik // Trudy Chetvertoy Rossyskoy natsionalnoy konferentsii po teploobmenu. T.1. – М.: Izd-vo MEI, 2006. – S. 54 – 59.
2. Швец, И. Т. Воздушное охлаждение деталей газовых турбин / И. Т. Швец, Е. П. Дыбан - К.: «Наукова думка».1974. – 487 с.
Shvets, I. T. Vozdushnoe okhlazhdenie detaley gazovykh turbin / I. T. Shvets, E. P. Dyban - K.: «Naukova dumka».1974. – 487 s.
3. Eaton, J.K., Fessler J.R. Preferential concentration of particles by turbulence // Int. J. Multiphase Flow. – 1994. – Vol.20. – P. 169–209.
4. Leontiev A.I., Lushchik V.G., Yakubenko A.E. A heat-insulated permeable wall with suction in a compressible gas flow // International Journal of Heat and Mass Transfer. 2009. V. 52. P. 4001-4007.
5. Koval'nogov, N.N., Fedorov, R.V. Efficiency of a gas screen in the supersonic dispersed flow under conditions of inertial deposition of particles on a protected surface // Russian Aeronautics, 2011. Vol. 54. Issue 1, pp. 15-19.
6. Kovalnogov V.N., Fedorov R.V. Numerical Analysis of the Efficiency of Film Cooling of Surface Streamlined by Supersonic Disperse Flow // AIP Conference Proceedings, 1648, 850031 (2015); <http://dx.doi.org/10.1063/1.4913086>
7. Kovalnogov V.N., Fedorov R.V., and Generalov D.A. Modeling, Research and Development the Technology of Cooling of Turbine Engine Blades // AIP Conference Proceedings, 1648, 850032 (2015); <http://dx.doi.org/10.1063/1.4913087>
8. Terekhov V.I., Pakhomov M.A. The numerical modeling of the tube turbulent gas-drop flow with phase changes // Int. J. Thermal Sci. -2004. - V. 43. - P. 595-610.
9. Varaksin, A.Y. To question about fluctuated velocity and temperature of the non Stokesian particles moving in the turbulent flows // Heat Transfer 1998. Proc. of 11th Int. Heat Transfer Conf. Kyongju. Korea. – 1998. – Vol.2. – P. 147–150.
10. Zaichik L.I., Alipchenkov V.M. Statistical models for predicting particle dispersion and preferential concentration in turbulent flows // Intern. J. Heat and Fluid Flow. 2005. V. 26. P. 416–430.