

УДК 621.431.75

ОЦЕНКА ТЕПЛООВОГО СОСТОЯНИЯ РАБОЧЕЙ ЛОПАТКИ ТУРБИНЫ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ НА ОСНОВЕ ТРЕХМЕРНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

© 2010 А.М. Сипатов, Л.Ю. Гомзиков

ОАО "Авиадвигатель", г. Пермь

Поступила в редакцию 15/01/2010

Представлена методика оценки теплового состояния охлаждаемых лопаток турбин с учетом трехмерных и нестационарных особенностей потока. Данная методика включает в себя два этапа расчетного анализа: моделирование статор-ротор взаимодействия в исследуемой ступени и выполнение газодинамического расчета в совместной постановке (газ - твердое тело). Проведено сопоставление результатов численного моделирования с экспериментальными данными по тепловому состоянию рабочих лопаток первой ступени ТВД авиационного двигателя. Экспериментальные данные были получены с применением термопар и термокристаллов в процессе испытаний газогенератора данного двигателя. Получено хорошее соответствие между расчетными и экспериментальными данными. Исследован эффект сегрегации газа в межлопаточном канале ротора. Показано, что учет нестационарных эффектов приводит к увеличению адиабатической температуры стенки как со стороны спинки, так и со стороны корыта лопатки. Максимальный эффект сегрегации наблюдается в тех сечениях лопатки, где влияние радиальных и вторичных течений минимально. Совместная постановка позволяет проводить детальный анализ эффективности пленочного охлаждения лопаток по концентрации охлаждающего воздуха, выявлять проблемные участки на исследуемой лопатке, как со стороны внутренней полости, так и со стороны внешнего обтекания и определять трехмерное распределение температуры в исследуемой лопатке.

Ключевые слова: трехмерное моделирование, совместная постановка, тепловое состояние, рабочая лопатка ТВД.

ВВЕДЕНИЕ

Существующая тенденция создания газотурбинных двигателей с более высоким уровнем топливной экономичности ведет к постоянному увеличению температуры газа перед турбиной. Для проектирования такого типа двигателей, требуются расчетные методики, позволяющие выполнять оценку теплового состояния горячей части двигателя с высокой степенью точности. Развитием таких методик занимаются все ведущие двигателестроительные фирмы. Тем не менее, задача достоверного расчета теплового состояния лопаток турбин высокого давления, в полном объеме, не решена до сих пор. Это связано с большим количеством разнородных факторов, влияющих на тепловое состояние лопаток. Наиболее полно учесть эти факторы позволяют расчетные подходы, в которых расчетный анализ теплового состояния лопаток турбин выполняется с учетом трехмерных и нестационарных эффектов течения газа. В последнее время, в связи с существенным развитием вычислительных ресурсов, широко стала применяться совместная постановка (conjugate heat transfer) для решения

задач теплообмена между газом и твердыми телами. Её применение представлено в достаточном большом количестве научных публикаций (см., например, [1-4]). Тем не менее, задача исследования трехмерного теплового состояния лопаток турбин с учетом нестационарных эффектов статор-ротор взаимодействия и с использованием указанной выше совместной постановки является крайне сложной. Как правило, исследователи концентрируют свое внимание на каких-либо отдельных особенностях течения. Так в работах [5,6] авторы провели численный анализ миграции горячего ядра на выходе из камеры сгорания по тракту турбины и его влияния на тепловое состояние рабочей лопатки с использованием нестационарного RANS решателя без применения совместной постановки. В статье [7] представлены экспериментальное и численное исследование двухканальной системы охлаждения турбинной лопатки. Влияние шероховатости и вторичных течений на внешнее тепловое нагружение лопаток соплового аппарата турбины высокого давления представлено в работе [8]. В статье [9] представлено исследование влияния кривизны обтекаемой поверхности на эффективность пленочного охлаждения. Геометрия отверстий выдува охлаждающего воздуха и их ориентация исследуется в работах [10-12].

В качестве объекта исследования в настоящей работе выбрана рабочая лопатка первой ступени турбины высокого давления современного

Сипатов Алексей Матвеевич, кандидат технических наук, начальник отдела вычислительной газовой динамики. E-mail: sipatov@avid.ru.

Гомзиков Леонид Юльевич, ведущий конструктор отдела вычислительной газовой динамики.

E-mail: gomzikov@avid.ru

авиационного двигателя. Проточная часть турбины, геометрическая модель исследуемой лопатки, а также расположение внутренних полостей и отверстий перфорации представлено на рис. 1. Система охлаждения лопатки – конвективно-пленочная. Охлаждающий воздух подается через ряды отверстий перфорации. Для интенсификации теплообмена на внутренних поверхностях лопатки было выполнено оребрение. Кроме того, в задней полости были установлены штырьки, дополнительно турбулизирующие поток и увеличивающие поверхность теплообмена.

Выбор данной лопатки для выполнения расчетного исследования был обусловлен тем, что для выбранной ступени ТВД имелись экспериментальные данные по тепловому состоянию рабочих лопаток. Эти данные были получены в ходе испытаний газогенератора данного двигателя. Измерения выполнялись как с применением термопар, так и с использованием термокristаллов. В результате была возможность выполнить иден-

тификацию предлагаемой методики на основе сравнения поля температур на поверхности лопатки, полученного в результате численного моделирования, и в результате выполненных экспериментальных работ. Как показывает такое сравнение, представленный подход позволяет ещё на стадии проектирования выявлять наиболее опасные участки на лопатке с высокой степенью надежности и в режиме проектирования проводить оценку влияния мероприятий, направленных на улучшение её теплового состояния.

Представленные результаты численного анализа были получены в два этапа. На первом этапе (нестационарный этап) основные усилия были направлены на исследование нестационарных эффектов, связанных с газодинамическим статор-ротор взаимодействием и влиянием температурной неоднородности на выходе из камеры сгорания на тепловое нагружение лопаток ротора. При этом для определения граничных условий на входе в исследуемую ступень турби-

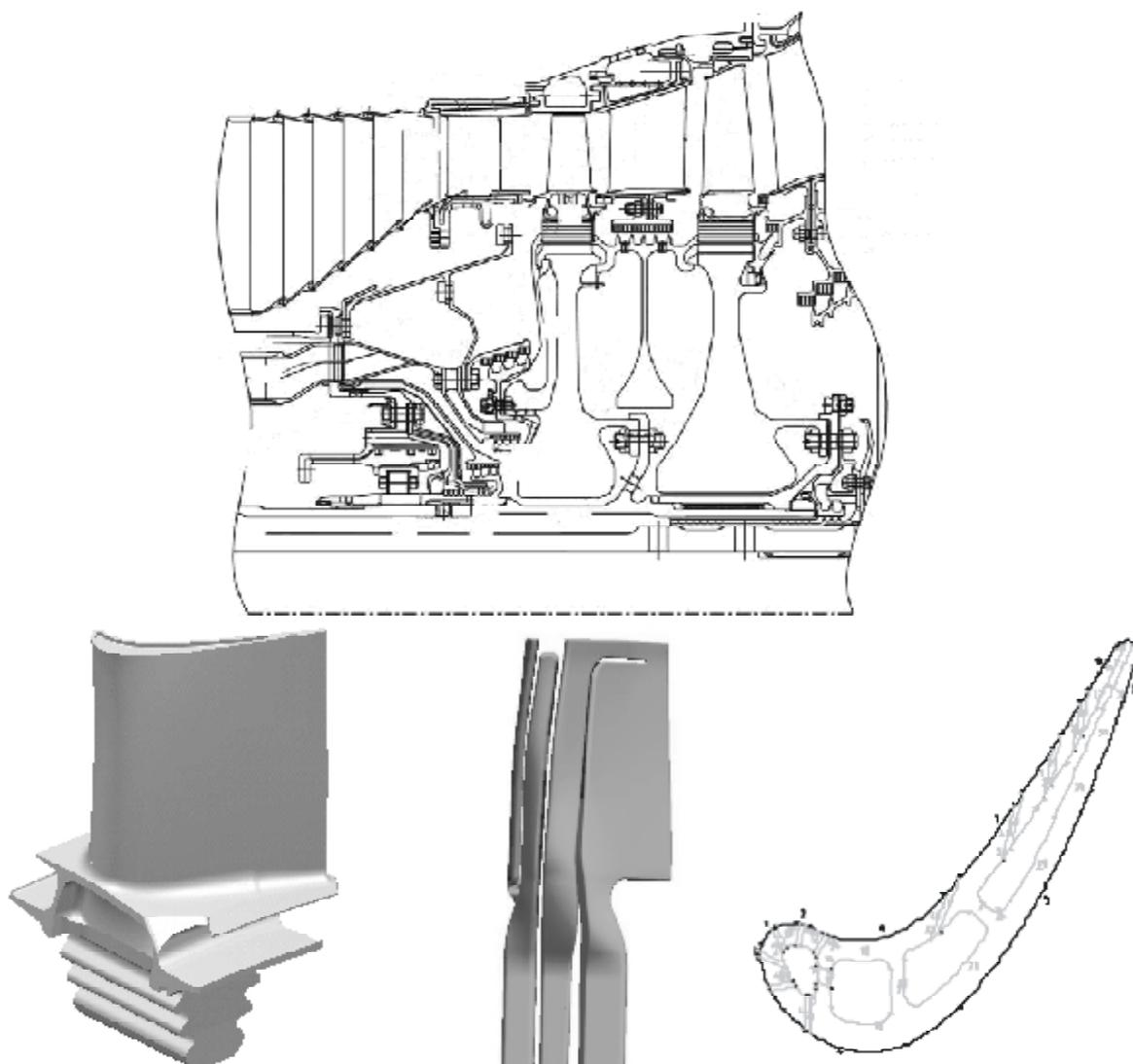


Рис. 1. Проточная часть турбины (вверху), геометрическая модель лопатки (внизу, слева), схема расположения внутренних полостей (внизу по центру) и отверстий перфорации (внизу, справа)

ны был выполнен расчет течения в камере сгорания данного двигателя на заданном режиме с моделированием процессов горения. На втором этапе было проведено расчетное исследование течения в ступени турбины с осреднением по углу параметров потока между статором и ротором (стационарная часть). В данном случае использовалась существенно более подробная дискретизация расчетной области. Это позволило детально описать все отверстия перфорации, как на лопатках статора, так и на лопатках ротора. Кроме того, было детально смоделировано течение во внутренней полости рабочей лопатки. Одновременно с этим решалась тепловая задача в металле лопатки, с учетом теплообмена между поверхностью лопатки и обтекающим её газом.

НЕСТАЦИОНАРНЫЙ АНАЛИЗ.

Как было отмечено ранее, в качестве объекта исследования была выбрана рабочая лопатка первой ступени ТВД современного авиационного двигателя. Для выполнения газодинамических расчетов, как в стационарной, так и в нестационарной постановках использовалось программное обеспечение ANSYS-CFX. В качестве модели турбулентности была выбрана SST модель. Её выбор был обусловлен тем фактом, что именно данная модель позволяет наиболее адекватно описать структуру течения в расчетной области с учетом теплообмена на стенках (имеется ввиду в рамках обычных двухпараметрических моделей турбулентности). Как известно SST модель представляет собой сочетание моделей $k-\epsilon$ и $k-\omega$. В пристеночном слое используется модель $k-\omega$, поскольку $k-\epsilon$ дает неадекватные результаты вблизи стенки, а в основном потоке – модель $k-\epsilon$, что позволяет уменьшить чрезмерное влияние граничных условий по турбулентности на входе, присущее для модели $k-\omega$. Пожалуй, в качестве единственного недостатка данной модели, можно отметить возможный гистерезис в решении в области сшивки двух используемых моделей и, в соответствии с этим, более длительный процесс сходимости решения.

На этапе нестационарного газодинамического расчета статор-ротор взаимодействия использовалась существенно упрощенная сеточная модель. Упрощения касались, прежде всего, моделирования отверстий перфорации. В частности, ряды отверстий перфорации были заменены щелями, через которые подавался охлаждающий воздух. Количество этих щелей было также несколько уменьшено по сравнению с количеством рядов отверстий перфорации. В результате полученная сеточная размерность составила 3.2 млн. узлов, что позволило выполнить расчет не-

стационарного статор-ротор взаимодействия в приемлемые сроки с учетом входной неравномерности параметров потока как в радиальном, так и в окружном направлении. Неравномерность параметров потока, в окружном направлении вызвана неравномерным полем температуры и давления на выходе из камеры сгорания. Исследуемый двигатель имеет 12 жаровых труб и 34 лопатки соплового аппарата. Таким образом, для учета влияния входной неравномерности потока мы включили в расчетную область три межлопаточных канала соплового аппарата, что примерно соответствует угловому размеру одной жаровой трубы. Для получения граничных условий на входе в исследуемую ступень турбины был проведен расчет камеры сгорания на заданном режиме работы. Методология выполнения такого типа расчетов представлена в работе [13].

На рис. 2 представлены результаты нестационарного расчета в среднем сечении по высоте проточной части турбины. Как можно видеть наблюдается заметное взаимодействие между следами от лопаток соплового аппарата и лопатками рабочего колеса. Интересно отметить, что входная температурная неоднородность потока (на рис. справа), практически полностью транслируется на лопатки рабочего колеса.

На рис. 2 (справа) хорошо заметен эффект сегрегации газа в рабочем колесе исследуемой ступени: так горячий газ располагается ближе к поверхности корыта лопатки, а холодный, наоборот, устремляется к спинке лопатки. Для того, чтобы явно выявить эффекты, связанные с нестационарностью, было выполнено два расчета на одинаковой сеточной модели. Первый расчет выполнен в стационарной постановке, т.е. с осреднением параметров потока в окружном направлении на интерфейсе между статором и ротором, а второй расчет – без осреднения параметров потока, т.е. в нестационарной постановке.

Результаты нестационарного расчета были осреднены по времени за период статор-ротор взаимодействия. В таком случае разность между параметрами потока, полученными в результате осреднения результатов нестационарного расчета, и параметрами потока, полученными в результате стационарного расчета, будет характеризовать эффекты, вызванные нестационарным взаимодействием. Следует также отметить, что для данных двух расчетов, все стенки в расчетной области предполагались адиабатическими. Прежде всего проанализируем разность температур между осредненным значением температуры нестационарного расчета и температурой, полученной в стационарном расчете в среднем сечении по высоте межлопаточного канала ротора (см. рис. 3). В соответствии со сказанным данная разность

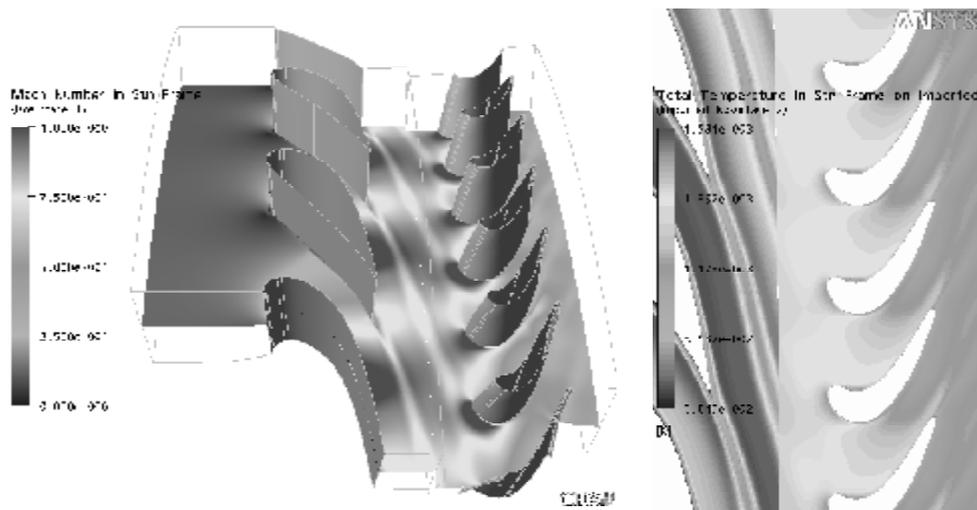


Рис. 2. Распределение числа Маха (слева) и осредненной температуры (справа) в среднем сечении по высоте проточной части

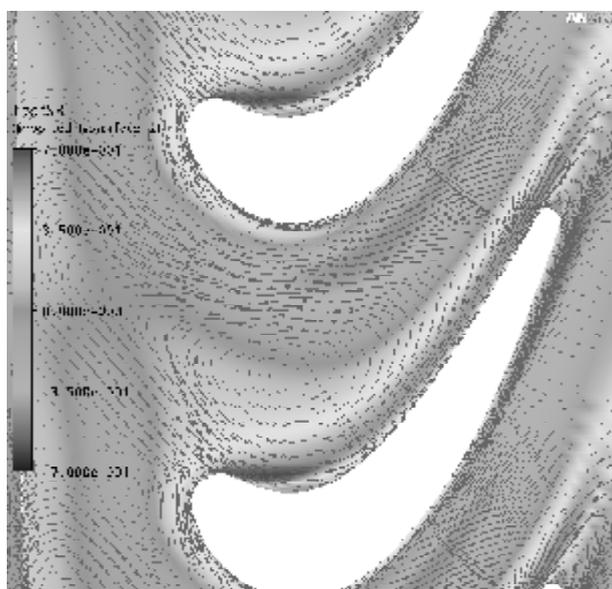


Рис. 3. Распределение разности полной температуры и векторов скорости в среднем сечении (unsteady_averaged - steady)

температур вычисляется по следующей формуле:

$$\Delta T = T_{time_averaged} - T_{steady}. \quad (1)$$

Кроме того, на данном рисунке представлено также распределение вектора разности скорости, вычисленное по аналогичной формуле:

$$\Delta V = V_{time_averaged} - V_{steady}. \quad (2)$$

Как можно видеть, более горячий газ (по сравнению со стационарным расчетом), обладающий к тому же более высоким уровнем скорости, находится со стороны корыта лопатки, а более холодная и медленная его часть располагается вблизи спинки. В соответствии с этим, разность вектора скорости вблизи корыта будет направлена по направлению потока, а вблизи

спинки, в обратном направлении. Также важно отметить, что часть горячего газа, располагающаяся со стороны корыта “проскальзывает” на спинку за счет эффекта эжекции. Это приводит к образованию более высокой адиабатической температуры поверхности лопатки в нестационарном расчете, как со стороны корыта, так и со стороны спинки.

Такой качественный характер распределения температуры в межлопаточном канале ротора наблюдается по всей высоте лопатки. Однако распределение разности адиабатической температуры непосредственно на поверхности лопатки существенно отличается по её высоте. Эти отличия прежде всего связаны с влиянием вторичных течений вблизи концевых поверхностей. Кроме того, наличие радиальной компоненты скорости также оказывает определенное влияние на эффект сегрегации газа в межлопаточном канале ротора.

На рис. 4 представлено распределение разности температур в корневом и периферийном сечениях. Как можно видеть максимальная разность температуры для всех трех сечений достигает 70-75 °К. В то же время вторичные течения или просто наличие радиальной компоненты скорости несколько отодвигают горячий сегрегированный газ непосредственно от поверхности лопатки. Это ясно видно как на рис.4, так и на рис. 5. На последнем рисунке представлено распределение разности температуры и вектора скорости вдоль поверхностей корыта и спинки лопатки.

Для того, чтобы пояснить полученное распределение разности температур по высоте лопатки необходимо проанализировать трехмерную структуру потока в межлопаточном канале рабочего колеса. Данная структура хорошо прослеживается на рис. 6. На нем представлено поведение линий тока, выпущенных на входе в ра-

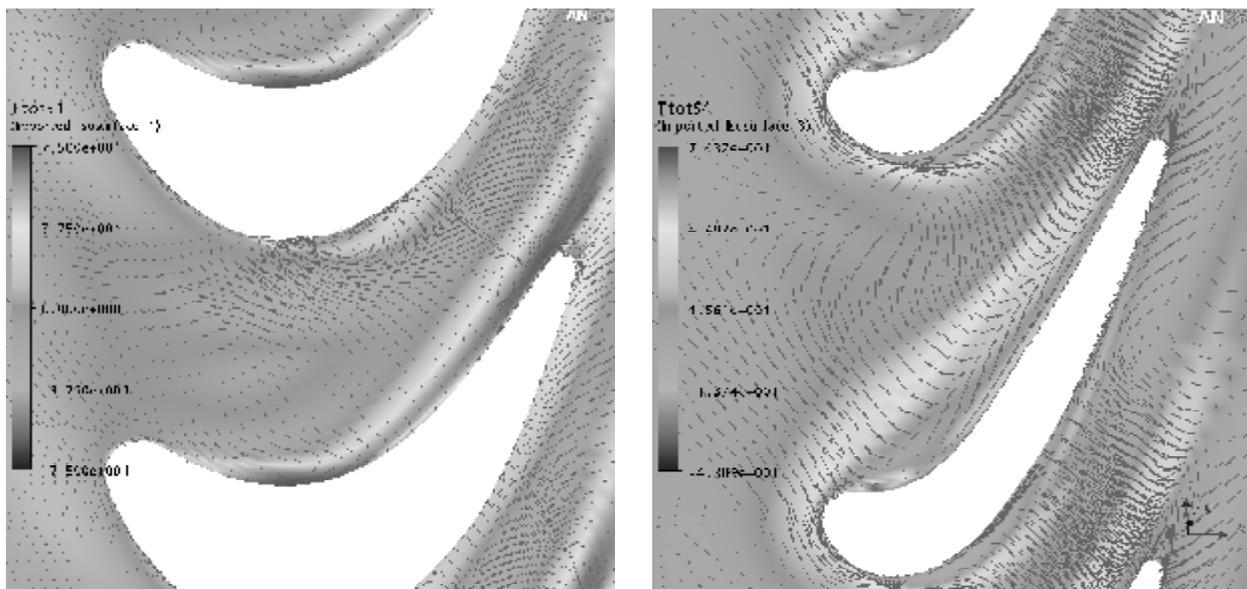


Рис. 4. Распределение разности полной температуры и векторов скорости в нижнем (слева) и в верхнем (справа) сечениях

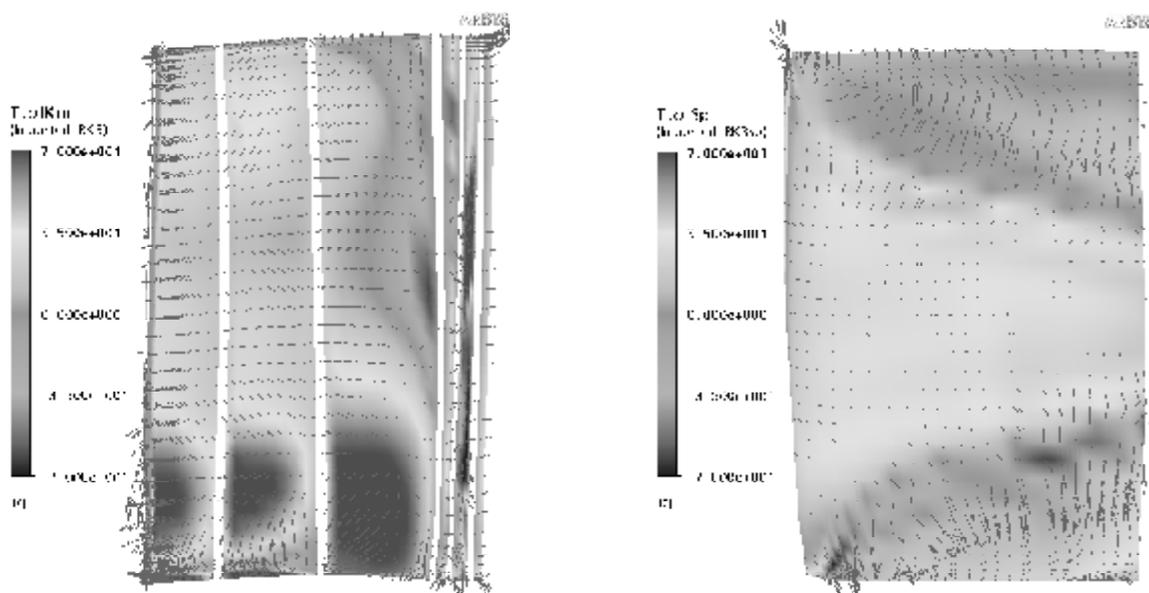


Рис. 5. Распределение разности температуры и скорости на корыте (слева) и на спинке (справа)

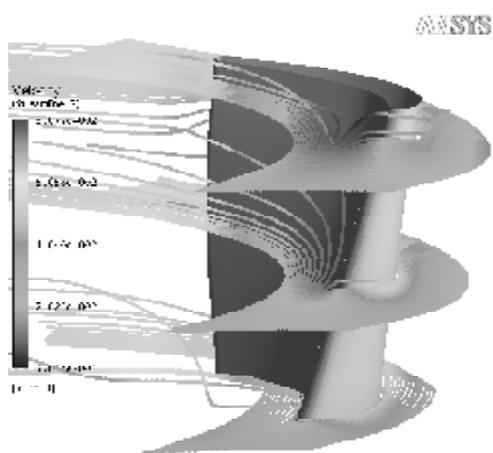


Рис. 6. Линии тока в межлопаточном канале лопаток ротора

бочее колесо в трех сечениях по высоте лопатки. Сопоставляя рисунки 5 и 6 можно сделать вывод, что максимальное влияние эффекта сегрегации достигается в тех местах на лопатке, где вблизи стенки радиальная компонента скорости незначительна.

Как показано на рис. 5, наблюдается существенное влияние вторичных течений на представленную разность температур со стороны спинки. Отрицательная разность температур наблюдается вблизи границы вторичных течений. Близка к нулю разность температур в областях вторичных течений. Как видно, в данных случаях вторичные течения несколько отодвигают горячий газ непосредственно от поверхности лопатки (см. также рис. 4). Вне зоны вторичных

течений увеличение адиабатической температуры стенки в среднем составляет 25-30 °К. Это связано с эффектом эжекции горячих газов на спинку.

Со стороны корыта среднее увеличение адиабатической температуры поверхности лопатки составляет порядка 45 °К. Максимальное влияние сегрегации на увеличение температуры стенки наблюдается в тех областях, где влияние трехмерных эффектов слабое.

СОВМЕСТНАЯ ПОСТАНОВКА

Второй этап исследований основан на моделировании течения с осреднением параметров потока в окружном направлении на интерфейсе между статором и ротором (стационарный этап). Такая постановка позволила:

1. Использовать существенно более мелкую дискретизацию расчетной области для того, чтобы детально смоделировать все отверстия перфорации, как на лопатках статора, так и на роторных лопатках и концевых поверхностях.

2. Применить совместную СНТ постановку для моделирования теплового состояния лопатки рабочего колеса. В данной постановке одновременно с газодинамической задачей решалась тепловая задача в металле лопатки и моделировалась теплопередача на границе газ – твердое тело.

В процессе расчета использовались различные временные шаги для газодинамической задачи и тепловой задачи. Это связано с различными временными интервалами по теплопроводности в металле и конвективному теплообмену в газе. В данном случае использовался временной шаг порядка $1e-4$ для газодинамической задачи и порядка $1e+1$ для тепловой задачи в металле.

Сеточная модель роторной части расчетной области состояла из 6.4 млн. узлов (24 млн. элементов) и включала в себя межлопаточный канал, внутреннюю полость и стенки лопатки. Для описания течения в пограничном слое использовалось 8 призматических слоев. Модель ста-

торной части расчетной области состояла из 7.2 млн. узлов (21.3 млн. элементов) и не включала в себя внутреннюю полость лопаток статора.

На рис. 7 представлена дискретизация внутренней и внешней поверхности лопатки рабочего колеса вместе с описанием дискретизации каналов перфорации.

Следует отметить, что на поперечное сечение каждого канала перфорации приходилось по 4 тетраэдральных ячейки и по 16 (два раза по 8) призматических слоев. Такая дискретизация позволила корректно описать выдув охлаждающего воздуха. Кроме того, сгущение ячеек вблизи отверстий перфорации также было подобрано таким образом, чтобы процесс смешения охлаждающего воздуха с основным потоком слабо зависел от дальнейшего измельчения сеточной модели.

Как известно для того, чтобы корректно описать процесс теплопередачи на поверхности твердого тела требуется выдерживать значение y^+ в первом узле от стенки не более 2. Данный параметр является безразмерной характеристикой пограничного слоя. В данной работе даже после коррекции сеточной модели вблизи поверхности лопатки не удалось выдержать значение y^+ до 2 на всех участках лопатки. В некоторых местах на лопатке его значение достигало 5. Вместе с тем, распределение температуры поперек пограничного слоя свидетельствовало о приемлемой точности определения градиента температуры на обтекаемой поверхности.

Численное моделирование было выполнено со вторым порядком точности по пространству и времени. Для получения сошедшегося решения потребовалось 2-е – 3-е суток процессорного времени с распараллеливанием задачи на 12 процессоров (точнее, 12 ядер на вычислительном кластере 2008 года выпуска). Указанное выше расчетное время является незначительным для такого уровня расчетов. Вместе с тем нужно отметить, что затраты рабочего времени на построение представленной выше сеточной модели с учетом её последующей коррекции, существенно превыша-

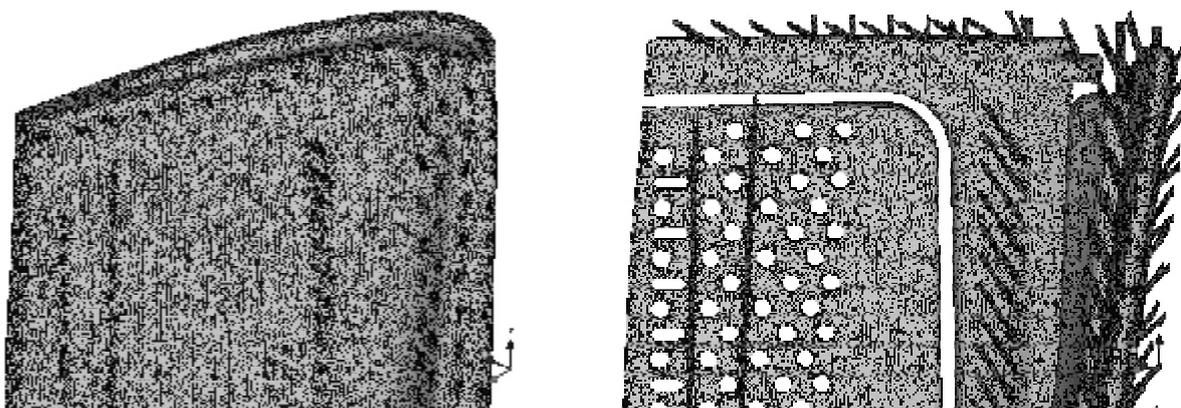


Рис. 7. Сеточная дискретизация лопатки рабочего колеса

ют временной интервал, требующийся для выполнения непосредственно численного расчета.

На рис. 8 представлено распределение теплового потока на внутренних поверхностях исследуемой лопатки. По данному распределению ясно видно, что теплообмен со стороны корыта существенно выше, чем со стороны спинки. Такое распределение обусловлено влиянием трехмерных эффектов течения охлаждающего воздуха. Так в средней полости лопатки, где поток поднимается вертикально вверх, в районе корневого сечения проточной части лопатки за достаточно резким диффузорным участком образуется вихревая зона. Далее действие Кориолисовых сил и наличие отверстий перфорации в этой полости со стороны корыта прижимают поток к корыту. Тем самым на внутренней поверхности со стороны спинки образуется теньевая зона, в которой наблюдается слабое конвективное охлаждение лопатки. С учетом того факта, что для данной лопатки охлаждающий воздух движется только вверх и в стороны (и нигде не направлен вниз), действие Кориолисовых сил негативно сказывается на теплообмене на всей поверхности лопатки со стороны спинки. Вместе с тем, со стороны корыта их действие приводит, наоборот, к интенсификации теплообмена.

Эффективность пленочного охлаждения оценивалась по концентрации газа, выдуваемого через отверстия перфорации. В частности, в рамках используемого газодинамического программного обеспечения (ANSYS-CFX) были заданы, как различные, газы, вытекающие в расчетную область с различных поверхностей входа. Вместе с тем, они обладали одинаковыми термодинамическими свойствами. В таком случае становится возможным определить массовую концентрацию газа, вытекающего из отверстий перфорации в любом интересующем нас участке расчетной области. Результаты применения такого подхода представлены на рис. 9 и 10. В частности, распределение

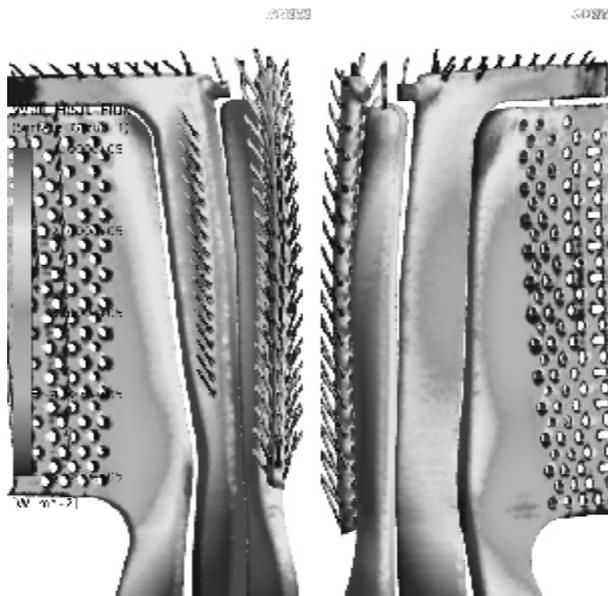


Рис. 8. Распределение теплового потока на корыте (слева) и спинке (справа) на внутренней поверхности лопатки

концентрации охлаждающего воздуха вблизи стенки, выдуваемого через лопатки рабочего колеса представлено на рис. 9.

Как видно из рис. 9, со стороны корыта можно выделить два наиболее серьезных участка, где эффективность пленочного охлаждения недостаточна (эти области выделяются, по результатам газодинамического расчета, темным цветом). Первый участок расположен вблизи торца лопатки примерно на расстоянии половины хорды лопатки от входной кромки. С учетом наличия достаточно сильных вторичных течений в этой области присутствие такого участка на лопатке является опасным с точки зрения обеспечения длительного ресурса её работы. Второй участок расположен в нижней части лопатки за последним рядом отверстий перфорации. Отсутствие темных следов за первым, вторым и пятым отверстиями перфорации в данном ряду свидетель-

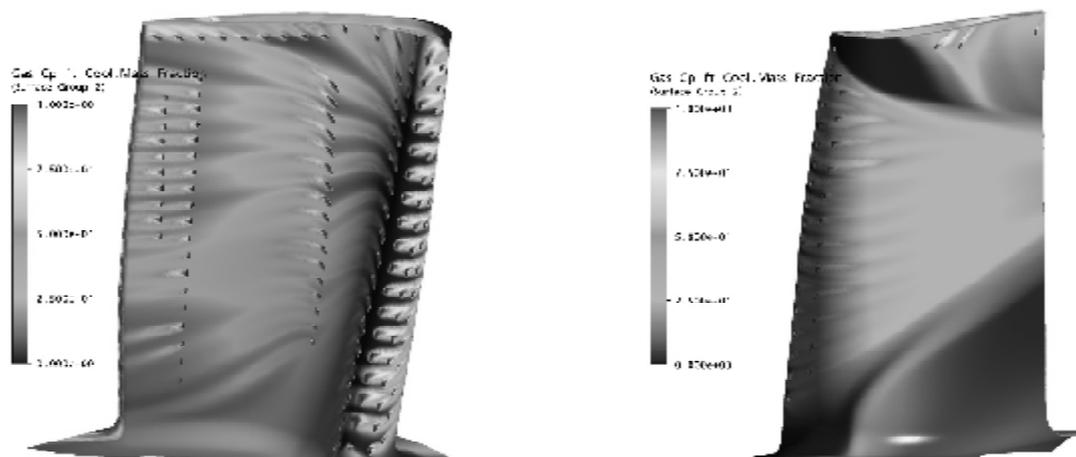


Рис. 9. Распределение концентрации охлаждающего воздуха, выдуваемого через РК

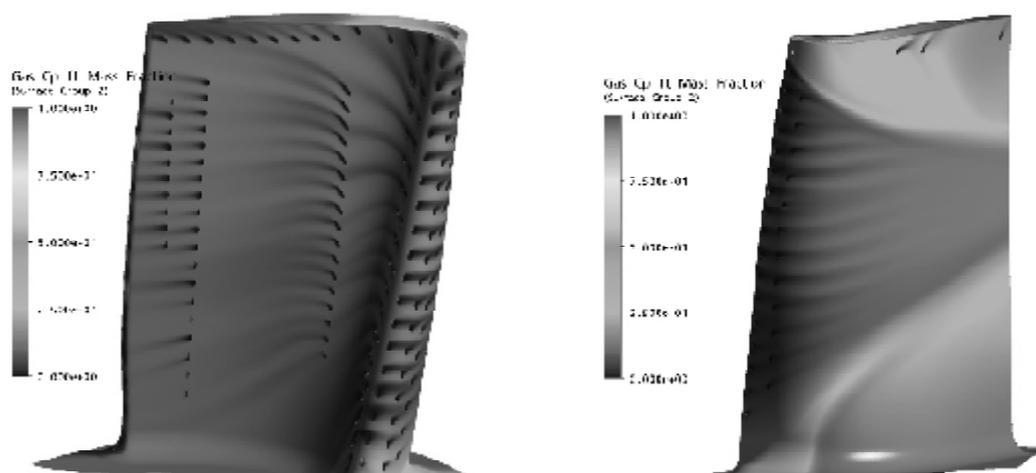


Рис. 10. Распределение концентрации охлаждающего воздуха, выдуваемого через СА

ствует о недостаточном перепаде давлений в этих отверстиях. При анализе эффективности пленочного охлаждения лопатки со стороны спинки можно отметить, что пленочное охлаждение работает слабо в области вторичных течений, что является опасным особенно для верхней части лопатки.

Однако для окончательного вывода по эффективности пленочного охлаждения лопатки в этих областях требуется проанализировать рис. 10. На данном рис. представлено распределение концентрации охлаждающего воздуха вблизи поверхности исследуемой лопатки выдуваемого через лопатку спрямляющего аппарата и концевые поверхности статора. Такое представление результатов расчета позволяет судить о суммарном влиянии охлаждающего воздуха на пленочное охлаждение лопатки рабочего колеса. Можно отметить слабое влияние данного воздуха на охлаждение лопатки со стороны корыта. Вместе с этим сильное воздействие указанный воздух оказывает на защиту лопатки со стороны спинки в

области вторичных течений. Так, концентрация данного воздуха в отмеченных выше областях достигает 50%, что оказывает существенное благоприятное влияние на тепловое состояние лопатки.

Распределение температуры в металле исследуемой лопатки представлено на рис. 11. Низкий уровень температуры лопатки в области центрального ряда отверстий перфорации со стороны корыта свидетельствует о несколько избыточном расходе воздуха через данный ряд отверстий. Вместе с тем вблизи торца лопатки можно отметить высокий уровень температур, как со стороны корыта, так и со стороны спинки. Центральное горячее пятно со стороны спинки вызвано плохим конвективным охлаждением лопатки во внутренней полости на данном участке. Как было сказано ранее, резкая диффузорность средней полости лопатки в районе корневого сечения, вследствие этого возникновение вихревого движения и дальнейшее влияние сил Кориолиса обусловили слабое конвективное охлаждение

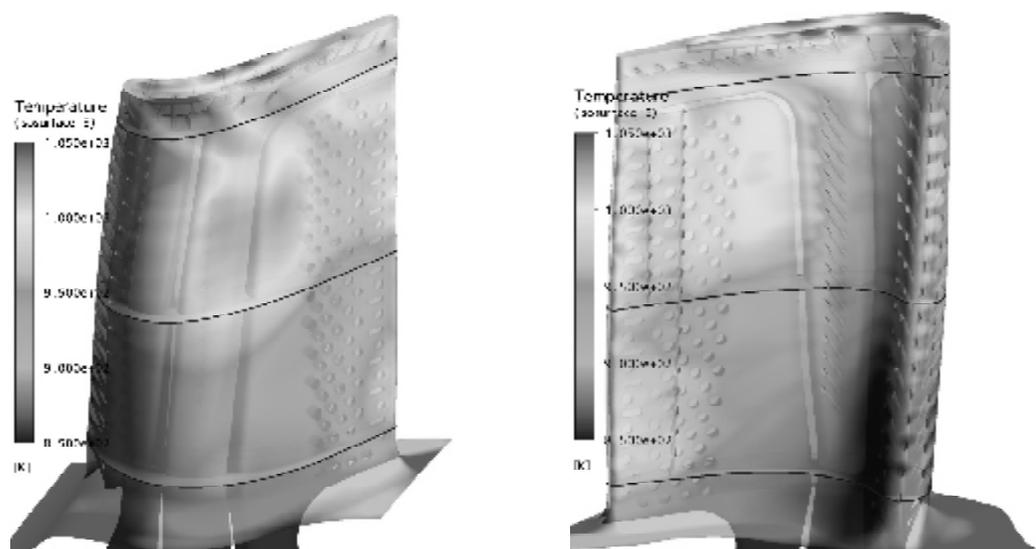


Рис. 11. Распределение температуры в металле лопатки

лопатки на данном участке. На данном рисунке черными кривыми представлено также три сечения по высоте лопатки, в которых выполнялись экспериментальные измерения температуры металла на поверхности.

АНАЛИЗ РАСЧЕТНЫХ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ДАННЫХ

В ходе численного моделирования были выполнены три газодинамических расчета в совместной постановке, а именно:

1) Газодинамический расчет, в котором расчетная область состояла только из одного межлопаточного канала рабочего колеса. В этом случае поле температур и давлений на входе в расчетную область бралось из результатов численного моделирования течения в тракте турбины. Данный расчет выполнялся на основе решения трехмерных уравнений Эйлера с осреднением между венцами статора и ротора (применялась программа ЦИАМ). В этой программе выдув охлаждающего воздуха через отверстия перфорации моделируется упрощенно, что приводит к определенной погрешности в распределении поля температур и давлений по высоте проточной части турбины в сечении на входе в ротор.

2) Газодинамический расчет течения в исследуемой ступени с граничными условиями на входе в расчетную область полученными из расчета течения в камере сгорания (с учетом моделирования процессов горения). Здесь следует отметить одно серьезное обстоятельство, которое также привело к некоторой погрешности в определении поля температур и давлений на входе в расчетную область. Так, входное сечение расчетной области турбины располагается внутри камеры сгорания, где протекание химических ре-

акций еще полностью не завершено. Это обстоятельство приводит либо к необходимости выполнения газодинамического моделирования в ступени турбины с учетом химических реакций, либо использовать параметры потока с выходного сечения камеры сгорания непосредственно вблизи входных кромок лопаток соплового аппарата (для соблюдения среднего уровня температуры на выходе).

Следует также отметить, что по результатам экспериментальных работ имелись измерения полей температуры и давления только на выходе из камеры сгорания. Таким образом для соблюдения единообразия при использовании расчетных и экспериментальных данных, и в первом и во втором случае были использованы данные, полученные на выходе из камеры сгорания. Необходимо также подчеркнуть, что реальная геометрия проточной части двигателя в выходной части камеры сгорания существенно сужается (см. рис. 1), что приводит к сложности в переносе данных с выхода камеры сгорания в заданное входное сечение.

3) Газодинамический расчет течения в ступени турбины с граничными условиями на входе в расчетную область полученными из имеющихся экспериментальных данных.

Распределения температуры и давления на входе в расчетную область, полученные на основе расчетных и экспериментальных данных представлены на рис. 12. Как видно распределение полного давления по высоте проточной части практически совпадает. Некоторое отличие заметно вблизи концевых поверхностей и связано, скорее всего, с различной оценкой выдува через эти поверхности охлаждающего воздуха. По распределению полной температуры можно отметить существенное отличие между используемыми

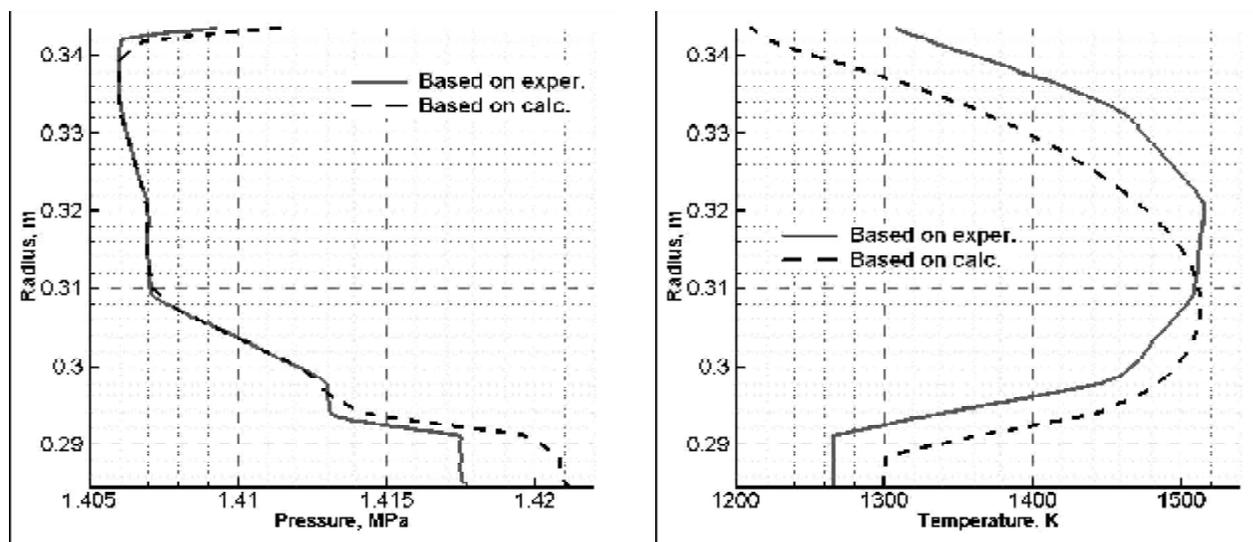


Рис. 12. Распределение полного давления (слева) и полной температуры (справа) на входе в расчетную область

двумя подходами для определения граничных условий на входе. Так, более низкое расположение ядра потока наблюдается в результате численного анализа и связано с резким сужением проточной части камеры сгорания на выходном участке. Вместе с тем, перенос этих данных с выхода камеры сгорания на вход в расчетную область приводит к некоторому искажению векторов поля скорости, которые бы в реальности должны были бы в дальнейшем “направлять” это ядро несколько вверх.

Экспериментальные и расчетные данные по распределению температур в трех сечениях по высоте лопатки для отмеченных выше трех различных постановок газодинамического анализа представлены на рис. 13. Интересно отметить, что в среднем сечении все три отмеченные выше постановки показали хороший уровень расчетной оценки. Это свидетельствует о корректном описании среднего уровня температур в исследуемой ступени турбины для указанных постановок. Вместе с тем были получены существенные различия в распределении температуры в верхнем и нижнем сечениях.

Как можно видеть, среднее различие между расчетным и экспериментальным уровнем температур составляет примерно 50 градусов. Детальный анализ свидетельствует, что представленное на рис. 13 различие в температурах в корневом и верхнем сечениях лопатки вызвано, прежде всего, различием в определении граничных условий по температуре на входе в исследуемую ступень (для расчетных постановок 2 и 3), или при определении распределения температуры на входе рабочее колесо (для постановки 1).

В целом можно отметить, что при использовании второй постановки был получен завышенный уровень температуры в корневом сечении (примерно на 50 градусов) и хорошее соответствие расчетных и экспериментальных данных в среднем и верхнем сечениях. В случае использования третьей постановки было получено хорошее соответствие расчетных и эксперимен-

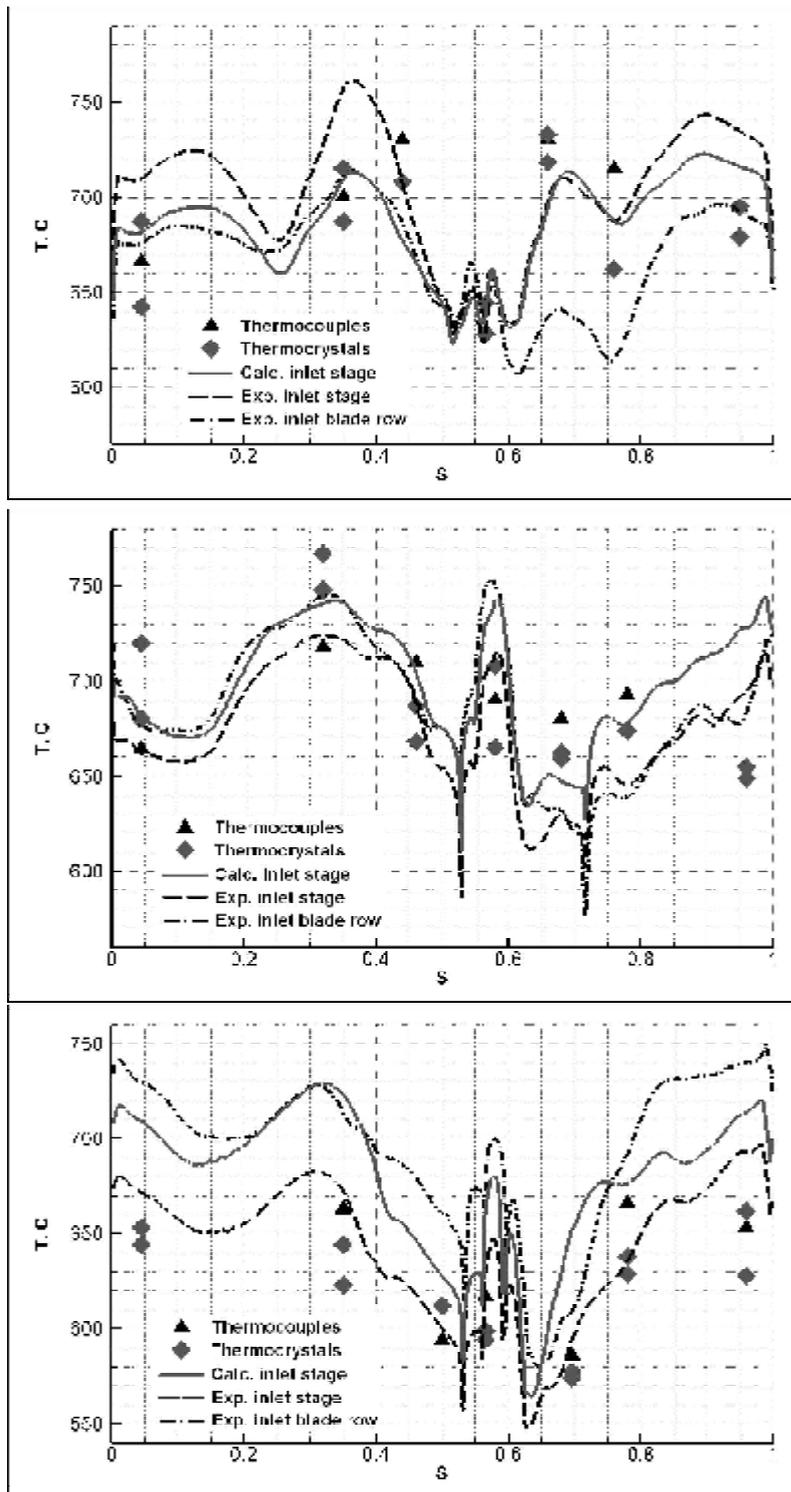


Рис. 13. Распределение температуры в верхнем (сверху), среднем (в середине) и нижнем (снизу) сечениях рабочей лопатки

тальных данных в корневом сечении и среднем сечении, и завышенный уровень температур в верхнем сечении. Таким образом следует подчеркнуть важность корректного определения профиля температуры на входе в расчетную область для получения хорошего соответствия между расчетными и экспериментальными данными по уровню локальной температуры лопатки по всей

её высоте. Вместе с тем, различие в полученных результатах не носит принципиального характера. Это свидетельствует о том, что на основе результатов численного моделирования, полученных с использованием любой из отмеченных выше трех постановок, можно выявить наиболее проблемные участки на лопатке и проработать мероприятия по улучшению её теплового состояния с высоким уровнем надежности.

При анализе соответствия результатов численного моделирования и экспериментальных данных важно отметить наличие также определенной погрешности при выполнении экспериментальных измерений на натурном двигателе, в том числе вызванной имеющимися отклонениями в пределах допусков в изготовлении узлов и деталей двигателя. Об уровне такой погрешности можно судить по показаниям термодатчиков, установленных на разных лопатках. Как видно из рис. 13 данная погрешность достаточно существенна. Кроме того, как было сказано ранее, течение в пограничном слое моделировалось в рамках используемой модели турбулентности SST. Для получения ещё более точных результатов требуется также учитывать локальный характер течения в пограничном слое на различных участках лопатки. В этом направлении в дальнейшем возможно применение методики моделирования крупных вихрей (LES моделирования) для описания структуры течения в турбине в целом, в том числе, и в пограничных слоях на стенках расчетной области.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Представлена разработанная методика по анализу теплового состояния охлаждаемых лопаток турбин с учетом трехмерных и нестационарных особенностей потока. Данная методика включает в себя два этапа расчетного анализа: моделирование статор-ротор взаимодействия в исследуемой ступени и выполнение газодинамического расчета в совместной постановке (газ - твердое тело) с детальным моделированием пленочного охлаждения лопаток рабочего колеса и соплового аппарата.

Проведено сопоставление результатов численного моделирования с экспериментальными данными по тепловому состоянию рабочих лопаток первой ступени ТВД авиационного двигателя. Экспериментальные данные были получены с применением термопар и термодатчиков в процессе испытаний газогенератора данного двигателя. Получено хорошее соответствие между расчетными и экспериментальными данными.

Детально исследован эффект сегрегации газа в межлопаточном канале ротора. Показано, что

учет нестационарных эффектов приводит к увеличению адиабатической температуры стенки как со стороны спинки, так и со стороны корыта лопатки. Максимальный эффект сегрегации наблюдается в тех сечениях лопатки, где влияние радиальных и вторичных течений минимально. Вторичные течения несколько отодвигают горячий сегрегированный газ непосредственно от поверхности лопатки.

Совместная постановка совместно с определением газов с идентичными газодинамическими свойствами позволяет проводить детальный анализ эффективности пленочного охлаждения лопаток по концентрации охлаждающего воздуха, выявлять проблемные участки на исследуемой лопатке, как со стороны внутренней полости, так и со стороны внешнего обтекания. В качестве результатов численного анализа в такой постановке рассматривается распределение температуры в металле исследуемой лопатки с учетом всех трехмерных эффектов. Эти данные в дальнейшем выступают в качестве граничных условий для расчета напряженно-деформированного состояния данной лопатки.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Adami P., Martelli F., Montomoli F.* A Finite Volume Method for the Conjugate Heat Transfer in Film Cooling devices // Proceeding of the XVI Int. Symposium on Air Breathing Engines. ISABE-2003-1066. Cleveland, USA. 2003.
2. *Bohn D., Kusterer K., Sigimoto T., Tanaka R.* Improvement of a Film-cooled Blade by Application of the Conjugate Calculation Technique // ASME-paper. GT2005-68555. Reno-Tahoe, Nevada, USA. 2005
3. *Heidmann J.D., Kassab A.J., Divo E.A., Rodriguez F., Steinthorsson E.* Conjugate Heat Transfer Effects on a Realistic Film-cooled Turbine Vane // ASME-paper. GT2003-38553. 2003.
4. *Rigby D.L., Lepicovsky J.* Conjugate Heat Transfer Analysis of Internally Cooled Configurations // ASME-paper, 2001-GT-405. New Orleans, USA. 2001.
5. *Castillon L., Laroche E.* Unsteady Three-Dimensional Navier-Stokes Analysis of a Hot Streak Transport through an Axial High Pressure Turbine Stage // Proceeding of the XVI Int. Symposium on Air Breathing Engines. ISABE-2003-1063. Cleveland, USA. 2003.
6. *Ong J., Miller R.J.* Hot Streak and Vane Coolant Migration in a Downstream Rotor // ASME-paper. GT2008-50971. Berlin, Germany. 2008.
7. *Elfert M., Jarius M.P.,* Detailed Flow Investigation in a Ribbed Turbine blade two-pass cooling system, *Proceeding of the XVII Int. Symposium on Air Breathing Engines*, ISABE-2005-1115. Munich, Germany. 2005
8. *Stripf M., Schulz A., Bauer H.-J.* Surface Roughness and Secondary Flow Effects on External Heat Transfer of a HP Turbine Vane // Proceeding of the XVII Int. Symposium on Air Breathing Engines. ISABE-2005-1116. Munich, Germany. 2005.
9. *Koc I., Parmaksizoglu C., Cakan M.* Numerical investigation of film cooling effectiveness on the curved

- surface // Energy Conversion and Management. 2005. Vol. 47. Pp. 1231-1246.
10. Bell C.M., Hamakawa H., Ligrani P.M., 2000, Film Cooling from Shaped Holes // Transactions of the ASME. 2000. Vol. 122. May . Pp. 224-232.
 11. Kim Youn J., Kim S.-M. Influence of Shaped Injection Holes on Turbine Blade Leading Edge Film Cooling, International Journal of Heat and Mass Transfer. 2004. Vol. 47, № 2, January, Pp. 245-256.
 12. Lee Joon Sik. Effects of Orientation Angles on Film Cooling over a Flat Plate: Boundary Layer Temperature Distributions and Adiabatic Film Cooling Effectiveness, Journal of Turbomachinery // Transactions of the ASME, 2000. Vol.122. № 1, January. Pp. 153-160.
 13. Koutsenko I.G., Onegin S.F., Sipatov A.M., Application of CFD Analysis Technique for Design and Optimization of Gas Turbine Combustors // ASME paper GT2004-53398. 2004.

HEAT CONDITION ESTIMATION OF A HIGH PRESSURE TURBINE BLADE BASED ON THREE-DIMENSIONAL MODELING

© 2010 A.M. Sipatov, L.Yu. Gomzikov

OJSC "Aviadvigatel", Perm

Heat condition estimation methodology of cooled turbine blades with taking into account three-dimensional and unsteady effects is presented. This methodology consists of two steps of numerical analysis. The first step is stator-rotor interaction modeling in the investigated turbine stage and the second one is gasdynamic calculation applying conjugate heat transfer approach. Comparison of numerical results and experimental data of temperature distribution in the investigated blade was carried out. The experimental data were collected by thermocouples and thermocrystals gauges during tests of the engine core. Good agreement between numerical results and experimental data has been obtained. Gas segregation process in the blade passage was investigated. It was shown that unsteady effects lead to increasing adiabatic wall temperature as on the pressure as on the suction blade sides. Maximal influence of gas segregation is located in such areas where radial and secondary flows are weak. Conjugate heat transfer approach allows performing detail analysis of film cooling effectiveness according to cooling air concentration near the blade wall, revealing problem zones on the investigated blade as in the inner cavities as on the outer walls, obtaining three-dimensional temperature distribution in the blade metal.

Key words: three-dimensional modeling, CHT approach, heat condition, HPT rotor blade.