

УДК 621.438.001.57:629.7.036.3:536.242

ЮРЧЕНКО Д.Д., КРУКОВСКИЙ П.Г., ЧЕПАСКИНА С.М

*Институт технической теплофизики НАН Украины*

## ТРЕХМЕРНЫЙ CFD – АНАЛИЗ ГИДРОДИНАМИКИ И ТЕПЛООБМЕНА В КАНАЛЕ ОХЛАЖДЕНИЯ РАБОЧЕЙ ЛОПАТКИ ГТД В СОПРЯЖЕННОЙ ПОСТАНОВКЕ (Часть 1. Гидродинамика)

За допомогою розробленої авторами раніше тривимірної зв'язаної CFD-моделі охолоджуваної лопатки ГТД проведений аналіз зміни тиску уздовж каналу охолодження, як з урахуванням обертання, так і без нього. Проведено порівняння результатів, одержаних на CFD- моделі, з гідравлічним розрахунком за допомогою традиційної методики, яке показало їх задовільний збіг. На основі CFD- моделі запропонована і проілюстрована методика отримання і уточнення наявних місцевих коефіцієнтів гідравлічного опору.

С помощью разработанной авторами ранее трёхмерной сопряжённой CFD- модели охлаждаемой лопатки ГТД проведен анализ изменения давления вдоль канала охлаждения, как с учетом вращения, так и без него. Проведено сравнение результатов, полученных с помощью CFD- модели и гидравлического расчета при помощи традиционной методики, которое показало их удовлетворительное совпадение. На основе CFD- модели предложена и проиллюстрирована методика получения и уточнения имеющихся местных коэффициентов гидравлического сопротивления.

Three-dimensional CFD- model for cooled blade for turbine as a conjugate problem developed by authors before was applied for the pressure change along the channel, both for rotate and without rotate cases analysis. A results comparison for the CFD- model and traditional hydraulic calculation with traditional technique analysis are presented. The results showed their good fit. A technique and some results for local hydraulic resistance coefficients determination based on the CFD- model are proposed as well.

$G$  – расход;  
 $P$  – давление;  
 $W$  – скорость;

$\rho$  – плотность  
 $\xi$  – коэффициент местного гидравлического сопротивления;

### **Введение**

Рабочие лопатки являются одним из наиболее ответственных и теплонапряжённых деталей газотурбинного двигателя (ГТД). Охлаждение лопаток, как и остальных деталей ГТД, осуществляется воздухом, который подается внутрь лопатки по сложным и разветвлённым каналам охлаждения, отбираемым от компрессора. Тепловое состояние лопатки определяется эффективностью системы охлаждения, которая в свою очередь определяется гидродинамическим и тепловым взаимодействием воздушного потока со стенками внутренних каналов охлаждения лопаток. При анализе и проектировании систем охлаждения детальная качественная и особенно количественная информация о рас-

пределении скоростей, давлений, температур и коэффициентов теплоотдачи в воздушном потоке и на стенках внутренних каналов является определяющей для получения оптимальных расходных, геометрических и режимных параметров системы охлаждения. Существующие традиционные методы анализа и проектирования систем воздушного охлаждения лопаток газовых турбин, например [1,2], основаны на анализе осредненных по сечению канала скоростей, давлений и эмпирических местных коэффициентов сопротивления и теплоотдачи, которые определялись из литературы или находились с помощью специально проводимых экспериментов. Имеющийся диапазон и точность таких коэффициентов были весьма ограничены, что приводило к низкой точности и не

достаточной оптимальности конечных результатов проектирования. Более того, традиционное разделение анализа систем охлаждения лопаток на гидравлическую и тепловую части приводило к необходимости увязывания этих частей, т.к. результаты гидравлического расчета непосредственно зависят от результатов теплового расчета и наоборот. При проведении теплового расчета системы охлаждения в общем случае необходимо решить систему дифференциальных уравнений нестационарной теплопроводности, описывающих температурное состояние всех деталей. Необходимые для этого граничные и начальные условия должны учитывать как закономерности теплообмена на всех поверхностях теплообмена, так и исходное их температурное состояние [1].

Сложность исходной системы дифференциальных уравнений (трехмерность, нелинейность задачи, существенная переменность во времени и пространстве граничных условий) делает практически невозможным получение точного или приближенного аналитического решения.

Гидродинамический расчет [1,2] подразумевает решение уравнений неразрывности, Бернулли, закона состояния идеального газа, а также использование справочных данных по местным гидравлическим сопротивлениям (например, [3]). Расчет, проводится в одномерной постановке (вдоль хода канала) с осредненными по сечению скоростями, давлениями и температурами. Такой путь достаточно трудоемкий и ограничен наличием справочных данных о коэффициентах гидравлического сопротивления. В случае нестандартной, сложной геометрии рассматриваемого канала охлаждения подобрать коэффициенты местного гидравлического сопротивления весьма затруднительно или просто невозможно, что в полной мере относится и к нахождению коэффициентов теплоотдачи для расчета теплообмена на стенках этого канала.

В настоящее время все большее число расчетов теплового и гидродинамического состояния лопаток ГТД (особенно поверочных и оптимизационных) осуществляется численно с использованием современных компьютерных CFD (Computational Fluid Dynamic)-техно-

логий [4]. К наиболее совершенным компьютерным программам, реализующим CFD-технологии, можно отнести STAR-CD, FLUENT, CFX и др. Они дают возможность моделировать газодинамические процессы и теплообмен между лопаткой, горячим газом и охлаждающим воздухом в пространственной сопряженной постановке, что позволяет отказаться от задания коэффициентов местного гидравлического сопротивления и теплоотдачи на внешней и внутренней поверхностях лопатки, а мощные средства геометрического моделирования и сеточные генераторы предоставляют возможность создания расчетных сеток одновременно для межлопаточного канала, лопатки и системы ее охлаждения без каких-либо геометрических упрощений. При этом решается полная система дифференциальных уравнений Навье-Стокса и уравнений для выбранной модели турбулентности. Результатом решения такой системы являются трехмерные поля скоростей, давлений и температур в объемах лопатки и всех каналов, по которым при желании можно вычислить коэффициенты местного гидравлического сопротивления и коэффициенты теплоотдачи на внешней и внутренней поверхностях лопатки.

Возможность определения полей коэффициентов местного гидравлического сопротивления и теплоотдачи на поверхностях лопаток и других деталей ГТД при их анализе в сопряженной постановке с помощью компьютерных CFD-технологий является сама по себе уникальной по следующим причинам:

- ♦ позволяет использовать накопленные эмпирические базы знаний и данных для верификации разрабатываемых CFD-моделей в имеющемся диапазоне этих знаний и данных;
- ♦ дополнять (расширять) базы знаний и данных за пределы имеющегося диапазона с помощью верифицированных CFD-моделей.

Такую возможность можно изложить так. Современные математические модели и реализующие их компьютерные CFD-технологии достигли таких уровней общности (сложности) и детализации анализируемых газодинамических и тепломассообменных процессов, что показав свою адекватность на имеющихся эмпи-

рических данных, они могут дополнять эти данные, что показывает гармоничную связь и взаимное дополнение натурального и вычислительного экспериментов, имеющих баз знаний и данных и вновь создаваемых.

В работе [5] была изложена и верифицирована трёхмерная компьютерная модель внешнего газодинамического обтекания, внутреннего течения охлаждающего воздуха и теплового состояния лопатки газотурбинного двигателя в сопряжённой постановке. Верификация модели была проведена путем сравнения коэффициентов теплоотдачи на внешней поверхности среднего сечения лопатки, полученных с помощью построенной модели и рассчитанных по известным критериальным зависимостям. Естественным желанием тех-же авторов стало проведение трехмерного CFD- анализа гидродинамики и теплообмена в канале охлаждения рабочей лопатки ГТД в сопряженной постановке, а также верификации этой части разработанной модели. Такой анализ и особенно верификация в литературе встречается пока редко, а для рассматриваемой лопатки ГТД отсутствует вообще.

В данной части работы (Часть I. Гидродинамика) представлены результаты CFD- анализа гидродинамики в канале охлаждения лопатки и верификация полученных результатов с результатами, полученными с помощью традиционных методик [1,2] гидравлического расчета каналов охлаждения лопаток ГТД.

Под CFD- анализом гидродинамики в канале лопатки подразумевается анализ полей скоростей и давлений с учетом влияния поля температур, а также анализ рассчитываемых коэффициентов местного гидравлического сопротивления, а под гидравлическим расчетом — анализ изменения средних по сечениям скорости и давления воздуха по ходу канала при заданных коэффициентах местного гидравлического сопротивления и температурах. Показано также влияние вращения лопатки на эти характеристики.

В данной работе основное внимание уделялось анализу рассчитываемых коэффициентов местного гидравлического сопротивления и давления воздуха по ходу канала как без

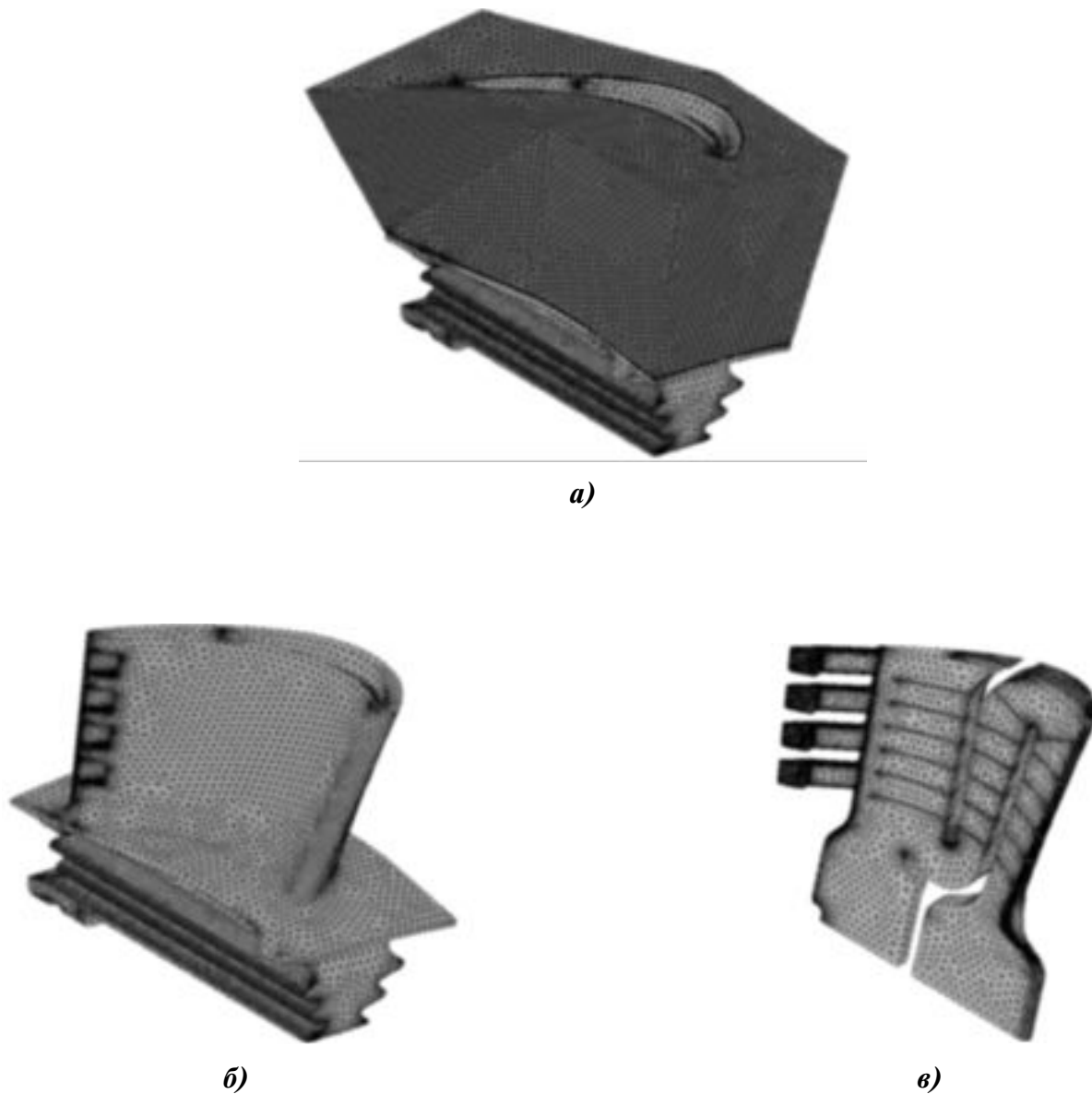
учета вращения лопатки, так и с учетом вращения.

Очевидно, что гидравлический расчет, проведенный по традиционной методике, не учитывает многих факторов, является одномерным и не может являться достаточно точным, так как каналы охлаждения исследуемой лопатки имеют очень сложную пространственную конфигурацию (рис. 1), для которой в литературе нет необходимых коэффициентов местного гидравлического сопротивления.

### **Описание CFD- модели лопатки и канала охлаждения**

Рассматриваемая модель охлаждаемой рабочей лопатки ГТД (рис. 1, б) совместно с внешним межлопаточным каналом (рис. 1, а) и внутренними оребренными каналами охлаждения (рис. 1, в) в трехмерной сопряженной постановке более подробно описана в [5]. На рис.2, а) изображен фронтальный вид канала охлаждения со стороны корытца с пронумерованными на нем внутренними ребрами. Канал имеет два поворота на  $180^\circ$ , три хода в радиальном направлении и четыре выпускных канала. Охлаждающий канал имеет оребрение на всем его протяжении. Ребра 1-5 и 8-12 не полностью перекрывают сечение канала. Вид сечений в канале охлаждения по высоте лопатки в районе ребер 1-5, 8-12 и 13-23 приведен на рис.2, б). Ребра 6-7 расположены под некоторым углом в первом по ходу охлаждающего воздуха повороте на  $180^\circ$ , их форма близка к форме ребер 8-12. Ребра 13-23 располагаются в третьем ходе канала охлаждения и чередуются в шахматном порядке, 13-е ребро находится на корыте, 14-е на спинке и т.д.

Математическая модель рассматриваемой задачи представляет собой полную систему дифференциальных уравнений Навье-Стокса для межлопаточного канала и канала охлаждения, а также уравнение теплопроводности для тела лопатки. Использовалась стандартная двухслойная  $k-\epsilon$  модель турбулентности, при этом для пограничного слоя использовалась модель Norris&Reynolds [6], представляющая собой  $k-l$  модель турбулентности. Задача моделировалась в программе



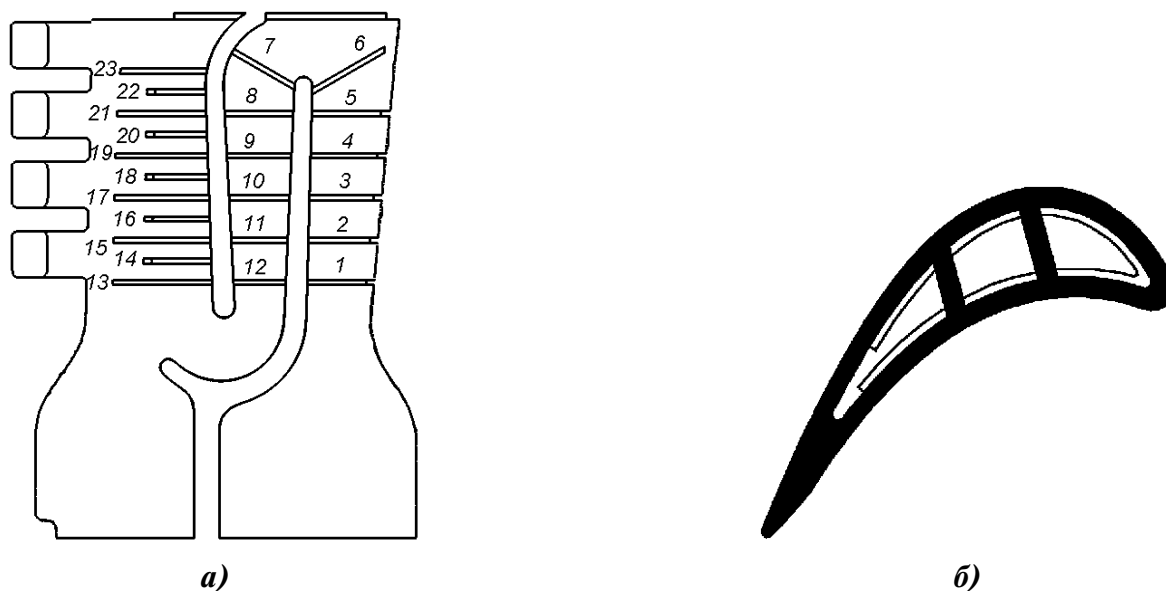
**Рис. 1. Полная область решения сопряженной задачи (а), лопатки (б) и внутреннего канала охлаждения лопатки (в) с расчётными сетками**

STAR-CD в стационарной постановке с использованием алгоритм SIMPLE [6], являющимся одношаговым вариантом алгоритма PISO [6] и специально адаптированным для стационарных задач.

На входе в межлопаточный канал задавались постоянные по высоте параметры газа (температура, давление и угол атаки), на выходе – статическое давление. На верхней поверхности области решения и нижней области замкового соединения лопатки задавались адиабатные условия теплообмена. На боковых

поверхностях межлопаточного канала вдоль проточной части выполнялись условия периодичности.

На входе в канал охлаждения задавалось давление торможения, равное  $2,7 \cdot 10^5$  Па без учета вращения, и  $2,25 \cdot 10^5$  с учетом вращения, чтобы выдержать одинаковый расход охлаждающего воздуха. В обоих случаях на входе задавалась температура торможения, равная 565 К, а начальная интенсивность турбулентности – 5%. Физические свойства материала лопатки принимались постоянными. В межлопаточном канале модели-



**Рис. 2. Схема канала охлаждения лопатки со стороны корытца с пронумерованными ребрами (а) и среднее сечение лопатки в районе ребер 4, 9, 19 (б).**

ровалось трансзвуковое течение вязкого сжимаемого теплопроводного газа. Для случая решения задачи у четом вращения частота вращения лопатки принималась равной 50000 об/мин.

Сеточная модель области решения, представленная на рис. 1, состояла из 1,33 млн. тетраэдральных ячеек, на газовый канал приходилось 340 000 ячеек, на канал воздушного охлаждения 470 000 ячеек, и на тело лопатки 510 000 ячеек.

### **Анализ и сравнение полученных результатов**

#### **CFD- модель**

На рис. 3 приведено изменение среднего по сечениям давления вдоль канала охлаждения, полученное при помощи CFD- модели без учета вращения. Видно, что характер изменения монотонный и близок к линейному, заметны лишь небольшие перегибы при поворотах на 180°. На рис. 4. представлено изменение среднего по сечениям давления вдоль канала охлаждения с учетом центробежных сил, вызванных вращением лопатки с частотой 50000 об/мин.

Существенное отличие кривых на рис. 3 и 4 вызвано тем, что в первом и третьем ходах канала охлаждения центробежные силы помога-

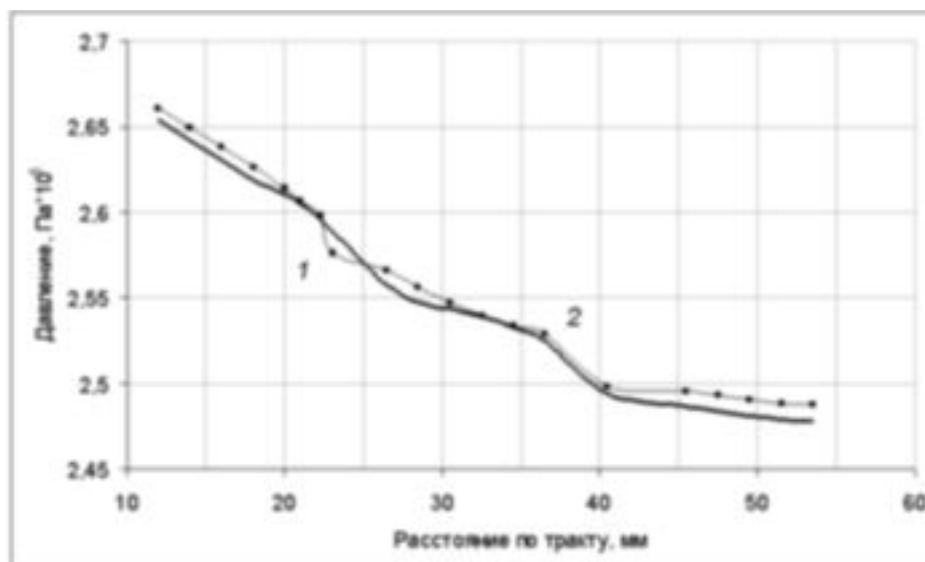
ют движению потока воздуха, тогда как во втором ходе препятствуют его движению, что приводит к характеру изменения давления при действии центробежных сил, похожем на синусоиду.

В случае учета центробежных сил перепад давления на протяжении всего канала охлаждения оказался более чем вдвое меньшим, чем в случае отсутствия вращения. Это объясняется тем, что поток воздуха на большей длине канала (две петли из трех) охлаждения движется в направлении, совпадающем с действием центробежных сил, которые в этом случае уменьшают общие потери давления.

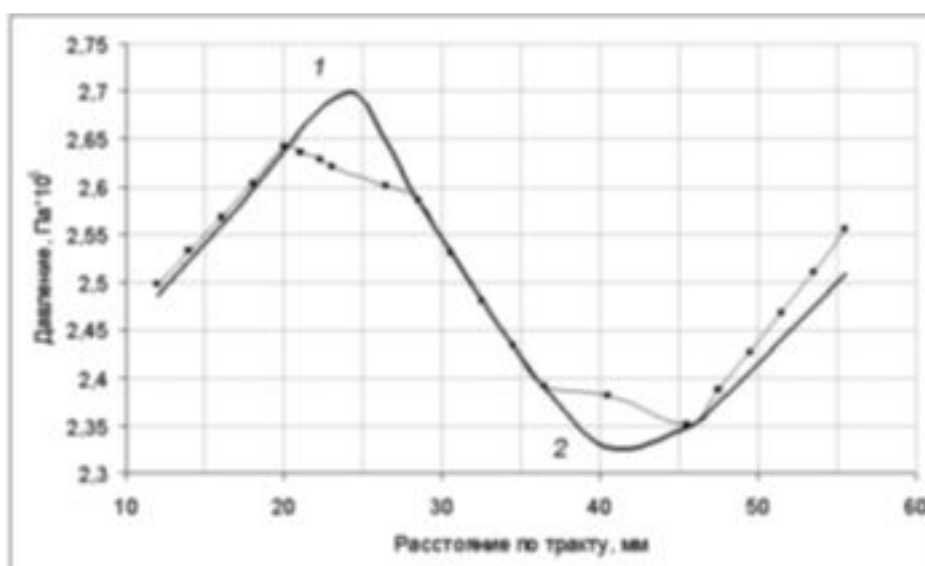
#### **Традиционная методика гидравлического расчета**

Подробно методика гидравлического расчета систем воздушного охлаждения элементов газовых турбин изложена в [1,2] . Здесь приведены лишь основные особенности методики применительно к решению конкретной рассматриваемой задачи.

Для проведения расчета радиальные каналы разделялись на более короткие участки, представляющие собой чередующиеся последовательно расположенные элементы с незагроможденными сечениями и загроможденными поперечными ребрами. Это дало возможность



**Рис. 3.** Изменение давления по ходу канала охлаждения без учета вращения. Толстая линия – CFD-модель, тонкая линия с маркерами – расчет по традиционной методике, 1,2 – соответственно, места первого и второго поворотов канала на  $180^\circ$  (см. рис 2а).



**Рис. 4.** Изменение давления по ходу канала охлаждения с учетом вращения. Толстая линия – CFD-модель, тонкая линия с маркерами – расчет по традиционной методике, 1,2 – соответственно, места первого и второго поворотов канала на  $180^\circ$  (см. рис 2а).

использовать данные о коэффициентах сопротивления диафрагм, т.к. для частично оребренных каналов сложной формы в известной литературе такие данные отсутствуют. Кроме того, необходимость такого дробного деления радиальных каналов на отдельные элементы вызвано сложной формой поперечного сечения

радиальных каналов и непрерывным изменением площади поперечного сечения по их длине.

Узловые точки разветвления потока условно располагались напротив середины выпускных каналов. Расчет схемы в узловых точках проводился из условия равенства давления в узловых точках для каждой ветви.

Гидравлический расчет базируется на известном из прикладной газодинамики принципе независимого воздействия возмущений (суперпозиции возмущений). Суть его состоит в том, что при течении воздуха с дозвуковыми скоростями в разветвленных сетях с разделениями и слияниями потоков суммарные потери энергии можно находить простым суммированием потерь в отдельных типовых элементах.

При этом заданными являются геометрические размеры, форма всех элементов и граничные давления (т.е. давление воздуха на выходе из системы охлаждения, которое задано по результатам термодинамического расчета проточной части турбины) и суммарный расход через систему охлаждения.

Неизвестными являются распределение охлаждающего воздуха по элементам системы охлаждения, давление на входе в систему охлаждения, а также его распределение по охлаждающему тракту.

В связи с тем, что настоящий расчет, как указывалось выше, проводился с целью верификации одного из этапов расчета теплового состояния лопатки с помощью трехмерной CFD-модели (этапа гидравлического расчета системы охлаждения), постановка задачи в данном случае имеет некоторые особенности. Расчет проводился для заданного расхода воздуха, соответствующего расчетам на CFD-модели. При этом определялось распределение давлений по охлаждающему тракту и начальное давление охлаждающего воздуха. Это дало возможность провести сравнение перепадов давления, полученных двумя указанными выше подходами к расчету при одном и том же расходе воздуха как для системы охлаждения в целом, так и для группы последовательных элементов.

Результаты расчетов по кратко изложенной выше и подробно изложенной в [1,2] традиционной методике также представлены на рис.3 без учета вращения, и на рис.4 с учетом вращения.

### **Сравнение результатов**

Проведенные расчеты показали, что несмотря на совершенно различные методики расчета и расчетные модели получено достаточно хорошее

согласование результатов гидравлического расчета системы охлаждения рабочей лопатки ГТД, полученных с помощью традиционной методики и трехмерной CFD- модели как без учета вращения (рис. 3), так и с его учетом (рис. 4.). Так на рис. 3 приведены изменения давления вдоль канала охлаждения, полученные с помощью традиционной методики и CFD- модели. Сравнение показало, что максимальное отличие давления не превышает 0,6 %. На рис. 4. представлено изменение давления вдоль канала охлаждения с учетом центробежных сил, вызванных вращением лопатки с частотой 50000 об/мин. Заметное отличие кривой изменения давления между традиционной методикой и расчетом с помощью CFD-модели в области поворотов вызвано тем, что в традиционной методике принималось предположение, что повороты на 180° взаимно компенсируют центробежные силы, так как половины обоих поворотов находятся в каналах с течением охлаждающего воздуха, противоположным действию центробежных сил.

Такое хорошее соответствие между рассматриваемыми расчетами достигнуто в значительной степени благодаря достаточно подробной расчетной гидравлической схеме при расчете традиционным методом (канал был разбит на более чем 50 элементов по длине), а также тому факту, что средние температуры потока, необходимые для расчета по традиционной методике, брались из CFD- модели.

При расчете без учета центробежных сил при одинаковом расходе охлаждающего воздуха через одну лопатку  $G = 4,55 \cdot 10^{-4}$  кг/с начальное давление охлаждающего воздуха при расчете по традиционной методике составило  $P = 2,6705 \cdot 10^5$  Па, а в расчете на CFD-модели – соответственно  $2,6675 \cdot 10^5$  Па.

Таким образом, относительное расхождение в величине начального давления без учета вращения составило 0,11% (рис.3), а с учетом вращения 0,47%. Соответственно расхождение по суммарному перепаду давлений в системе без учета вращения равно 0,5%, а с учетом вращения 3,1%. Однако если рассмотреть перепад давления в третьем радиальном канале охлаждения отдельно без учета и с учетом центробежных сил, то получим 50% и 27,7% соответственно.

Видим, что общий перепад давления через весь канал охлаждения, рассчитанный при помощи традиционной методики и при помощи CFD-модели, отличается не более чем на 3,1% (в случае учета центробежных сил), однако на некоторых участках отличие достигает значений порядка 50%. Нужно отметить, что в рассматриваемом канале охлаждения основной перепад давления происходит на выпускных каналах, поэтому на фоне этого перепада ошибки в перепадах вдоль всего канала охлаждения становятся менее существенны.

Если более детально проанализировать рис.3, то мы видим, что на разных участках происходит взаимная компенсация ошибки расчета, т.е. например, во втором и третьем каналах по ходу охлаждающего воздуха мы занижаем гидравлическое сопротивление, в то время как на первом повороте на 180° по ходу охлаждающего воздуха завышаем гидравлическое сопротивление. Третий радиальный канал по ходу охлаждающего воздуха имеет очень сложную форму с ребрами, расположенными поочередно на спинке и корыте на всем его протяжении. В известной нам литературе гидравлические сопротивления для такого рода каналов не удалось найти, поэтому он моделировался по традиционной методике как канал с загромождающими элементами (диафрагмами). Нужно заметить, что в традиционной методике каждый рассчитываемый участок рассматривается как отдельный элемент и влияние предыдущих и последующих элементов никак не влияет на гидравлическое сопротивление рассчитываемых, поэтому, например, после первого по ходу охлаждающего воздуха поворота на 180° при расчете по традиционной методике не происходит увеличения гидравлического сопротивления, которое имеет место при расчете с помощью CFD- модели.

### **Анализ и расчет местных коэффициентов сопротивления**

После проведения детального анализа гидравлического расчета, полученного с помощью традиционной методики и при помощи CFD- модели, авторы решили применить CFD- модель для получения местных коэффициентов сопротивле-

ния, сравнения их с имеющимися в справочной литературе [3] и получение коэффициентов для случая их отсутствия в [3].

В рассматриваемом канале охлаждения в результате проведения расчета с помощью трехмерной CFD- модели были отмечены следующие особенности, затрудняющие расчет с помощью традиционной методики:

- канал охлаждения имеет сложную форму с постоянно меняющимся сечением;
- канал содержит турбулизаторы потока в виде частичного оребрения внутренней поверхности канала охлаждения;
- наличие поворотов канала на 180° и появление "теневой" и "ударной" зон движения потока после них.

С помощью трехмерной CFD- модели представляется возможным получение коэффициентов местных сопротивлений, которые не представлены в справочной литературе [3], а также уточнение существующих, определение которых отягощено перечисленными выше факторами. Используя уравнение Бернулли, можно выразить коэффициент местного сопротивления через средние по сечению перепад давления и скорость

$$\xi = \frac{2 \cdot \Delta P}{\rho W^2} \quad (1)$$

Покажем правомерность такого подхода на следующем примере. Определим коэффициент местного сопротивления для первого ребра по ходу воздуха в канале охлаждения по справочной литературе [3], а так же непосредственно по CFD-модели и сравним их между собой.

По [3] получаем для нашего случая  $\xi = 0,456$  – (случай диафрагмы с утолщенными краями при перетекании из одного объема в другой), а по данным CFD модели используя соотношение (1)  $\xi = 0,51$ .

Видна довольно хорошая корреляция между двумя полученными значениями, отличие между ними составляет 12%, что можно объяснить тем, что канал имеет сложную форму, не полностью оребрен, существует подогрев газа, сечение канала непрерывно меняется и т.д. Все это, естественно, не учтено в [3], хотя одновременно не является помехой при определении коэффициента местного сопротивления при помощи CFD- модели.



Получим коэффициент местного сопротивления для первого по ходу охлаждающего газа поворота на  $180^\circ$  при помощи CFD- модели и сравним, с суммарным коэффициентом, посчитанным с помощью традиционной методики,  $\xi = 3,73$  – результат традиционной методики, скорость определялась по расходу в самом узком сечении в повороте,  $\xi = 2,59$  – результат CFD- модели, скорость определялась как осредненная по сечению в самом узком сечении. Также получим коэффициенты местного сопротивления с учетом центробежных сил  $\xi = 3,69$  – результат традиционной методики,  $\xi = 2,57$  – результат CFD- модели, скорости брались в тех же характерных местах.

Отличие между значениями коэффициента местного гидравлического сопротивления для случая без учета вращения составляет 44%, а для случая с учетом вращения 49%. Такое большое отличие объясняется тем фактом, что для первого поворота по ходу воздуха в канале охлаждения в [3] не представлено зависимости определения коэффициента местного сопротивления так, как этот поворот имеет сложную нестандартную форму с изменением сечения из треугольного в четырехугольное, а также он содержит два ребра. При расчете по традиционной методике он был заменен на два поворота на  $90^\circ$  с учетом сопротивления на ребрах, содержащихся в нем. Отличие между соответствующими значениями коэффициента местного сопротивления, полученного при помощи CFD- модели с учетом вращения и без него не превышает 1%, что показывает независимость коэффициента местного сопротивления от режима течения.

Получим коэффициент гидравлического сопротивления для всего третьего радиального канала охлаждения по традиционной методике и при помощи CFD- модели  $\xi = 0,73$  – результат традиционной методики, скорость определялась по расходу в сечении на входе в третий радиальный канал,  $\xi = 1,12$  – результат CFD- модели, скорость определялась как средняя по сечению на входе в третий радиальный канал.

Отличие между этими двумя значениями составляет 53,4%, что вполне объяснимо, так как этот канал имеет очень сложную форму с ребрами, расположенными поочередно на спинке и

корыте на всем его протяжении, тогда как по традиционной методике он рассчитывался как канал с загроможденными элементами (диафрагмами) и не учитывает возмущение потока от второго по ходу охлаждающего воздуха поворота на  $180^\circ$  и предшествующих ребер, что не достаточно точно отражает течение вдоль этого радиального канала и занижает коэффициент местного сопротивления.

Таким образом, как было указано выше, CFD- моделирование позволяет отказаться от использования традиционных методик для расчета гидравлического сопротивления и одновременно учитывать все факторы, которые не учитываются в традиционной методике при такой сложной конфигурации и особенностях течения в канале охлаждения, а именно:

- ♦ влияние предшествующих элементов на последующие,
- ♦ изменение степени турбулентности по ходу канала,
- ♦ учет вращения, подогрева и сжимаемости газа,
- ♦ изменение геометрии по ходу канала,

а также решения задачи в сопряженной постановке для охлаждающего канала, тела лопатки и межлопаточного канала одновременно с учетом всех особенностей, неравномерностей и нелинейностей различных теплофизических и гидродинамических параметров.

Трехмерный CFD- анализ процессов теплообмена в канале охлаждения рассмотренной лопатки ГТД в сопряженной постановке будет рассмотрен в следующем номере журнала "Промышленная теплотехника".

## **Выводы**

1. С помощью разработанной модели проведен CFD- анализ гидродинамики в канале охлаждения сложной лопатки ГТД, позволивший проанализировать особенности течения охлаждающего воздуха, в частности изменение давления вдоль канала охлаждения с и без учета центробежных сил при вращении лопатки. Видно, что учет вращения снижает на 6% давление на входе в охлаждающий канал, так как центробежная сила в рассматриваемой конфигурации

канала уменьшает падение давления в канале охлаждения.

2. Проведена верификация CFD- модели, показывающая хорошее согласование данных по изменению давления вдоль канала с расчетом по традиционной методике. Максимальное отклонение по полному перепаду в канале охлаждения имеет место в случае учета вращения лопатки и составляет 3,1%, что позволяет сделать вывод о применимости построенной трехмерной CFD- модели охлаждаемой лопатки ГТД в сопряженной постановке для детального анализа гидродинамических процессов в канале охлаждения.

3. Модель позволяет получать местные коэффициенты сопротивления, которые не представлены в литературе, а также уточнять существующие данные путем учета дополнительных факторов, таких, как неполное оребрение канала, влияние предшествующих элементов, форму канала и т.д.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. ЦКТИ – ИТТФ АН УССР. Руководящие указания. Расчетные и экспериментальные мето-

ды определения теплового состояния основных узлов газовых турбин с воздушным охлаждением. Вып. 29. Л., 1970, 224 с.

2. *И.Т.Швец, Е.П. Дыбан.* Воздушное охлаждение деталей газовых турбин. Киев, "Наукова думка", 1974. 487 с.

3. *И.Е. Идельчик.* Справочник по гидравлическим сопротивлениям. Госэнергоиздат. М.Л., 1960. 463 с.

4. *Флетчер К.* Вычислительные методы в динамике жидкости. М.Мир, 1991, Т1. 502с., Т2, 552 с.

5. *Круковский П.Г., Юрченко Д.Д., Полубинский А.С., Яцевский В.А., Чепаскина С.М.* Верификация трёхмерной модели теплового состояния охлаждаемой лопатки ГТД в сопряженной постановке. – Промышленная теплотехника, т. 27, №1, 2005, С. 17-25

6. STAR-CD version 3.15, Methodology, CD Adapco Group, Computational Dynamics Limited, 2001. 314 p.

*Получено 11.08.2005 г.*