

На правах рукописи



ГАЛАЕВ Сергей Александрович

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕЧЕНИЯ ВЯЗКОГО ГАЗА
В РЕШЕТКАХ ОСЕВЫХ ТУРБОМАШИН: МЕТОДИКА И РЕЗУЛЬТАТЫ
ПРИМЕНЕНИЯ СОВРЕМЕННЫХ ПРОГРАММНЫХ СРЕДСТВ

Специальность: 05.04.12 – Турбомашины и комбинированные турбоустановки

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Санкт-Петербург – 2006

Работа выполнена в Государственном образовательном учреждении высшего профессионального образования «Санкт-Петербургский государственный политехнический университет» на кафедре «Теоретические основы теплотехники».

Научный руководитель: доктор технических наук,
профессор Кириллов Александр Иванович

Официальные оппоненты: доктор технических наук,
профессор Ласкин Александр Степанович

кандидат физико-математических наук,
старший научный сотрудник
Карякин Валерий Евгеньевич

Ведущая организация: ФГУП «Завод им. В.Я. Климова»

Защита состоится « 11 » апреля 2006 года в 16 часов на заседании диссертационного совета Д 212.229.06 в ГОУ ВПО «Санкт-Петербургский государственный политехнический университет» по адресу 195251, Санкт-Петербург, Политехническая улица, д. 29, Главное здание, ауд. 118.

С диссертацией можно ознакомиться в Фундаментальной библиотеке ГОУ «Санкт-Петербургский государственный политехнический университет»

Автореферат разослан « 09 » марта 2006 года.

Ученый секретарь диссертационного совета
доктор технических наук,
профессор



Кортиков Н.Н.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы. Осевые тепловые турбомашин (паровые и газовые турбины) составляют основу оборудования электростанций, широко распространены как авиационные и судовые двигатели, работают на газоперекачивающих станциях. Стремление повысить эффективность и надежность тепловых турбомашин ведет к непрерывному совершенствованию их проточных частей, в первую очередь – лопаточных аппаратов. В современных турбомашин используют широкий набор лопаточных решеток, высокая эффективность которых подтверждена экспериментально. Однако при модернизации и проектировании новых агрегатов практически всегда требуется разрабатывать новые лопаточные венцы. Это – трудоемкий процесс, включающий, как правило, дорогостоящую экспериментальную доводку.

Успехи вычислительной гидродинамики позволяют ставить актуальную для проектирования лопаточных венцов задачу: заменить экспериментальные доводочные работы численным моделированием. Внедрению методов численного моделирования в практику проектирования турбомашин способствует практически повсеместное оснащение конструкторских бюро мощными персональными компьютерами, современными гидродинамическими программными пакетами, а также высокая компьютерная грамотность инженеров.

Цель и задачи работы. Цель работы – показать достижимость приемлемой для инженерных целей точности расчетной оценки локальных и интегральных характеристик дву- и трехмерного турбулентного течения газа в решетках турбомашин при использовании двух типичных универсальных гидродинамических программных пакетов (*SINF* и *STAR-CD*). При этом необходимо решить следующие основные задачи:

- исследовать свойства выбранных гидродинамических пакетов применительно к моделированию течения в решетках турбомашин;
- рекомендовать выбор опций, обеспечивающих приемлемую точность моделирования;
- провести серию тестовых расчетов плоских трансзвуковых турбинных и компрессорных решеток в широком диапазоне режимов обтекания;
- выполнить тестовые расчеты трехмерных трансзвуковых турбинных и компрессорных решеток;
- дать пример применения отработанной методики к расчету решеток, не подвергавшихся ранее экспериментальному исследованию.

Предметом исследования являются турбинные и компрессорные лопаточные решетки, их локальные и осредненные газодинамические характеристики при дву- и трехмерном обтекании (включая трансзвуковые режимы) турбулентным потоком газа.

Метод исследования – численное моделирование с помощью выбранных гидродинамических пакетов. Оценивалась качественная адекватность результатов физической картине течения и сопоставимость их с опытными данными.

Научная новизна работы. Впервые выполнено систематическое исследование свойств типичных газодинамических программных пакетов применительно к задаче численного моделирования дву- и трехмерного трансзвукового турбулентного течения в решетках турбомашин. Сформулированы рекомендации по выбору опций, обеспечивающих достижение приемлемой для инженерных целей точности моделирования.

Практическая ценность работы. Показано, что корректное численное моделирование стационарного турбулентного течения газа в решетках турбомашин с помощью современных гидродинамических программных пакетов по точности определения локальных и интегральных характеристик не уступает экспериментальным данным. Тем самым обоснована возможность существенно сократить затраты времени на экспериментальную доводку новых лопаточных венцов.

На защиту выносятся:

- рекомендации по сеточной сходимости решения и выбору моделей турбулентности, подходящих для расчета течения в решетках турбомашин, а также анализ условий адекватной численной реализации скачков уплотнения;
- данные по влиянию числа Рейнольдса и степени турбулентности набегающего потока, угла атаки и способа построения обводов профиля на газодинамические характеристики плоских турбинных решеток при дозвуковых скоростях;
- результаты тестирования дву- и трехмерного трансзвукового обтекания турбинных и компрессорных решеток;
- данные численного моделирования плоских трансзвуковых турбинных решеток, соответствующих верхним сечениям рабочей лопатки последней ступени мощной конденсационной паровой турбины.

Достоверность результатов численного моделирования обтекания серии турбинных и компрессорных решеток, подвергнутых тестированию в широком

диапазоне углов атаки и чисел Маха и Рейнольдса, подтверждается соответствием расчетов экспериментальным данным специальной и справочной литературы.

Личный вклад диссертанта выразился в постановке основных задач исследования, в разработке методических рекомендаций по применению гидродинамических пакетов к расчету течения в решетках турбомашин, в проведении расчетов, в анализе полученных данных и в формулировке полученных результатов.

Апробация работы. Основные материалы диссертации доложены и положительно оценены на XII Школе-семинаре молодых ученых и специалистов по проблемам газодинамики и теплообмена в энергетических установках (Москва, 1999), на XXVIII неделе науки СПбГПУ (С.-Петербург, 2000), на XIV Школе-семинаре молодых ученых и специалистов по проблемам газодинамики и теплообмена в энергетических установках (Рыбинск, 2003), на XV Школе-семинаре молодых ученых и специалистов по проблемам газодинамики и теплообмена в энергетических установках (Калуга, 2005), на совместном семинаре кафедр «Турбинные и двигательные установки» и «Теоретические основы теплотехники» СПбГПУ (С.-Петербург, 2006).

Публикации. По теме диссертации опубликованы 4 работы.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, пяти глав, заключения и списка использованной литературы из 95 наименований. Работа изложена на 166 страницах текста, включая 155 рисунков и 8 таблиц.

Работа выполнена в рамках гранта НШ-1389.2003.8 Президента РФ для поддержки ведущих научных школ.

Автор выражает глубокую благодарность проф. Е.М. Смирнову за ценные консультации при постановке работы, анализе и формулировке результатов исследования.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Глава 1 содержит обзор методов расчета течений в лопаточных решетках турбомашин. Сформулированы цели и задачи исследования, описаны алгоритмы, схемы дискретизации и модели турбулентности, содержащиеся в выбранных для тестирования программных комплексах.

Одномерные методы расчета проточной части турбомашин появились вместе с изобретением паровой турбины Г. Лавалем в 1884 г. Следующим шагом в аэродинамике турбомашин стала гидродинамическая теория плоских решеток, развитие которой связано с именами Н.Е. Жуковского, Н.Е. Кочина, Ф. Вейнига, И.Н. Вознесенского, А.Ф. Лесохина, Г.Ю. Степанова. В середине XX века в

практику проектирования прочно вошли расчеты на основе решения уравнений Эйлера для осесимметричного стационарного вихревого течения невязкой жидкости. Разработкой этих методов занимались В. Бауэрсфельд, С.В. Валландер, Ч.-Х. Ву, Г.Ю. Степанов, Я.А. Сироткин, М.И. Жуковский, В.И. Гнесин, Т. Катсанис, Ч. Хирш. Наконец, в 80–90-е гг., благодаря бурному развитию компьютерной техники и вычислительной гидродинамики, а также успехам в моделировании турбулентности (А.Н. Колмогоров, П. Брэдшоу, Б. Сполдинг, Б. Лаундер, С. Патанкар, В. Роди), были созданы пакеты прикладных программ для решения осредненных по Рейнольдсу трехмерных уравнений Навье–Стокса.

Появилась реальная возможность усовершенствовать проектные разработки на основе численного моделирования. При этом точность моделирования должна удовлетворять инженерным требованиям. Настоящая работа призвана показать, как достигается поставленная цель при использовании развитых универсальных программных гидродинамических продуктов применительно к расчету аэродинамики дозвуковых и трансзвуковых течений в решетках осевых турбин и компрессоров.

Постановка задачи в любом из программных комплексов (как коммерческих – *Fluent*, *CFX-TASCflow*, *PHOENICS*, *STAR-CD*, *NUMECA-FINE*, так и некоммерческих – *SINF*, *FlowER*, *FLOWCODE*) включает одни и те же процедуры: определение границ расчетной области, разбиение ее на ячейки, задание граничных условий, выбор моделей турбулентности и схем дискретизации уравнений. Ввиду существенной общности построения всех пакетов, для тестирования выбраны два типичных гидродинамических пакета: программный комплекс *SINF*, разработанный под руководством проф. Е.М. Смирнова на кафедре гидроаэродинамики СПбГПУ, и коммерческий пакет *STAR-CD*.

В главе 2 рассмотрены методические вопросы, связанные с сеточной схемностью решения и выбором модели турбулентности. Приведены данные тестовых расчетов, а также параметрических исследований того, как влияют число Рейнольдса, входная степень турбулентности, угол атаки и способ профилирования лопатки на характеристики решеток.

Объект исследования – плоские турбинные решетки при дозвуковом обтекании. Для дискретизации расчетной области использованы *H–O–H* сетки. Узлы расчетной сетки существенно сгущались к поверхности лопатки так, чтобы в пограничном слое располагалось 10...20 расчетных ячеек. Сетки сгущались также в окрестностях входной и выходной кромок профиля. В качестве определяющего параметра поперечного дробления сетки выбрана безразмерная координата

первого пристенного узла $y^+ = V_\tau d/\nu$ (здесь $V_\tau = \sqrt{\tau_w/\rho}$ – динамическая скорость, d – расстояние от первого пристенного узла до твердой границы, ν – кинематическая вязкость, τ_w – касательное напряжение на стенке, ρ – плотность). Величина y^+ однозначно определяет, в какой зоне турбулентного пограничного слоя (внутри вязкого подслоя или в логарифмической области) находится первый пристенный расчетный узел.

Расчеты с помощью пакета *SINF* (модель турбулентности Спаларта–Аллмараса, схема *QUICK*) выполнялись для режима «безударного» обтекания решетки I реактивных профилей при $M_1 \approx 0,293$ и $Re = 10^6$. Показано, что в рассматриваемом примере практически полная сеточная независимость решения достигается на сетке с 50 ячейками в нормальном к поверхности профиля направлении, что соответствует среднему значению $y^+_{cp} \approx 2$. Вдоль по обводу профиля при этом необходимо иметь около 300 ячеек.

Известно, что использование линейных k - ϵ и k - ω моделей турбулентности в задачах обтекания решеток турбомашин приводит к генерации завышенного уровня турбулентной вязкости в ядре потока. Для подавления этого нефизичного эффекта в пакете *SINF* предусмотрена коррекция (поправка Като–Лаундера), которая использовалась в наших расчетах. Поэтому тестировались модели k - ϵ (Чиена) и k - ω (Ментера и Вилкокса), а также популярная однопараметрическая модель Спаларта–Аллмараса.

Тестовые расчеты для активной решетки III в широком диапазоне изменения числа Маха показали (рис. 1), что коэффициенты потерь, вычисленные с использованием различных моделей, практически совпадают и близки экспериментальным данным.

Использованная в работе версия пакета *STAR-CD* не содержит корректирующей поправки для линейных моделей турбулентности. Поэтому для анализа были выбраны встроенные в пакет *STAR-CD* нелинейные низкорейнольдсовы k - ϵ модели: квадратичная (*QNL*) и кубическая (*CNL*). Обе модели в источниковом члене в уравнении баланса энергии турбулентности содержат аналог поправки Като–Лаундера: произведение модулей тензоров скоростей деформации

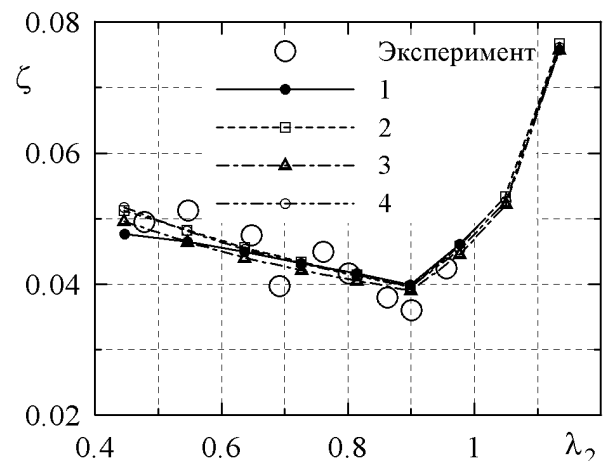


Рис. 1. Зависимость коэффициента потерь от λ_2 для моделей турбулентности: 1 – Спаларта–Аллмараса, 2 – Чиена, 3 – Ментера, 4 – Вилкокса

и завихренности. Коэффициенты потерь для решетки II, рассчитанные пакетом *STAR-CD* с применением низкорейнольдсовых нелинейных моделей ($\zeta_{QNL} = 0,0349$ и $\zeta_{CNL} = 0,0360$), а также пакетом *SINF* с использованием модели Спаларта–Аллмараса ($\zeta_{SA} = 0,0342$), удовлетворительно согласуются с экспериментом ($\zeta_{\text{эксп}} = 0,035$).

Влияние числа Рейнольдса в диапазоне от $1,25 \cdot 10^4$ до 10^6 на коэффициент потерь решетки I выполнено при нулевой начальной степени турбулентности с помощью программного комплекса *SINF* (модель Спаларта–Аллмараса). Значение безразмерной координаты первого пристенного узла y^+ не превышало 1,0, угол входа потока соответствовал «безударному обтеканию». При $Re = 1,25 \cdot 10^4$ коэффициент потерь составлял 0,159 и снижался до 0,09 при $Re = 4 \cdot 10^4$ (рис. 2). В этом диапазоне чисел Re течение в пограничном слое оставалось ламинарным всюду, за исключением малой окрестности выходной кромки. При $Re > 2 \cdot 10^5$ наблюдалась турбулизация пограничного слоя сначала на выпуклой поверхности лопатки, а затем (при $Re > 6 \cdot 10^5$) и на вогнутой. При $Re > 4 \cdot 10^5$ режим течения близок к автомодельному.

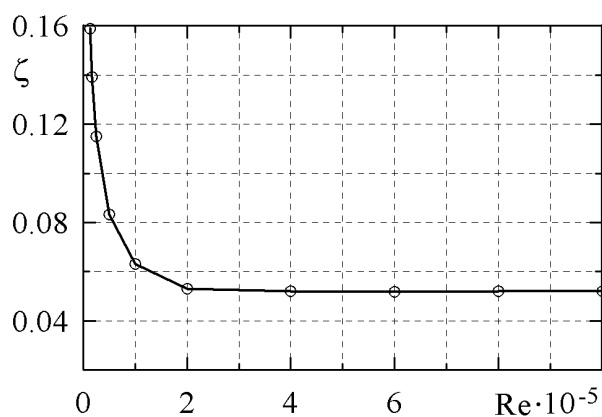


Рис. 2. Зависимость коэффициента потерь в решетке I от числа Рейнольдса

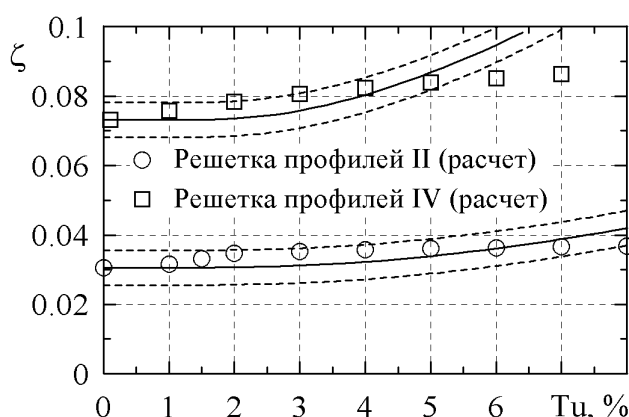


Рис. 3. Зависимость коэффициента потерь от Tu (линии – опытные данные М.Е. Дейча и доверительный интервал)

Как показано на рис. 3, пакет *STAR-CD* (низкорейнольдсовая квадратичная модель турбулентности) удовлетворительно отражает влияние начальной степени турбулентности Tu при $Tu < 8\%$ для решеток профилей реактивного типа (II) и при $Tu < 6\%$ для решеток профилей активного типа (IV). При большей степени турбулентности расчетные потери оказываются ниже экспериментальных.

Расчет влияния угла атаки на потери в решетке III, выполненный с помощью пакета *SINF*, сопоставлен с экспериментом (рис. 4). Различие не превышает 0,4%. При отрыве на выпуклой стороне профиля (положительный угол атаки) коэффициент потерь возрастает более интенсивно, чем в случае отрыва на во-

гнутой стороне (большие отрицательные углы атаки). Это связано с тем, что на выпуклой поверхности профиля (стороне разрежения) градиент скорости существенно выше, чем на вогнутой (стороне давления), а, значит, выше завихренность и диссипация кинетической энергии.

Представлены данные по обтеканию трех решеток, спроектированных на одни и те же геометрические и режимные параметры (хорду профиля, шаг решетки, горло межлопаточного канала, входной угол и эффективный угол выхода, числа M и Re), но спрофилированных по-разному. Профиль решетки 1 очерчен дугами окружностей, решетки 2 – лемнискатами, профиль решетки 3 построен методом доминирующей кривизны. На дозвуковых режимах различия между решетками в коэффициенте потерь не превышают 0,3%, а наиболее эффективной оказывается решетка из лопаток, спрофилированных методом доминирующей кривизны (рис. 5). При дальнейшем увеличении M_2 потери в решетках 1 и 3 значительно возрастают и достигают 5...6%. Коэффициент потерь для решетки 2 при $M_2 = 1$ составляет всего 3,6%. Таким образом, на трансзвуковых режимах лучшей оказалась решетка, спрофилированная лемнискатным методом. На дозвуковых режимах способ профилирования мало сказывается на потерях, что, по-видимому, и объясняет приемлемую эффективность радиусных профилей, применяемых иногда и в современных паровых турбинах.

Глава 3 посвящена трансзвуковым течениям в плоских решетках. Представлены результаты тестирования пакета *STAR-CD* на качество воспроизведения скачков уплотнения. Рассмотрены две модельные задачи: обтекание клина однородным сверхзвуковым потоком невязкого совершенного газа и одномерное течение с недорасширением в сопле Лавалья, когда в расширяющейся части сопла формируется прямой скачок уплотнения. Результаты расчетов сравнивались с известными аналитическими реше-

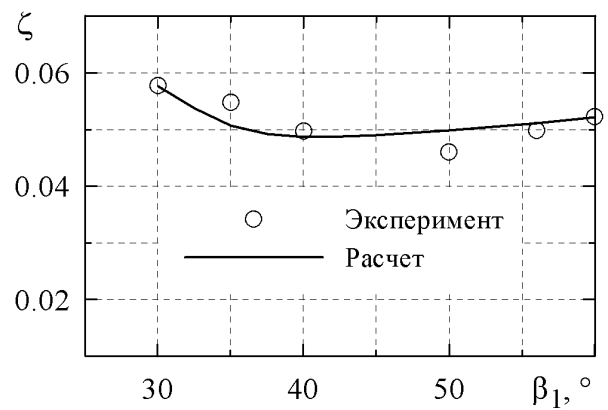


Рис. 4. Зависимость коэффициента потерь от угла входа потока β_1 для решетки III

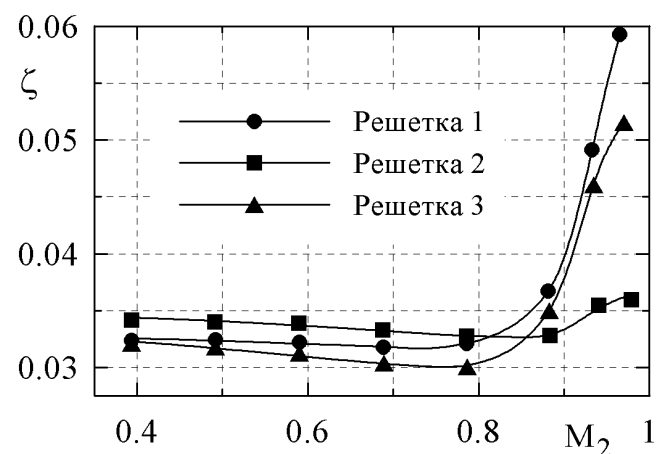


Рис. 5. Зависимость коэффициента потерь от числа M_2 (расчет пакетом *STAR-CD*)

ниями. Показано, что при использовании схем дискретизации второго порядка скачки уплотнения отображаются на 5...7 расчетных ячейках. В области, прилегающей к скачку, наблюдаются небольшие осцилляции полного давления, однако расчетные параметры перед и за скачком практически совпадают с данными аналитического решения.

Выполнено тестирование пакета *STAR-CD* (квадратичная модель турбулентности, схемы дискретизации *MARS* и *QUICK*) путем сравнения расчетных данных с экспериментальными (опыты ЦИАМ) для трансзвукового обтекания плоской турбинной решетки VI на режиме «безударного» входа (рис. 6). Расчетные коэффициенты потерь на дозвуковых режимах ($0,6 < \lambda_2 < 0,9$) несколько выше опытных. В диапазоне $0,9 < \lambda_2 < 1,4$ совпадение расчета с опытом удовлетворительное. Схема *QUICK* воспроизводит опытные данные лучше, чем схема *MARS*.

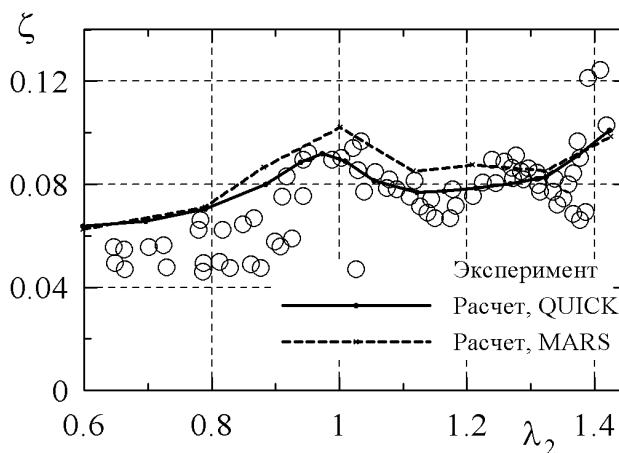


Рис. 6. Зависимость коэффициента потерь от скоростного коэффициента на выходе из решетки VI

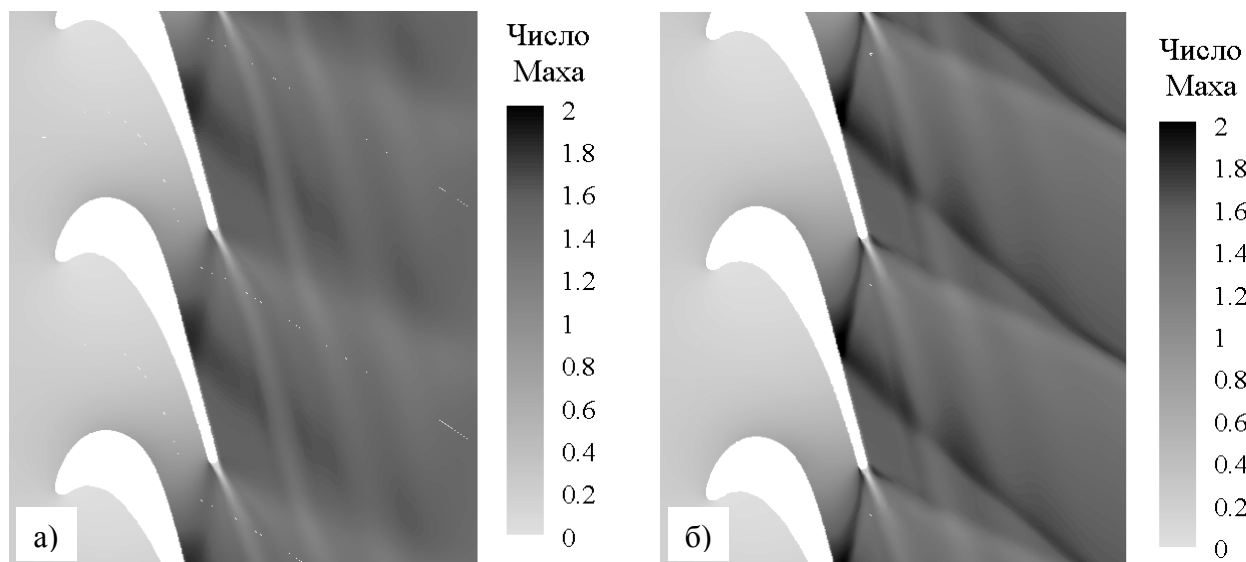


Рис. 7. Поле чисел Маха (решетка VI, $\lambda_2 = 1,3$): а – *STAR-CD*, б – *SINF*

При сверхзвуковом истечении на выходе из решетки возникает система косых скачков уплотнения (рис. 7, а). Явно выражены два косых скачка, сходящихся с задней кромки профиля: один пересекает межлопаточный канал и падает на спинку соседней лопатки, другой уходит в пространство за решеткой. Первый скачок – результат возмущения, вносимого в поток выходной кромкой профиля, второй – следствие изменения структуры течения под влиянием отклонения по-

тока в косом срезе сопла. Первый скачок отражается от спинки соседнего профиля, однако отраженный скачок прописан неотчетливо. Это можно объяснить обнаруженным ранее свойством пакета *STAR-CD* «размывать» скачок уплотнения.

Транзвуковой режим обтекания был рассчитан также с помощью пакета *SINF*, который при использовании схемы *CUSP* воспроизводит скачок уплотнения на меньшем числе ячеек. Видно, что скачки воспроизведены пакетом *SINF* более отчетливо (рис. 7, б), хотя в целом картины течения различаются мало.

Фрагменты поля скорости на выпуклой поверхности лопатки (рис. 8, а) иллюстрируют детальное описание расчетом структуры пограничного слоя. Видно, что при дозвуковом течении в показанной зоне формируется ламинарный (судя по эюре скорости) пограничный слой, а при повышении скорости происходит его турбулизация. На рис. 8, б отчетливо просматривается отклонение потока в косом срезе сопла при сверхзвуковом истечении.

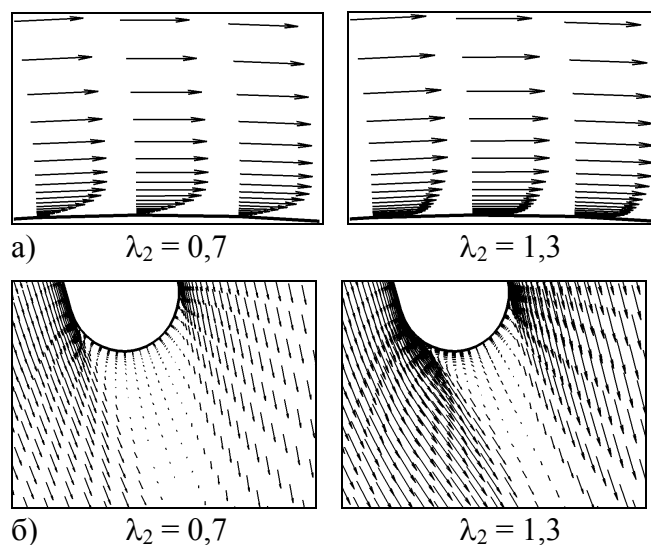


Рис. 8. Фрагменты поля скорости (решетка VI):
а – выпуклая поверхность профиля,
б – окрестность выходной кромки

Объект следующего тестового исследования – лопаточный венец рабочего колеса трансзвукового компрессора, по которому имеются экспериментальные данные в диапазоне входного числа Маха $0,8 \dots 1,1$. При дозвуковом течении расчетные и экспериментальных распределения давления по обводу профиля совпадают (рис. 9, а). На режиме $M_1 = 1,03$ имеется небольшое расхождение между расчетом и опытом (рис. 9, б), связанное с преждевременным (по продольной координате) расчетным воспроизведением слабого скачка уплотнения на выпуклой стороне профиля. Кривые, рассчитанные пакетами *STAR-CD* и *SINF* при угле $\beta_1 = 148,5^\circ$ (указан авторами опытов), практически совпадают (рис. 9, б).

Однако в экспериментальном исследовании входной угол не измерялся, а определялся геометрически как угол между фронтом решетки и осью аэродинамической трубы. Поэтому мы попытались сблизить данные расчета и опыта, варьируя угол β_1 . Как следует из рис. 9, б, удовлетворительный результат достигается при $\beta_1 = 147^\circ$.

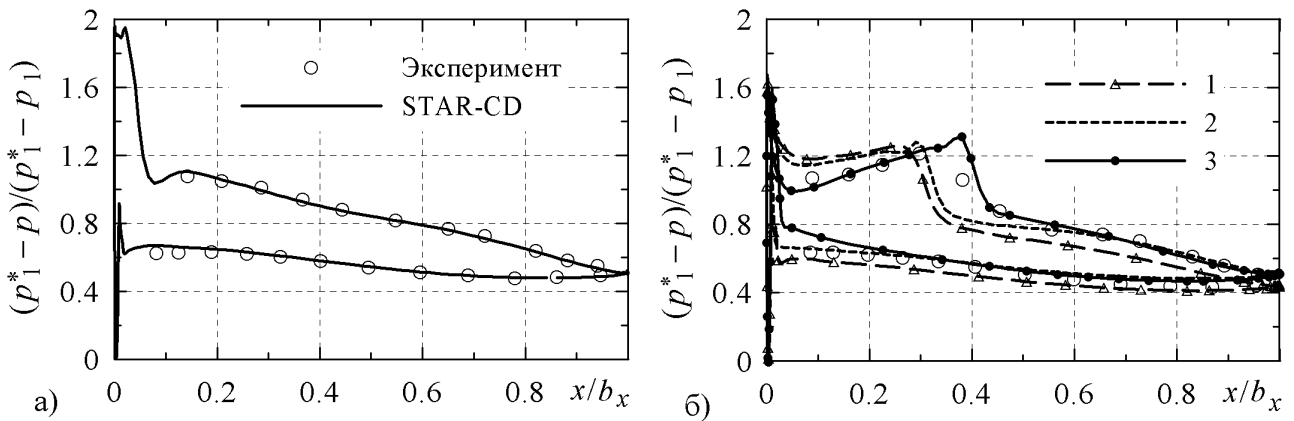


Рис. 9. Коэффициент давления вдоль обвода профиля: а – $M_1 = 0.82$, $\beta_1 = 148.5^\circ$, б – $M_1 = 1.03$ (○ – эксперимент, 1 – расчет STAR-CD $\beta_1 = 148.5^\circ$, 2 – SINF $\beta_1 = 148.5^\circ$, 3 – SINF $\beta_1 = 147^\circ$)

Рис. 10 иллюстрирует влияние входного числа M на осредненные по шагу коэффициенты потерь полного давления $\omega = (p_1^* - p_2^*) / (p_1^* - p_1)$ без поправки на возможно неточно определенный входной угол. С повышением числа M потери нарастают вместе с ростом интенсивности скачка уплотнения. Расчетные потери несколько ниже экспериментальных. По мере роста числа Маха расхождение увеличивается, однако для всех режимов оно не превосходит 10...12%, т.е. находится в пределах обычной точности данных, получаемых при продувках плоских решеток.

В главе 4 изложены результаты тестовых расчетов обтекания прямых трехмерных решеток с подробным изучением вторичных течений.

Первый объект исследования – турбинная решетка. Расчеты выполнены пакетом *STAR-CD* с использованием квадратичной низкорейнольдсовой модели турбулентности. На входной границе расчетной области задавались такие же распределения параметров, как и в эксперименте (опыты П. Жилия). Структура потока у концов лопаток типична для вторичных течений в решетках длинных лопаток, когда зоны вторичных течений не смыкаются. В приторцевой области межлопаточного канала формируется продольный (канальный) вихрь. Перед входной кромкой на ограничивающей канал пластине образуется, вследствие утолщения пограничного слоя, так называемый «подковообразный вихрь».

Расчетные и опытные локальные значения коэффициента потерь полного давления $C_p^* = (p_1^* - p^*) / (p_1^* - p_1)$ удовлетворительно согласуются в сечении за

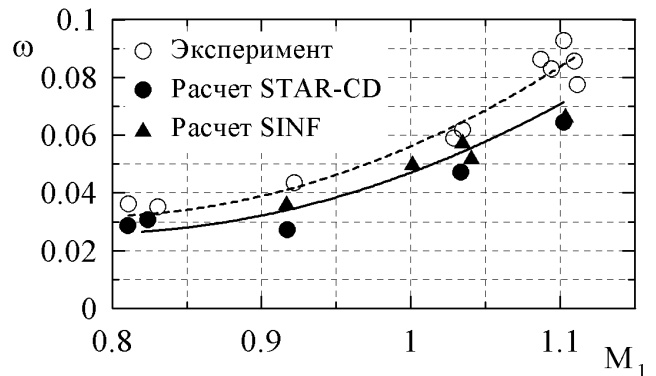


Рис. 10. Коэффициент потерь полного давления при $\beta_1 = 148.5^\circ$

решеткой (рис. 11), а незначительное расхождение между ними слабо сказывается на интегральной (для решетки) величине. Так, интегральные значения коэффициентов ω в расчетах и в опытах составляют 0,74 и 0,79, соответственно (коэффициенты потерь $\zeta_{\text{расч}} = 0,083$ и $\zeta_{\text{оп}} = 0,087$).

Конфигурация и численные значения изолиний выходных углов по данным расчетов и опытов во всех сечениях также удовлетворительно согласуются. Среднее значение угла выхода в расчете составляет $18,2^\circ$, а в опыте $18,1^\circ$.

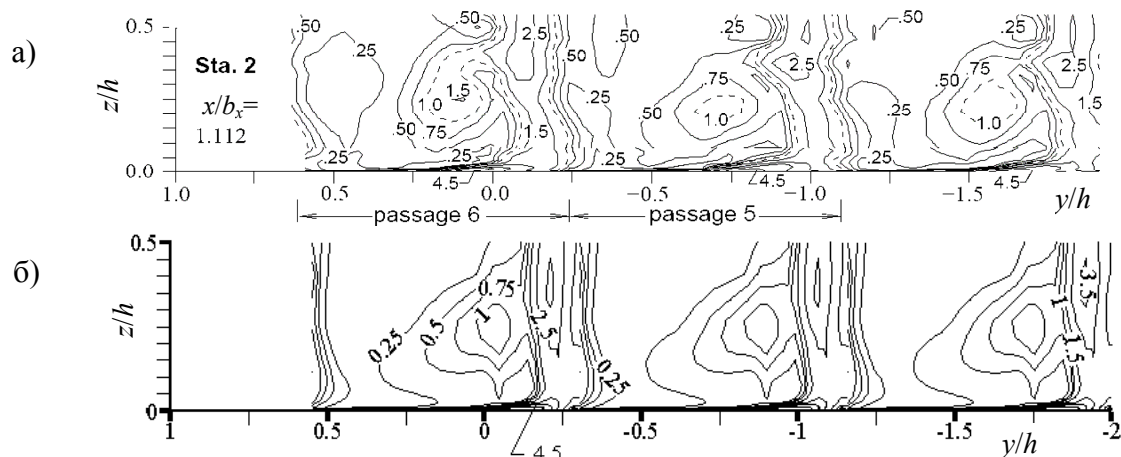


Рис. 11. Коэффициент полного давления C_p^* в сечении за решеткой: а – опыт, б – расчет

Второй объект тестовых расчетов – прямая транзвуковая компрессорная решетка с высотой лопаток 168 мм и хордой профиля 125 мм. Решетка продувалась при входном числе Маха 1,092 (опыты А. Вебера). Расчеты выполнены с применением пакета *STAR-CD*; использовались два варианта расчетной области: с участками входа протяженностью 0,725 хорды и 1,025 хорды. Турбулентная вязкость определялась с помощью высоко- и низкорейнольдсовой квадратичных k - ϵ моделей турбулентности.

Во всех сечениях по высоте лопатки на вогнутой поверхности профиля, где режим течения дозвуковой, расчетные распределения давления удовлетворительно согласуются с экспериментальными. На расстоянии 0,5 хорды от входной кромки, в области локализации скачка уплотнения на стороне разрежения, наблюдается расхождение с опытными данными, что связано со смещением в сравнении с экспериментом скачка уплотнения вверх по потоку.

Совпадение коэффициента потерь полного давления ω в опытах и расчетах для всех вариантов вычислений в целом удовлетворительное (рис. 12). В приторцевой области решетки экспериментальные значения осредненных по шагу коэффициентов потерь выше расчетных. Эти различия, однако, мало сказываются на интегральных характеристиках решетки (осредненные коэффициенты потерь в расчете и опыте составляют 0,0925 и 0,090 соответственно). Согласие ме-

жду расчетными и опытными данными по углу выхода потока также удовлетворительное.

Течение у концов лопаток отличается от классической картины вторичных течений с поперечным основному направлению перетеканием газа в межлопаточном канале. В приторцевой зоне межлопаточного канала вблизи выходной кромки с выпуклой стороны профиля течение отрывное. Вследствие отрыва, возникшего под влиянием сложного трехмерного взаимодействия скачков уплотнения и вторичных течений в угловых зонах, формируется короткий вихревой шнур с криволинейной осью, ориентированной преимущественно нормально к торцевой стенке. Частицы, вовлеченные в вихревое движение, выносятся в область аэродинамического следа.

В главе 5 представлены результаты моделирования течения через решетки, составленные из профилей четырех верхних сечений рабочей лопатки (последняя ступень мощной конденсационной паровой турбины; $l = 960$ мм). Исследование проводилось с целью выявить возможность осевых автоколебаний венца. Для этого, в частности, необходимо знать аэродинамические характеристики решеток в заданном диапазоне режимов. Рассчитаны поля параметров течения, силовые характеристики взаимодействия решеток с потоком, коэффициенты потерь и углы выхода потока. Моделирование выполнено пакетом *SINF* (модель турбулентности Спаларта–Аллмараса).

Объект исследования – три конфигурации рабочей лопатки: исходная (вариант I); та же лопатка с углом установки, уменьшенным на 3° в сторону закрытия горла решетки (вариант II); лопатка с разворотом на 3° в сторону раскрытия горла решетки у периферии при сохранении угла установки профиля в корне лопатки (вариант III). В качестве расчетных были выбраны сечения *A* (на высоте лопатки $l = 910$ мм), *B* ($l = 762$ мм), *B* ($l = 636$ мм) и *Г* ($l = 504$ мм). Методические расчеты показали, что на выходе из решеток почти во всем диапазоне режимов поток полностью сверхзвуковой, и обтекание происходит в режиме полного «запираания». Вследствие этого число Маха на входе в решетку при заданном угле атаки варьировать невозможно. В то же время структура сверхзвуковой области существенно зависит от противодавления, поэтому моделирование течения проводилось при трех значениях противодавления, одно из которых расчетное.

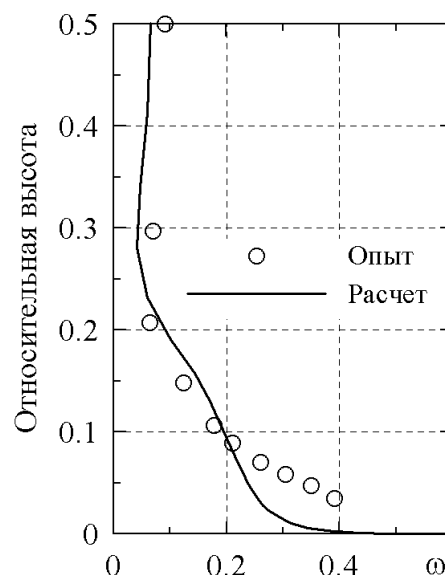


Рис. 12. Осредненные по шагу коэффициенты потерь полного давления ω

Решетки рассчитывались при семи углах входа потока: $\beta_1 = \beta_{1\text{геом}}$, при трех положительных и при трех отрицательных углах атаки. Каждый расчет выполнялся при трех значениях противодавления. Всего было выполнено 173 численных эксперимента, не считая методических расчетов. Почти на всех режимах течение за горлом сверхзвуковое, и в потоке возникает система скачков уплотнения. Выявлено заметное влияние выходной границы расчетной области на структуру течения вверх по потоку. Чтобы обеспечить «прозрачность» выходной границы для волн сжатия и разрежения, граничные условия были дополнены условиями сохранения инвариантов Римана.

Вследствие существенного влияния скачков уплотнения на структуру течения, потери кинетической энергии вниз по потоку заметно увеличиваются. На расстоянии за решеткой, равном двум хордам, потери (4...4,5%) приблизительно вдвое больше, чем в сечении, отстоящем от выходных кромок на половину хорды, где обычно измеряют потери при продувках решеток. При углах атаки $i < -5^\circ$ на вогнутой стороне непосредственно за кромкой лопатки возникает отрывной пузырь. На режиме $i = -15^\circ$ отрывной пузырь простирается почти до выходной кромки. Интенсивный скачок уплотнения, сходящий с задней кромки профиля, порождает значительную неравномерность потока вдоль шага решетки. Так, на режиме $i = 0$ шаговая неравномерность скорости (вариант I, сечение A) составляет около 120 м/с при $w_{2\text{ср}} \approx 430$ м/с. Неравномерность угла выхода потока еще больше: $\Delta\beta_2 \approx 13^\circ$ при $\beta_{2\text{ср}} \approx 20^\circ$.

Значения окружной q_u и осевой q_z составляющих погонных нагрузок для варианта I на 10...20 % выше, чем для варианта II. Крутящий момент M в варианте I примерно в 4 раза больше момента для варианта II (на режиме $i = 0$ и $p_{2\text{ном}}$), и почти в 7 раз больше при номинальных углах входа потока. В пределах одного варианта решетки производные $\partial q_u/\partial i$, $\partial q_z/\partial i$ и $\partial M/\partial i$ от противодавления практически не зависят. Осредненные по шагу решетки углы выхода потока для вариантов I и II сечения A слабо зависят от угла атаки, но отличаются по величине вследствие различной степени расширения в косом срезе (разница геометрических углов $\Delta\beta_{2\text{геом}}$ составляет 3° , различие поточных углов $\Delta\beta_2 \approx 4,3^\circ$).

Коэффициенты потерь для вариантов I и II при номинальном противодавлении различаются мало. При противодавлении, большем номинального, потери в варианте I снижаются по сравнению с потерями при номинальном противодавлении, а в варианте II, наоборот, увеличиваются. Это объясняется изменением угла наклона кромочного скачка уплотнения, который в варианте II расположен под большим углом к вектору скорости, чем в варианте I.

Обтекание решеток сечения B для вариантов I и II различается мало. Течение происходит при меньших, чем для решеток сечения A , числах Маха и отличается меньшей протяженностью зоны отрыва на вогнутой стороне профиля при отрицательных углах атаки, а также снижением (почти вдвое) окружной неравномерности углов выхода потока и скоростей за решеткой.

Решетки сечения B работают при еще меньших числах Маха, чем решетки сечения A . Поэтому тенденция снижения окружной неравномерности параметров потока за решеткой сохраняется. Погонные нагрузки и крутящий момент последовательно снижаются при переходе от варианта I к варианту III.

Обтекание решетки сечения Γ в варианте I на всех рассчитанных режимах трансзвуковое. На режиме с низким противодавлением происходит запираание решетки, и возникает слабый скачок уплотнения за выходной кромкой. В варианте II решетка обтекается без запираания, но при максимальных числах $M \approx 1$.

Приведенный пример расчета серии трансзвуковых турбинных решеток иллюстрирует реальную возможность получать с помощью численного моделирования необходимую проектанту информацию, источником которой ранее было экспериментальное исследование.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Методические, параметрические, тестовые и прикладные исследования, выполненные в диссертации, свидетельствуют о возможности корректного численного моделирования параметров пространственного турбулентного потока в решетках турбомашин на основе осредненной по Рейнольдсу системы уравнений Навье–Стокса. Такое моделирование обеспечивает приемлемые для инженерных расчетов время вычислений и точность прогноза параметров дозвукового и трансзвукового обтекания, и поэтому продуктивно для конструкторской практики. Показана примерно равная эффективность двух универсальных газодинамических пакетов (*SINF* и *STAR-CD*) для решения поставленных задач.

Основные выводы и рекомендации сводятся к следующему.

1. Вопросы сеточной сходимости численного решения необходимо решать в тесной связи с выбором модели турбулентности и схемы дискретизации. Приемлемое решение обеспечивают, как правило, схемы не ниже второго порядка точности. При обеспеченной сеточной независимости решения можно уверенно использовать линейные низкорейнольдсовые модели турбулентности с поправкой Като–Лаундера или нелинейные низкорейнольдсовые модели, а также модель эффективной вязкости Спаларта–Аллмараса.

2. При дозвуковом плоском обтекании типичной решетки направляющего аппарата ступени паровой турбины однородным потоком со степенью турбулентности менее 1 % с ростом числа Рейнольдса в диапазоне $1,25 \cdot 10^4 \dots 2 \cdot 10^5$ коэффициент потерь резко снижается. До значений $Re \approx 10^5$ течение в пограничном слое всюду ламинарное, за исключением малой окрестности выходной кромки. Повышение числа Re вызывает турбулизацию пограничного слоя сначала на выпуклой, а затем на вогнутой поверхности лопатки. При $Re > 4 \cdot 10^5$ режим течения близок к автомодельному.

3. При степени турбулентности набегающего потока до 8% для турбинных решеток реактивного типа и до 6% для турбинных решеток активного типа рекомендованные низкорейнольдсовые модели удовлетворительно описывают влияние начальной турбулентности. Для большей степени турбулентности они занижают потери по сравнению с экспериментом.

4. Плоские решетки турбинных лопаток с углом поворота потока 123° , составленные из профиля, обводы которого построены различными способами (дугами окружностей, лемнискатами и методом доминирующей кривизны), имеют в зоне $0,4 < M < 0,9$ и в диапазоне углов атаки от -30° до $+15^\circ$ близкие значения коэффициентов потерь. При $M > 0,9$ наименьшие потери обеспечивает профиль, очерченный методом лемнискаты.

5. Расчет трансзвукового течения в плоских турбинных решетках удовлетворительно совпадает с экспериментом и отражает известный из опытов немонотонный характер зависимости коэффициента потерь от числа Маха.

6. Систематические тестовые расчеты трансзвукового течения в плоской компрессорной решетке показали, что экспериментальные и расчетные значения коэффициентов потерь, а также углов выхода потока согласуются удовлетворительно. При этом скачок уплотнения смещен, по сравнению с его положением в опытах, в сторону входной кромки профиля. Этот эффект связан, возможно, с неточно измеренным в опытах углом входа потока.

7. При численном анализе трехмерного течения в прямой турбинной решетке установлено, что расчетная картина изолиний выходных углов и коэффициентов потерь удовлетворительно согласуется с данными опытов во всех сечениях, включая зоны вторичных течений. Осредненные по высоте решетки значения коэффициентов потерь в расчетах и в опытах разнятся менее, чем на 0,5 %.

8. Тестовые расчеты трехмерного трансзвукового обтекания прямой компрессорной решетки показывают, что, как и в случае плоского обтекания, скачок уплотнения на спинке профиля располагается ближе к входной кромке профиля,

чем в опытах. В целом расчетная картина течения и осредненные по высоте углы выхода потока и коэффициенты потерь удовлетворительно согласуются с экспериментом.

9. Расчетные поля параметров течения сквозь плоские трансзвуковые высокореективные решетки, соответствующие периферийным сечениям рабочих лопаток последней ступени мощной паровой турбины, позволили определить как коэффициенты потерь и углы выхода потока, так и силовые и моментные характеристики взаимодействия решеток с потоком. Эти данные использованы заводом-изготовителем для анализа вибрационных характеристик турбинной ступени.

Публикации по теме диссертации:

1. Галаев, С.А. Опыт использования программного комплекса SINF для расчёта обтекания и профильных потерь в турбинных решётках / С.А. Галаев // Проблемы газодинамики и тепломассообмена в энергетических установках. Труды XII Школы-семинара молодых ученых и специалистов под руководством акад. РАН А.И. Леонтьева. – М.: МЭИ, 1999. – С.76-79.

2. Галаев, С.А. Численное моделирование вязкого обтекания плоских турбинных решеток / С.А. Галаев, А.И. Кириллов, Е.М. Смирнов // XXVIII неделя науки СПбГТУ. Материалы межвузовской научной конференции. – СПб: Издательство СПбГТУ, 2000. – С. 120–121.

3. Галаев, С.А. Численное моделирование трансзвукового течения в плоских турбинных решетках: влияние на потери способа профилирования / С.А. Галаев // Проблемы газодинамики и тепломассообмена в энергетических установках. Труды XIV Школы-семинара молодых ученых и специалистов под руководством акад. А.И. Леонтьева. – М.: МЭИ, 2003. – Т. 2. – С. 46–49.

4. Кириллов, А.И. Некоторые результаты численного моделирования турбулентного течения в решетках турбомашин / А.И. Кириллов, С.А. Галаев // Проблемы газодинамики и тепломассообмена в энергетических установках. Труды XV Школы-семинара молодых ученых и специалистов под руководством акад. А.И. Леонтьева. – М.: МЭИ, 2005. – Т. 2. – С. 7–12.