

НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ УКРАИНЫ
«КИЕВСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ»

На правах рукописи

ПАНЧЕНКО НАДЕЖДА АНАТОЛЬЕВНА



УДК 536.244:621.438

**ЭФФЕКТИВНОСТЬ ПЛЕНОЧНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ
ПЛОСКОЙ ПОВЕРХНОСТИ ПРИ ПОДАЧЕ ОХЛАДИТЕЛЯ
ЧЕРЕЗ ПАРНЫЕ ОТВЕРСТИЯ**

05.14.06 – техническая теплофизика и промышленная теплоэнергетика

Диссертация на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель:
академик НАН Украины,
доктор технических наук, профессор
Халатов Артем Артемович

Киев – 2016

СОДЕРЖАНИЕ

ПЕРЕЧЕНЬ УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ, ИНДЕКСОВ И СОКРАЩЕНИЙ.....	4
ВВЕДЕНИЕ.....	6
1 АКТУАЛЬНОСТЬ ПРОБЛЕМЫ, ЦЕЛЬ И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ.....	16
1.1 Основные направления развития газотурбостроения.....	16
1.2 Пленочное охлаждение.....	23
1.3 Результаты экспериментального исследования эффективности пленочного охлаждения.....	27
1.3.1 Выдув через дискретные отверстия.....	27
1.3.2 Влияние сложного угла вдува.....	30
1.4 Перспективные схемы пленочного охлаждения.....	32
1.4.1 Профилированные отверстия.....	34
1.4.2 Отверстия в углублениях различной формы.....	36
1.4.3 Анти-вихревые системы отверстий.....	37
1.5 Цель и задачи исследования.....	42
2 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ УСТАНОВКА.....	48
2.1 Описание экспериментальной установки.....	48
2.2 Объекты исследования.....	50
2.3 Устройства для создания внешней турбулентности потока и градиента давления.....	53
2.4 Методика проведения эксперимента и система измерений.....	57
2.5 Доводочные эксперименты.....	60
2.6 Погрешности измерений.....	63
2.7 Выводы по разделу 2.....	67
3 РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ И ИХ АНАЛИЗ.....	68
3.1 Результаты визуализации поверхностных линий тока.....	68

3.2 Эффективность пленочного охлаждения.....	70
3.2.1 Локальная эффективность.....	71
3.2.2 Средняя эффективность.....	73
3.3 Сравнительный анализ.....	76
3.4 Неравномерность пленочного охлаждения.....	78
3.5 Внешняя турбулентность потока.....	81
3.6 Ускорение внешнего потока.....	86
3.7 Тестирование моделей турбулентности для расчета пленочного охлаждения за парными отверстиями.....	93
3.8 Физическая структура потока и факторы характеризующие эффективность пленочного охлаждения.....	97
3.9 Влияние поперечного расстояния между отверстиями на эффективность пленочного охлаждения.....	104
3.10 Выводы по разделу 3.....	106
ВЫВОДЫ.....	108
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ.....	110
ПРИЛОЖЕНИЕ А. Методика определения эффективности при выдуве через отверстия различной геометрии.....	124
ПРИЛОЖЕНИЕ Б. Влияние углов вдува α и β при выдуве охладителя через дискретные отверстия.....	128
ПРИЛОЖЕНИЕ В. Результаты экспериментов по пленочному охлаждению.....	132
ПРИЛОЖЕНИЕ Г. Численное моделирование турбулентных течений.....	144
ПРИЛОЖЕНИЕ Д. Практическое применение результатов работы.....	149

ПЕРЕЧЕНЬ УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ, ИНДЕКСОВ И СОКРАЩЕНИЙ

Латинские символы:

G – массовый расход вдуваемого воздуха, кг/с;

K – параметр ускорения;

L – длина отверстия вдува газа, м;

T – температура, К;

Tu – интенсивность турбулентности, %;

P – давление, Па;

H – толщина пластины вдува, м;

dP/dx – продольный градиент давления, Па/м;

Re – число Рейнольдса;

Pr – число Прандтля;

d – диаметр отверстия вдува, м;

k – постоянная адиабаты;

m – параметр вдува;

s – ширина (высота) щели, м;

t – поперечный шаг расположения отверстий, м;

t_l – продольный шаг расположения отверстий, м;

w – скорость потока, м/с;

x – продольная координата, м;

y – координата, перпендикулярная поверхности охлаждения, м;

z – поперечная координата, м.

Греческие символы:

α – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²К); угол наклона отверстия к поверхности охлаждения, град;

β – угол наклона отверстия в поперечном направлении, град;

Δ – поперечное расстояние между отверстиями, м;

δ – толщина пограничного слоя;

ε – степень поперечной неравномерности;
 η – эффективность пленочного охлаждения;
 ρ – плотность, кг/м³;
 ν – кинематическая вязкость, м²/с;
 μ – динамическая вязкость, Па·с.

Нижние индексы:

aw — адиабатная стенка;
 f — при наличии пленочного охлаждения;
 s — щель;
 w — стенка;
 экв. — эквивалентный размер щели;
 2 — параметры вдуваемого потока;
 ∞ — параметры основного потока.

Сокращения:

CFD – вычислительная гидрогазодинамика (Computational Fluid Dynamics);
 LRR – Лаундер, Рис, Роди (Launder, Reece, Rodi);
 $RANS$ – моделирование на базе осредненных уравнений Навье-Стокса (Reynolds Averaged Navier-Stokes equations);
 RSM – модель Рейнольдсовых напряжений (Reynolds Stress Model);
 SSG – Специале, Саркар, Гатски (Speziale, Sarkar, Gatski);
 SST – перенос сдвиговых напряжений (Shear Stress Transport);
 ГТД – газотурбинный двигатель;
 ГТУ – газотурбинная установка;
 КПД – коэффициент полезного действия.

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы. Газовые турбины широко используются в энергетике, гражданской и военной авиации, судостроении, а также в качестве привода компрессоров на магистральных газопроводах газотранспортных систем. Они являются одним из наиболее эффективных типов тепловых машин и продолжают динамично развиваться. Украина обладает хорошо развитой инфраструктурой энергетического, судового и авиационного газотурбостроения и входит в десятку стран мира, обладающих полным циклом проектирования и серийного производства газовых турбин мощностью до 100 МВт.

Достижение высокой экономичности ГТД и ГТУ связано, в первую очередь, с ростом температуры газа перед турбиной, которая сегодня составляет 1500...1600°C – в мощных энергетических ГТУ и 1750...1800°C – в авиационных ГТД военного назначения. В украинских ГТД наземного применения надежно освоена температура на уровне 1300...1350°C.

На современном техническом уровне возможность повышения температуры газа на входе в турбину ограничивается допустимой по условиям прочности температурой материала лопаток. В настоящее время турбинные лопатки, выполненные из лучших жаростойких материалов, могут работать без охлаждения при температуре газа не выше 1000...1100°C. При более высоких температурах для поддержания их работоспособности применяется внутреннее и внешнее воздушное охлаждение. Для внешнего охлаждения, наряду с теплоизоляционными (жаростойкими) тонкостенными покрытиями, широко используется пленочное (завесное) охлаждение, когда охладитель подается из внутренней полости лопатки на охлаждаемую поверхность через щель или систему дискретных отверстий диаметром 0,5...0,8 мм. Согласно опубликованным данным, пленочное охлаждение сохранит свою конкурентоспособность в газовых турбинах до температуры газа 1800...1850°C.

Начиная с 50-х годов, в мире выполнен большой объем теоретических и экспериментальных исследований, позволяющий надежно выполнять расчеты различных схем пленочного охлаждения, таких как тангенциальная и сплошная щель, пористый и аблирующий пояски, за пояском перфораций (ряды наклонных цилиндрических отверстий) и охлаждение потока за участком теплообмена.

В бывшем СССР основные работы по исследованию пленочного охлаждения выполнены в Институте теплофизики СО РАН (Кутателадзе С.С., Леонтьев А.И., Волчков Э.П., Терехов В.И.), Московском государственном техническом университете имени Н.Э. Баумана (Епифанов В.М. и др.), а также в ряде закрытых организаций (ЦИАМ, НИИТП, ЦАГИ и др.). В Украине исследования пленочного охлаждения проводились в Институте технической теплофизики НАНУ (Дыбан Е.П., Репухов В.М., Халатов А.А.), Киевском ВВАИУ, НТУ ХПИ, ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект» (Николаев), ГП «Ивченко-Прогресс» (Запорожье). За рубежом активные исследования выполнены Гольдштейном Р.Дж., Дитмаром Дж., Себаном Р.А., Богардом Д.Дж., Эккертом Е.Р., Банкером Р.С., Лиграни П.М. (США), Видхардом К., Балдауфом С., Шульцом А. (Германия). Результаты этих исследований позволили получить обобщающие уравнения, разработать надежные методики и программы расчета, использованные при создании серии высокотемпературных ГТД и ГТУ различного назначения.

При температуре газа выше 1400°C расход воздуха на охлаждение лопаток при конвективно-пленочном охлаждении может составлять 15% и более от расхода воздуха через компрессор, поэтому при дальнейшем повышении температуры потребный расход охладителя возрастает настолько, что потери от смешения основного потока с охладителем могут превысить положительный эффект, достигнутый за счет охлаждения.

В этой связи большой практический интерес представляет поиск альтернативных схем пленочного охлаждения, обладающих приемлемым с точки зрения термодинамической эффективности расходом охладителя,

высокой теплофизической эффективностью и характеризующихся относительно несложной технологией изготовления. В настоящее время эти вопросы активно изучаются учеными и конструкторами ведущих мировых производителей газотурбинной техники. Исследуются следующие конфигурации: профилированные отверстия – веерные (fan-shaped), консольные, в виде гантели, боба, полумесяца; отверстия, выход из которых размещен в углублениях (полусферических, кратерах, траншеях); схема парных отверстий (double-jet).

Полученные в настоящее время результаты показывают, что при том же расходе охладителя схемы охлаждения с отверстиями сложного профиля позволяют увеличить эффективность охлаждения в 2 и более раз по сравнению с традиционными системами наклонных цилиндрических отверстий в охлаждаемой стенке. Однако выполнение таких отверстий, имеющих размеры менее одного миллиметра, требует дорогостоящего технологического оборудования и связано с большими финансовыми затратами. Имеющиеся в настоящее время исследования альтернативных схем пленочного охлаждения выполнены в узком диапазоне влияющих факторов, слабо изучено влияние таких факторов, как ускорение потока, внешняя турбулентность, неизотермичность, кривизна поверхности и др., которые играют важную роль в газовых турбинах. Что касается математического (компьютерного) моделирования пленочного охлаждения, то полученные данные ограничены случаем безградиентного течения и отдельными исследованиями охлаждения лопаток газовых турбин и пока не получили широкого распространения в практике газотурбостроения.

Таким образом, дальнейшее исследование альтернативных схем и физического механизма пленочного охлаждения, получение обобщающих зависимостей в широком диапазоне изменения определяющих факторов представляет *актуальное научное и практическое значение* для газотурбостроения. Особенно актуальным является поиск альтернативных схем с высокой теплофизической эффективностью, приемлемым с точки

зрения термодинамических потерь расходом охладителя и более простой технологией изготовления. В работе сделан вывод, что к таким конфигурациям относится схема парных отверстий, формирующая антипочечную вихревую структуру. Важным направлением является также дальнейшее изучение возможностей компьютерного моделирования пленочного охлаждения, в том числе, определение адекватных моделей турбулентности.

Связь работы с научными программами, планами, темами. Работа соответствует перечню приоритетных тематических направлений научных исследований и научно-технических разработок по направлению «Энергетика и энергоэффективность. Технологии энергетического машиностроения», утвержденных Постановлением Кабинета Министров Украины №942 от 7 сентября 2011 г. Научные результаты, представленные в диссертации, получены при выполнении госбюджетной НИР № 2610-ф «Тепловые и газодинамические процессы в сложных вихревых и закрученных потоках» (НТУУ «КПИ», № г/р 0113U002467) и госбюджетной НИР № 1.7.1.853 «Исследование поверхностно-вихревых систем для интенсификации теплообмена и повышения эффективности охлаждения поверхностей в перспективных ГТД» (ИТТФ НАНУ, № г/р 0112U002042); научно-технической работы по Договору №310/2056 «Сравнительные исследования осциллирующего и других перспективных схем пленочного охлаждения поверхностей» (ИТТФ НАНУ и Государственное предприятие «Научно-производственный комплекс газотурбостроения «Зоря»-«Машпроект»); научной работы по Договору №01-08-14 «Экспериментальное и численное исследование перспективных систем пленочного охлаждения высокотемпературных энергетических установок» (совместный проект программы НАН Украины и РФФИ, № г/р 0114U004037).

Цель и задачи исследования. *Целью* настоящей работы является исследование физических закономерностей и определение расчетных

зависимостей, характеризующих эффективность пленочного охлаждения при подаче охладителя через парные отверстия, расположенные на входе в пластину с учетом влияния параметра вдува, ускорения потока и внешней турбулентности. Для достижения поставленной цели в работе решаются следующие *основные задачи*:

— Создать рабочий участок и выполнить экспериментальное исследование эффективности пленочного охлаждения плоской поверхности с подачей охладителя через систему парных отверстий на входе в диапазоне изменения параметра вдува от 0,5 до 3,0. Получить базовую зависимость для безградиентного течения при отсутствии внешней турбулентности и ускорения потока.

— Изучить влияние внешней турбулентности и отрицательного градиента давления при различных законах ускорения потока и получить зависимости, характеризующие влияние этих факторов на эффективность пленочного охлаждения.

— Определить степень поперечной неравномерности эффективности пленочного охлаждения для безградиентного и градиентного течений, а также в условиях внешней турбулентности.

— Для заданных значений углов β_1 и β_2 определить математические модели турбулентности, адекватно описывающие эффективность пленочного охлаждения, изучить физическую структуру потока за парными отверстиями, выявить факторы, характеризующие физический механизм пленочного охлаждения.

— Изучить влияние поперечного расстояния Δ между отверстиями первого и второго ряда на эффективность пленочного охлаждения и определить его значение, обеспечивающее максимальную эффективность пленочного охлаждения.

Объект исследования — процессы теплообмена и гидродинамики при пленочном охлаждении плоской поверхности с подачей охладителя через парные отверстия на входе в плоскую пластину.

Предмет исследования — закономерности и факторы, влияющие на эффективность пленочного охлаждения и физическую структуру потока при подаче охладителя через парные отверстия на входе в плоскую пластину.

Методы исследования. Учитывая сложный характер течения и теплоотдачи, в диссертации используется сочетание экспериментального и теоретического (компьютерное моделирование) методов исследования. В экспериментальной части изучается адиабатная эффективность пленочного охлаждения для различных значений параметра вдува, интенсивности внешней турбулентности и ускорения потока, а также физическая структура поверхностных линий тока. В теоретической части с использованием программного комплекса и ANSYS CFX (версия 14.0) сравнением с полученными в работе экспериментальными данными определяются математические модели турбулентности, адекватно описывающие пленочное охлаждение в исследуемых условиях, изучается физическая структура потока и определяются факторы, характеризующие эффективность пленочного охлаждения и оптимальное значение поперечного расстояния Δ между отверстиями первого и второго ряда.

Степень обоснованности научных положений и выводов, сформулированных в диссертационной работе. Обоснование достоверности полученных результатов выполнено путем проведения тестовых испытаний экспериментального стенда и системы измерений, использования апробированных методик проведения экспериментов и методов обобщения экспериментальных данных на основе теории подобия, анализа погрешности измерений, согласования полученных результатов с опубликованными в литературе данными. Достоверность компьютерного моделирования обеспечена корректным применением программного комплекса ANSYS CFX, сертифицированного международными стандартами и обладающего сертификатом качества ISO 9001:2008, сравнением результатов компьютерного моделирования и полученных в

работе экспериментальных данных, использованием адекватной модели турбулентности при компьютерном анализе физической структуры потока.

Научная новизна полученных результатов состоит в следующем:

— Впервые на основе экспериментального и теоретического исследования схемы парных отверстий в широком диапазоне изменения параметра вдува при внешней турбулентности и ускорении потока получены новые научные данные, характеризующие физический механизм и закономерности пленочного охлаждения.

— Впервые показано, что при идентичных условиях средняя эффективность пленочного охлаждения за парными отверстиями при малых ($m = 0,50$) и умеренных ($m = 1,0$) значениях параметра вдува на 20-25% выше, чем для традиционной схемы наклонных отверстий и соответствует ей при $m = 1,5$ и более.

— Впервые получена обобщающая (базовая) зависимость для средней по ширине эффективности пленочного охлаждения за парными отверстиями в условиях безградиентного и низкотурбулентного потока ($\approx 1\%$).

— Впервые показано, что для исследованных условий внешняя турбулентность (до 7%) оказывает незначительное влияние на эффективность пленочного охлаждения. Ускорение потока снижает эффективность пленочного охлаждения до 25% ($m = 0,5$); обобщением опытных данных получена степенная зависимость для фактора ускорения.

— Впервые для безградиентного и низкотурбулентного потока получены зависимости, характеризующие изменение степени неравномерности эффективности пленочного охлаждения по длине пластины. Показано, что внешняя турбулентность и ускорение потока увеличивают степень поперечной неравномерности охлаждения поверхности.

— На основе сравнения экспериментальных и расчетных данных показано, что при низком параметре вдува ($m = 0,5$) все рассмотренные в работе модели турбулентности ($k-\varepsilon$, $RNG\ k-\varepsilon$, $k-\omega$, $SST\ k-\omega$, $LLR\ RSM$, $SSG\ RSM$) показывают удовлетворительное приближение к полученным в работе

экспериментальным данным, при этом лучшие результаты демонстрирует k - ε модель. С увеличением параметра вдува все модели показывают завышенные (до 40%) результаты на участке ($x/d < 10 \dots 20$). Это свидетельствует о достаточно больших погрешностях компьютерного моделирования пленочного охлаждения при $m = 1,0$ и более.

— Впервые на основе компьютерного моделирования и поверхностной визуализации потока показано, что увеличение эффективности пленочного охлаждения при малых и умеренных параметрах вдува обусловлено формированием антипочечной вихревой структуры с поперечным растеканием охладителя, что препятствует поступлению основного потока к стенке.

— Впервые показано, что при заданных значениях углов подачи охладителя β_1 и β_2 поперечное расстояние между отверстиями первого и второго ряда Δ оказывает значительное влияние на эффективность пленочного охлаждения, которая изменяется по кривой с максимумом. Впервые получено уравнение для оптимального значения параметра Δ/d , обеспечивающего максимальную эффективность охлаждения.

Практическое значение полученных результатов. Полученные в диссертационной работе результаты могут использоваться при расчетах эффективности пленочного охлаждения за парными отверстиями, как при безградиентном течении, так и в условиях внешней турбулентности и ускорения потока. При компьютерном моделировании пленочного охлаждения с подачей охладителя через парные отверстия при безградиентном и низкотурбулентном потоке и малых параметрах вдува ($m = 0,5$) можно рекомендовать использование k - ε модели турбулентности, которая обеспечивает наилучшее приближение к экспериментальным данным, полученным в работе.

Результаты, полученные в диссертации, нашли применение при разработке методики расчета эффективности пленочного охлаждения сопловых лопаток высокотемпературных ГТД для «НПКГ «Зоря»-«Машпроект» (совместно с Институтом технической теплофизики НАНУ,

акт использования от 16.01.2015 г., акт внедрения от 15.11.2013 г.), а также в учебном процессе при подготовке студентов Физико-технического института НТУУ «КПИ» по направлению «Прикладная физика» (специализация «Физика энергетических систем и новейших источников энергии», акт использования от 27.01.2015 г.).

Личный вклад соискателя. Соискателем создан и смонтирован рабочий участок для исследования эффективности пленочного охлаждения плоской пластины при подаче охладителя через парные отверстия, обоснованы его геометрические размеры, созданы участки турбулентности и ускорения потока. Проведено экспериментальное исследование структуры поверхностных линий тока, эффективности пленочного охлаждения, выполнен анализ полученных результатов, получены обобщающие зависимости, сделано сравнение полученных результатов с традиционной и перспективными конфигурациями пленочного охлаждения. С помощью программного комплекса ANSYS CFX сравнением с собственными экспериментальными данными определены адекватные модели турбулентности, изучена вихревая структура при смешении основного и вдуваемого потоков, определены оптимальное расстояние между отверстиями Δ и физические факторы, характеризующие эффективность пленочного охлаждения.

Апробация результатов диссертационной работы. Основные результаты работы обсуждались и получили одобрение на VIII и IX Международных конференциях «Проблемы промышленной теплотехники» (Киев, 2013 и 2015), X и XI Международных научно-технических конференциях «Проблемы энергосбережения и пути их решения» (Харьков, 2014 и 2015), XII и XIII Всеукраинских научно-практических конференциях студентов, аспирантов и молодых ученых «Теоретические и прикладные проблемы физики, математики и информатики» (Киев, НТУУ «КПИ», 2014 и 2015), XIX и XX Международных конгрессах двигателестроителей (пгт Коблево, 2014 и 2015), LXI Научно-технической сессии РАН по

проблемам газовых турбин и парогазовых установок «Научные и практические проблемы использования достижений авиадвигателестроения в наземных ГТУ» (Пермь, Россия, 2014), Всероссийской школе-конференции молодых учёных с международным участием «Актуальные вопросы теплофизики и физической гидрогазодинамики» (Новосибирск, Россия, 2014), Шестой Российской национальной конференции по теплообмену (РНКТ-6) (Москва, Россия, 2014), XIII Международной научно-практической конференции аспирантов, магистрантов, студентов «Современные проблемы научного обеспечения энергетики» (Киев, 2015), XV Международной научно-практической конференции молодых ученых и студентов "Полет. Современные проблемы науки" (Киев, 2015), Пятой международной конференции «Тепломассообмен и гидродинамика в закрученных потоках» (Казань, Россия, 2015).

В 2015 г. результаты исследований удостоены Грамоты Президиума НАН Украины на конкурсе научных работ студентов и молодых ученых НАН Украины (Отделение физико-технических проблем энергетики).

Публикации. Основные положения и научные результаты изложены в 21 публикации научных работ, в их числе: 6 статей в научных специализированных изданиях Украины, перечень которых утвержден МОН Украины; 3 статьи в зарубежных изданиях (Российская Федерация); из опубликованных статей 7 представлены в изданиях, которые включены в международные наукометрические базы данных (SCOPUS, Web of Science, Index Copernicus, Scholar, INSPEC, Ulrich's Periodicals Directory, РИНЦ); опубликовано 12 тезисов докладов в сборниках материалов научно-технических конференций.

Структура диссертации. Диссертационная работа состоит из введения, трех разделов, выводов и пяти приложений. Общий объем работы составляет 151 страницу, из которых 67 страниц занимают рисунки и таблицы (всего 74 рисунка и 12 таблиц), 28 страниц — приложения, 14 страниц — список использованных источников (118 наименований).

РАЗДЕЛ 1 АКТУАЛЬНОСТЬ ВОПРОСА, ЦЕЛЬ И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

В разделе 1 выполнен анализ современного состояния исследований эффективности пленочного охлаждения плоской пластины и лопаток газовых турбин, определен круг нерешенных на сегодняшний день задач. Рассмотрены основные способы организации пленочного охлаждения и влияние различных факторов на эффективность пленочного охлаждения плоской пластины. Проведен поиск новых решений в области пленочного охлаждения и выбрано направление исследования.

1.1 Основные направления развития газотурбостроения

В настоящее время ГТУ и ГТД широко используются в энергетике, гражданской и военной авиации, судостроении, промышленности и газотранспортной системе. ГТУ обладают целым рядом технико-экономических преимуществ: конструктивным совершенством, широким диапазоном мощностей (от 2 кВт до 375 МВт), высоким КПД (до 40%), большими агрегатными мощностями при малых массе и габаритах, приспособленностью к автоматизации, высокой надежностью и экономичностью, низким уровнем вредных выбросов, большим ресурсом, а также низкими капитальными затратами при изготовлении оборудования на их основе. По соотношению мощность – КПД газовые турбины превосходят все другие типы современных тепловых машин. Эти преимущества способствовали тому, что в последние годы ГТУ получают все более широкое применение в различных отраслях.

Лидером международного рынка газовых турбин является компания «General Electric» (США) – крупнейший мировой производитель авиационных, наземных и морских ГТД. Также, среди ведущих мировых производителей ГТД можно отметить «Pratt & Whitney», «Solar» и «Honeywell» (США), «Kawasaki» и «Mitsubishi» (Япония), «Rolls-Royce»

(Великобритания), «Turbomeca» (Франция), «Siemens AG» (Германия), «Alsom ABB» (Швейцария).

Основу инфраструктуры украинского газотурбостроения составляют пять предприятий – комплекс ГП «ЗМКБ «Прогресс» им. А.Г. Ивченко» и ОАО «Мотор Сич» (г.Запорожье), ГП НПКГ «Зоря – Машпроект» (г.Николаев), ОАО «Турбоатом» (г.Харьков), ОАО «Сумское НПО им. М.В.Фрунзе» (г.Сумы) и ОАО «Криворожский турбинный завод «Констар» (г.Кривой Рог). Два последних предприятия специализируются в выпуске газоперекачивающих агрегатов. В инфраструктуру украинского газотурбостроения также входят институты Национальной академии наук Украины, изучающие вопросы материаловедения, обработки и сварки металлов, прочности и надежности, теплофизики и аэродинамики, электродинамики, химии топлив и т.д.

В основе работы ГТУ лежат идеальные циклы, состоящие из простейших термодинамических процессов. К числу возможных идеальных циклов ГТУ относят: цикл с подводом теплоты при постоянном давлении $p=const$, цикл с подводом теплоты при постоянном объеме $v=const$ и сложные термодинамические циклы [1].

Наибольшее применение в современном газотурбостроении получил цикл Брайтона с подводом теплоты при $p=const$.

Формула (1.1) описывает эффективный КПД ГТД (ГТУ), работающих по циклу Брайтона [4]:

$$\eta_e = \frac{\frac{k}{k-1} R \frac{\pi_{\Sigma}^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\eta_c} \left(\frac{e\theta\eta_c\eta_p}{\pi_{\Sigma}^{\frac{k-1}{k}}} - 1 \right)}{\left(\frac{k}{k-1} R \right)_{\text{ycl}} \theta - \left(\pi_{\Sigma}^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) / \eta_c - 1} \quad (1.1)$$

где π_{Σ} – общая степень повышения полного давления в ГТД, $\theta = T_2^*/T_n$ – степень повышения температуры (T_2^* – температура газа перед

турбиной, T_n – температура невозмущенного потока перед входом в двигатель), η_c – КПД процесса сжатия, η_p – КПД процесса расширения, e – коэффициент учитывающий различие между R и k газа и воздуха.

Из выражения (1.1) следует, что эффективный КПД цикла Брайтона зависит от степени повышения температуры θ и степени повышения полного давления π_Σ . Вследствие уменьшения относительной доли работы, идущей на преодоление потерь, рост величины θ приводит к увеличению КПД действительного цикла. Так как, с увеличением π_Σ возрастает относительная величина энергии, затрачиваемой на преодоление потерь при сжатии и расширении в реальном цикле, то зависимость $\eta_e = f(\pi_\Sigma)$ имеет максимум при $\theta = \text{const}$. Таким образом, что для повышения КПД необходимо одновременное повышение степени θ и π_Σ . Повышение θ осуществляется путем повышения температуры газа перед турбиной.

Таким образом, основной путь, по которому двигаются разработчики ГТУ и ГТД – это освоение все более высоких температур и давлений в цикле. На рис. 1.1 показана хронология повышения температуры газа перед турбиной в некоторых зарубежных ГТД. Анализ этой зависимости позволяет прогнозировать температуру газа в последующих поколениях ГТД. Так, темп роста температуры газа на входе в турбину составляет приблизительно 10°C в год. Сегодня температура газа на входе в турбину в стационарных ГТУ достигает $1500\text{--}1600^\circ\text{C}$. Как следует из рис. 1.1, в стационарных и авиационных ГТД они постепенно сближаются, хотя в 70-80-е годы стационарные ГТУ по этим показателям значительно уступали авиационным.

Работы по повышению температуры газа перед турбиной ведутся в нескольких направлениях. Во-первых, это создание новых металлических сплавов с жаропрочными и жаростойкими свойствами, лучшими, чем у применяемых в настоящее время. Также, разработка керамических и спеченных материалов, применение новых литейных технологий –

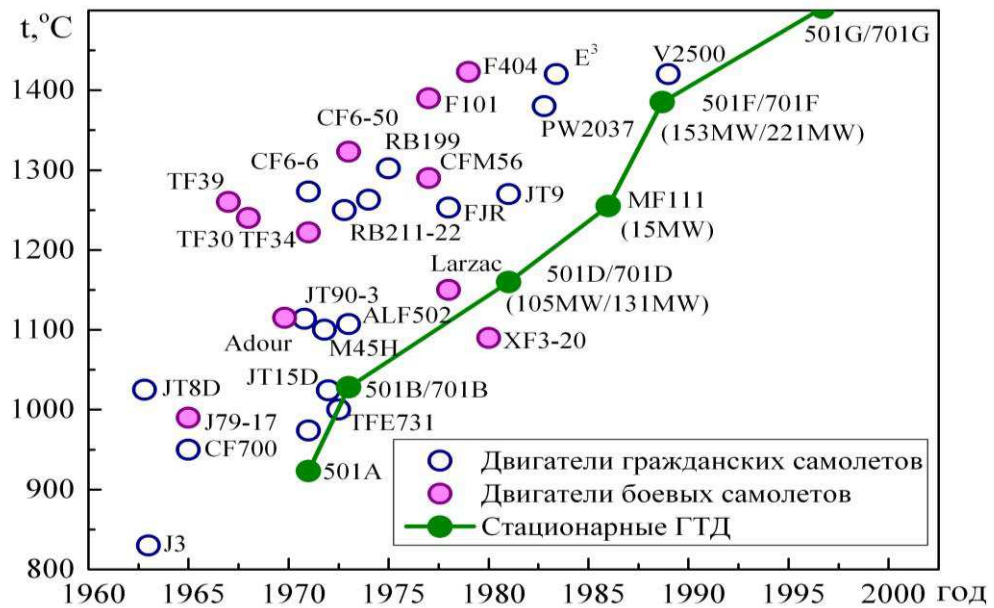


Рисунок 1.1 – Повышение температуры газа на входе в турбину в некоторых зарубежных ГТД [2].

литья с направленной кристаллизацией и монокристаллического литья. Еще одним важным направлением является создание новых теплозащитных покрытий. И, наконец, интенсивно ведется работа в таком направлении, как охлаждение горячих частей турбины, в первую очередь, усовершенствования систем охлаждения сопловых и рабочих лопаток.

Несмотря на прогресс в материаловедении, за последние 50 лет рост температуры газа перед турбиной ГТД на 80 % обеспечивается за счет новых систем охлаждения, что составляет более 500°С. Разумеется, в настоящее время разрабатываются новые, еще более жаропрочные сплавы, однако улучшение их свойств по-прежнему значительно отстает от усовершенствования систем охлаждения, что проиллюстрировано на рис. 1.2 (ГТД фирмы «Rolls-Royce», Великобритания). К тому же, повышение жаропрочности сплавов обычно достигается за счет увеличения содержания рения или вольфрама, а также редкоземельных элементов, что сопровождается их резким удорожанием.

Таким образом, основные тенденции развития современного газотурбостроения состоят в следующем:

- Рост температуры газа перед турбиной - до 1500...1600°C – в энергетических ГТУ и до 1750...1800°C – в авиационных ГТД.
- Повышение степени сжатия воздуха в компрессоре - до 30...35 в энергетических ГТУ и до 40...45 - в авиационных ГТД.
- Разработка новых жаропрочных материалов и теплозащитных покрытий.
- Обеспечение длительной и надежной работы промышленных ГТУ на максимальной мощности: полный ресурс - до 150...200 тыс. часов (лопаток – 25...50 тыс. часов), не менее 20-30 тыс. часов до первого капремонта.

Турбинные лопатки, выполненные из лучших материалов, могут работать без охлаждения при температуре газа не выше 1000 °С. Но, поскольку современные высокотемпературные ГТД работают при 1500 °С, их работоспособность невозможна без внутреннего и внешнего охлаждения. Совершенствование схем охлаждения с ростом температуры газа перед турбиной ГТД представлено на рис. 1.3. Тепловая защита стенок конструкций ГТД от воздействия высокотемпературного газового потока осуществляется посредством конвективного (1200...1300 °С) и конвективно-пленочного охлаждения (1350...1700 °С).

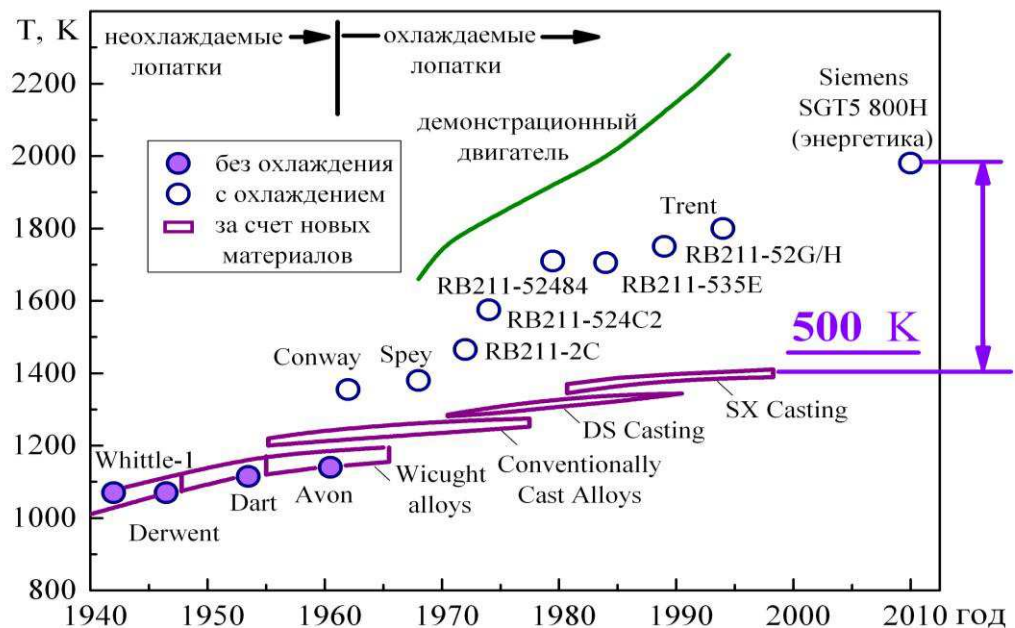


Рисунок 1.2 – Статистика ГТД фирмы «Rolls-Royce»[3].

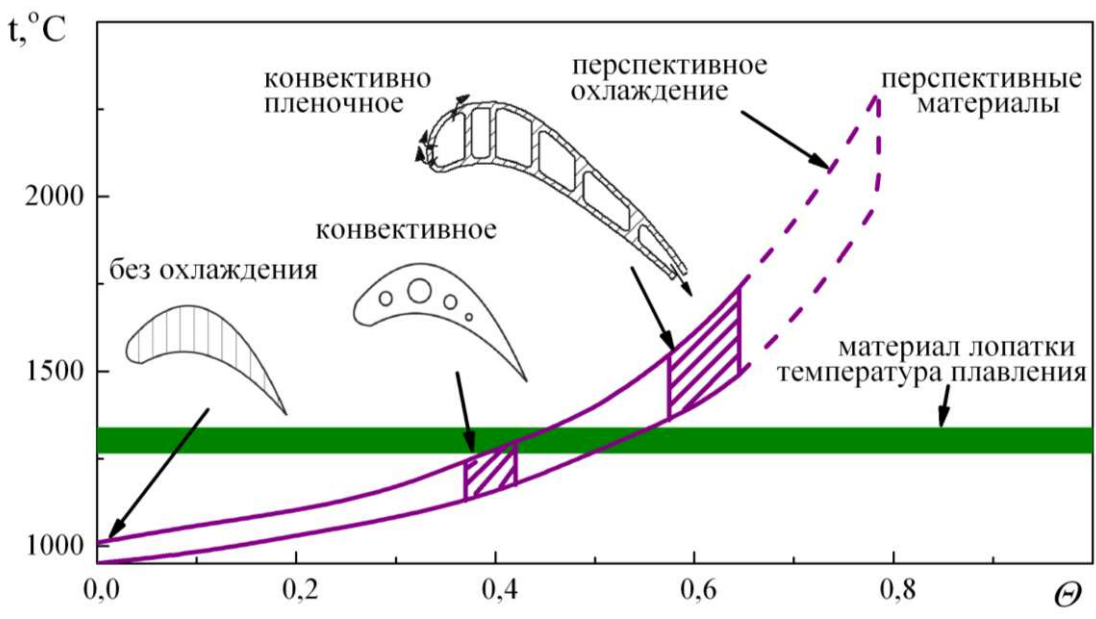


Рисунок 1.3 – Методы охлаждения лопаток с ростом температуры газа перед турбиной ГТД, где $\theta = (T_1 - T_w) / (T_1 - T_2)$ – безразмерная температура лопатки [4].

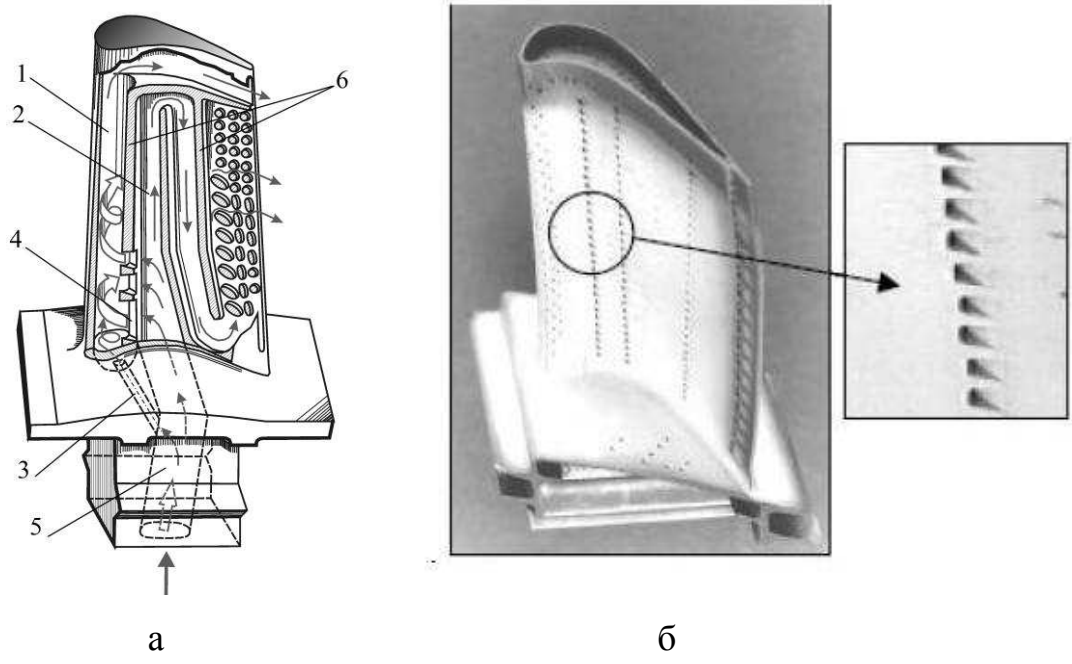


Рисунок 1.4 – Типичная современная лопатка рабочего колеса турбины с конвективно-плёночным охлаждением: а – рабочая лопатка с циклонным охлаждением входной кромки [5]: 1 – канал охлаждения входной кромки, 2 – канал охлаждения профильной части лопатки, 3 – дополнительный канал, 4 – щель тангенциального завихрителя, 5 – распределительный канал, 6 – перегородка; б – фото современной лопатки [6].

При конвективном охлаждении стенки, соприкасающейся с горячим потоком, внутренняя ее сторона омывается холодным газом. При пленочном охлаждении защищаемая стенка с внешней стороны покрывается пленкой воздуха, которая подается из внутренней полости лопатки через щель или систему отверстий. При комбинированном охлаждении, когда пленочное охлаждение используется одновременно с конвективным, стенка омывается охлаждаемым газом с обеих сторон. На рис. 1.4 показана типичная рабочая лопатка первых ступеней газовых турбин с конвективно-плёночным охлаждением.

В работе [7] представлены данные по относительному количеству воздуха, необходимого для охлаждения лопаток турбины, в зависимости от рабочей температуры газа: чем выше температура – тем большее количество воздуха отбирается для охлаждения. В современных высокотемпературных ГТУ при использовании традиционных схем охлаждения повышение температуры газа перед турбиной до 1500 °С приводит к расходу воздуха на охлаждение лопаток при комбинированном конвективно-плёночном охлаждении до 15% от расхода воздуха на входе в компрессор [8]. При таких условиях КПД газотурбиной установки падает настолько [9], что выигрыш от повышения температуры на входе в турбину снижается весьма существенно. Такое сильное влияние расхода охладителя на КПД турбины приводит к выводу о том, что при выборе и проектировании большое внимание следует уделять соотношению тепловой эффективности системы охлаждения и потерь энергии в проточной части, к которым приводит применение этой системы.

В соответствии с современными требованиями, система охлаждения газотурбинной установки не должна чрезмерно усложнять конструкцию турбины и схему ГТУ и, как следствие, повышать ее стоимость, требовать вмешательства обслуживающего персонала при эксплуатации ГТУ и должна надежно работать при пусках, остановках и на переходных режимах.

1.2 Пленочное охлаждение

Пленочное охлаждение представляет собой подачу охлаждающего воздуха непосредственно на наружную профильную поверхность лопаток или торцевую поверхность межлопаточного канала для того, чтобы теплоизолировать защищаемые поверхности от воздействия потока горячего газа. Пленочное охлаждение также называют заградительным охлаждением или газовой завесой. На рис. 1.5 представлены основные способы организации пленочного охлаждения – сплошная щель, пористый поясok, поясok перфораций (ряды наклонных цилиндрических отверстий) и пленочное охлаждение за участком теплообмена.

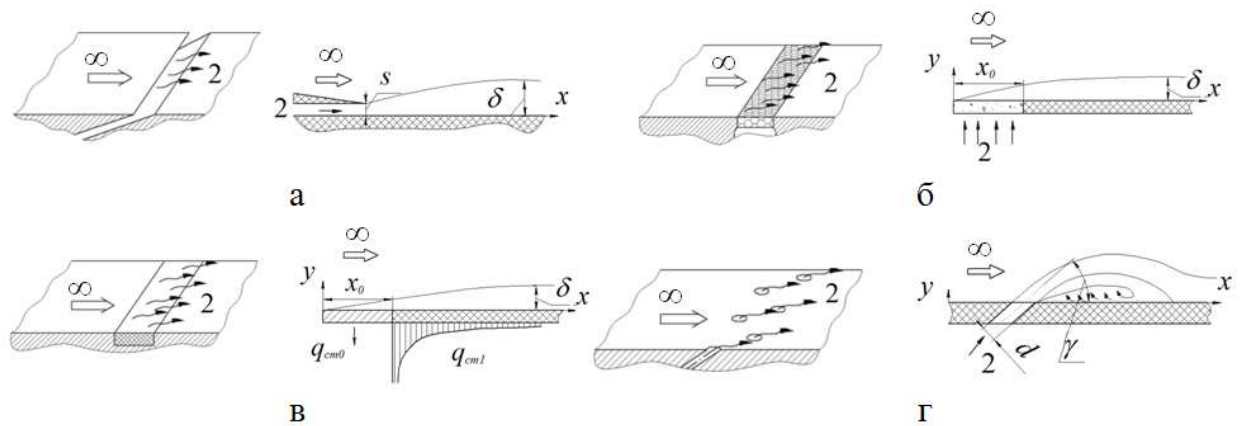


Рисунок 1.5 – Основные способы пленочного охлаждения: а – сплошная щель; б – пористый поясok; в – за охлаждаемым участком; г – два ряда отверстий. 1, 2 – основной и вторичный потоки газа, соответственно [10].

Наиболее эффективным является вдув охладителя через сплошную тангенциальную щель. При вдуве через тангенциальную щель поверхность равномерно покрывается пленкой охладителя, которая плотно прилегает к охлаждаемой стенке. Сплошная щель, пористый и аблирующий пояски применяются при охлаждении объектов ракетной техники, где имеет место разовое использование деталей. При пленочном охлаждении за участком теплообмена начальный участок x_0 интенсивно охлаждается и на некотором расстоянии поверхность защищается относительно холодным пограничным слоем.

Для лопаток газовых турбин, для которых важно обеспечить длительный срок службы невозможно применение схем подачи охладителя, снижающих прочностные характеристики (сплошная щель), схем разового использования (аблирующий пояс), а также микроскопических отверстий (пористый пояс), которые быстро засоряются твердыми частицами продуктов сгорания. Исходя из этих требований, при охлаждении лопаток турбин традиционно применяются схемы с цилиндрическими отверстиями в стенке лопатки, расположенными под углом $30\text{--}45^\circ$ к поверхности. Такие схемы уступают по эффективности охлаждения сплошной щели, как вследствие дискретности и неравномерности подачи охладителя, так и вследствие интенсивного перемешивания с основным потоком. Основным недостатком таких схем – образование вторичных вихревых структур. В работе [11] была предложена следующая классификация вихревых структур:

- «почечные» вихри (kidney shaped vortex) – система двух вихрей противоположного вращения в ядре струи;
- подковообразный вихрь (horseshoe vortex) – вихрь, вызванный внезапным торможением пограничного слоя перед передней кромкой струи;
- пара половинных вихрей зоны возмущения (half wake vortex pair) – пара вихрей в зоне пониженного давления за струей;
- пара половинных пристенных вихрей (half wall vortex pair) – пара вихрей, вызываемых почкообразным вихрем;
- кромочный вихрь (lip vortex) – вихрь, вызванный взаимодействием основного потока с передней кромкой струи охладителя.

Наличие всех перечисленных вихрей подтверждено экспериментами по визуализации течения. Было также установлено, что формирование «почечных» вихрей в струе (рис. 1.6) оказывает наибольшее по сравнению с другими вихревыми структурами влияние на эффективность пленочного охлаждения. Такая вихревая структура разрушает пленку охладителя и способствует интенсивному «подсосу» горячего потока к защищаемой

поверхности. Вихревая пара особенно интенсивно снижает эффективность пленочного охлаждения при больших параметрах вдува $m > 1,0$.

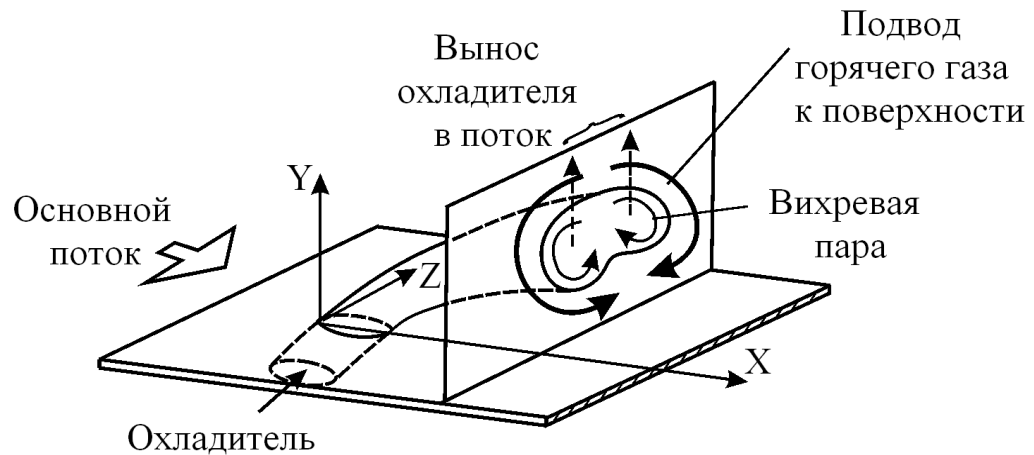


Рисунок 1.6 – Схема формирования «почечных вихрей» [11].

Многочисленные экспериментальные исследования позволили получить идеализированную схему пленочного охлаждения за сплошной щелью [12], которая представлена на рис. 1.7. Здесь выделяются три характерных участка: 1 – начальный участок, где с охлаждаемой поверхностью контактирует только охлаждающий воздух; 2 – участок стабилизации (или переходный), на котором происходит перемешивание горячего газа с охлаждающим воздухом; 3 – основной участок (быстрого затухания эффективности пленочного охлаждения), в конце которого происходит выравнивание температуры газа и струи.

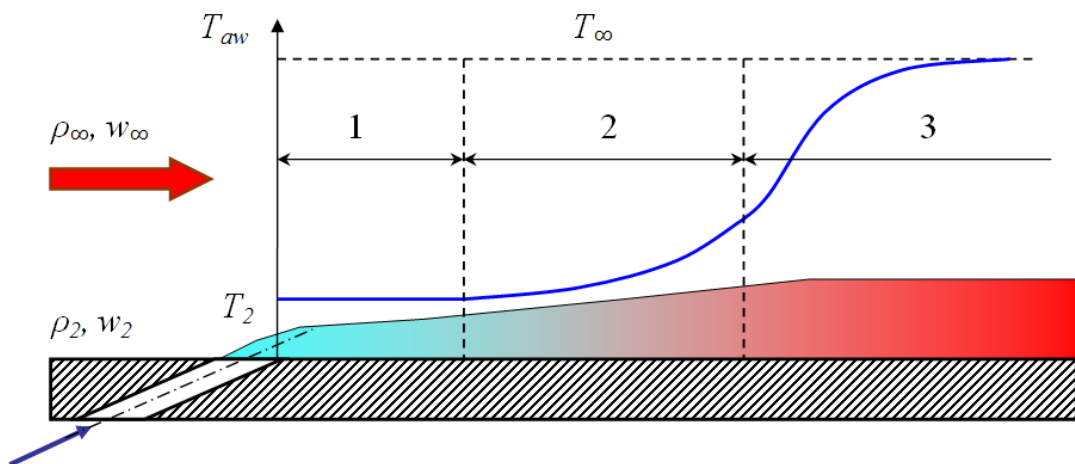


Рисунок 1.7 – Схема пленочного охлаждения [12]: 1 – начальный участок; 2 – участок стабилизации (переходный); 3 – основной участок.

В большинстве работ [12-16] для расчета плотности теплового потока при пленочном охлаждении используются следующая зависимость [13]:

$$q_w = \alpha(T_w - T_{aw}), \quad (1.2)$$

где α – коэффициент теплоотдачи; T_{aw} – адиабатная температура стенки; T_w – температура стенки. Таким образом, для определения термического состояния стенки лопатки требуется знание двух независимых друг от друга параметров – коэффициента теплоотдачи и эффективности пленочного охлаждения. Данный подход позволяет учитывать влияние геометрических и режимных параметров пленки (способа вдува, параметра вдува и т.д.) через адиабатную температуру стенки, которая является характеристикой защитной пленки.

Основной характеристикой пленочного охлаждения является эффективность, которая определяется выражением [10]:

$$\eta = \frac{T_{aw} - T_\infty}{T_2 - T_\infty}, \quad (1.3)$$

где T_∞ и T_2 – температура основного потока и вдуваемого потока. Из этого уравнения определяется адиабатная температура стенки. Коэффициент теплоотдачи определяется из отдельных уравнений.

Важным параметром, определяющим гидродинамические характеристики пленочного охлаждения, является параметр вдува:

$$m = \frac{\rho_2 w_2}{\rho_\infty w_\infty}, \quad (1.4)$$

где ρ_2 и w_2 – плотность и скорость вдуваемого потока, ρ_∞ и w_∞ – плотность и скорость основного потока. В практике газотурбостроения наиболее часто используется параметра вдува от 0,7 до 1,3.

Эффективность пленочного охлаждения уменьшается с увеличением расстояния от места подачи охладителя и существенно зависит от

соотношения скоростей охладителя и основного потока. Чем меньше разница между этими скоростями, тем выше эффективность пленочного охлаждения.

1.3 Результаты экспериментального исследования эффективности пленочного охлаждения

Большое количество опубликованных работ посвящено экспериментальному исследованию эффективности пленочного охлаждения. Значительный вклад в развитие проблемы внесли работы Гольдштейна Р.Дж. [13,17-19], Эккерта Е.Р. [17,20], Богарда Д.Дж. [15], Себана Р.А. [21-24], Балдауфа С. [25,26], Банкера Р.С. [27] (США), Вигхардта К. [28], Дитмара Дж. [14], Шульца А. [14] (Германия), Кутателадзе С.С. [29,30], Леонтьева А.И. [29], Волчкова Э.П. [16,30-32], Зысиной-Моложен Л.М. [9], Локая В.И. [7,12], Терехова В.И. [30] и др. (б. СССР), Дыбана Е.П. [33-35], Репухова В.М. [9,34,36,37], Халатова А.А. [38] (Украина) и др. На основе этих исследований получены обобщенные зависимости для расчета эффективности пленочного охлаждения за традиционными системами (сплошная щель, пористый поясok, дискретные отверстия), а также разработаны методики, в которых учитывается влияние различных факторов, основными из которых являются турбулентность [19,26,38-46], ускорение внешнего потока [25,37-39,44-58], закрутка потока [30] и кривизна поверхности [38,59-61].

1.3.1 Выдув через дискретные отверстия

Наиболее эффективным является пленочное охлаждение при вдуве через тангенциальную щель. Вдув через щель, расположенную под углом к поверхности пластины уступает по эффективности пленочного охлаждения вдуву через тангенциальную щель. Дискретность вдува (рис. 1.5 г) приводит к снижению эффективности охлаждения по сравнению с эффективностью за сплошной эквивалентной щелью, ширину/высоту которой можно рассчитать по уравнению $s_{\text{ЭКВ}} = n\pi d / (4t / d)$ [10], где d – гидравлический диаметр

отверстия; n – число рядов отверстий в направлении основного потока; t/d – относительный шаг отверстий вдоль ряда. Сплошная эквивалентная щель имеет такие же площадь живого сечения, угол наклона α и режимные характеристики вдува, что и соответствующая ей система отверстий.

В работе [38] исследовалась эффективность пленочного охлаждения при выдуве через два ряда дискретных отверстий, расположенных в шахматном порядке под углом 20 и 40° к поверхности. Предложено эффективность пленочного охлаждения для дискретных отверстий в первом приближении рассчитывать по уравнению $\bar{\eta} = \left(1 + 0,24 \frac{x}{sm} \text{Re}_s^{-0,25} \right)^{-0,8}$, которое удовлетворительно описывает результаты экспериментов Паппела и Троута [62], а также Себана [22, 23]. Дискретность вдува рекомендуется учитывать с помощью поправки $\eta_d = 0,714\eta_{щ}$.

На рис. 1.8 приводятся результаты экспериментального исследования эффективности пленочного охлаждения адиабатной стенки за двумя рядами прямоугольных ($\alpha = 30^\circ$, $b = 6$ мм, $s = 1,4$ мм, $t_l = 8,8$ мм, $t = 12$ мм) и цилиндрических ($\alpha = 30^\circ$, $d = 3,32$ мм, $t_l = 8,8$ мм, $t = 12$ мм) отверстий (рис. 1.8 г) [37]. Как видно из рисунка, эффективность пленочного охлаждения при переходе от сплошной щели к прямоугольным, и далее к цилиндрическим отверстиям убывает с ростом отношения скоростей w_2/w_1 . Особенно это проявляется на начальном участке вблизи места вдува. Снижение эффективности пленочного охлаждения по сравнению со сплошной щелью при значениях $w_2/w_1 \approx 0,7$ и $x/s = 6$ для прямоугольных отверстий составляет 25%, а для цилиндрических – 56%. В том же сечении при значении $w_2/w_1 = 1,72$ соответствующие снижение составляет 30 и 70 %. По мере удаления от места вдува различие в значениях эффективности уменьшается и стремится к нулю. При $w_2/w_1 \approx 0,7$ и $x/s > 100$ эффективность пленочного охлаждения за сплошной щелью практически совпадает с ее значениями за пояском перфорации из цилиндрических и из прямоугольных отверстий.

В работе [10] предлагается методика определения эффективности при выдуве через отверстия различной геометрии, где эффективность тепловой защиты адиабатной стенки предлагается определять с учетом влияния различных факторов согласно уравнению $\eta = \eta_0 - \sum_{k=1} \Delta\eta_k$, где η_0 — эффективность охлаждения на плоской поверхности при отсутствии влияющих факторов; $\Delta\eta_k$ — поправки, учитывающие влияния отдельных факторов k (влияние угла наклона, дискретности отверстий, градиента скорости, закрутки потока и др. факторы).

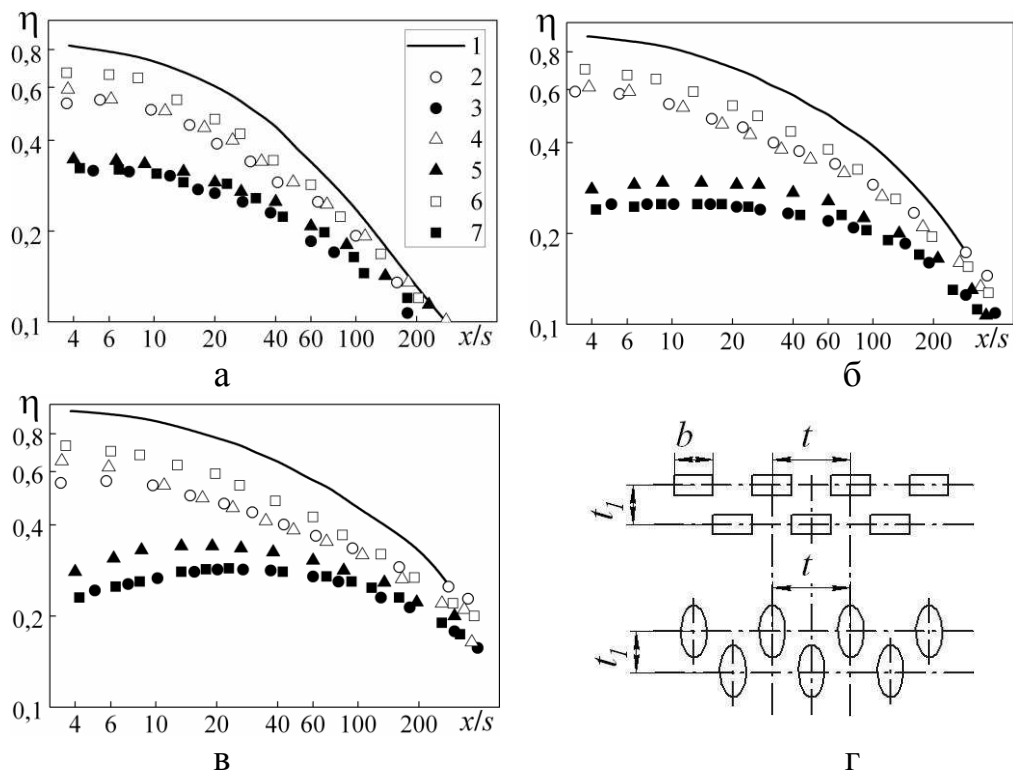


Рисунок 1.8 – Зависимость эффективности пленочного охлаждения плоской пластины от безразмерного расстояния x / s . а – $w_2/w_1 = 0,70$; б – $w_2/w_1 = 1,15$; в – $w_2/w_1 = 1,72$; 1 – за сплошной эквивалентной щелью; 2–7 – за двумя рядами прямоугольных (2,4,6) и круглых (3,5,7) отверстий; вдоль оси отверстий первого (2, 3) и второго (4, 5) ряда; 6, 7 – промежуточное положение [56].

Величина η_0 определяется для однородного турбулентного квазиизотермического пограничного слоя на непроницаемой адиабатной и химически нейтральной плоской пластине при вдуве газа через сплошную тангенциальную щель, при изоэнтропийном течении с постоянной скоростью

основного невозмущенного потока, низком уровне его начальной турбулентности и пренебрежимо малых внешних силовых полях. Конечная толщина выходной кромки щели и неравномерность параметров в основном и вдуваемом потоках газа учитывается при расчете эффективности η_0 . В Приложении А рассматриваются поправки, учитывающие влияния отдельных факторов [36].

Балдауфом, Шульцем и др. [26] выполнен большой объем экспериментов по исследованию влияния различных факторов на эффективность пленочного охлаждения при выдуве охладителя через ряд наклонных круглых отверстий. Проведено обобщение данных, по результатам которого разработана расчетная методика. Расчет по методу Балдауфа, представленный в [26], удовлетворительно описывает эффективность пленочного охлаждения при высоких значениях параметра вдува. Недостатком метода является нулевое значение эффективности в месте вдува.

1.3.2 Влияние сложного угла вдува

Одним из методов повышения эффективности пленочного охлаждения с помощью одного или нескольких рядов цилиндрических отверстий является их расположение под сложным углом (рис. 1.9), когда ось отверстия наклонена как к плоскости XZ , так и к плоскости XY . Направление потока под сложным углом нарушает симметрию парного вихря и приводит к его ослаблению. В работе Р. Дж. Гольдштейна [17] представлено исследование эффективности пленочного охлаждения за одиночным цилиндрическим отверстием. В исследовании варьировались углы расположения отверстия относительно осей x и z . В первом случае отверстие располагалось по направлению основного потока под углом к поверхности $\alpha = 35^\circ$ (рис. 1.5 г), во втором случае отверстие располагалось в поперечном направлении к основному потоку, и угол наклона к оси z составлял $\beta = 15,35^\circ$. Там же представлено исследование ряда круглых отверстий, расположенных под углом к поверхности $\alpha = 35^\circ$ с относительным шагом $t/d = 3$.

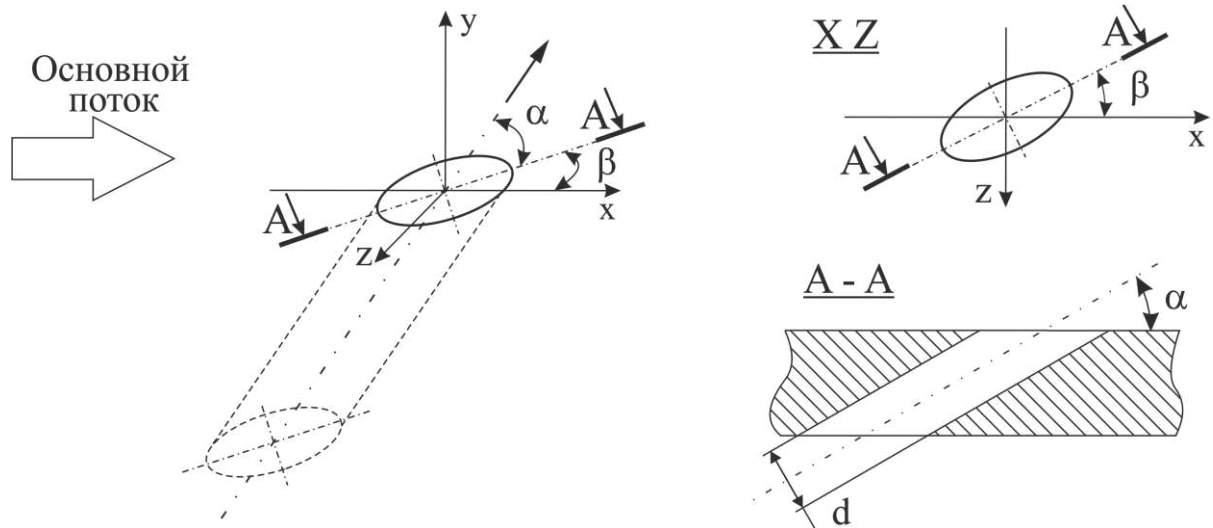


Рисунок 1.9 – Схема вдува через отверстия под сложным углом.

Как отмечается в [13], расположение отверстий под сложным углом затрудняет проникновение струи охладителя в основной поток, и, тем самым, повышает эффективность охлаждения и улучшает покрытие поверхности.

В [63] исследовано влияние сложного угла для одиночного и двойного рядов цилиндрических отверстий. Получено, что применение сложного угла существенно повышает эффективность охлаждения по сравнению с отверстиями, направленными по потоку при тех же режимных параметрах.

В [58] представлены результаты детального сравнительного экспериментального исследования пленочного охлаждения с помощью рядов отверстий – аксиальных и под сложными углами. Исследования проведены на модели лопатки (на стороне разрезания). Уровень турбулентности основного потока изменялся от 1 до 3,9%, относительная толщина пограничного слоя δ/d в районе отверстий равнялась 0,56. Аксиальные отверстия находились под углом 30° к поверхности, для отверстий под сложным углом вертикальный и поперечный углы составляли 45° , относительный шаг расположения отверстий t/d составлял 5,55.

На рис. 1.10а показано продольное распределение средней по ширине эффективности пленочного охлаждения. Расположение отверстий под сложным углом значительно (в 1,5...2,5 раза) повышает значение $\bar{\eta}$ на

начальном участке, а при $x/d > 5$ превышение составляет 40%. На рис. 1.10б показана зависимость средней по поверхности ($0 < x/d < 30$) эффективности пленочного охлаждения. Как видно из рисунка, максимум эффективности соответствует $m \approx 0,5$ для обеих конфигураций, однако для отверстий под сложным углом эффективность выше. Сравнение данных, полученных на криволинейной поверхности, с данными, полученными для плоской поверхности, показало незначительное отличие, авторы объясняют это незначительной кривизной поверхности в районе измерений.

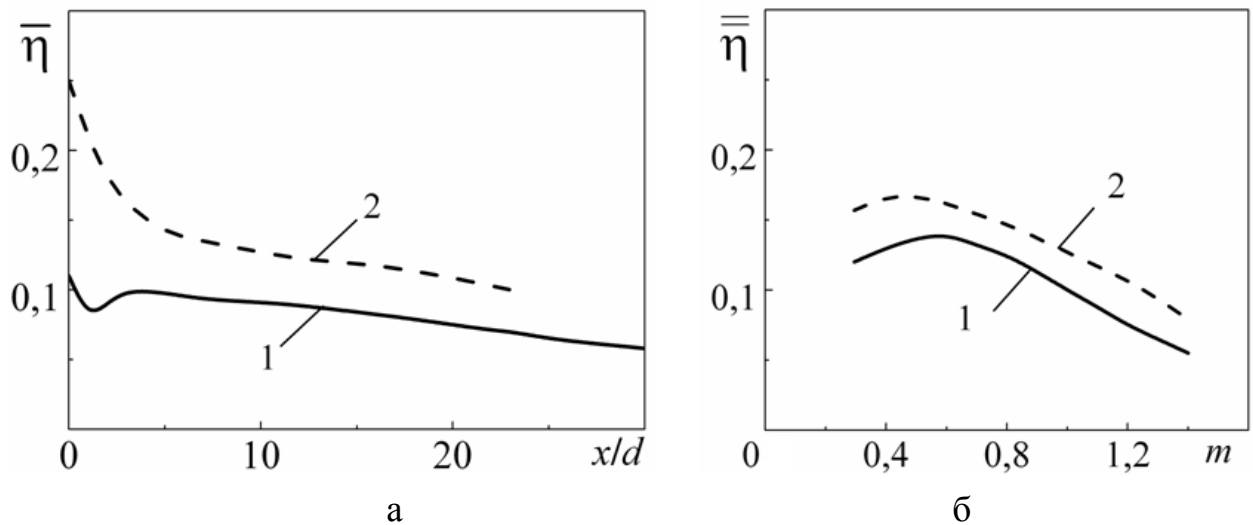


Рисунок 1.10 – Эффективность пленочного охлаждения по данным [58]: а – средняя по ширине эффективность пленочного охлаждения при $m = 1,0$; б – средняя по поверхности ($0 < x/d < 30$) эффективность пленочного охлаждения. 1,2 – аксиальные отверстия и отверстия под сложным углом, соответственно.

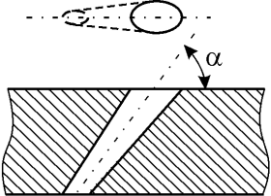
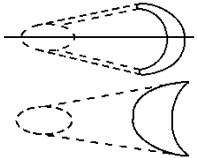
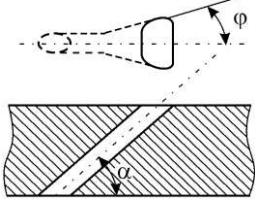
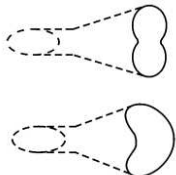
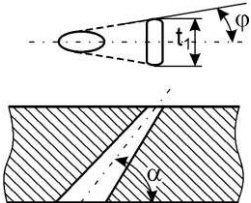
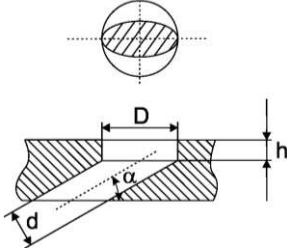
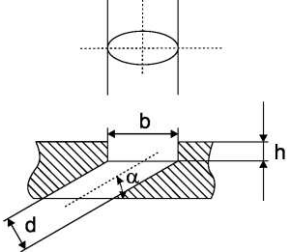
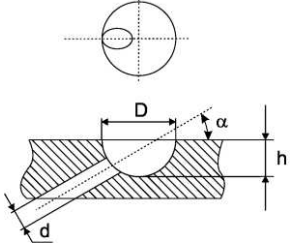
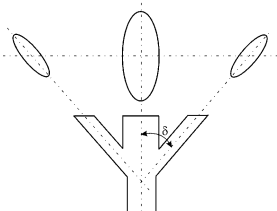
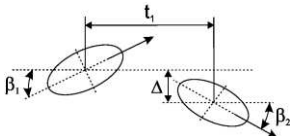
В Приложение Б в таблице Б.1 приведены экспериментальные работы [13,26,64-67], в которых описаны основные геометрические и режимные параметры вдува через отверстия со сложными углами. Для анализа введен параметр ε_β и построены зависимости ε_β от x/d .

1.4 Перспективные схемы пленочного охлаждения

Как указывалось ранее, традиционная система пленочного охлаждения из расположенных под углом к поверхности цилиндрических отверстий характеризуется рядом недостатков. Основной из них – возникновение

вторичных вихревых структур (рис. 1.6), которые приводят к снижению эффективности пленочного охлаждения. Анализ результатов представленных в литературе показал, что в настоящее время основное внимание сосредоточено на следующих направлениях: исследование профилированных отверстий, т.е. отверстий сложной формы – веерных («fan-shaped»), консольных и некоторых других; исследование отверстий, выходы из которых размещены в углублениях – отверстий в лунках, в кратерах, в траншее; исследование анти-вихревых систем – парных отверстий (double-jet) и дополнительных анти-вихревых отверстий, выполненных наряду с основными.

Таблица 1.1 – Перспективные схемы пленочного охлаждения.

<p>Коническая форма [68]</p> 	<p>В форме полумесяца [72,81]</p> 
<p>Отверстие веерной формы [73-80]</p> 	<p>В форме гантели и боба [82]</p> 
<p>Консольное отверстие [75,83]</p> 	<p>Выдуд охладителя в кратеры [84,85]</p> 
<p>Выдуд охладителя в траншею [86-88]</p> 	<p>Отверстие в полусферическом углублении [89-92]</p> 
<p>Дополнительные боковые отверстия [11,93-94]</p> 	<p>Парные отверстия [95-102]</p> 

Основными требованиями для новых технических решений является равномерность покрытия поверхности пленкой охладителя при минимальном повышении его расхода, технологичность производства. Далее рассмотрим некоторые перспективные схемы пленочного охлаждения (табл.1.1), исследованием которых занимаются группы ученых и конструктора ведущих мировых производителей ГТУ в США, Японии, Германии, России и Украине.

1.4.1 Профилированные отверстия

Придание отверстиям профилированной формы позволяет снизить скорость охладителя на выходе из отверстия за счет увеличения выходного сечения, а также расширить струю в поперечном направлении, и тем самым значительно повысить эффективность пленочного охлаждения. В изобретении [68] впервые предложено использовать расширяющееся отверстие вдува (конической формы) с углом раскрытия конуса 4...12°. В дальнейшем был запатентован ряд технических решений в виде профилированных отверстий различной формы [69–72], которые отражают развитие профилированных отверстий от веерных до более сложных, с криволинейными фасонными поверхностями.

Отверстия веерной формы. К настоящему времени опубликовано большое количество работ, посвященных исследованию пленочного охлаждения за отверстиями веерной формы [73–80]. Как показали исследования, эффективность данных схем значительно выше, чем у схем с традиционными цилиндрическими отверстиями.

В качестве обобщающей зависимости для расчета эффективности пленочного охлаждения за однорядной системой отверстий веерной формы в работе [80] предложено уравнение, которое получено для одного ряда отверстий:

$$\bar{\eta} = \frac{1}{r/t + C_1 m^{c_2} (x/md_{\text{ЭКВ}})^{c_3}}, \quad (1.5)$$

где r – размер профилированного отверстия в поперечном направлении; $d_{\text{экв}}$ – эквивалентный размер щели, определяемый отношением площади отверстия на выходе к шагу между отверстиями; $C_1=0,1721$, $C_2=-0,2664$, $C_3=0,8749$ – эмпирические константы. В работе также показано, что данные эксперимента при $x/d > 10$ и до значения параметра $m=2,5$ хорошо согласуются с расчетом по уравнению (1.5).

Новые формы отверстий. В [81] предложено выполнять отверстие на выходе в форме *полумесяца*, что способствует снижению «подсоса» внешнего потока вследствие кривизны стенок отверстия. Схожее техническое решение предложено в [72], которое, по мнению авторов, интенсифицирует поперечное распределение охладителя, обеспечивает лучшее присоединение его к поверхности, снижает турбулентность пристеночного слоя. В [82] предложены две новые формы профилированного отверстия – в виде *гантели* и в виде *боба*, что позволяет при высоких параметрах вдува (порядка 2,5) достигать увеличения эффективности на 33% по сравнению с отверстиями веерной формы. Однако, практическое воплощение таких форм усложняет и так непростую технологию выполнения профилированных отверстий.

Отверстия консольной формы. Эффективность охлаждения из отверстий *консольной* формы исследовалась в [75,83]. В [75] проведено сравнительное численное исследование эффективности пленочного охлаждения из отверстий веерной и консольной формы. Авторы отмечают, что консольная форма, по сравнению с веерной, обеспечивает лучшее покрытие поверхности, однако имеет место высокая степень перемешивания по краям, что требует усовершенствования этой зоны отверстий. По эффективности пленочного охлаждения консольные отверстия сравнимы с отверстиями веерной формы.

1.4.2 Отверстия в углублениях различной формы

Основным недостатком профилированных отверстий является сложная и дорогостоящая технология изготовления, поэтому проводится постоянный поиск новых, более простых технических решений, основанных на организации выхода охладителя в полость простой геометрической формы, которая имеет более простую и дешевую технологию изготовления. Эту полость можно, например, выполнять в покрытии лопатки.

Отверстия в кратерах. Первым примером данного подхода является патент США [84], в котором отверстие располагается в углублении цилиндрической формы (кратере). Данное изобретение основано на открытии, что внезапная разбивка течения приводит к улучшению охлаждения. Более подробно кратерная конфигурация исследовалась в работе [85], по сравнению с базовой (ряд отверстий без кратеров), веерной и траншейной конфигурациями. Рассматривались кратеры эллиптической и круглой формы на поверхности модели лопатки (на стороне разрезания), наилучшие показатели по эффективности получены для круглой формы кратера. Использование кратера на выходе из отверстия, по сравнению с базовой конфигурацией, позволяет поднять уровень эффективности практически в 1,5-2 раза.

Отверстия в траншее. В работе [86] показано, что наличие траншеи приводит к более равномерному по ширине профилю скорости выдуваемого газа. Траншея позволяет охладителю перед выходом в основной поток распределиться по ширине, и, в отличие от случая без траншеи, увеличить площадь охвата поверхности. Кроме того, вследствие снижения скорости, возрастает значение параметра вдува, при котором струя отрывается от поверхности. Размещение отверстий в траншее защищено патентом [87]. Технологически траншея может быть выполнена полностью в материале покрытия, ее также можно частично выполнять в основном материале. В качестве прототипа авторы ссылаются на [84]. В работе [88] исследованы траншеи с различной относительной глубиной h/d . Результаты исследования

показали, что «мелкая» траншея с $h/d = 0,43$ дает наиболее высокие результаты эффективности пленочного охлаждения и превышает эффективность цилиндрических отверстий в 1,5–1,7 раза.

Отверстия в полусферических углублениях. В патенте [89] предложена новая конфигурация пленочного охлаждения с подачей охладителя в полусферические углубления. Первые результаты экспериментального исследования данного способа подачи охладителя представлены в работе [90], где исследован один ряд отверстий с шагом равным диаметру углубления D , углы наклона отверстий ($\alpha = 30, 60, 90^\circ$). Показано, что возможно увеличение эффективности пленочного охлаждения при $x/d < 20$ в 1,5–1,8 раза, по сравнению с отверстиями без углублений, благодаря растеканию охладителя в поперечном направлении. Более подробно подобная конфигурация двухрядной системы отверстий в полусферических углублениях ($\alpha = 30^\circ$) исследовалась в работах [91,92]. Выполненные исследования показали, что подача охладителя через отверстия в полусферических углублениях позволяет увеличить эффективность охлаждения до 120%, и получить более равномерную пленку охладителя по сравнению с традиционной схемой. Основной причиной повышения эффективности является существенное снижение отрыва охладителя от поверхности охлаждения и уменьшение интенсивности «почечных» вихрей в области его подачи.

1.4.3 Анти-вихревые системы отверстий

Анти-вихревые дополнительные отверстия. В работах [11,93] предложена конфигурация, в которой в основном отверстии выполняются два ответвления, основная цель которых – создать дополнительные боковые вихри, ослабляющие основной вихрь и снижающие вынос охладителя в основной поток. Проведенные в [94] экспериментальные исследования пленочного охлаждения с помощью цилиндрических отверстий с ответвлениями, где проанализировано несколько видов геометрии

расположения боковых каналов, показали, что наличие ответвлений уничтожает парный вихрь и улучшает покрытие поверхности. По эффективности пленочного охлаждения данная схема сравнима с веерными отверстиями.

Парные отверстия (double-jet). Перспективным способом пленочного охлаждения является использование системы парных отверстий в стенке (рис. 1.11), оси которых располагаются под углом α к поверхности и развернуты в плоскости охлаждаемой пластины под углами β_1 и β_2 . Углы β_1 и β_2 изменяются от 5 до 175°, а угол наклона α – от 5 до 85°. Идея такой схемы впервые была предложена в патенте [95] и заключается в создании антипочечной вихревой структуры движения, которая бы разрушала «почечные» вихри и прижимала охладитель к поверхности.

На рис. 1.12 представлена схема движения и взаимодействия следов охлаждающих струй, выходящих из отверстий 1 и 2 ряда. Начальная вихревая структура в сечении А-А содержит «почечные» вихри. При наложении струй друг на друга в области между отверстиями создается зона повышенного давления, происходит разрушение «почечных» вихрей и трансформация вихревой структуры (сечение Б-Б) с возникновением симметричных вихрей, вращающихся в противоположных направлениях вращения «почечных» вихрей и обеспечивающих движение охладителя к поверхности с последующим его растеканием в двух поперечных направлениях. Предполагается, что результирующая вихревая структура потока может выглядеть так, как показано в сечении В-В и на рис.1.13 [96].

Важную роль в формировании рассматриваемого эффекта играет поперечное расстояние между отверстиями Δ (рис. 1.11), величина которого должна быть положительной. Отрицательное значение Δ приводит к отрыву потока и значительному снижению эффективности пленочного охлаждения. Очевидно, что при заданных значениях углов β_1 и β_2 существует оптимальное значение параметра Δ , обеспечивающее максимальное значение эффективности пленочного охлаждения.

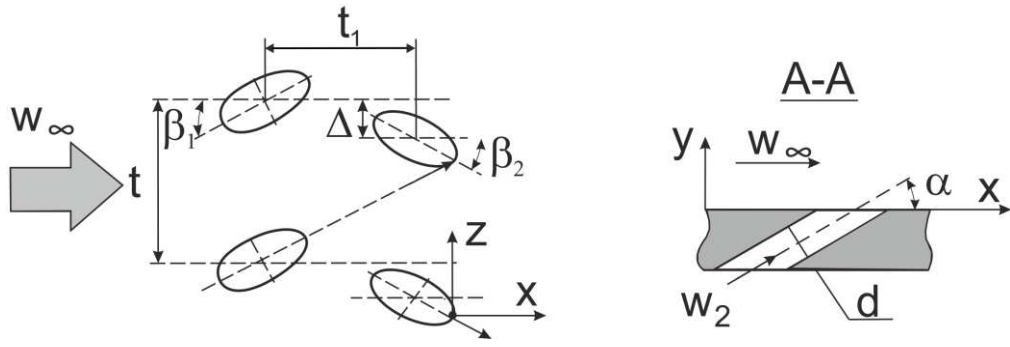


Рисунок 1.11 – Схема парных отверстий (double-jet) [96].

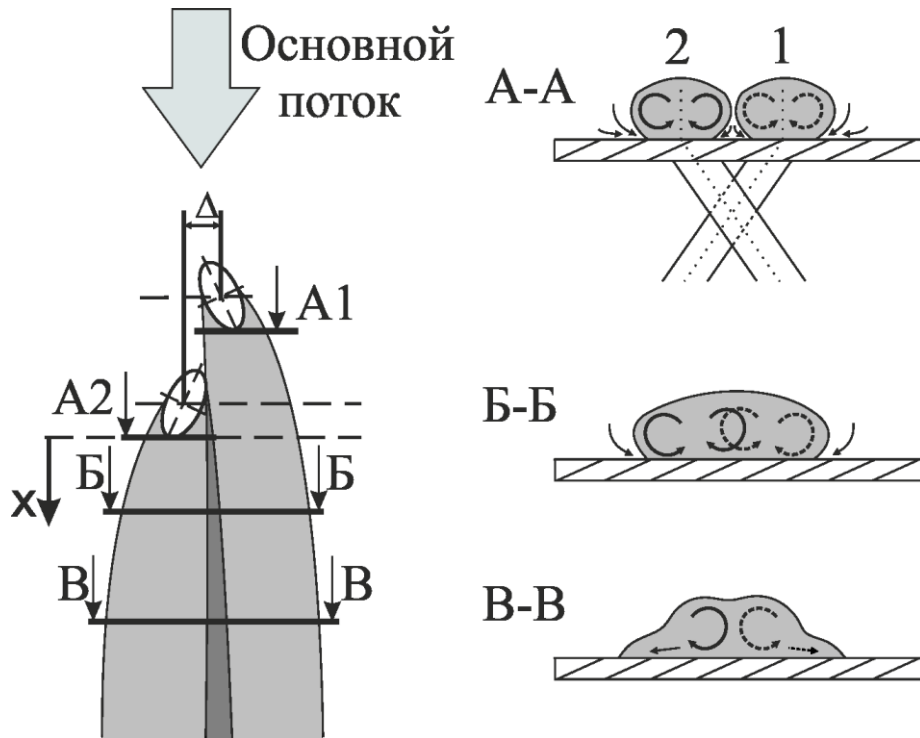


Рисунок 1.12 – Предполагаемая структура вихревого течения за парными отверстиями.

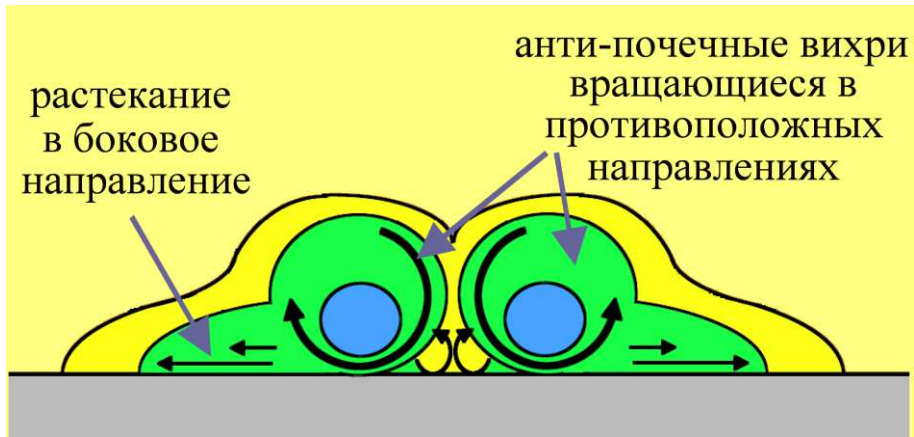


Рисунок 1.13 – Идеализированная форма антипочечного вихревого движения [96].

В работе [96] выполнено численное исследование, в результате которого подтверждено, что такая конфигурация отверстий приводит к созданию антипочечной вихревой пары (anti-kidney vortex pair), которая подавляет «почечные» вихри, прижимает струи охладителя к поверхности и повышает эффективность пленочного охлаждения.

Расчеты при различных параметрах вдува ($1,0 < m < 2,0$) показали, что генерируемая вихревая пара является несимметричной [97]. Высокая эффективность охлаждения получена при более высоких параметрах вдува ($m = 1,5 \dots 2,0$). При $m < 1,5$ поперечное распределение охладителя ухудшается, он остается прижатым к поверхности.

Дальнейшие исследования различных авторов были направлены на поиск конфигураций расположения отверстий, которые улучшают равномерность поперечного распределения охладителя и имеют более высокую эффективность пленочного охлаждения. Как показали расчеты [98], при малых параметрах вдува данная цель достигается при расстояниях между отверстиями в поперечном направлении порядка d . В этом случае вихревая пара становится более симметричной.

В работе [99] исследовался широкий диапазон углов вдува $\alpha = 10, 15, 20, 30, 40, 45^\circ$ и $\beta_1 = \beta_2 = 5, 15, 35, 45, 55^\circ$. В результате даны рекомендации по оптимизации значений углов вдува, согласно которым при $\alpha = 30^\circ$ оптимальный поперечный угол β равен 35° . В работе [100] также исследовались поперечные углы $\beta = 11^\circ, 23^\circ, 29^\circ$ и 35° ($\alpha = 30^\circ$). Отмечено, что экспериментальные данные по эффективности располагаются ниже расчетных, однако характер распределения эффективности аналогичен. Авторы показали, что целесообразно уменьшить поперечный угол с 35° до $23 \dots 29^\circ$, т.к. при такой геометрии струи не отклоняются друг от друга, и горячий газ не транспортируется к поверхности. При малых углах ограничивается поперечное распределение охладителя.

В работе [101] исследовалось несколько вариантов поперечных ($\Delta = 0d$ и $1d$) и продольных ($t_l = 3d$ и $6d$) расстояний в паре отверстий ($\beta = 45^\circ$,

$\alpha = 30^\circ$). При $m = 0,5$ и $1,0$ наиболее эффективной оказалась схема с поперечным расстоянием $\Delta = 1d$ и продольным $t_l = 3d$, при $m = 1,5$ и $2,0$ – схема с $\Delta = 0d$ и $t_l = 6d$. В [102] приведены результаты экспериментального и расчетного исследования эффективности пленочного охлаждения для ряда парных отверстий с углами $\beta = 29^\circ$, $\alpha = 30^\circ$. Поперечное расстояние между отверстиями в паре равнялось $1d$, продольное $3d$. На рис. 1.14 представлено сравнение различных схем вдува охладителя при параметре вдува $m = 1,0$.

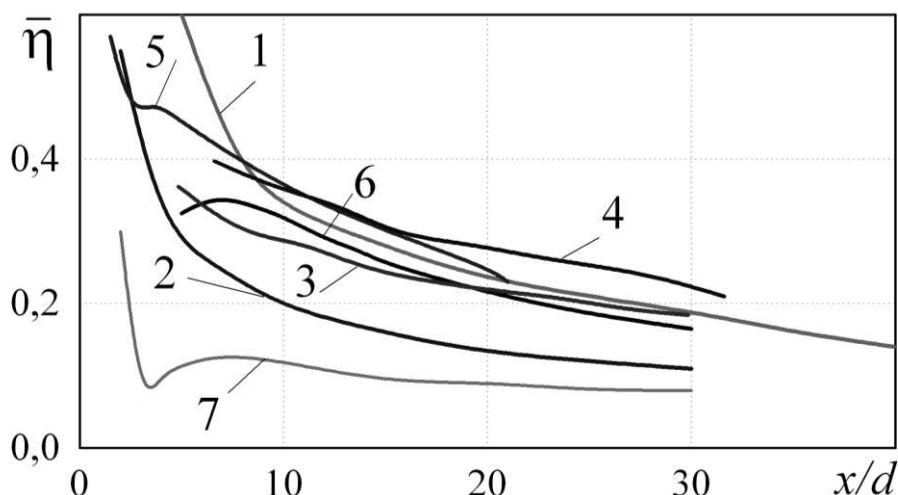


Рисунок 1.14 – Сравнение альтернативных конфигураций, $m = 1,0$: 1 – отверстия веерной формы [80]; 2 – отверстия в траншее [102]; 3 – отверстия в кратерах [85]; 4 – отверстия в полусферических лунках; 5 – дополнительные анти-вихревые отверстия [94]; 6 – парные отверстия [102]; 7 – стандартные цилиндрические отверстия [27].

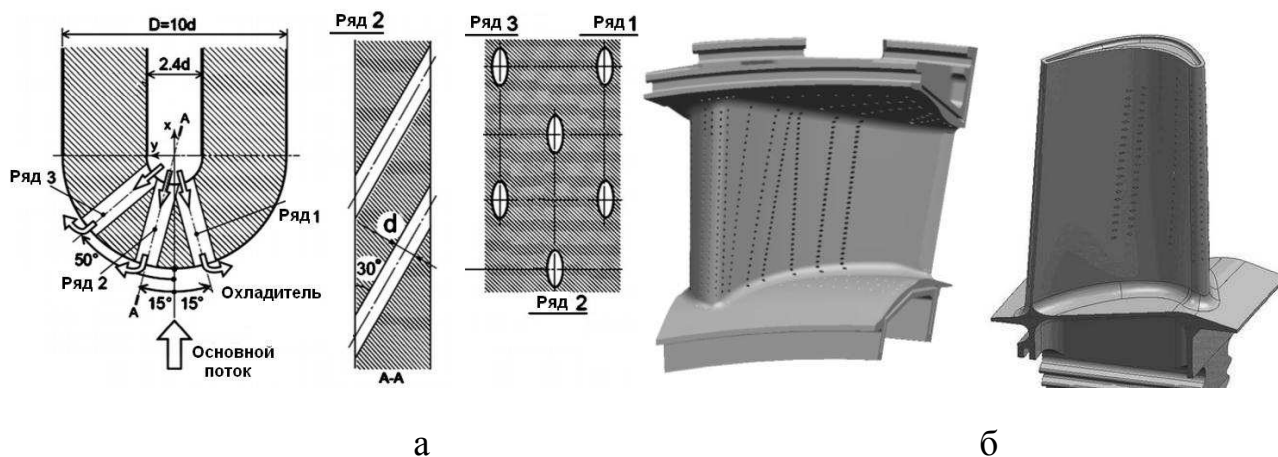


Рисунок 1.15 – Отверстия со сложными углами: а – схема радиальных отверстий на входной кромке ($\alpha = 30^\circ$, $\beta = 15 \dots 50^\circ$) [103]; б – типичная современная сопловая и рабочая лопатка турбины.

Как видно из рисунка, парные отверстия [102] (линия 6) по эффективности превосходят траншейную конфигурацию (линия 2), они сравнимы с рядом отверстий в кратерах (линия 3) и рядом веерных отверстий на основном участке $x/d > 10$ (линия 1). Однако они уступают веерной конфигурации на участке $x/d < 10$, отверстиям в полусферических углублениях (линия 4) и ряду дополнительных анти-вихревых отверстий (линия 5). В целом эффективность всех альтернативных схем значительно превышает эффективность стандартной схемы (линия 7). При этом технологически сложные конфигурации оказались наиболее эффективными.

При выборе схемы подачи охладителя необходимо соблюдать разумный баланс между технологией изготовления (стоимостью) и эффективностью охлаждения системы. Анализ показывает, что антипочечная вихревая схема парных отверстий имеет ряд преимуществ перед другими конфигурациями:

- Такая схема формирует антипочечную вихревую структуру, преобразующую «почечные» вихри и образующую вихревую структуру потока с поперечным растеканием охладителя, которая более эффективно защищает поверхность от высокотемпературного внешнего потока.
- Фактически схема парных отверстий является дальнейшим развитием широко используемой технологии изготовления отверстий под сложным углом, которая освоена в серийных изделиях и применяется при изготовлении входной кромки рабочих лопаток (рис.1.15а) и сопловых аппаратов (рис.1.15б). Поэтому данная схема представляет большой практический интерес.

1.5 Цель и задачи исследования

В настоящее время газовые турбины широко используются в энергетике, гражданской и военной авиации, судостроении, на магистральных газопроводах газотранспортных систем. Повышение температуры газа перед турбиной сохраняется как основное направление

повышения экономичности ГТУ и ГТД различного применения. Сегодня температура газа перед турбиной достигает 1500...1600°C в мощных энергетических ГТУ и до 1750...1800°C – в лучших авиационных ГТД. В украинских ГТД наземного применения надежно освоена температура 1300...1350°C.

На современном техническом уровне возможность повышения входной температуры газа ограничивается допустимой по условиям прочности температурой материала лопаток. В настоящее время турбинные лопатки, выполненные из лучших жаростойких материалов, могут работать без охлаждения при температуре газа не выше 1000...1100°C. При более высоких температурах для поддержания их работоспособности применяется внутреннее и внешнее охлаждение. Для внешнего охлаждения, наряду с теплоизоляционными (жаростойкими) тонкостенными покрытиями, широко используется пленочное (завесное) охлаждение, когда охладитель из внутренней полости лопатки подается на охлаждаемую поверхность через систему дискретных отверстий диаметром 0,8...1,0 мм.

Начиная с 50-х годов, в мире выполнен большой объем теоретических и экспериментальных исследований, позволяющий надежно выполнять расчеты различных схем пленочного охлаждения, таких как тангенциальная и сплошная щель, пористый и аблирующий пояски, за пояском перфораций (ряды наклонных цилиндрических отверстий) и охлаждение потока за участком теплообмена. в теорию и практику пленочного охлаждения внесли работы украинских ученых (Дыбан Е.П., Репухов В.М., Халатов А.А.), специалистов бывшего СССР (Кутателадзе С.С., Леонтьев А.И., Волчков Э.П., Губертов А.М., Богомоллов Е.Н., Арсеньев Л.В., Щукин А.В.), США (Эккерт Е.Р., Гольдштейн Р.Дж., Банкер Р.С., Богард Д.Дж., Себан Р.А.), а также Германии (Дитмар Дж., Шульц А., Вигхардт К.). Результаты этих исследований позволили получить обобщающие уравнения, разработать надежные методики и программы расчета, использованные при создании серии ГТД и ГТУ различного назначения.

При температуре газа выше 1400°C расход воздуха на охлаждение лопаток при конвективно-пленочном охлаждении может составлять 15% и более от расхода воздуха через компрессор, поэтому при дальнейшем повышении температуры потребный расход охладителя возрастает настолько, что потери от смешения основного потока с охладителем могут превысить положительный эффект, достигнутый за счет охлаждения.

В этой связи на данном этапе большой практический интерес представляет поиск альтернативных схем пленочного охлаждения, обладающих приемлемым с точки зрения термодинамической эффективности расходом охладителя, высокой теплофизической эффективностью и характеризующихся относительно несложной технологией изготовления. В настоящее время эти вопросы активно изучаются учеными и конструкторами ведущих мировых производителей газотурбинной техники. Как показал анализ, активно изучаются следующие конфигурации: профилированные отверстия – веерные (fan-shaped), консольные, в виде гантели, боба, полумесяца; отверстия, выход из которых размещен в углублениях (полусферических, кратерах, траншеях); схема парных отверстий (double-jet).

Полученные в настоящее время результаты показывают, что схемы охлаждения с отверстиями сложного (профилированного) профиля позволяют увеличить эффективность охлаждения в 2 раза по сравнению с традиционными системами наклонных цилиндрических отверстий в охлаждаемой стенке при том же расходе охладителя. Схема с подачей охладителя в полусферические углубления позволяет увеличить эффективность пленочного охлаждения на 120%. Однако, выполнение таких сложных отверстий, имеющих размеры менее одного миллиметра, требует дорогостоящего технологического оборудования и связано с определенными трудностями. Имеющиеся в настоящее время исследования альтернативных схем пленочного охлаждения выполнены в узком диапазоне влияющих факторов, слабо изучено влияние таких факторов, как ускорение потока,

внешняя турбулентность, неизотермичность, кривизна поверхности и др., которые играют важную роль в газовых турбинах. Что касается математического (компьютерного) моделирования пленочного охлаждения, то полученные данные ограничены случаем безградиентного и градиентного течения и пока не получили широкого распространения в практике газотурбостроения.

Таким образом, дальнейшее исследование альтернативных схем пленочного охлаждения, получение обобщающих зависимостей в широком диапазоне изменения определяющих факторов, таких как, параметр вдува, ускорение потока, внешняя турбулентность, неизотермичность, сжимаемость, кривизна поверхности и др. представляет большой научный и практический интерес. Важным направлением является также дальнейшее изучение возможностей компьютерного моделирования, в частности, поиск адекватных моделей турбулентности.

Из рассмотренных в обзоре альтернативных конфигураций большой практический интерес представляет схема парных наклонных отверстий, в которой отверстия первого и второго ряда для подачи охладителя обеспечивают подачу охладителя под углами β_1 и β_2 к вектору скорости основного потока. В этом случае за системой парных отверстий формируется сложная вихревая структура, разрушающая «почечные» вихри и прижимающая поток охладителя к поверхности. Как показал обзор, эта схема демонстрирует более высокие результаты по эффективности пленочного охлаждения по сравнению со стандартной схемой однорядных наклонных цилиндрических отверстий и сравнима с другими с другими альтернативными конфигурациями. Важным ее преимуществом является высокая технологичность, поскольку технология изготовления цилиндрических наклонных отверстий в стенке лопатки хорошо освоена в производстве.

Целью настоящей работы является исследование физических закономерностей и определение расчетных зависимостей, характеризующих

эффективность пленочного охлаждения при подаче охладителя *через* парные отверстия, расположенные на входе в пластину с учетом влияния параметра вдува, ускорения потока и внешней турбулентности.

Учитывая сложный характер течения и теплоотдачи, в диссертации выбрано сочетание экспериментального и теоретического методов исследования. Для достижения поставленной цели в работе решаются следующие *основные задачи*:

— Создать рабочий участок и выполнить экспериментальное исследование эффективности пленочного охлаждения плоской поверхности с подачей охладителя через систему парных отверстий на входе в диапазоне изменения параметра вдува от 0,5 до 3,0. Получить базовую зависимость для безградиентного течения при отсутствии внешней турбулентности и ускорения потока.

— Изучить влияние внешней турбулентности и отрицательного градиента давления при различных законах ускорения потока и получить зависимости, характеризующие влияние этих факторов на эффективность пленочного охлаждения.

— Определить степень поперечной неравномерности эффективности пленочного охлаждения для безградиентного и градиентного течений, а также в условиях внешней турбулентности.

— Для заданных значений углов β_1 и β_2 определить математические модели турбулентности, адекватно описывающие эффективность пленочного охлаждения, изучить физическую структуру потока за парными отверстиями, выявить факторы, характеризующие физический механизм пленочного охлаждения.

— Изучить влияние поперечного расстояния Δ между отверстиями первого и второго ряда на эффективность пленочного охлаждения и определить его значение, обеспечивающее максимальную эффективность пленочного охлаждения.

Для создания турбулентности основного потока на входе в сопло Витошинского в экспериментах будет использована турбулизирующая

решетка, установленная на входе в сужающее сопло Витошинского, которая генерирует изотропную турбулентность около 7% на выходе из сопла. Для создания продольного градиента давления будут использованы две отдельные профилированные стенки, установленные на верхней стенке канала и обеспечивающие постоянный или переменный по длине канала отрицательный градиент давления. Изучение физической структуры потока за парными отверстиями будет выполнено на основе поверхностной визуализации потока и компьютерного моделирования. Анализ моделей турбулентности, характеризующих физическую структуру потока и эффективность пленочного охлаждения за парными отверстиями, будет выполнен с использованием коммерческого пакета прикладных программ ANSYS CFX 14.0 и экспериментальных данных, полученных в настоящей работе.

РАЗДЕЛ 2

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ УСТАНОВКА

В разделе дано описание экспериментальной установки, экспериментального участка (адиабатной пластины), системы парных отверстий (double-jet) для подачи вторичного воздуха, турбулизирующей решетки и криволинейных профилей для обеспечения внешней турбулентности и ускорения потока. Приводятся результаты доводочных экспериментов, обоснован выбор режимных параметров и сделана оценка погрешности измерений.

2.1 Описание экспериментальной установки

На рис. 2.1 представлена схема экспериментальной установки, которая представляет собой аэродинамическую трубу открытого типа, работающую от центробежного вентилятора высокого давления ВВД-5 (поз. 1). В поворотный затвор, который используется для регулирования расхода (поз. 3), вентилятором подается комнатный (основной) воздух, который далее проходит в ресивер 5. Для подавления крупномасштабных флуктуаций в ресивере 5, вызванных работой вентилятора, установлены спрямляющие сетки 4. Установка на выходе из ресивера сужающего сопла прямоугольного сечения обеспечивает равномерное поле скорости перед экспериментальным участком. Стенки сужающего сопла спрофилированы по кривой Витошинского 6. За соплом установлен короткий участок стабилизации потока 7. Расстояние от среза сопла Витошинского до пластины из оргстекла 90 мм, до первого ряда отверстий 130 мм, до начала координаты «x» 145 мм. Входное сечение сопла Витошинского составляет 400×300 мм, а выходное – 294×34 мм, таким образом, соотношение входной и выходной площадей сопла («поджатие» потока) составляет 12:1. Это обеспечивает низкотурбулентный поток на входе в рабочей участок (~ 1%). После сопла Витошинского поток поступает в экспериментальный участок, после него – в

успокоитель (поз. 9) и после этого удаляется в атмосферу. Общий вид экспериментальной установки представлен на рис. 2.2.

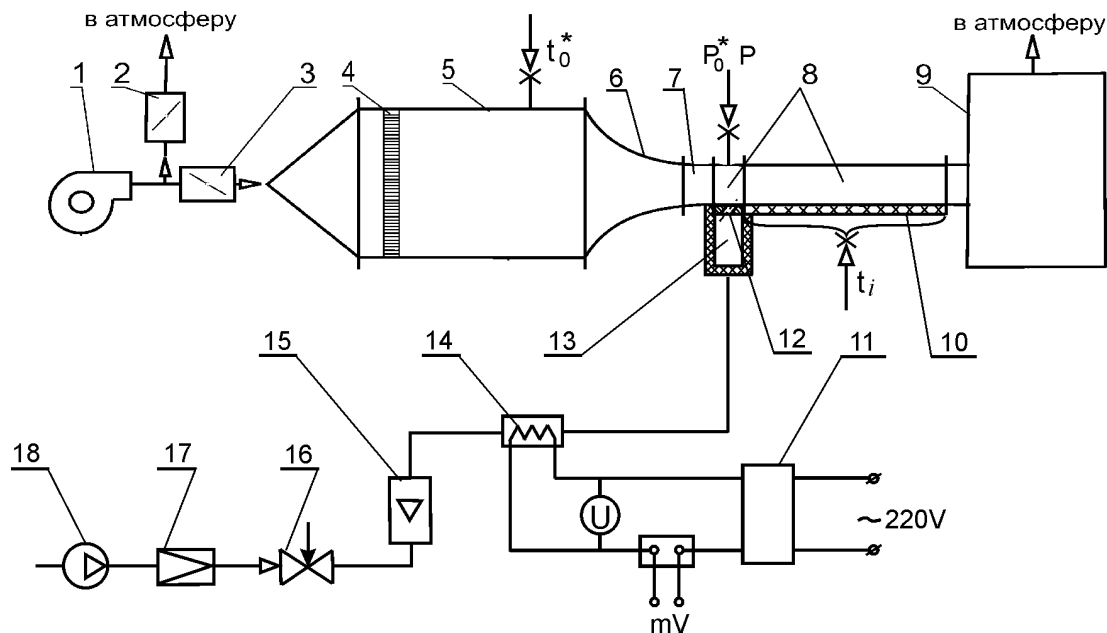


Рисунок 2.1 – Схема экспериментальной установки: 1 – вентилятор ВВД-5; 2, 3 – поворотные затворы; 4 – спрямляющая сетка; 5 – ресивер; 6 – сопло Витошинского; 7 – участок стабилизации; 8 – экспериментальный участок; 9 – успокоитель; 10 – адиабатная пластина; 11 – выпрямитель; 12 – сменный блок с отверстиями подачи вторичного воздуха; 13 – ресивер подачи вторичного воздуха; 14 – электрический нагреватель; 15 – ротаметр; 16 – вентиль; 17 – фильтр-регулятор; 18 – компрессор.



Рисунок 2.2 – Общий вид экспериментальной установки.

Вторичный (вдуваемый) воздух подается от самостоятельного компрессора (18) и через фильтр-регулятор (17), вентиль (16), ротаметр (15) поступает в электрический нагреватель (14). Далее нагретый вторичный воздух попадает в ресивер (13), откуда через сменный блок с отверстиями (12) подается на поверхность экспериментального участка.

2.2 Объекты исследования

Экспериментальный участок (поз. 8, рис. 2.1), представляет собой плоский прямоугольный канал, поперечное сечение которого идентично сечению канала за соплом Витошинского (294×34 мм). Нижняя стенка экспериментального участка состоит из сменного блока 12 (рис. 2.1) с системой отверстий для подачи вторичного воздуха и адиабатной пластины 10 (рис. 2.1), которая выполнена из асбоцемента ($\lambda = 0,17$ Вт/м·К). В пластину по центральной линии с постоянным шагом 10 мм вмонтированы 9 хромель-алюмелевых термоэлектрических преобразователей диаметром 0,1 мм. В конструкции предусмотрена возможность перемещения адиабатной пластины в поперечном направлении (поперек основного потока), что позволяет определять поперечное распределение температуры адиабатной поверхности. Внутренний вид экспериментального участка показан на рис. 2.3, а его общий вид – на рис. 2.4.

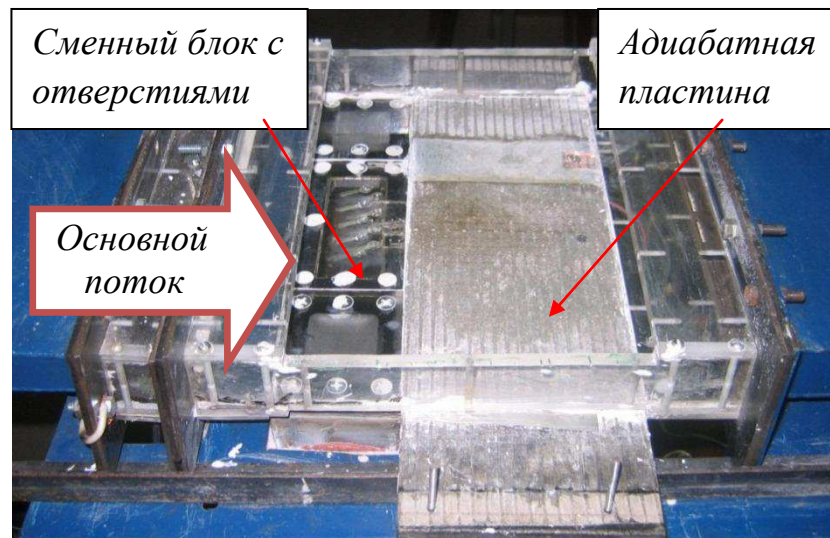


Рисунок 2.3 – Вид экспериментального участка и сменного блока с отверстиями для подачи вторичного воздуха.



Рисунок 2.4 – Общий вид экспериментального участка с координатным устройством для измерения профиля полного давления.

Устройство подачи охладителя. Основные эксперименты выполнены с использованием системы парных наклонных отверстий (рис. 2.5).

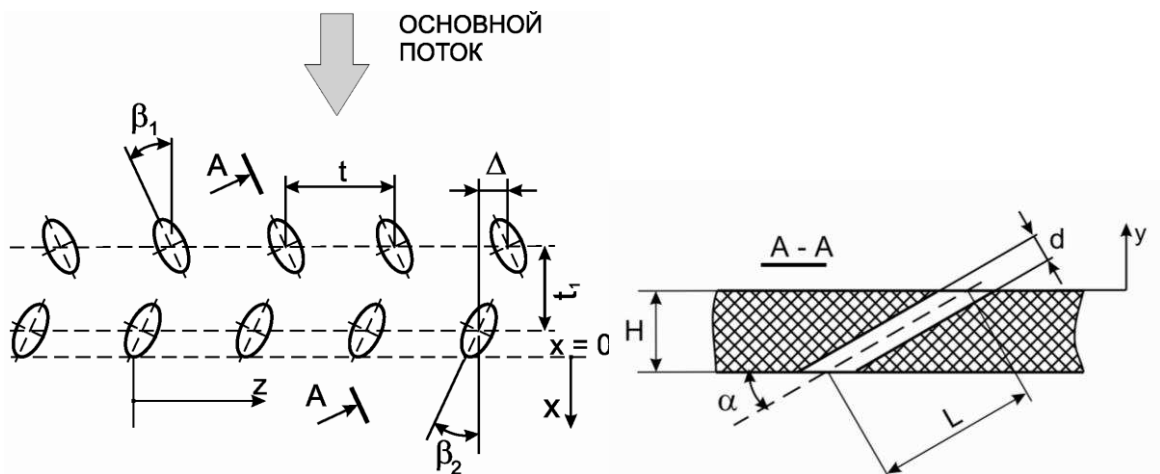


Рисунок 2.5 – Схема подачи вторичного воздуха.

Основные геометрические параметры выбирались с учетом рекомендаций работ [95-102], что обеспечивает условия, необходимые для формирования антипочечной вихревой структуры (п.п. 1.4.3). Согласно предыдущим исследованиям и технологическим особенностям изготовления отверстий, оптимальный угол наклона отверстий к поверхности α выбран равным 30° , так же как и поперечные углы наклона $\beta_1 = \beta_2 = 30^\circ$. Поперечный шаг расположения отверстий $t/d = 4$, продольный шаг между первым и вторым рядом порядка $\sim 3d$, где d – диаметр отверстий.

Геометрические характеристики отверстий задавались следующими: диаметр отверстий $d = 3,2$ мм. Поперечный шаг расположения отверстий $t = 12,8$ мм ($t/d = 4$), продольный шаг между первым и вторым рядом $t_1 = 10$ мм ($3,125d$). Толщина пластины вдува H составляла 10 мм, длина отверстия вдува L равнялась 20 мм, относительная длина отверстия L/d составляла 6,25. Расстояние « x » отсчитывалось от «среза» отверстия второго ряда. Начало сужения сечения канала (в экспериментах с ускорением потока) совпадало с точкой $x = 0$.

Расстояние (перекрытие, зазор) между отверстиями Δ , имеющее важную роль в формировании антипочечной вихревой структуры, должно быть положительным. Так как надежные рекомендации по параметру Δ в публикациях отсутствуют, для обеспечения максимального значения эффективности пленочного охлаждения (при заданных углах $\alpha = 30^\circ$, $\beta_1 = \beta_2 = 30^\circ$) были проведены дополнительные расчеты, результаты которых представлены в п. 3.9. Результаты расчета (рис 3.31) показывают, что для углов $\alpha = 30^\circ$ и $\beta_1 = \beta_2 = 30^\circ$ средняя оптимальная величина Δ/d составляет 1,3. Эта величина была заложена в конструкцию участка вдува.

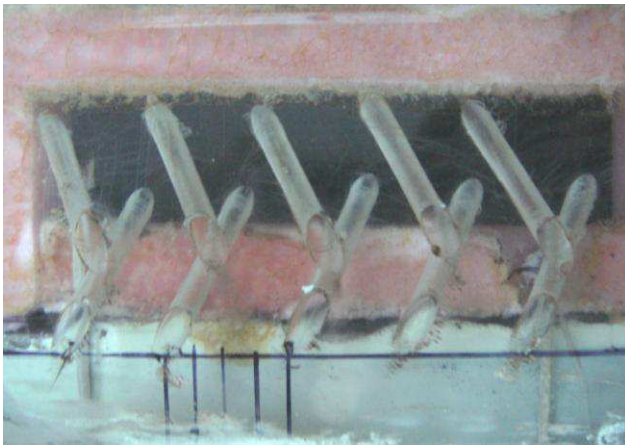


Рисунок 2.6 – Пластина с парными отверстиями.

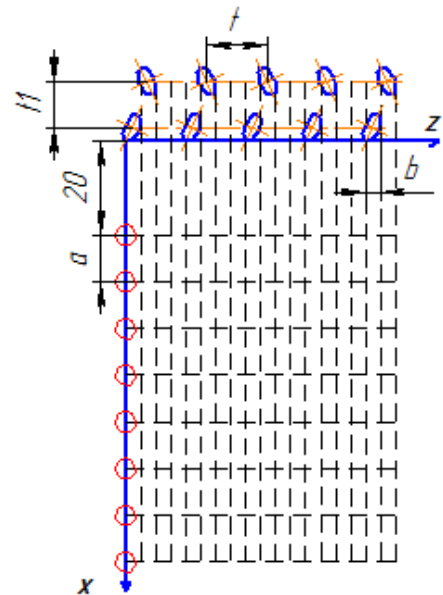


Рисунок 2.7 – Схема смещения рабочего участка для выполнения измерений.

Общий вид блока парных отверстий показан на рис. 2.6. На рис. 2.7 показана схема смещения рабочего участка для выполнения измерений, где a – шаг расположения термоэлектрических преобразователей; b – расстояние смещения пластины в поперечном направлении.

Углы наклона отверстия измерялись следующим образом (рис. 2.8), в отверстие вставлялся стержень, выступающий над пластиной, пластина фотографировалась, углы измерялись по фотографии. Таким образом, были измерены все углы α и β , среднее квадратичное отклонение σ от заданного угла 30° , рассчитанное по (2.7) для угла α составляет $\sigma_\alpha = 3,5 \%$, для углов β_1 и β_2 – соответственно $\sigma_{\beta_1} = 2,8 \%$ и $\sigma_{\beta_2} = 1,7 \%$.

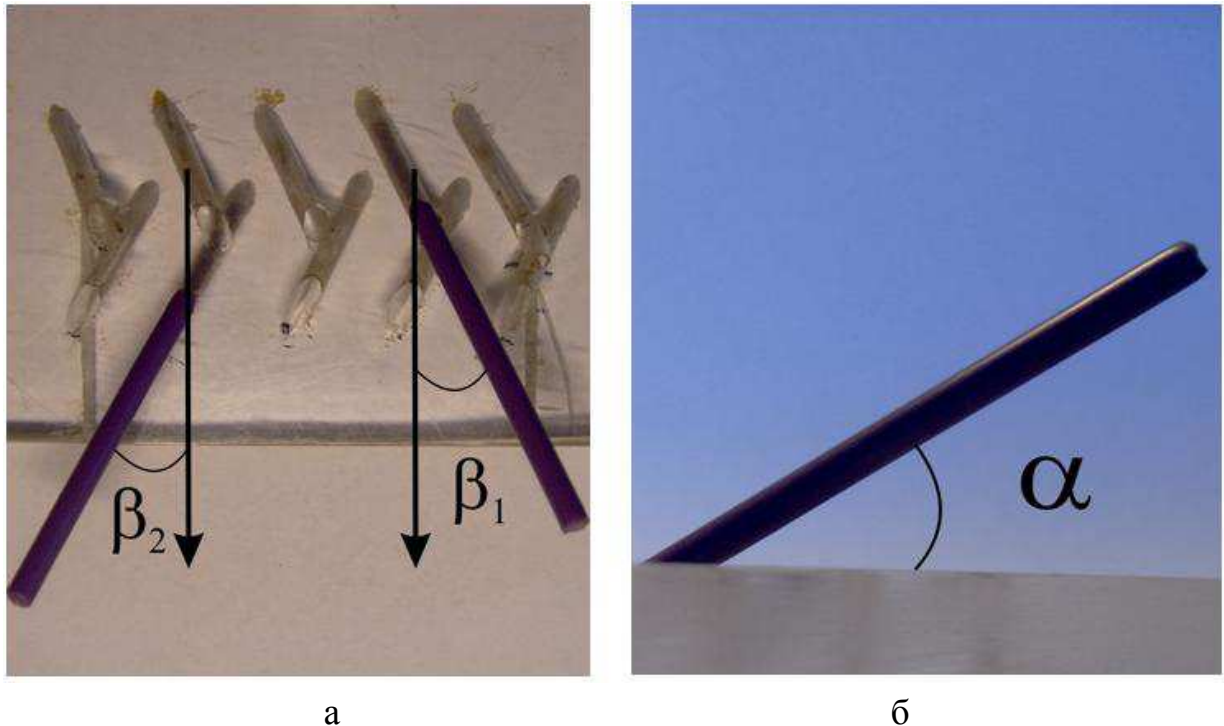


Рисунок 2.8 – Измерение углов наклона отверстий: а – поперечные углы наклона β_1 и β_2 ; б – угол наклона к поверхности α .

2.3 Устройства для создания внешней турбулентности потока и градиента давления

Для создания внешней турбулентности основного потока на входе в сопло Витошинского устанавливалась специальная турбулизирующая решетка в форме пластины с системой круглых отверстий. В экспериментах с продольным градиентом давления турбулизирующая решетка отсутствовала,

а верхняя стенка канала была профилированной, причем использовались два различных профиля, отличающиеся степенью сужения потока и параметра ускорения потока. Схема экспериментального участка показана на рис. 2.9.

Турбулентность внешнего потока. Как указывается в работе [7] степень турбулентности перед сопловыми аппаратами первой и второй ступени газовой турбины изменяется в пределах от 3 до 8%. Турбулентность генерировалась с помощью перфорированной пластины, внешний вид которой и ее геометрические размеры представлены на рис. 2.10. Относительное проходное сечение пластины составляло 17,3%, она устанавливалась (рис. 2.9) в соответствии с рекомендациями [35]. В этом случае на выходе из сопла Витошинского обеспечивается практически изотропная турбулентность. Измеренный уровень турбулентности потока на выходе из сопла составляет около 7% [104].

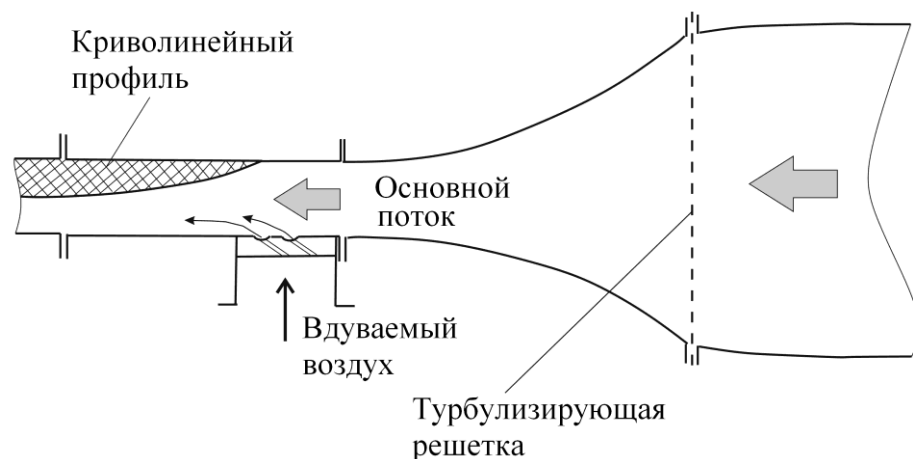


Рисунок 2.9 – Схема экспериментального участка для исследования влияния внешней турбулентности и продольного отрицательного градиента давления.

Продольный отрицательный градиент давления (ускорение потока) обеспечивался с помощью криволинейного профиля (рис. 2.11), который устанавливался на верхней стенке экспериментального участка. В работе использовались два различных профиля, отличающиеся степенью сужения потока.

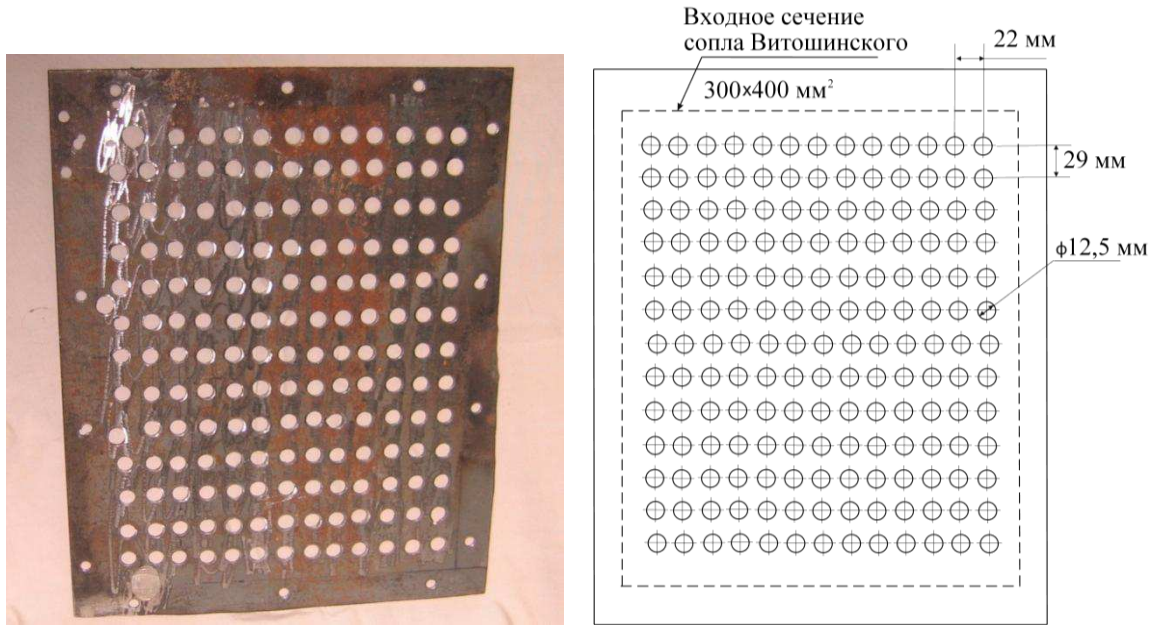


Рисунок 2.10 – Общий вид и основные размеры перфорированной пластины – турбулизирующей решетки (толщина $\delta = 5$ мм).



Рисунок 2.11 – Сменные криволинейные профили для обеспечения продольного отрицательного градиента давления (ускорения потока). а, б – профили № 1 и № 2, соответственно.

Профили были спроектированы таким образом, чтобы параметр ускорения $K = \frac{v_{\infty}}{w_{\infty}^2} \frac{dw_{\infty}}{dx}$ соответствовал условиям близким к реальным

условиям течения в межлопаточном канале газовой турбины. Первый профиль характеризуется постоянством градиента давления по длине канала ($dP/dx = \text{const}$), который составлял около 7000 Па/м. Второй профиль обеспечивал переменный по длине градиент давления (рис. 2.12), близкий к

линейному закону в диапазоне изменения градиента давления от 5000 до 20000 Па/м.

На рис. 2.13 показано изменение по длине экспериментального участка безразмерного параметра ускорения потока K . Как следует, для обоих случаев параметр ускорения потока близок к линейному закону и не превышает критического значения, соответствующего обратному переходу турбулентного пограничного слоя в ламинарный ($K \sim 3 \cdot 10^{-6}$). Профиль №1 обеспечивает изменение величины K от $0,5 \cdot 10^{-6}$ до $2,0 \cdot 10^{-6}$, а профиль №2 – от $1,0 \cdot 10^{-6}$ до $3,5 \cdot 10^{-6}$.

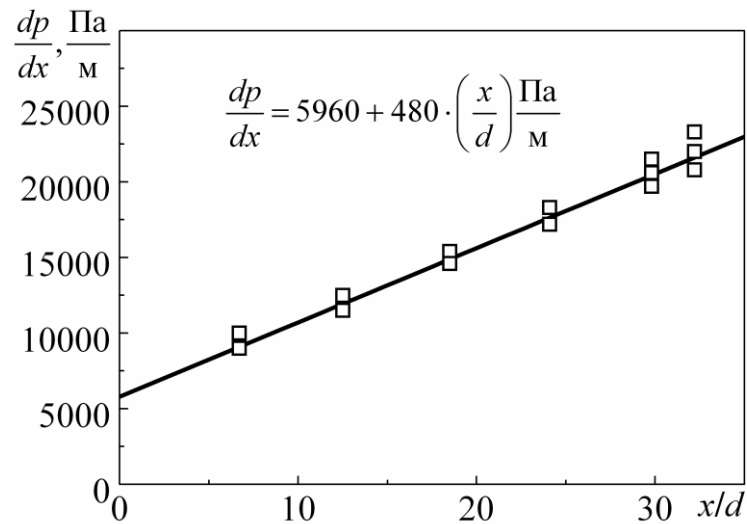


Рисунок 2.12 – Изменение продольного градиента давления по длине экспериментального участка, профиль № 2.

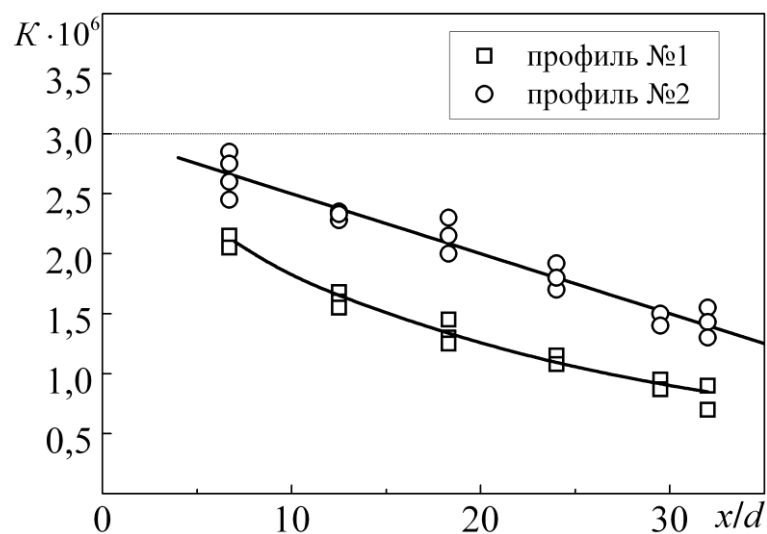


Рисунок 2.13 – Изменение параметра ускорения потока по длине экспериментального участка (профили №1 и 2).

2.4 Методика проведения эксперимента и система измерений

В экспериментах измеряются следующие параметры: скоростной напор основного потока (трубка Пито-Прандтля с приемным отверстием 0,1 мм, рис. 2.4) и статическое давление на верхней стенке канала на входе в экспериментальный участок, температура основного потока на входе (лабораторный термометр с ценой деления 0,1°C), температура вдуваемого потока (термоэлектрический термометр), расход вдуваемого потока, температура адиабатической поверхности в 9 точках по длине пластины. Для измерения статического давления и скоростного напора применяются водяные дифманометры. Расход вторичного воздуха измеряется ротаметром.

Скорость основного потока на входе в экспериментальный участок определялась по соотношению:

$$w_{\infty} = \sqrt{\frac{2\Delta P_{\text{ск}}}{\rho_{\infty}}}, \quad (2.1)$$

где $\Delta P_{\text{ск}} = P^* - P$ и ρ_1 — измеренное значение скоростного напора и плотность основного потока. Параметр вдува и локальная эффективность пленочного охлаждения определялись по соотношениям:

$$m = \frac{\rho_2 w_2}{\rho_{\infty} w_{\infty}}, \quad (2.2)$$

$$\eta = \frac{T_{\text{ав}} - T_{\infty}}{T_2 - T_{\infty}}. \quad (2.3)$$

Среднее по ширине пластины значение эффективности пленочного охлаждения на одном поперечном шаге определялось методом трапеций по уравнению:

$$\bar{\eta} = \frac{1}{2n} \sum_{i=1}^4 (\eta_i + \eta_{i+1}), \quad (2.4)$$

где n — число измерительных участков.

Для измерения температуры адиабатной пластины на ее поверхности с продольным шагом 10 мм смонтированы 9 хромель-алюмелевых термопар, изготовленных из провода диаметром 0,1 мм. Для определения температуры вдуваемого потока отдельная термопара помещалась в отверстие вдува непосредственно перед выходом вторичного потока наружу.

Все термопары предварительно тарировались в ультратермостате типа УТ-15 с использованием лабораторного ртутного термометра с ценой деления $0,1^{\circ}\text{C}$, при этом холодные спаи термопар помещались в сосуд Дюара. Сигнал от термопар подавался через коммутатор измерительных сигналов Ф799/1 к цифровому вольтметру.

Эксперименты проводились в следующем порядке. Запускался вентилятор высокого давления ВВД-5 и компрессор вторичного воздуха. С помощью регулирующего поворотного затвора 3 устанавливался необходимый расход основного потока. Вентилем 16 регулировался расход вдуваемого воздуха, ориентируясь на показания расходомера. Включался электрический нагреватель, прогрев вторичного воздуха до начала измерений занимал примерно 1,5 часа. Далее включался измерительный комплекс и проводились все необходимые измерения.

2.5 Доводочные эксперименты

Условия перед участком подачи вторичного потока. До основных опытов с целью определения структуры пограничного слоя перед участком подачи вторичного воздуха были выполнены предварительные эксперименты. Для этого проводились измерения профиля скорости основного потока по высоте промежуточного участка на трех режимах, соответствующих числу Рейнольдса по средней скорости потока на выходе из ресивера и эквивалентному диаметру канала Re_d , равному 37000, 77000 и 125000.

Характеристика исследованных режимов и основные результаты выполненных измерений представлены в табл. 2.1. Полученные профили

скорости в относительных координатах представлены на рис. 2.14. Анализ этих результатов показывает, что на режиме, соответствующем числу $Re_d = 125000$, абсолютное значение форм-параметра пограничного слоя H составляет 1,26, что свидетельствует о турбулентном пограничном слое на входе [105]. При $Re_d = 37000$ пограничный слой по своей структуре близок к ламинарному, а при $Re_d = 77000$ – к переходному режиму. Поэтому основные эксперименты были выполнены в области чисел Рейнольдса Re_d более 125000. Это число Рейнольдса гарантированно обеспечивает турбулентный пограничный слой на входе.

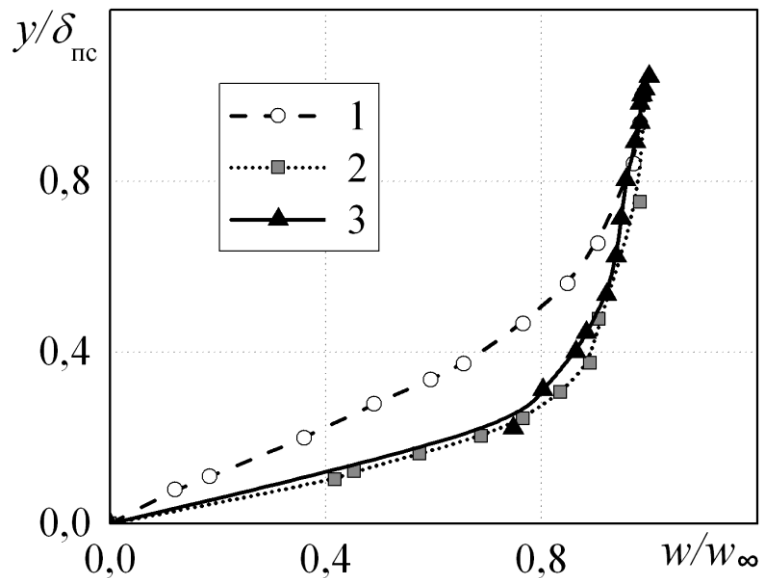


Рисунок 2.14 – Структура пограничного слоя перед участком подачи вторичного воздуха: 1, 2, 3 – $Re_d = 37000$; 77000 и 125000 соответственно.

Таблица 2.1 – Характеристика исследованных режимов

№ режима	Re_d	δ , мм	δ^{**}	H
1	37000	1,33	0,134	2,26
2	77000	1,07	0,126	1,69
3	125000	0,70	0,066	1,26

Таким образом, были выбраны следующие параметры экспериментов: скорость основного потока – 35...38 м/с, температура основного потока воздуха изменялась от 23,5 до 26°C, температура вдуваемого воздуха — от 64 до 79°C; отношение плотностей вдуваемого и основного потока составляло 0,85...0,88; параметр вдува m изменялся от 0,4 до 3,2; число Рейнольдса Re_d , определенное по эквивалентному диаметру канала и скорости основного потока, в основных экспериментах составляло $1,25 \cdot 10^5$.

Для проверки *равномерности потока* в поперечном направлении выполнена визуализация поверхностных линий тока, которая проводилась для безградиентного и низкотурбулентного потока (~ 1%). Для визуализации применялся метод масляных точек, при котором в органическое масло добавлялся черный краситель. На поверхность пластины закреплялся гладкий картон, на который наносились масляные точки. При проведении визуализации вдуваемый воздух не подавался, а отверстия для вдува заклеивались. Для тестовых экспериментов были установлены два ряда масляных точек в шахматном порядке.

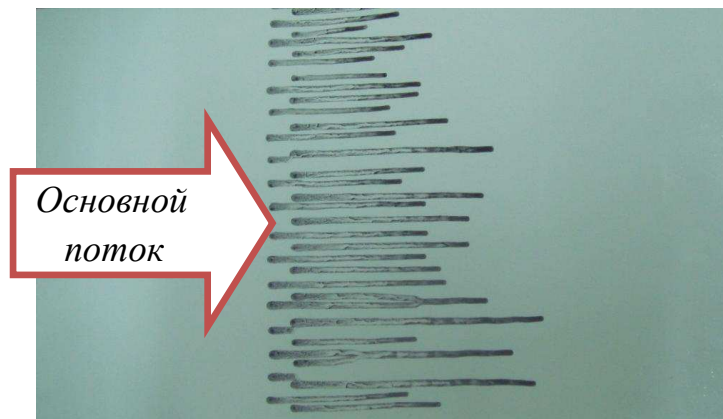


Рисунок 2.15 – Поверхностные линии тока в канале без подачи вторичного воздуха.

Как следует (рис. 2.15), в центральной области поверхностные следы за масляными точками растекались достаточно прямолинейно, не пересекаясь друг с другом, что свидетельствует о достаточно равномерном поперечном профиле скорости.

Для доводочных экспериментов по эффективности пленочного охлаждения использовалась хорошо изученная схема подачи вторичного воздуха через сплошную нормальную щель, схема которой показана на рис. 2.16. Доводочные эксперименты проводились в условиях безградиентного обтекания плоской адиабатной пластины низкотурбулентным воздушным потоком ($\sim 1\%$). Вторичный (подогретый) воздух подавался из плоской щели шириной (по потоку) $s = 3$ мм и длиной поперек потока $l = 70$ мм (рис. 2.16). В этом случае угол подачи охладителя с плоскостью экспериментального участка составлял 90° .

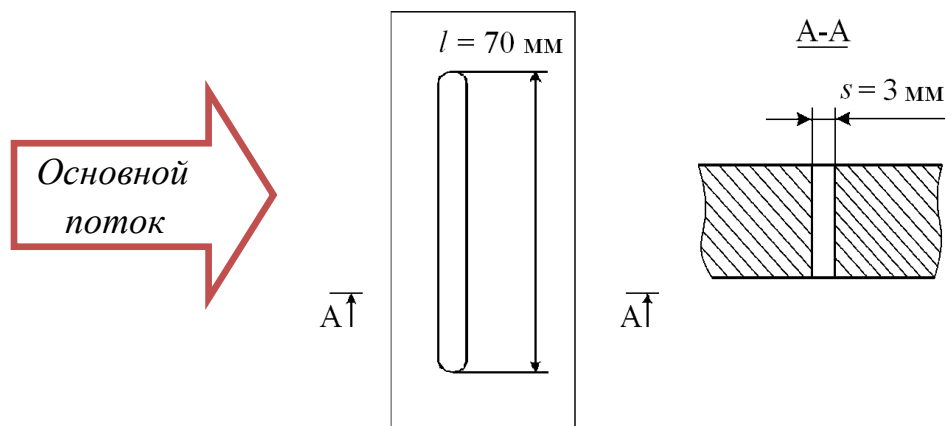


Рисунок 2.16 – Схема сплошной поперечной щели для тестовых экспериментов.

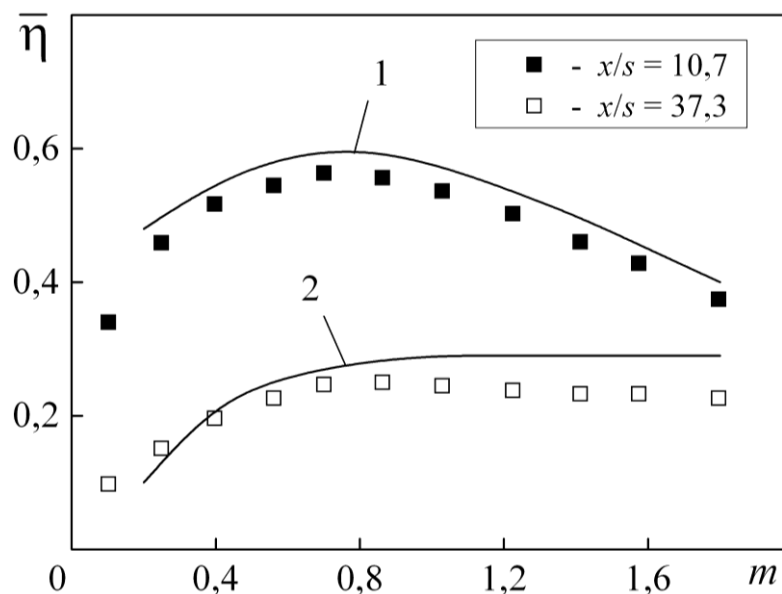


Рисунок 2.17 – Зависимость средней эффективности пленочного охлаждения на пластине от параметра вдува при подаче воздуха через поперечную плоскую щель. Точки – данные настоящего исследования. Линии 1, 2 – данные работы [37], соответственно для $x/s = 9,0$ и $39,9$.

На рис. 2.17 дано сравнение полученных экспериментальных данных с результатами работы [37] по средней эффективности пленочного охлаждения для двух расстояний от задней кромки щели. Как видно, согласование результатов, как количественное, так и качественное, можно считать удовлетворительным. На кривых имеется максимум, который по мере удаления от щели смещается в сторону больших значений параметра вдува.

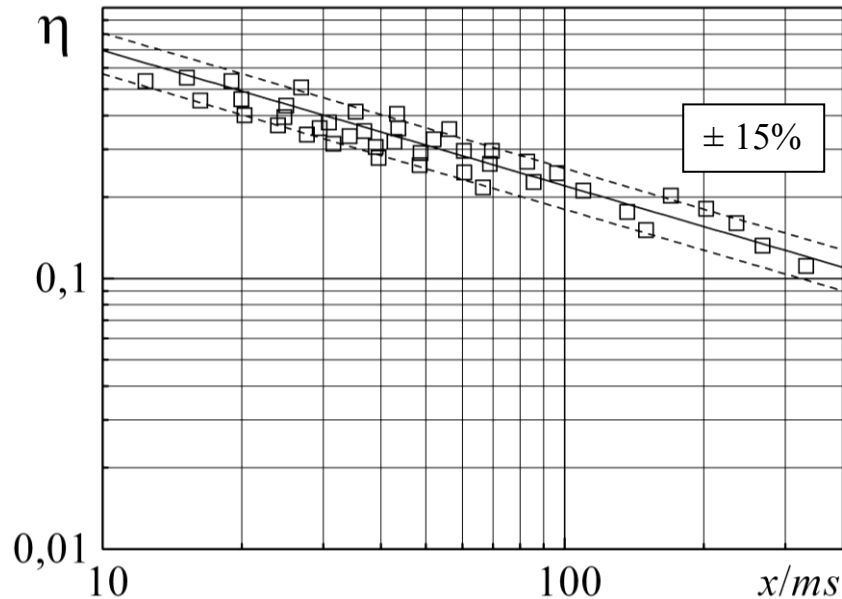


Рисунок 2.18 – Обобщение опытных данных по эффективности пленочного охлаждения при перпендикулярной подаче вторичного воздуха через сплошную щель. Точки — данные настоящего исследования; линия — уравнение (2.5).

На рис. 2.18 для условий близких к доводочным экспериментам дается сравнение полученных данных с уравнением [21]:

$$\bar{\eta} = 2,2 \left(\frac{x}{ms} \right)^{-0,5} \quad (2.5)$$

Сравнение показывает, что данные доводочных экспериментов для плоской щели с погрешностью $\pm 15\%$ согласуются с зависимостью (2.5). Таким образом, экспериментальная установка и система измерений обеспечивают приемлемую погрешность для теплофизических экспериментов в области пленочного охлаждения.

2.6 Погрешности измерений

Оценка погрешности измерений проводится в соответствии с рекомендациями, изложенными в [106].

Относительная погрешность измерения произвольной величины A , связанной с n независимыми измеряемыми параметрами A_i соотношением $A = f(A_1, A_2, \dots, A_n)$ определяется по следующей формуле:

$$\delta A = \frac{\Delta A}{A} = \frac{1}{f} \sqrt{\sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial f}{\partial A_i} \right)^2} \cdot 100\%, \quad (2.6)$$

где ΔA — абсолютная погрешность измерения параметра A . Функция f рассчитывается при средних значениях \bar{A}_i измеряемых параметров A . С использованием уравнения (2.6) выполняются расчеты погрешностей измерений отдельных величин.

1. Абсолютная погрешность определения температур хромель-алюмелевыми термопарами составляла $\Delta T = 0,4^\circ\text{C}$ (0,015 мВ по показаниям цифрового милливольтметра, производилось округление до сотых). Относительная погрешность измерения абсолютной температуры составляет:

$$\delta T = \frac{\Delta T}{T} \cdot 100\% = 0,14\%$$

2. Эффективность пленочного охлаждения определяется по формуле (2.3). При этом относительная погрешность эффективности составляет:

$$\delta \eta = \sqrt{\frac{\Delta T_{aw}^2 + \Delta T_\infty^2}{(T_{aw} - T_\infty)^2} + \frac{\Delta T_2^2 + \Delta T_\infty^2}{(T_2 - T_\infty)^2}} \cdot 100\%$$

Средняя по поверхности пластины относительная погрешность определения эффективности составляет порядка 6%. Максимальная относительная погрешность определения эффективности охлаждения

определяется, в основном, погрешностью разности температур числителя (в конце пластины), и не превышает 10,9%. На начальном участке в связи с тем, что значение разности температур ($T_{aw} - T_{\infty}$) больше – погрешность меньше и составляет 3,8%.

3. Абсолютная погрешность определения избыточного давления в основном канале с помощью дифманометра составляет $\Delta P_{изб} = 9,8$ Па, такая же абсолютная погрешность остается и для абсолютного давления, которое составляет $P_{абс} = 9,8 \cdot 10^4$ Па. Таким образом, относительная погрешность определения абсолютного давления составляет:

$$\delta P_{абс} = 0,01\%.$$

4. Относительная погрешность определения плотности газа примерно соответствует погрешности определения температуры и составляет:

$$\delta \rho \approx \delta T = 0,14\%.$$

5. Скорость основного потока W_{∞} определялась по соотношению (2.1) и в соответствии с уравнением (2.3) ее относительная погрешность измерения находится по формуле:

$$\delta W_{\infty} = \frac{1}{2} \sqrt{(\delta(\Delta P))^2 + (\delta \rho)^2} = \frac{1}{2} \sqrt{0,01^2 + 0,14^2} = 0,14\%.$$

6. Погрешность измерения абсолютного давления манометром с классом точности 0,4 составляет:

$$\delta P_{абс.м} = 4\%.$$

7. Паспортная относительная погрешность определения объемного расхода ротаметром РМ-40 ГУЗ составляет: $\delta V = 2\%$. В процессе проведения экспериментов проводились периодические градуировки

ротаметров с помощью газового счетчика РГ-40, при этом различие данных градуировок не превышало 0,5 %. В дальнейшем принималось, что $\delta V = 2\%$.

Градуировка ротаметра производилась при определенных условиях, т.е. при давлении P_0 и температуре T_0 . Соотношение для массового расхода через ротаметр можно записать в виде:

$$G = V_0 \sqrt{\frac{PP_0 M^2}{R^2 T T_0}}$$

где V_0 , T_0 , P_0 — градуировочные значения объемного расхода, температуры и давления перед ротаметром ($P_0 = 101,3$ кПа), V , T , P — действительные значения объемного расхода, температуры и давления перед ротаметром.

Таким образом, используя правила определения погрешностей, получаем соотношение для нахождения приборной погрешности определения массового расхода:

$$\delta G = \sqrt{(\delta V)^2 + \frac{1}{4}(\delta P)^2 + \frac{1}{4}(\delta T)^2} = \sqrt{2^2 + 0,25 \cdot 0,14^2 + 0,25 \cdot 4^2} = 4,2\%.$$

8. Диаметр отверстия измерялся штангенциркулем с абсолютной погрешностью 0,1 мм, т.е. относительная погрешность определения площади составляет:

$$\delta F = 3,1\%.$$

9. Относительная погрешность скорости основного потока составляет:

$$\delta W_2 = \sqrt{\delta G^2 + \delta F^2 + \delta \rho^2} = \sqrt{2,8^2 + 3,1^2 + 0,14^2} = 4,2\%.$$

10. Относительная погрешность определения параметра вдува (соотношение):

$$\delta m = 4,3\%.$$

11. Определение числа Рейнольдса производился по соотношению:

$$\text{Re}_{d_{\text{экв}}} = \sqrt{(\delta G)^2 + (\delta d)^2 + (\delta F)^2}$$

Относительная погрешность определения эквивалентного диаметра основного канала $d_{\text{экв}}$ составляет 0,3%. Тогда относительная погрешность определения числа Рейнольдса составила $\pm 1,5\%$.

12. При анализе экспериментальных данных использовалось среднее квадратичное отклонение (квадратный корень из среднего арифметического всех квадратов разностей между данными величинами и их средним арифметическим), которое принято обозначать греческой буквой сигма σ :

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2} \quad (2.7)$$

где x_i – i -е значение; n – количество элементов; \bar{x} – среднее арифметическое значение:

$$\bar{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i = \frac{1}{n} (x_1 + \dots + x_n) \quad (2.8)$$

В табл. 2.2 представлены максимальные относительные погрешности основных параметров.

Таблица 2.2 – Погрешности эксперимента

Параметр	Относительная погрешность, %	
Локальная эффективность пленочного охлаждения, η	min (в начале пластины)	3,8
	max (в конце пластины)	10,9
	средняя	6
Параметр вдува, m	4,3	
Число Рейнольдса, Re	1,5	

2.7 Выводы по разделу 2

1. Создан экспериментальный стенд и система измерений для исследования эффективности пленочного охлаждения плоской пластины при подаче вторичного воздуха через парные отверстия на входе в пластину.

2. Спроектированы и изготовлены устройства генерации турбулентности внешнего потока ($Tu = 7\%$) и его ускорения.

3. Проведены доводочные эксперименты установки при подаче вторичного воздуха через плоскую щель шириной 3 мм, установленную перед адиабатным участком. Достигнуто удовлетворительное количественное согласование полученных результатов по средней эффективности пленочного охлаждения с экспериментальными данными работы [37] и уравнением (2.5) [21].

4. Оценка погрешности измерений показала, что средняя относительная погрешность определения эффективности пленочного охлаждения составляет $\pm 7\%$, параметра вдува — $\pm 4,3\%$, числа Рейнольдса — $\pm 1,5\%$.

РАЗДЕЛ 3

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ И ИХ АНАЛИЗ

В настоящем разделе приведены результаты экспериментального исследования локальной и средней эффективности пленочного охлаждения плоской пластины при подаче охладителя через парные отверстия (двухструйная система отверстий – double jet) на входе. Рассмотрено влияние внешней турбулентности и отрицательного продольного градиента давления (ускорения потока) на эффективность пленочного охлаждения. Исследована поперечная неравномерность эффективности пленочного охлаждения. Для понимания физической структуры и основных причин, определяющих эффективность пленочного охлаждения, для безградиентного невозмущенного потока выполнены визуализация поверхностных линий тока и компьютерное моделирование потока.

3.1 Результаты визуализации поверхностных линий тока

Для более глубокого понимания физической структуры потока была выполнена визуализация поверхностных линий тока для безградиентного и низкотурбулентного потока. Техника визуализации подробно рассмотрена в п. 2.5. Распределение поверхностных линий тока при вдуве охладителя через систему парных отверстий представлено на рис. 3.1, а через систему традиционных цилиндрических наклонных отверстий ($\beta = 0^\circ$) – на рис. 3.2.

При параметре вдува $m = 0,5$ за парными отверстиями (рис. 3.1а) поверхностные линии тока практически параллельны друг другу. Точки первых трех рядов не растекаются, что свидетельствует о застойном течении. Для системы традиционных отверстий (рис. 3.2а) при $m = 0,5$ за отверстиями второго ряда масляные точки первых четырех рядов не растекаются (широкая застойная зона).

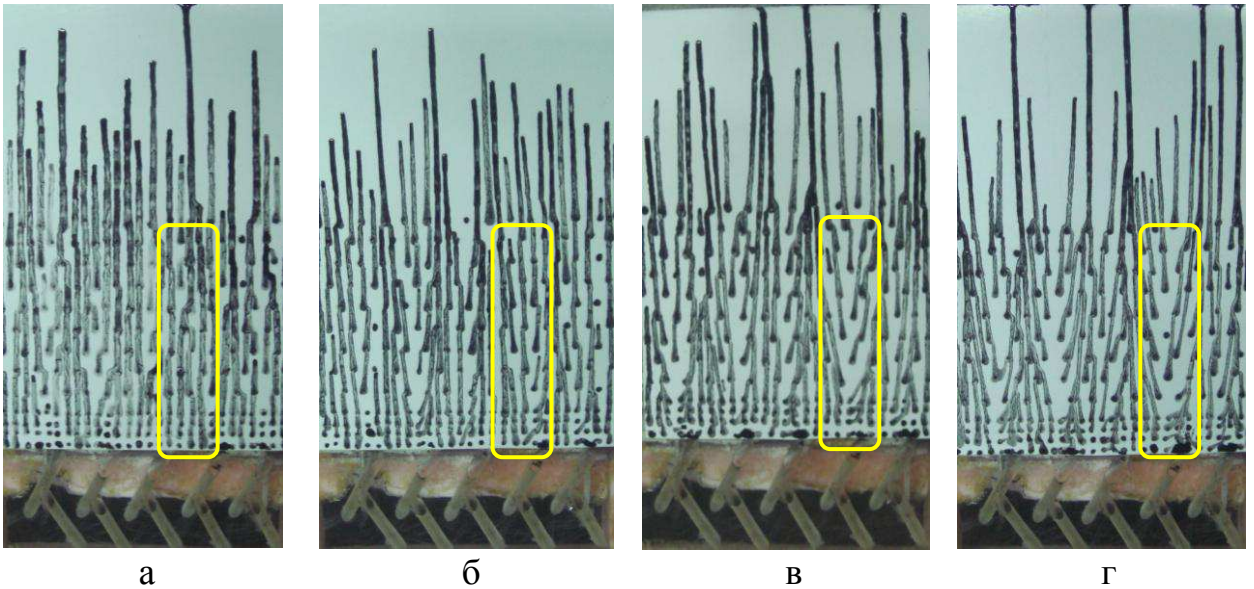


Рисунок 3.1 – Результаты поверхностной визуализации потока при пленочном охлаждении пластины системой парных отверстий: а – $m = 0,50$; б – $m = 1,0$; в – $m = 1,50$; г – $m = 2,0$.

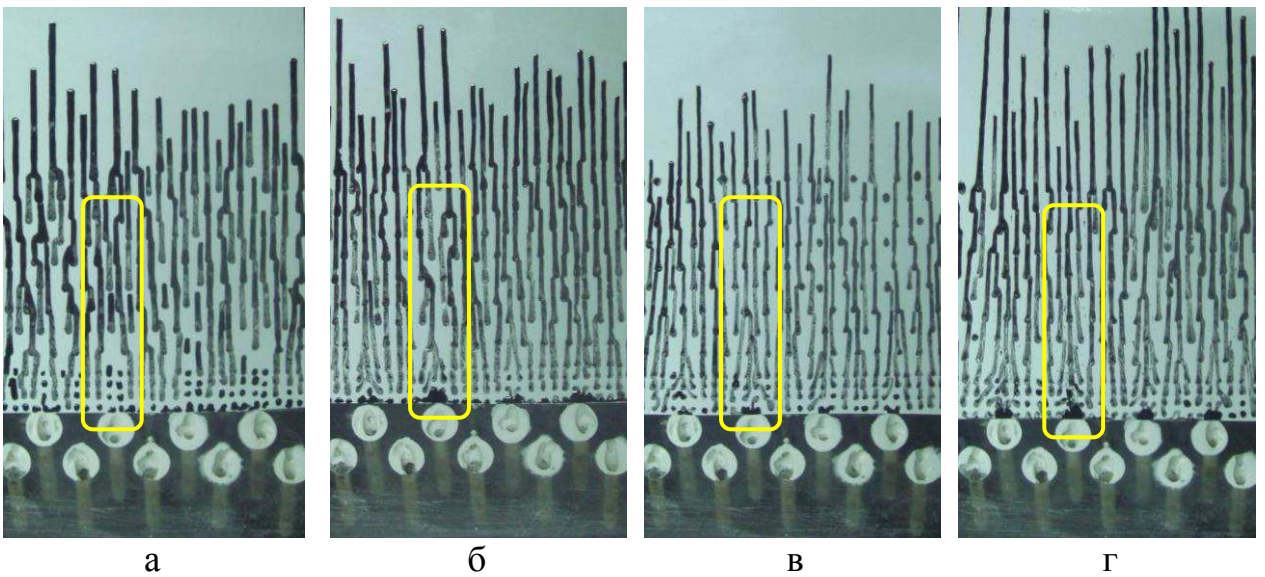


Рисунок 3.2 – Поверхностные линии тока при пленочном охлаждении пластины системой традиционных цилиндрических отверстий: а – $m = 0,50$; б – $m = 1,0$; в – $m = 1,5$; г – $m = 2,0$.

При параметре вдува $m = 1,0$ за парными отверстиями (рис. 3.1б) практически все линии растекаются в направлении основного потока, но уже наблюдается небольшое отклонение линий тока от осевого течения, что свидетельствует о поперечном растекании охладителя. При вдуве охладителя через традиционные отверстия для $m = 1,0$ (рис. 3.2б) около участка вдува наблюдается область слабого обратного течения (масляные точки первого и

второго рядов), а далее масляные точки третьего и четвертого рядов стекаются к центральной линии. Встречное «стекание» поверхностных линий тока косвенно свидетельствует о формировании слабых «почечных» вихрей.

При параметре вдува $m = 1,5$ картина поверхностных линий тока при вдуве через парные отверстия (рис. 3.1в) аналогична случаю $m = 1,0$ с той лишь разницей, что отклонение линий тока (растекание охладителя) выражено сильнее. При подаче охладителя через систему традиционных отверстий (рис. 3.2в) при $m = 1,5$ заметно усиливается перетекание масляных точек в поперечном направлении к центральной линии (рост «почечных» вихрей).

При повышении параметра вдува до $m = 2,0$ и вдуве через парные отверстия (рис. 3.1г) появляется выраженная область обратного течения масляных точек за отверстиями. За ними наблюдается значительное отклонение линий тока от направления потока, т.е. растекание охладителя поперек потока выражено весьма заметно. При вдуве через систему традиционных отверстий (рис. 3.2г) непосредственно за отверстиями подачи вторичного воздуха отмечена выраженная область обратного течения масляных точек и заметная область поперечного растекания потока («почечные» вихри).

В целом, выполненное исследование показало, что с ростом параметра вдува за системой парных отверстий заметно нарастают эффекты «растекания» охладителя в поперечном направлении, а за традиционной схемой отверстий наблюдается усиление поперечного «стекания» линий тока за счет роста «почечных» вихрей.

По предварительным оценкам можно ожидать более высокую эффективность пленочного охлаждения и более равномерное поперечное покрытие пластины охладителем при малых ($m = 0,50$) и умеренных ($m = 1,0$) параметрах вдува для системы парных отверстий по сравнению с традиционной схемой отверстий.

3.2 Эффективность пленочного охлаждения

В исследованиях использовались схема подачи охладителя, представленная на рис. 2.5. Параметры экспериментов были следующими: скорость основного потока составляла 35...38 м/с, температура основного потока воздуха изменялась от 23,5 до 26 °С, температура вдуваемого воздуха — от 64 до 79 °С. Отношение плотностей вдуваемого и основного потока составляло 0,85...0,88; параметр вдува m изменялся от 0,40 до 3,2. Полученные экспериментальные данные по эффективности пленочного охлаждения приведены в Приложении В.

3.2.1 Локальная эффективность

Результаты измерения локальной адиабатной эффективности пленочного охлаждения плоской пластины за системой парных отверстий представлены на рис. 3.3. Как следует из полученных данных, с увеличением параметра вдува m эффективность охлаждения падает, что возможно связано с отрывом охладителя от поверхности охлаждаемой пластины. Так при $m = 0,5$ эффективность по длине пластины изменяется от 0,40 до 0,17; при $m = 1,0...2,0$ – от 0,35 до 0,20; а при $m = 2,5..3,0$ – от 0,30 до 0,17. Особенно заметное уменьшение эффективности наблюдается на участке $x/d < 10$, где при $m = 0,5..1,0$ эффективность охлаждения составляет 0,40...0,30, а при $m = 2,5...3,0$ она уменьшается до 0,30...0,17.

Анализ пространственного распределения локальной эффективности показывает, что наиболее высокая эффективность охлаждения наблюдается на линии $z/t = 1,0$, проходящей через переднюю кромку отверстия второго ряда (рис. 2.7; $z = 12,8$ мм). На этой линии эффективность охлаждения по длине в пределах экспериментального участка снижается для всех значений m : при $m = 0,5$ – от 0,40 до 0,16; при $m = 1,0...2,0$ – от 0,35 до 0,23 и при $m = 2,5..3,0$ – от 0,30 до 0,23. Наиболее низкая эффективность охлаждения соответствует линии $z/t = 0,5$, которая проходит посередине между отверстиями.

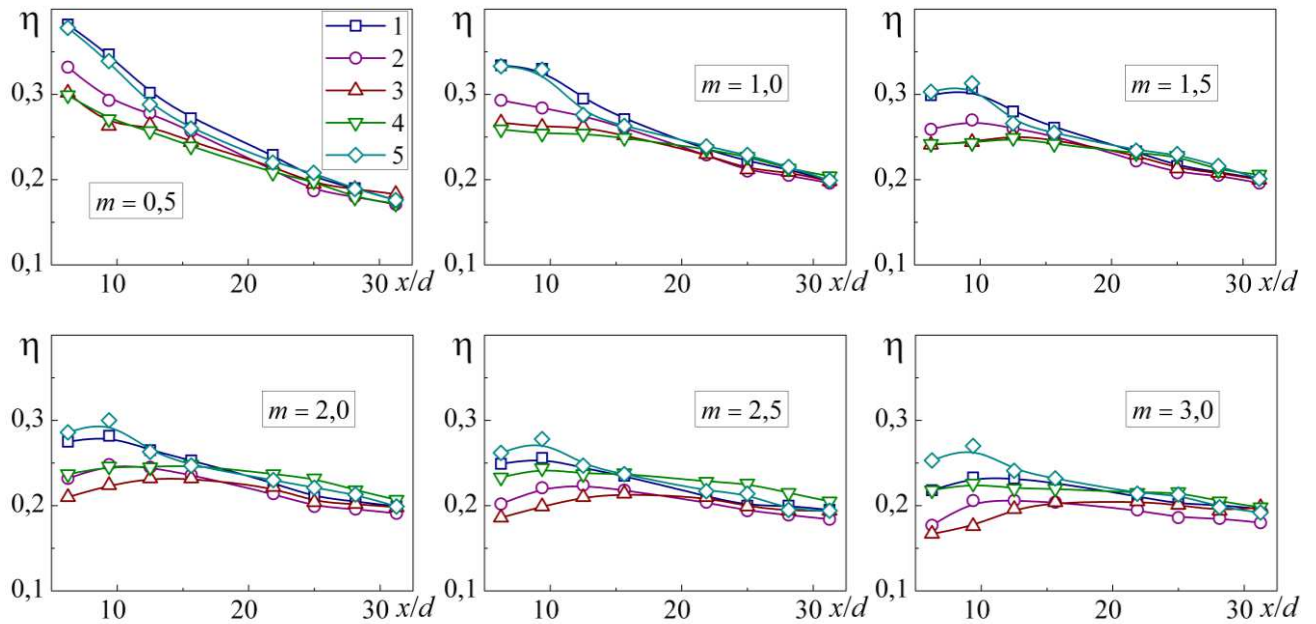


Рисунок 3.3 – Локальная эффективность пленочного охлаждения за системой парных отверстий: 1 — $z/t = 0$; 2 — $z/t = 0,25$; 3 — $z/t = 0,5$; 4 — $z/t = 0,75$; 5 — $z/t = 1,0$.

При $m = 0,5 \dots 1,5$ эффективность охлаждения снижается по длине - для $m = 0,5$ она составляет $0,30 \dots 0,16$, а для $m = 1,0 \dots 1,5$ — $0,25 \dots 0,20$. При $m = 2,0 \dots 3,0$ наиболее высокая эффективность наблюдается в средней части экспериментального участка ($12 < x/d < 20$); здесь она составляет $0,20 \dots 0,23$, а в начале и в конце пластины наблюдается снижение эффективности.

Анализ рисунка показывает, что неравномерность эффективности увеличивается с ростом параметра вдува m . Так при значении $m = 0,5$ неравномерность наименьшая, а при $m = 3,0$ — наибольшая. Для всех параметров вдува m равномерное охлаждение поверхности достигается в области $x/d > 12$, что обусловлено стабилизацией и перемешиванием потока в пленке. Вопрос о неравномерности распределения охладителя по поверхности охлаждаемой пластины более детально рассмотрен в п. 3.4.

Из полученных данных можно отметить следующие общие закономерности: а) для всех значений параметра вдува m эффективность охлаждения по длине пластины уменьшается; б) с увеличением m эффективность охлаждения при $x/d = const$ снижается; в) наиболее высокие значения эффективности пленочного охлаждения отмечены на линиях $z/t = 0$

и $z/t = 1,0$, проходящих через выходную кромку отверстий второго ряда, а наиболее низкие – на линии $z/t = 0,5$, проходящей в середине между отверстиями.

3.2.2 Средняя эффективность

Для практики газотурбостроения важное значение имеет осредненная по ширине поверхности эффективность пленочного охлаждения. Осреднение локальных результатов проводилось в соответствии с уравнением (2.4).

На рис. 3.4 представлены осредненные значения эффективности пленочного охлаждения при вдуве охладителя через систему парных наклонных отверстий (рис. 2.6) при изменении параметра вдува m от 0,5 до 3,0. Как следует, для всех значений параметра вдува m наблюдается снижение эффективности охлаждения по длине, причем при увеличении параметра вдува абсолютное значение эффективности снижается. При $m = 0,5$ наблюдается наиболее быстрое уменьшение эффективности охлаждения по длине пластины – от 0,33 до 0,17. Для экспериментальных данных, полученных при $m \geq 1,0$, с увеличением величины m эффективность охлаждения при $x/d = const$ снижается; причем при $m \geq 1,5$ в сечениях $x/d = 9...12$ формируется слабый локальный максимум. При $x/d > 20$ происходит постепенное сближение кривых эффективности пленочного охлаждения.

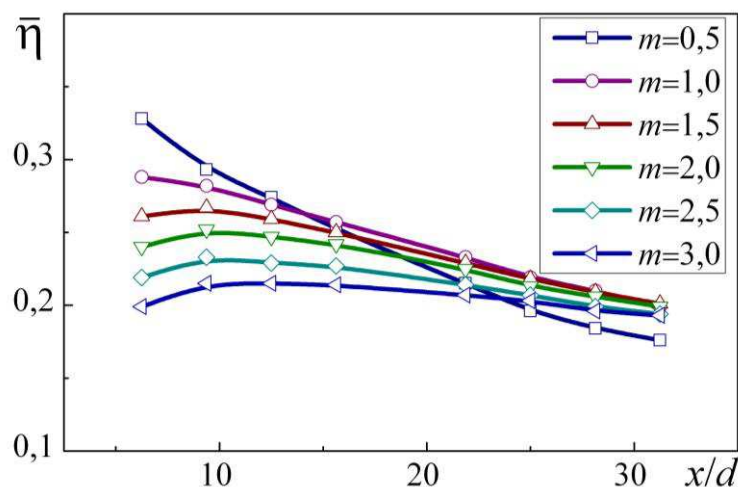


Рисунок 3.4 – Средняя по ширине пластины эффективность пленочного охлаждения за системой парных отверстий.

На рис. 3.5 показаны результаты определения средней по ширине плоской поверхности эффективности пленочного охлаждения с экспериментальными данными работы [102] для подобной схемы ($t/d = 4,0$), где поперечный угол β (рис. 1.11) составлял 29° , а расстояние между отверстиями равнялось диаметру отверстий ($\Delta/d = 1,0$). Как видно из рисунка, результаты эксперимента хорошо согласуются с данными работы [102]. Различие полученных результатов не превышает 10%, что, по-видимому, обусловлено некоторой разницей в величине поперечного угла β и расстояния между отверстиями Δ .

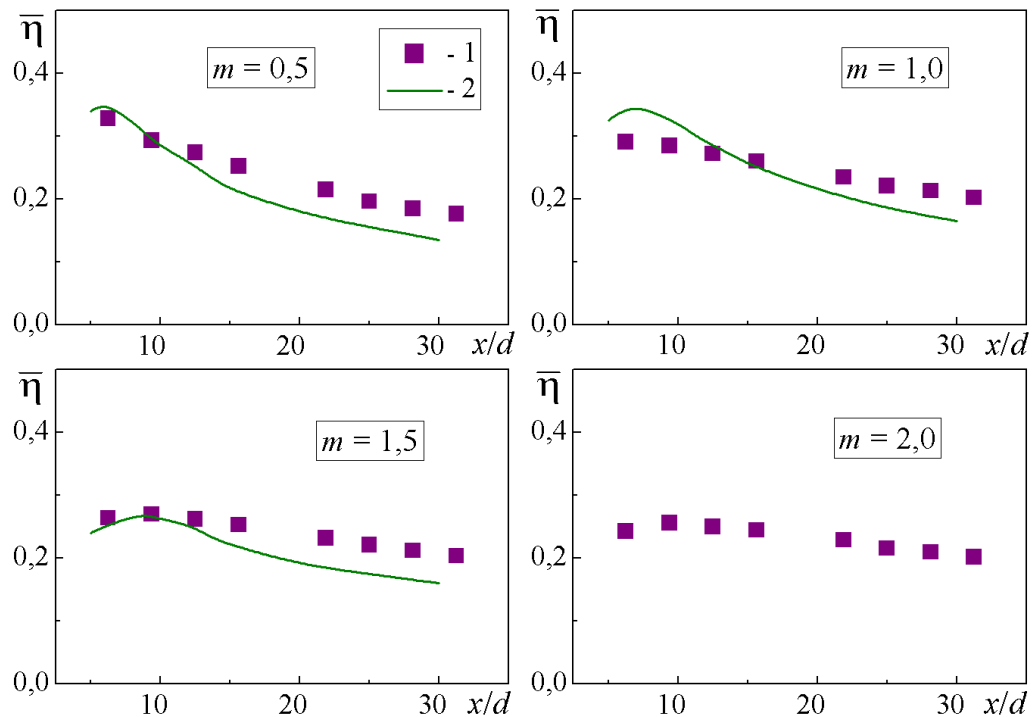


Рисунок 3.5 – Продольное распределение средней по ширине пластины эффективности пленочного охлаждения: 1 – результаты настоящей работы, парные отверстия ($t/d = 4,0$); 2 – схема парных отверстий с аналогичной геометрией ($t/d = 4,0$) [102].

Обобщение опытных данных по эффективности пленочного охлаждения с учетом влияния внешней турбулентности и ускорения потока выполнено с использованием принципа суперпозиции отдельных воздействий, при использовании которого результирующая (средняя по ширине пластины) эффективность охлаждения записывается в виде произведения [12]:

$$\bar{\eta} = \bar{\eta}_0 \cdot \varepsilon_{Tu} \cdot \varepsilon_{dp}, \quad (3.1)$$

где $\bar{\eta}_0$ – средняя по ширине пластины эффективность пленочного охлаждения плоской поверхности при отсутствии турбулентности и ускорения внешнего потока; ε_{Tu} и ε_{dp} – относительные функции, учитывающие влияние турбулентности и ускорения потока. Данный подход широко используется в практике расчета пленочного охлаждения.

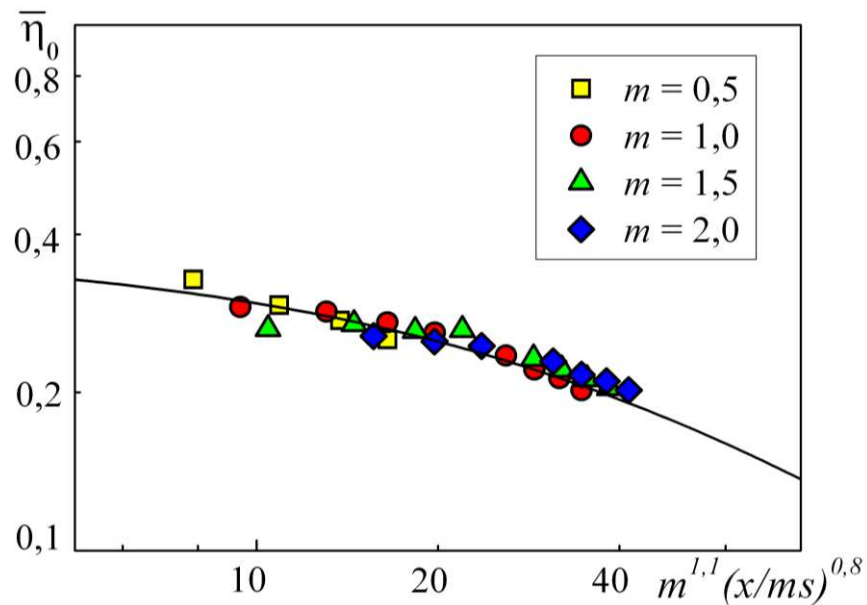


Рисунок 3.6 – Обобщение экспериментальных данных.

Для обобщения опытных данных использована форма уравнения, рассмотренная в работах [80,91]. Поиск коэффициентов в этом уравнении осуществлялся с использованием компьютерной программы Origin на основе наименьшего среднеквадратичного отклонения опытных данных от обобщающего уравнения. Окончательный вид базового уравнения, характеризующего среднюю эффективность пленочного охлаждения при безградиентном и низкотурбулентном ($Tu \approx 1\%$) течении на плоской пластине при $m = 0,5 \dots 2,0$, имеет следующий вид:

$$\bar{\eta}_0 = \frac{1,5}{t/d + 0,13m^{1,1}(x/sm)^{0,8}}. \quad (3.2)$$

Здесь s – ширина эквивалентной щели. Сравнение результатов расчета по уравнению (3.2) с экспериментальными данными представлено на рис. 3.6. Как следует, максимальное отклонение опытных данных от обобщающего уравнения (3.2) наблюдается на участке $x/d < 10$ и не превышает 10%.

3.3 Сравнительный анализ

Практический интерес представляет сравнение схемы парных отверстий со схемой цилиндрических наклонных отверстий, которая широко используется в практике газотурбостроения.

На рис. 3.7 дается сравнение полученных экспериментальных данных с данными традиционной (рис. 1.5г) двухрядной системы цилиндрических отверстий [73] с таким же шагом $t/d = 4,0$. Как следует при $m = 0,50$ и $m = 1,0$ опытные данные для исследованной системы парных отверстий превышают данные для традиционной схемы, но при $m = 1,5$ они уже практически не отличаются друг от друга.

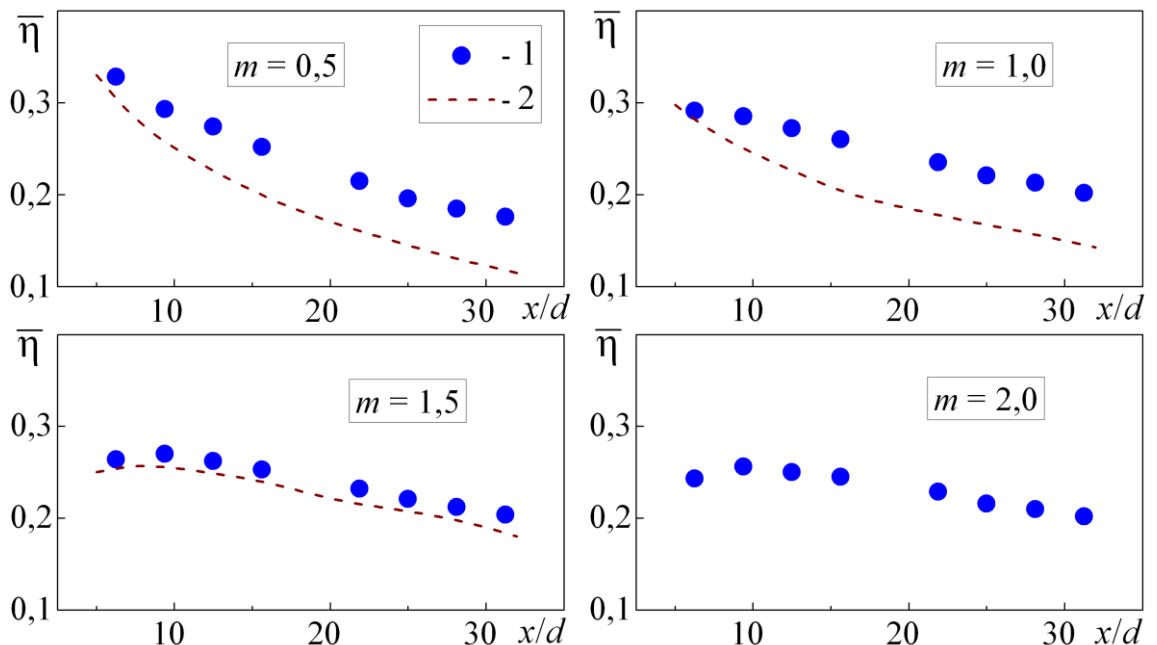


Рисунок 3.7 – Продольное распределение средней по ширине пластины эффективности пленочного охлаждения: 1 – результаты настоящей работы, система парных отверстий ($t/d = 4,0$); 2 – традиционная система наклонных цилиндрических отверстий ($t/d = 4,0$) [73].

На рис. 3.8 приводится сравнение средней по ширине пластины эффективности системы парных отверстий с другими перспективными схемами, которые активно изучаются за рубежом. Среди них – двухрядная схема цилиндрических отверстий в полусферических углублениях (осциллирующее охлаждение) [107], однорядная схема наклонных отверстий в «кратерах» [108] и в траншее [56].

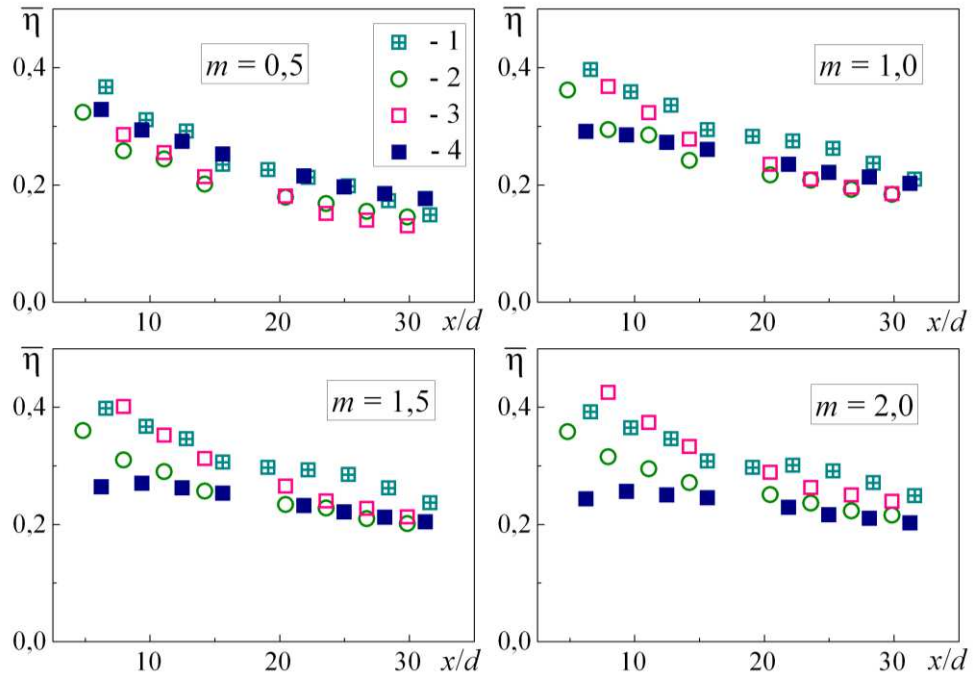


Рисунок 3.8 – Сравнение средней по ширине пластины эффективности пленочного охлаждения для некоторых перспективных схем: 1 – двухрядная схема отверстий в сферических углублениях [107]; 2 – однорядная схема наклонных отверстий в кратерах [108]; 3 – однорядная схема наклонных отверстий в траншее [56]; 4 – результаты настоящей работы, парные отверстия.

Сравнение показывает, что при малых значениях параметра вдува ($m = 0,5$) исследованная система парных отверстий является наиболее эффективной, она даже сравнима с двухрядной схемой отверстий в полусферических углублениях. Это вполне объяснимо, т.к. при $m = 0,5$ отсутствует отрыв потока и двухрядная схема предпочтительней любой однорядной. При увеличении параметра вдува до $m = 1,0$ эффективность охлаждения схемы парных отверстий становится сравнимой со схемой отверстий в «кратерах» и траншее, но уступает двухрядной схеме отверстий

в полусферических углублениях. При дальнейшем увеличении параметра вдува ($m = 1,5$) на основном участке система парных отверстий становится сравнимой со схемой отверстий в «кратерах» и траншее и уступает схеме двухрядных полусферических углублений. При $m = 2,0$ парные отверстия уступают всем рассматриваемым конфигурациям, особенно на участке $x/d < 15$.

Таким образом, система парных отверстий в области $m \leq 1,0$ превышает данные для традиционной схемы цилиндрических наклонных отверстий, а при $m > 1,0$ не уступает ей. При $m = 0,5$ схема парных отверстий показывает результаты выше схем отверстий в кратерах и траншее и не уступает схеме двухрядных полусферических углублений, которая демонстрирует высокие показатели во всем диапазоне изменения параметра вдува. При $m = 1,0$ и $1,5$ она становится сравнимой с другими перспективными схемами пленочного охлаждения, а при $m = 2,0$ уступает им, особенно на участке $x/d < 15$.

3.4 Неравномерность пленочного охлаждения

Поперечная неравномерность эффективности пленочного охлаждения в значительной степени определяет жизненный цикл лопаток газовых турбин. Чем выше неравномерность охлаждения, тем более высокие термические напряжения наблюдаются в охлаждаемой стенке. Поэтому при выборе конкретной схемы пленочного охлаждения степень неравномерности пленочного охлаждения играет важную роль.

Экспериментальные данные, представленные на рис. 3.3, показывают, что при всех значениях m за системой парных отверстий имеет место поперечная неравномерность пленочного охлаждения, более выраженная в области $x/d < 15$. Ниже представлены результаты, характеризующие неравномерность пленочного охлаждения для исследованной схемы охлаждения.

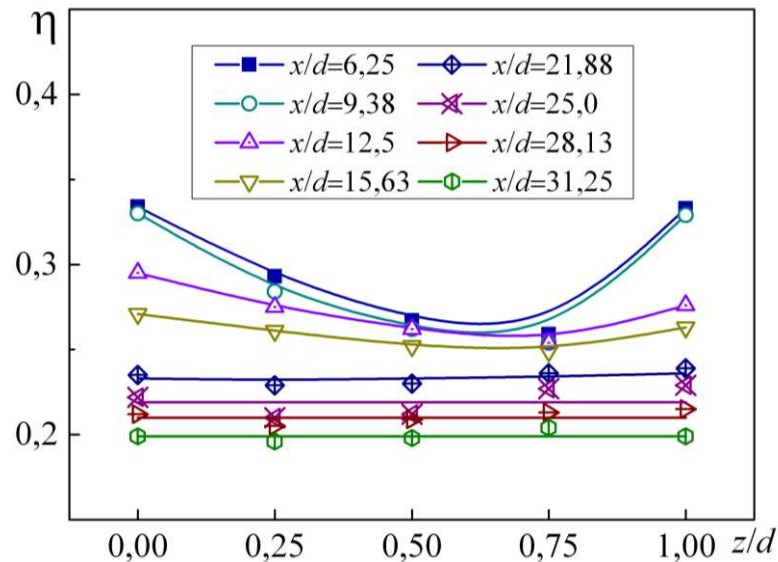


Рисунок 3.9 – Поперечное распределение локальной эффективности пленочного охлаждения при $m = 1,0$.

На рис. 3.9 представлены результаты определения локальной эффективности пленочного охлаждения в поперечном направлении для различных сечений при $m = 1,0$. Характерной особенностью данной схемы является минимум эффективности охлаждения, который наблюдается в области $z/d = 0,6 \dots 0,7$. В первом измерительном сечении $x/d = 6,25$ поперечная неравномерность пленочного охлаждения весьма значительна. Однако при увеличении продольной координаты неравномерность охлаждения постепенно уменьшается и практически исчезает при $x/d = 15,63$.

Для характеристики степени поперечной неравномерности будем использовать следующее отношение [109]:

$$\varepsilon = \frac{\eta_{max} - \eta_{min}}{\bar{\eta}}, \quad (3.3)$$

здесь $\bar{\eta}$ – среднее значение эффективности пленочного охлаждения в конкретном сечении; η_{max} , η_{min} – максимальное и минимально значение эффективности в том же сечении; осреднение данных проводилось по уравнению (2.4).

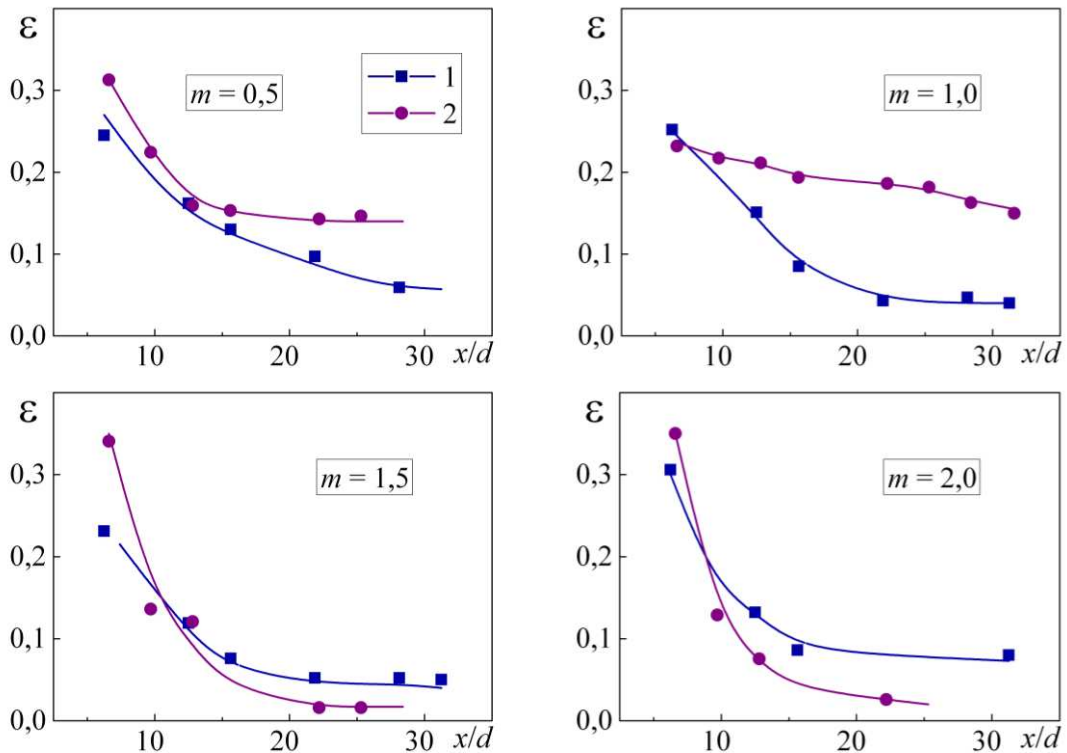


Рисунок 3.10 – Степень поперечной неравномерности пленочного охлаждения для различных значений m : 1 – данные настоящего исследования, система парных отверстий; 2 – традиционная двухрядная система наклонных отверстий [91].

На рис. 3.10 приведены результаты обобщения выполненных измерений настоящего исследования для нескольких значений m , а первичные данные приведены в Приложении В. Здесь же представлены опытные данные работы [91] для традиционной двухрядной системы отверстий ($t/d = 5,0$). Из представленных данных следует, что при $m=0,5$ и, особенно при $m=1,0$ неравномерность схемы парных отверстий существенно ниже, чем традиционной схемы при тех же условиях. Это вполне объяснимо, т.к. при малых параметрах вдува отсутствует отрыв потока от поверхности и, благодаря сложному углу подачи охладителя происходит более быстрое перемешивание струй. При $m=1,5$ степень неравномерности для обеих схем примерно одинакова, а при $m=2,0$ традиционная двухрядная схема становится даже несколько лучше схемы парных отверстий.

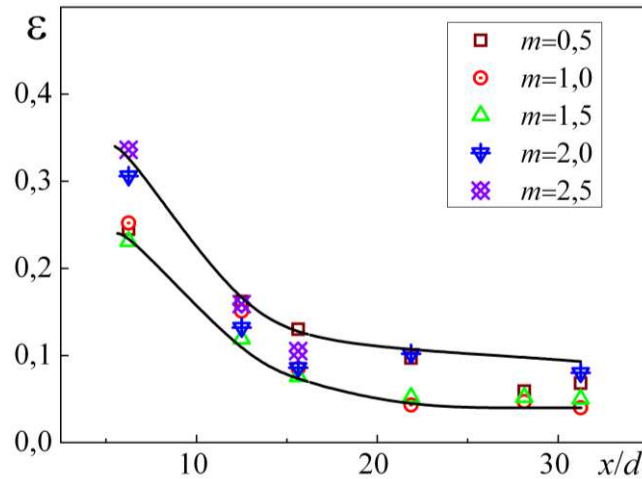


Рисунок 3.11 – Степень поперечной неравномерности эффективности пленочного охлаждения плоской пластины за системой парных отверстий.

На рис. 3.11 показаны результаты обобщения опытных данных по степени неравномерности на пластине за парными отверстиями. Как следует, в данной обработке не удается выделить однозначное влияние параметра вдува m и все опытные данные располагаются в узком «коридоре» шириной $\varepsilon \approx 0,10$ между данными, характеризующими максимальное и минимальное значения ε . Наиболее высокая неравномерность охлаждения наблюдается в области $x/d < 15$, где происходит быстрое ее снижение. Здесь величина ε изменяется от 0,23...0,34 при $x/d = 5$ до 0,08...0,13 при $x/d = 15$. Для всех значений параметра вдува m покрытие поверхности пленкой охладителя со степенью неравномерности $\varepsilon < 0,10$ достигается в области $x/d > 20$.

3.5 Внешняя турбулентность потока

В экспериментах с внешней турбулентностью потока использовался тот же рабочий участок (парные отверстия). Как указывалось в разделе 2, для генерации турбулентности на входе в сопло Витошинского устанавливалась турбулизирующая решетка с относительным проходным сечением 17,3 % (рис. 2.10). В этом случае на выходе из сопла обеспечивалась турбулентность близкая к изотропной. В исследованном диапазоне изменения скорости основного потока интенсивность продольной составляющей

интенсивности турбулентности воздушного потока на выходе из сопла составляла около 7 % (раздел 2).

Результаты обработки экспериментальных данных по эффективности пленочного охлаждения представлены в Приложении В (табл. В.3).

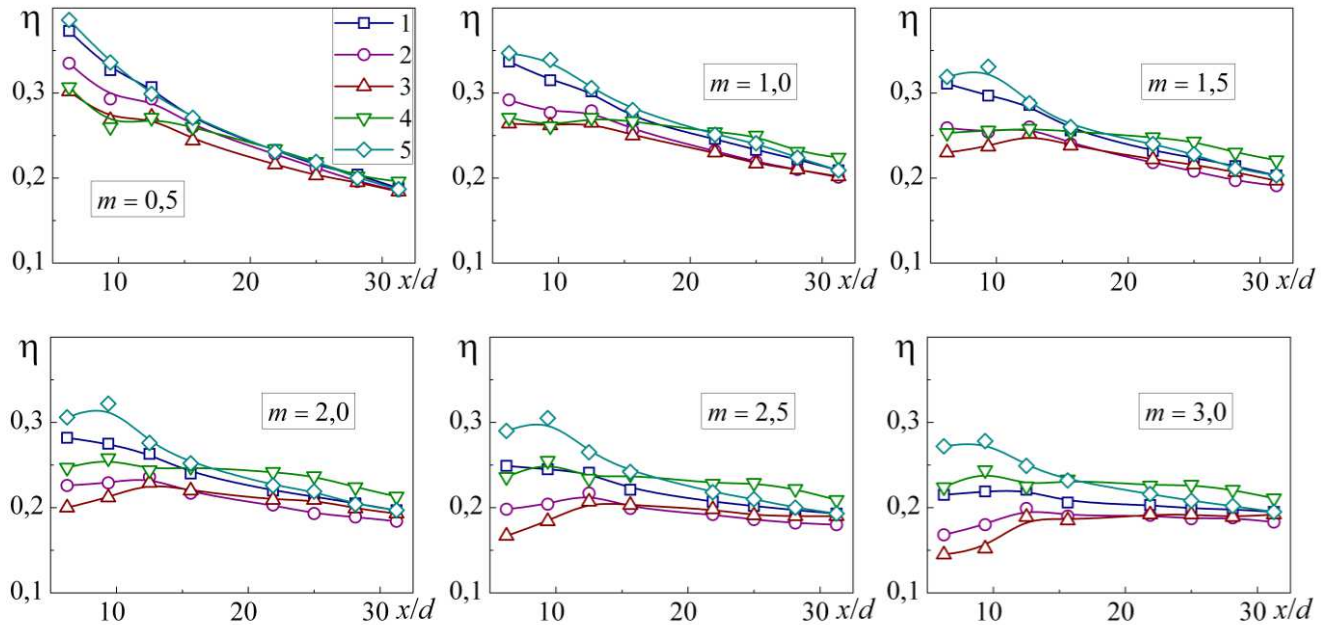


Рисунок 3.12 – Локальная эффективность пленочного охлаждения за системой парных отверстий при $Tu = 7\%$: 1 — $z/t = 0$; 2 — $z/t = 0,25$; 3 — $z/t = 0,5$; 4 — $z/t = 0,75$; 5 — $z/t = 1,0$.

Распределение локальной эффективности пленочного охлаждения плоской пластины за системой парных отверстий при внешней турбулентности потока показано на рисунке 3.12. Из представленных результатов можно сделать следующие выводы. При $m = 0,5$ и $1,0$ наблюдается постепенное снижение эффективности охлаждения поверхности по длине пластины. Наиболее высокие значения локальной эффективности наблюдаются на линиях $z/t = 0$ и $z/t = 1,0$, которые проходят через переднюю кромку второго ряда отверстий, а наиболее низкие на линии $z/t = 0,5$, проходящей посередине между отверстиями. При $m = 1,5 \dots 3,0$ на линиях $z/t = 0,25$ и $z/t = 0,5$ эффективность изменяется сложным образом, так же как и при отсутствии внешней турбулентности (рис. 3.3).

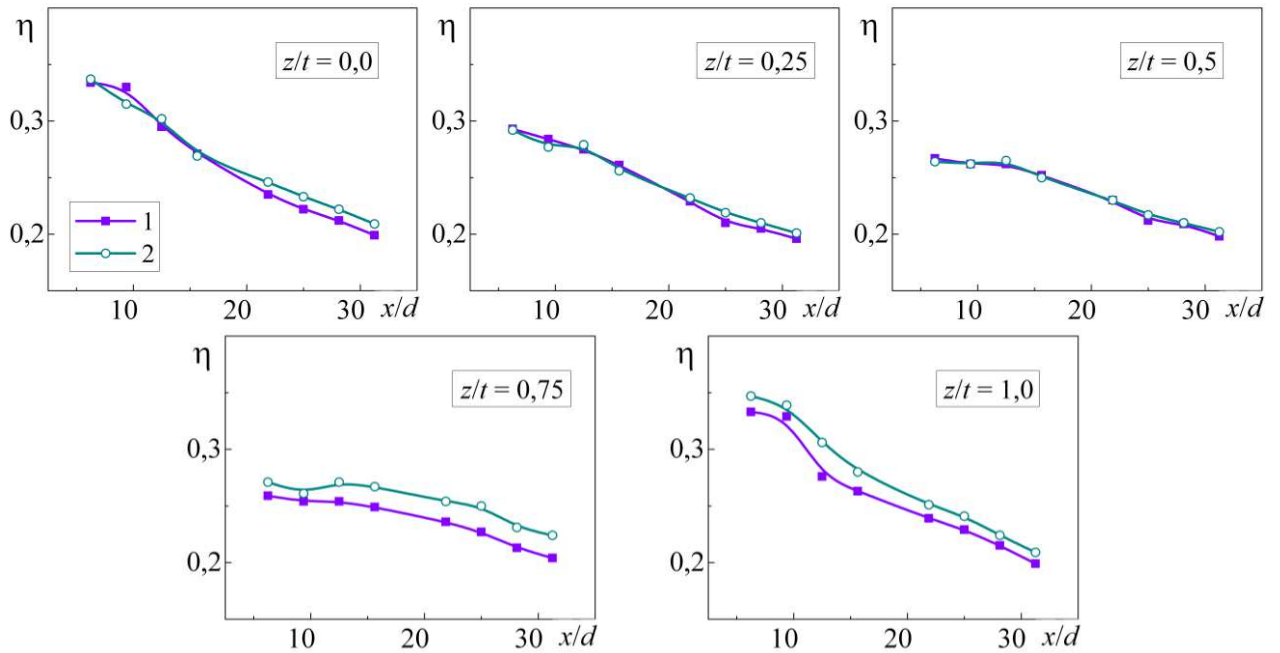


Рисунок 3.13 – Влияние внешней турбулентности на локальную эффективность пленочного охлаждения за системой парных отверстий при $m = 1,0$: 1 – $Tu = 1\%$; 2 – $Tu = 7\%$.

На рис. 3.13 для параметра вдува $m = 1,0$ представлены экспериментальные данные для турбулизированного ($Tu = 7\%$) и нетурбулизированного ($Tu = 1\%$) потока. Аналогичные зависимости для параметров вдува $m = 0,5$; $1,5$ и $2,0$ приведены в Приложении В (рис. В.1). Как следует, в рассматриваемых условиях внешняя турбулентность практически не оказывает влияния на локальное значение эффективности пленочного охлаждения.

На рис. 3.14 показана средняя по ширине пластины эффективность пленочного охлаждения при различных значениях параметра вдува в условиях внешней турбулентности. Осреднение локальных значений проводилось в соответствии с уравнением (2.4). Как следует, в широком диапазоне изменения параметра вдува влияние внешней турбулентности на среднюю эффективность не превышает 5%. Это согласуется с данными о слабом влиянии турбулентности, которые получены в работе [80] при исследовании эффективности за системой профилированных отверстий. Можно также отметить, что в результате смешения и взаимодействия

соседних струй происходит генерация достаточно высокой турбулентности и внешняя турбулентность, использованная в настоящих экспериментах (7%), не оказывает существенного влияния на гидродинамику и тепловые характеристики защитной пленки.

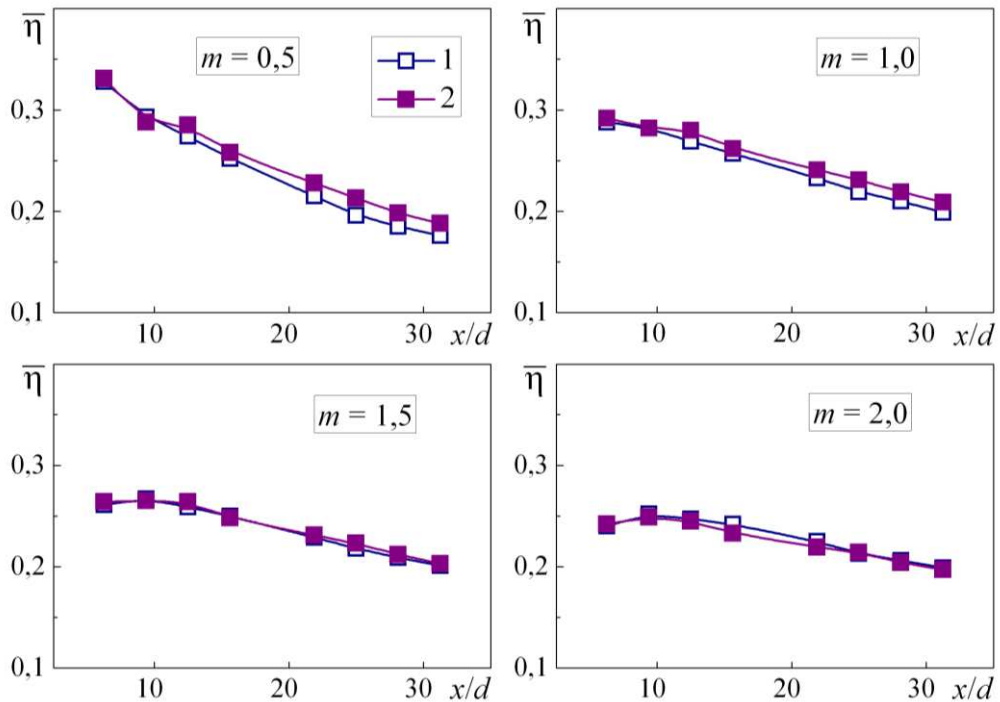


Рисунок 3.14 – Влияние внешней турбулентности на осредненную эффективность пленочного охлаждения за системой парных отверстий: 1 – $Tu = 1\%$; 2 – $Tu = 7\%$.

На рис 3.15 представлено влияние внешней турбулентности на степень неравномерности эффективности пленочного охлаждения за парными отверстиями при различных значениях Tu и m . Из представленных данных следует, что при $m = 0,50$ влияние внешней турбулентности практически не проявляется, а при $m = 1,0$ оно проявляется только в области $x/d > 15$. При $m = 2,0$ и $m = 2,5$ влияние турбулентности отмечено на всей длине пластины, причем более заметно при $m = 2,5$. Для $m \geq 1,0$ быстрое уменьшение неравномерности наблюдается в области $x/d < 15$. В целом, при $m = 2,0$ степень неравномерности охлаждения поверхности составляет 35%...18% , а при $m = 2,5$ – 55%...19%.

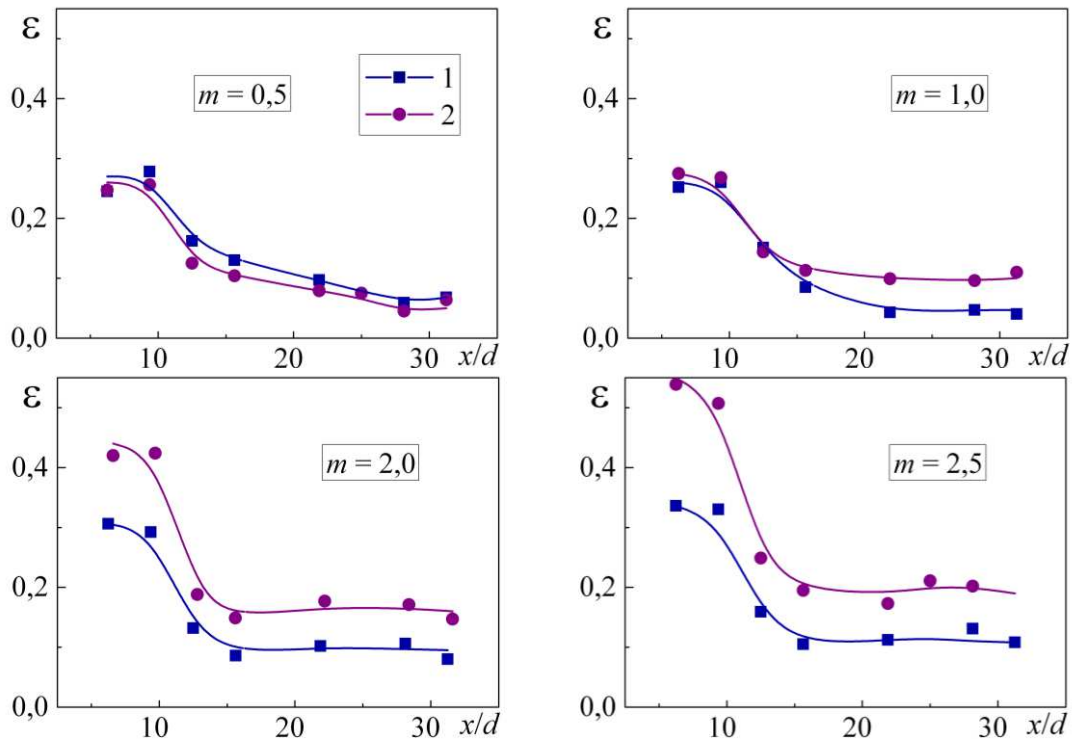


Рисунок 3.15 – Влияние внешней турбулентности на степень поперечной неравномерности пленочного охлаждения за парными отверстиями: 1 – $Tu = 1\%$; 2 – $Tu = 7\%$.

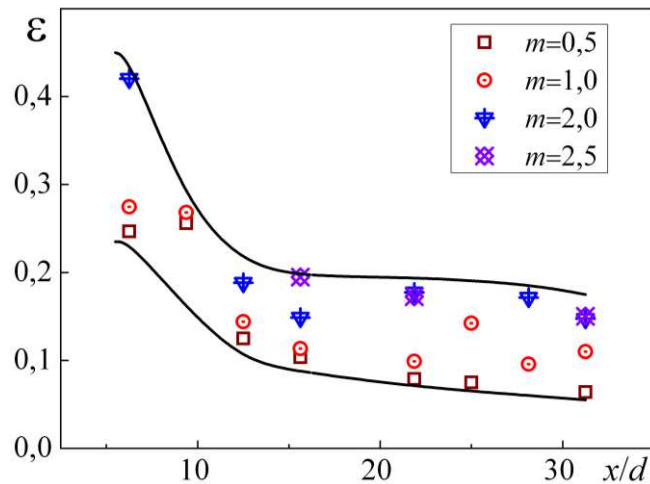


Рисунок 3.16 – Степень поперечной неравномерности эффективности пленочного охлаждения плоской пластины для турбулизированного ($Tu = 7\%$) потока за парными отверстиями.

Результаты обобщения опытных данных по степени неравномерности пленочного охлаждения пластины за системой парных отверстий в условиях внешней турбулентности показаны на рис. 3.16 (первичные

экспериментальные данные приведены в Приложении В). Степень неравномерности ε рассчитывалась по уравнению (3.3).

Как следует из рис. 3.16, диапазон изменения степени неравномерности становится шире, чем для случая нетурбулизированного потока (рис. 3.10). Наиболее высокая неравномерность охлаждения наблюдается в области $x/d < 15$, при $x/d > 15$ степень неравномерности не превышает 0,20. Здесь влияние параметра вдува выражено более заметно, чем для случая низкой турбулентности – с ростом величины m степень неравномерности охлаждения возрастает.

В целом, для условий настоящих экспериментов внешняя турбулентность (7%) слабо влияет на эффективность пленочного охлаждения, поправочный коэффициент ε_{Ti} в уравнении (3.1) можно принять равным 1,0.

3.6 Ускорение внешнего потока

Для исследования влияния отрицательного градиента давления (ускорения потока) в экспериментах на верхней стенке канала устанавливались попеременно два сменных профиля (рис. 2.11). Первый из них характеризуется постоянством градиента давления по длине канала ($dP/dx = \text{const}$), который составлял около 7000 Па/м. Второй профиль обеспечивал переменный по длине градиент давления ($dP/dx = \text{var}$) – близкий к линейному закону в диапазоне изменения фактора градиента давления от 5000 до 20000 Па/м. Результаты обработки экспериментальных данных по эффективности пленочного охлаждения представлены в Приложении В.

Результаты измерения локальной адиабатной эффективности пленочного охлаждения плоской пластины за системой парных отверстий для ускоренного потока (профиль №1) показаны на рисунке 3.17. Для всех значений параметра вдува m наблюдается снижение эффективности охлаждения поверхности по длине пластины при ускорении потока.

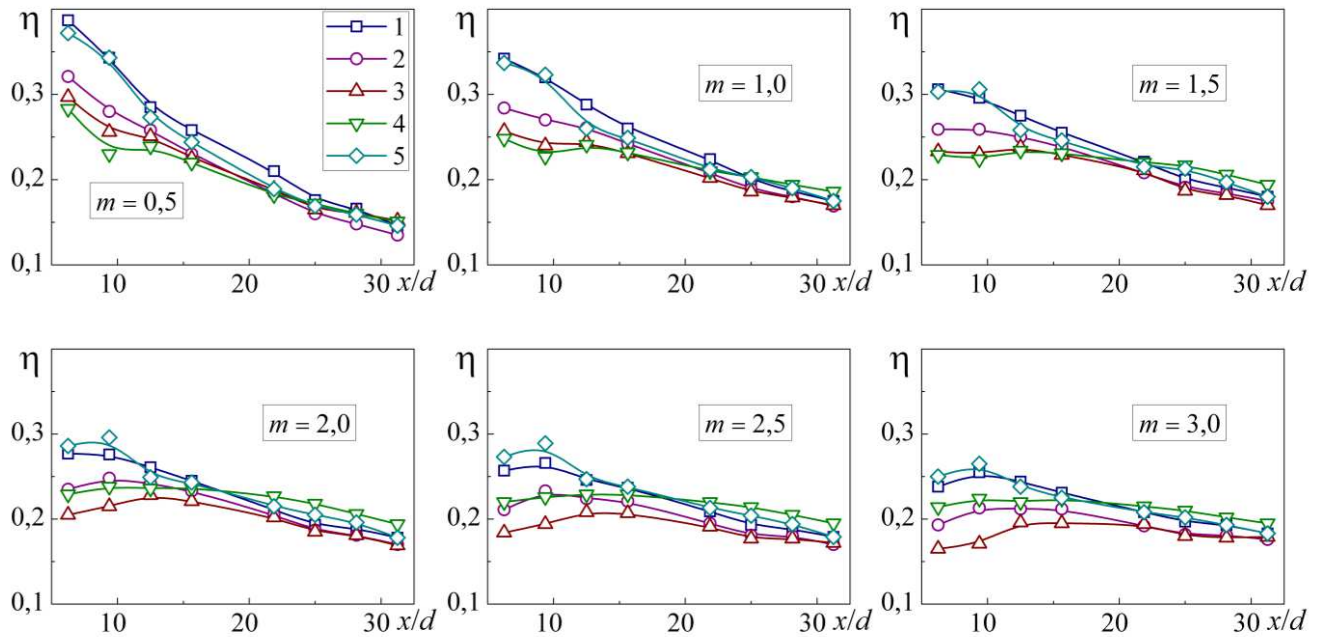


Рисунок 3.17 – Локальная эффективность пленочного охлаждения за системой парных отверстий для ускоренного потока (профиль №1) при различных параметрах вдува: 1 – $z/t = 0$; 2 – $z/t = 0,25$; 3 – $z/t = 0,5$; 4 – $z/t = 0,75$; 5 – $z/t = 1,0$.

На рис. 3.18 для параметра вдува $m = 1,5$ представлены экспериментальные данные для безградиентного и ускоренного (профиль №1) воздушного потока. Аналогичные зависимости для параметра вдува $m = 0,5$; 1,0 и 2,0 приведены в Приложении В (рис. В.2). Как видно из рисунков, при $m = 1,5$ продольный отрицательный градиент давления снижает локальную эффективность пленочного охлаждения до 10% по всей длине пластины во всех исследованных сечениях.

Также, для сменного профиля №2 в Приложении В (рис. В.3-В.4) представлены результаты эффективности пленочного охлаждения плоской пластины за системой парных отверстий и показано влияние ускорения потока на локальную эффективность пленочного охлаждения для параметра вдува $m = 0,5$; 1,0; 1,50; 2,0. Характер зависимостей аналогичен профилю №1, а отрицательный градиент давления снижает локальную эффективность пленочного охлаждения до 25%.

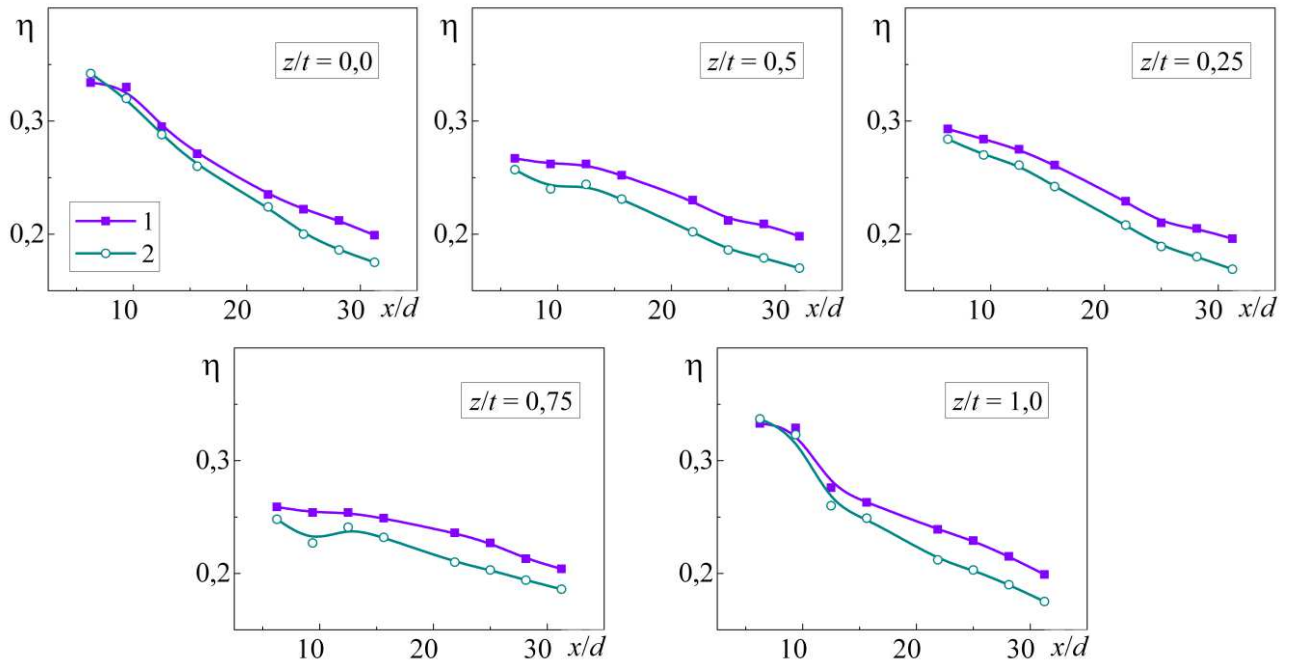


Рисунок 3.18 – Влияние ускорения потока на локальную эффективность пленочного охлаждения за системой парных отверстий при $m = 1,50$. 1 – безградиентный поток; 2 – ускоренное потока (профиль №1).

На рис. 3.19 показана средняя по ширине эффективность пленочного охлаждения при различных значениях параметра вдува в условиях ускоренного потока. Осреднение результатов проводилось в соответствии с уравнением (2.4). Как следует, для средней эффективности в широком диапазоне изменения параметра вдува влияние ускоренного потока не превышает 15% (профиль №1) и 25% (профиль №2) при $m = 0,5$. С увеличением параметра вдува влияние ускорения потока уменьшается и при $m = 2,0$ не превышает 10% для обоих профилей.

На рис. 3.20 более наглядно представлены данные, характеризующие влияние ускорения потока на продольное распределение средней эффективности пленочного охлаждения при различных параметрах вдува. Как видно из рисунка, продольный отрицательный градиент давления снижает эффективность пленочного охлаждения при $x = const$ по всей длине пластины, однако это снижение незначительно для обоих профилей верхней стенки. Более заметно оно проявляется при малых значениях параметрах вдува m .

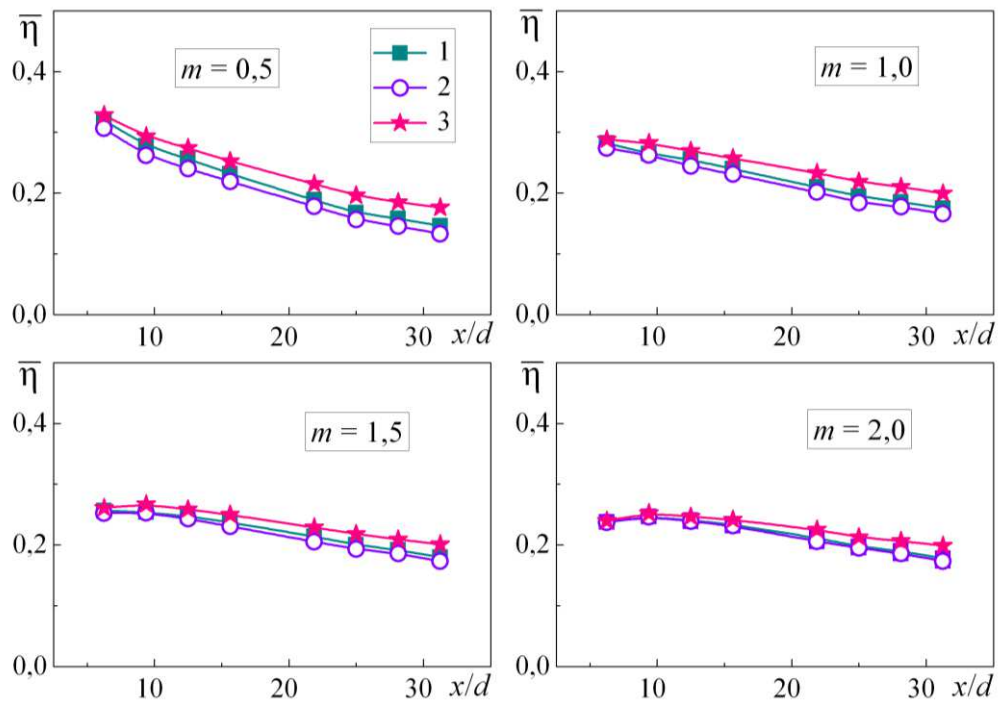


Рисунок 3.19 – Средняя эффективность пленочного охлаждения за парными отверстиями для ускоренного и безградиентного потоков: 1 – профиль №1; 2 – профиль №2; 3 – безградиентный поток.

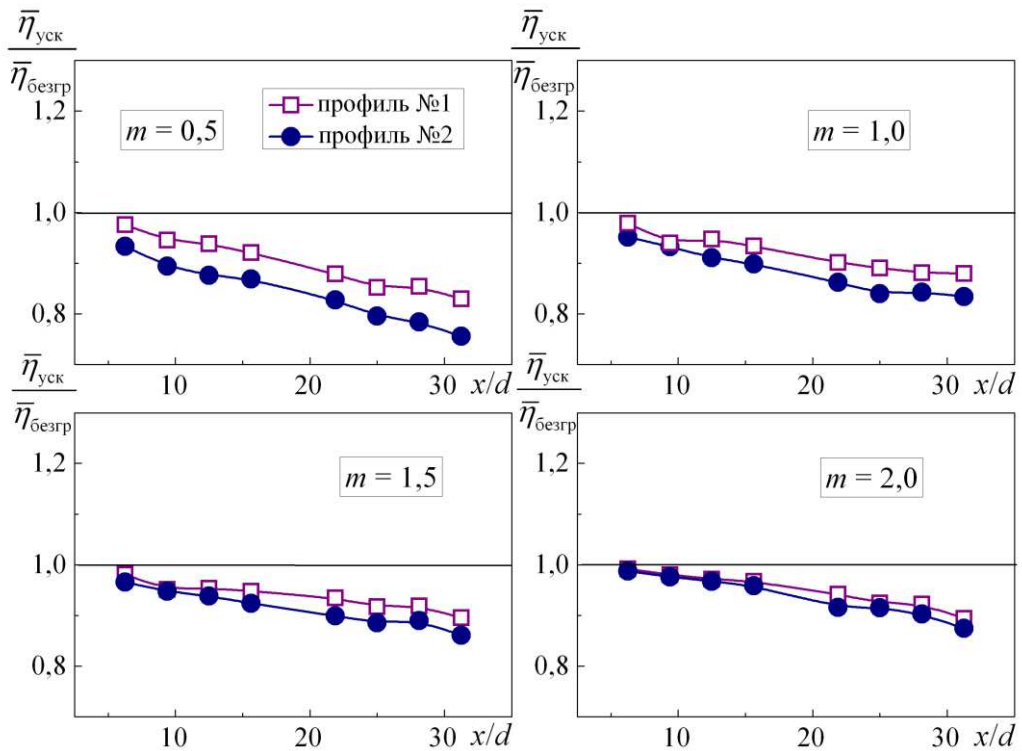


Рисунок 3.20 – Сравнение отношения эффективности пленочного охлаждения за парными отверстиями для ускоренного и безградиентного потоков при различных параметрах вдува.

Для учета влияния ускорения потока и получения расчетных зависимостей выполнена обработка данных в зависимости от приведенной скорости основного потока w/w_0 , т.е. от отношения скорости в данном сечении к скорости перед входом в сужающийся канал. Соответствующие графики показаны на рис. 3.21. При такой обработке полученные зависимости носят достаточно универсальный характер, т.е. не зависят от закона изменения скорости по длине канала.

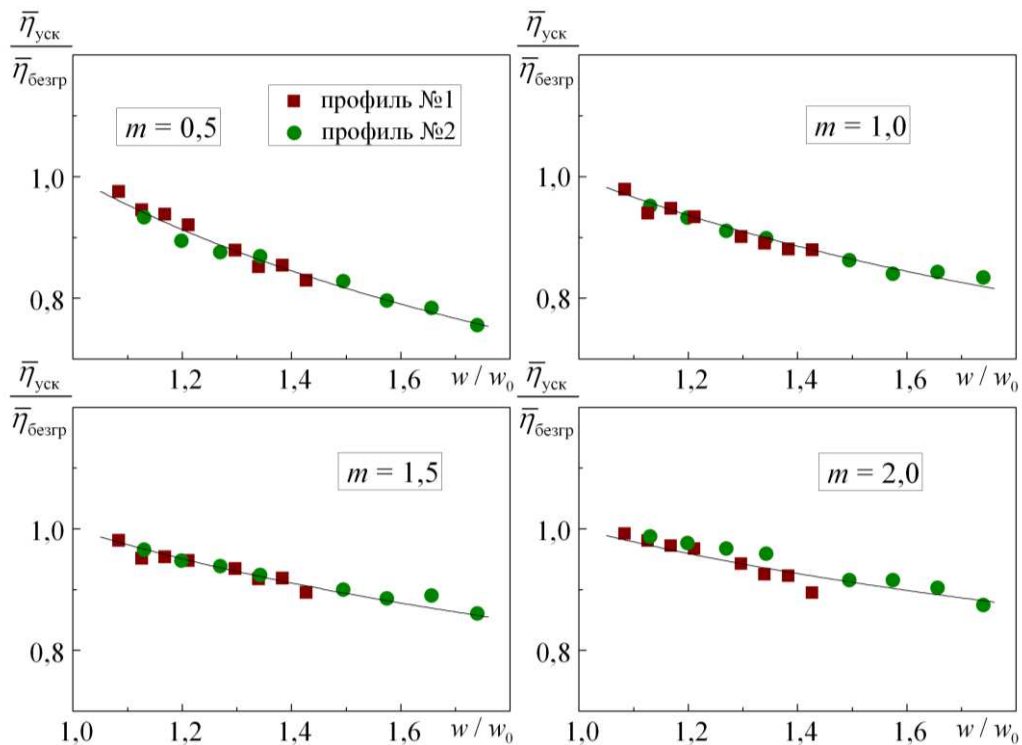


Рисунок 3.21 – Отношение средней эффективности пленочного охлаждения за парными отверстиями для ускоренного и безградиентного потоков при различных параметрах вдува в зависимости от безразмерной скорости основного потока.

Как следует, при ускорении потока средняя эффективность пленочного охлаждения существенно уменьшается по длине пластины. Причем, при малых значениях параметрах вдува влияние ускорения потока проявляется более значительно. Причиной снижения эффективности пленочного охлаждения в условиях ускорения потока является увеличение поперечного градиента скорости и уменьшение толщины пограничного слоя [110], приводящее к более интенсивному перемешиванию охладителя и основного

потока. Для более детального анализа влияния ускорения на эффективность необходимы дальнейшие исследования пристеночной структуры потока.

Влияние ускорения потока является функцией относительной скорости потока. Обработка опытных данных (рис. 3.22) позволила получить уравнение, которое с погрешностью $\pm 3\%$ описывает полученные экспериментальные данные:

$$\bar{\eta} = \bar{\eta}_0 \left(\frac{w}{w_0} \right)^{-n} \quad (3.4)$$

Показатель степени n в этом уравнении является функцией параметра вдува и определяется выражением: $n = 0,15 + 0,57 \exp(-m)$.

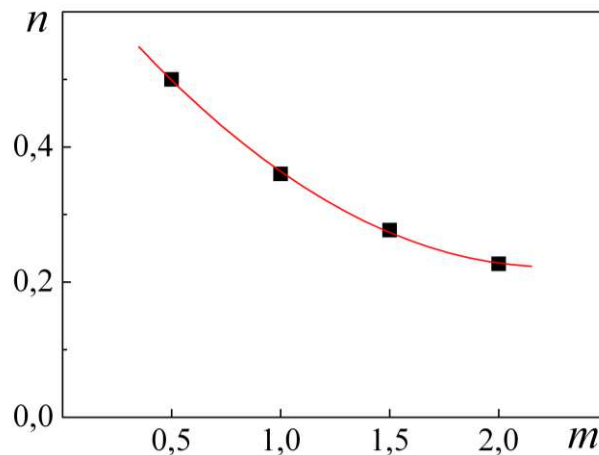


Рисунок 3.22 – Показатель степени n в уравнении (3.4): символы – экспериментальные данные, линия – уравнение (3.4).

Из всего вышперечисленного можно сделать вывод, что ускорение потока в диапазоне изменения параметра градиента давления K от $0,5 \cdot 10^{-6}$ до $3,5 \cdot 10^{-6}$ снижает эффективность охлаждения до 25%.

Влияние ускорения потока на неравномерность пленочного охлаждения. На рисунке 3.23 показаны результаты обобщения опытных данных по степени неравномерности пленочного охлаждения на пластине за системой парных отверстий. Степень неравномерности ε рассчитывалась по уравнению (3.2). Результаты обработки опытных данных приведены в Приложении В.

Из данных рис. 3.23 трудно выявить закономерность изменения неравномерности пленочного охлаждения, но можно сказать о ее качественном изменении. Также, как и при безградиентном потоке, для обоих профилей наиболее быстрое уменьшение величины ε происходит в области $x/d < 15$. В области $x/d > 15$ ускорение потока увеличивает степень неравномерности охлаждения до 17%. Диапазон расширяется в сторону больших значений ε .

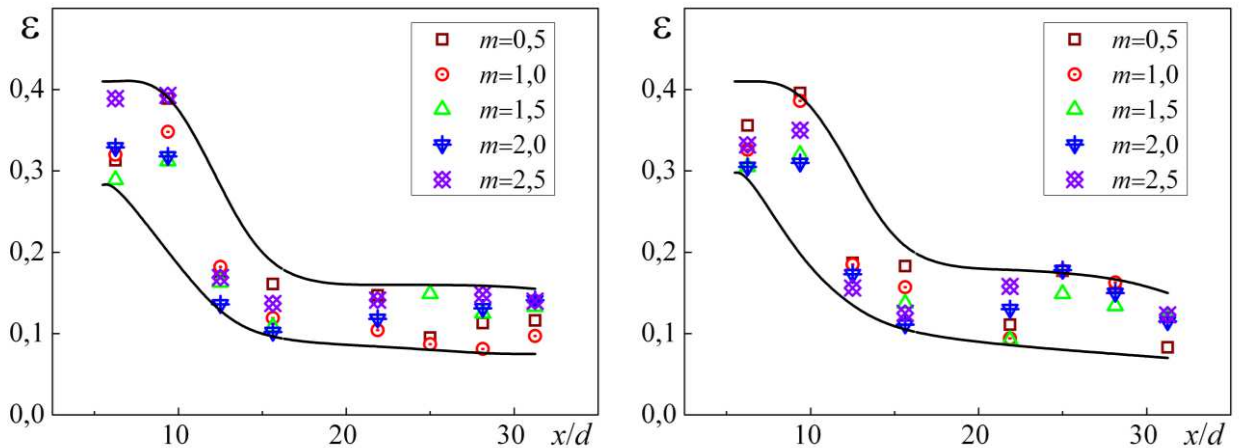


Рисунок 3.23 – Степень поперечной неравномерности пленочного охлаждения плоской пластины за системой парных отверстий: а – профиль №1; б – профиль №2.

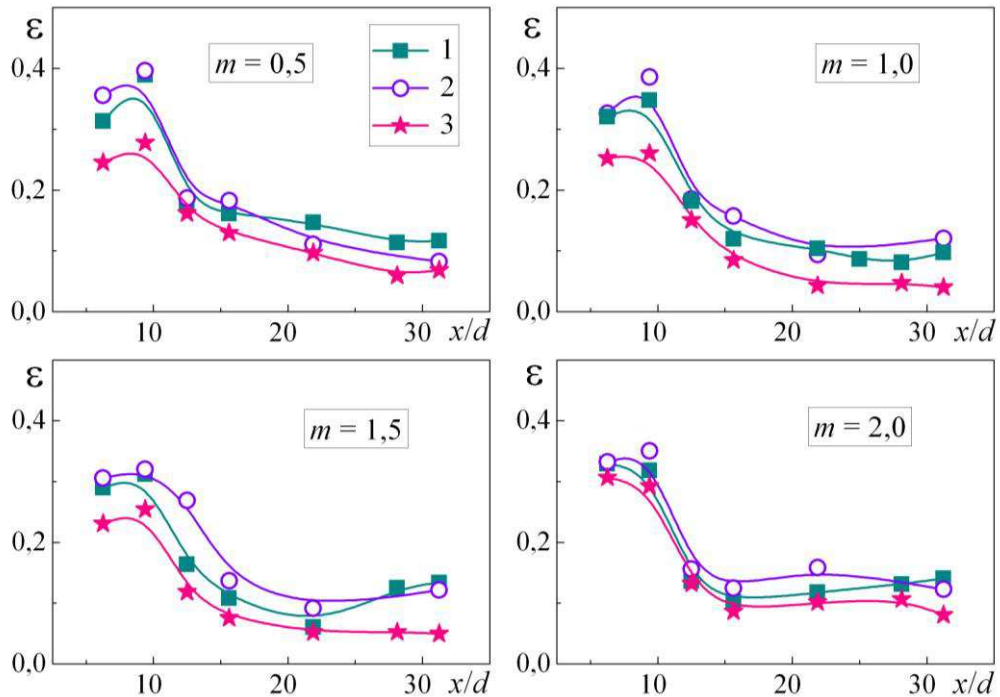


Рисунок 3.24 – Степень поперечной неравномерности пленочного охлаждения плоской пластины за парными отверстиями: 1 – профиль №1; 2 – профиль №2; 3 – безградиентный поток.

На рис 3.24 представлено влияние продольного градиента давления на неравномерность двухструйного пленочного охлаждения при различных значениях $m = 0,5; 1,0; 1,5$ и $2,0$.

Из представленных данных следует, что для безградиентного потока, профилей №1 и №2 неравномерность пленочного охлаждения имеет наибольшее значение в области при $x/d < 15$. При $m = 0,5; 1,0$ и $1,5$ ускорение потока увеличивает степень неравномерности охлаждения поверхности и составляет от 12 до 35%. При $m = 2,0$ опытные данные для безградиентного потока и профилей №1 и №2 практически одинаковы; степень неравномерности составляет от 12 до 30%.

3.7 Тестирование моделей турбулентности для расчета пленочного охлаждения за парными отверстиями

В последние годы широкое распространение получило использование CFD-моделирования для решения различных задач термогазодинамики. Сегодня достижения вычислительной техники и вычислительной математики позволяют решать достаточно сложные задачи, однако далеко не всегда их использование дает надежные результаты [111 – 114]. В настоящее время в литературе отсутствуют какие-либо рекомендации по применению конкретных моделей турбулентности для расчета пленочного охлаждения при подаче охладителя через парные отверстия. В связи с этим в настоящей работе протестированы 6 моделей турбулентности: четыре *RANS* и две *RSM* модели турбулентности, которые рекомендованы для расчета вихревых и закрученных потоков [111-114]. Модели $k-\varepsilon$ группы представлены стандартной $k-\varepsilon$ моделью и *RNG* $k-\varepsilon$ моделью, модели $k-\omega$ группы — стандартной $k-\omega$ моделью и *SST* моделью Ментера, а также двумя моделями напряжений Рейнольдса (*RSM*) — *SSG* и *LRR*. Компьютерное моделирование основывается на численном решении системы осредненных по Рейнольдсу дифференциальных уравнений Навье-Стокса совместно с замыкающими их эмпирическими моделями турбулентности, что более подробно рассмотрено

в приложении Г [115-118]. Для сравнения результатов расчета и экспериментов использовались собственные экспериментальные данные.

Компьютерная модель. Исследуемая геометрическая 3D-модель плёночного охлаждения плоской поверхности с вдувом охладителя через парные наклонные цилиндрические отверстия была построена в ANSYS Design Manager. Она представляет собой канал прямоугольного сечения, в который охладитель подается из внешнего объема (пленума) через парные отверстия (рис. 3.25). Схема расположения отверстий и их геометрические размеры были приняты такими же, как и в экспериментальном исследовании (рис. 2.5). Длина основного и предвключенного участков модели составляли соответственно $x/d = 25$ и $x/d = 50$, где d – диаметр охлаждающих каналов.

Расчетная сетка. При численном моделировании использовалась неструктурированная комбинированная расчетная сетка, которая состояла из 3818807 элементов и 990063 узлов. На поверхности пластины около отверстий и вблизи стенок пленума выполнено сгущение сетки размерностью в 20 ячеек. Значение параметра y^+ во всех расчетах применялось в диапазоне от 0,5 до 1,1.

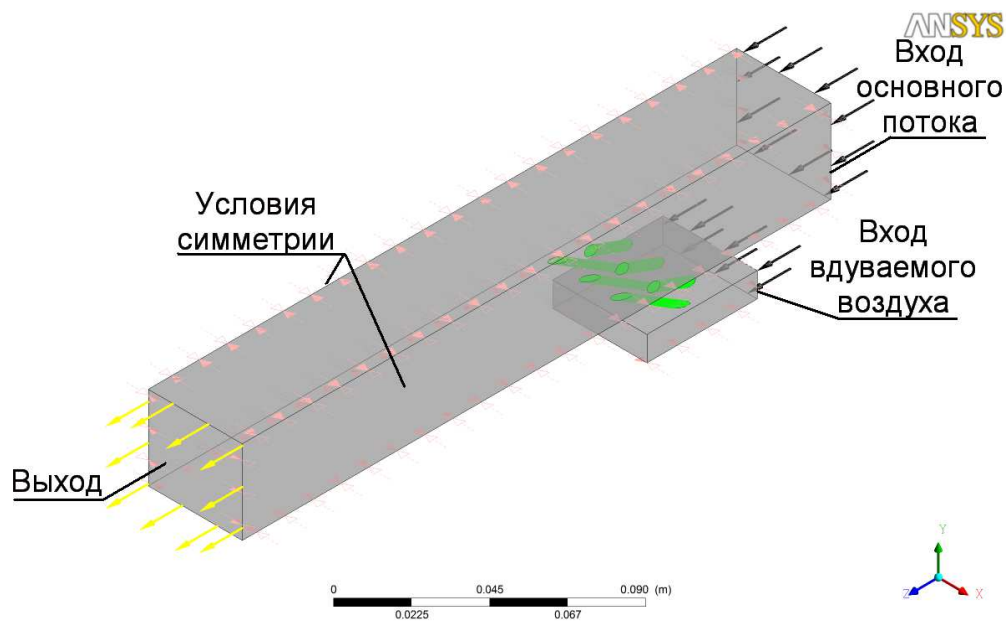


Рисунок 3.25 – Геометрическая 3D-модель плёночного охлаждения плоской поверхности при вдуве охладителя через систему парных отверстий.

Граничные условия на входе и выходе были заданы близкими к условиям выполненных экспериментов (п. 2.4), расположение областей задания граничных условий представлено на рис. 3.25. Температура основного потока на входе составляла 25°C , вдуваемого – 72°C . На входе в канал средняя скорость основного потока задавалась равной $37,8$ м/с. Граничные условия для потока, вдуваемого через два ряда отверстий (расход охладителя), соответствовали значениям параметра вдува $m = 0,5; 1,0$ и $1,5$. Интенсивность турбулентности основного потока на входе принималась равной 1% . На выходе из канала среднее статическое давление задавалось атмосферным и составляло 101300 Па. Расчеты проводились при числе Рейнольдса Re_d , определенном по эквивалентному диаметру канала и скорости основного потока, равном $0,9...1,25 \times 10^5$.

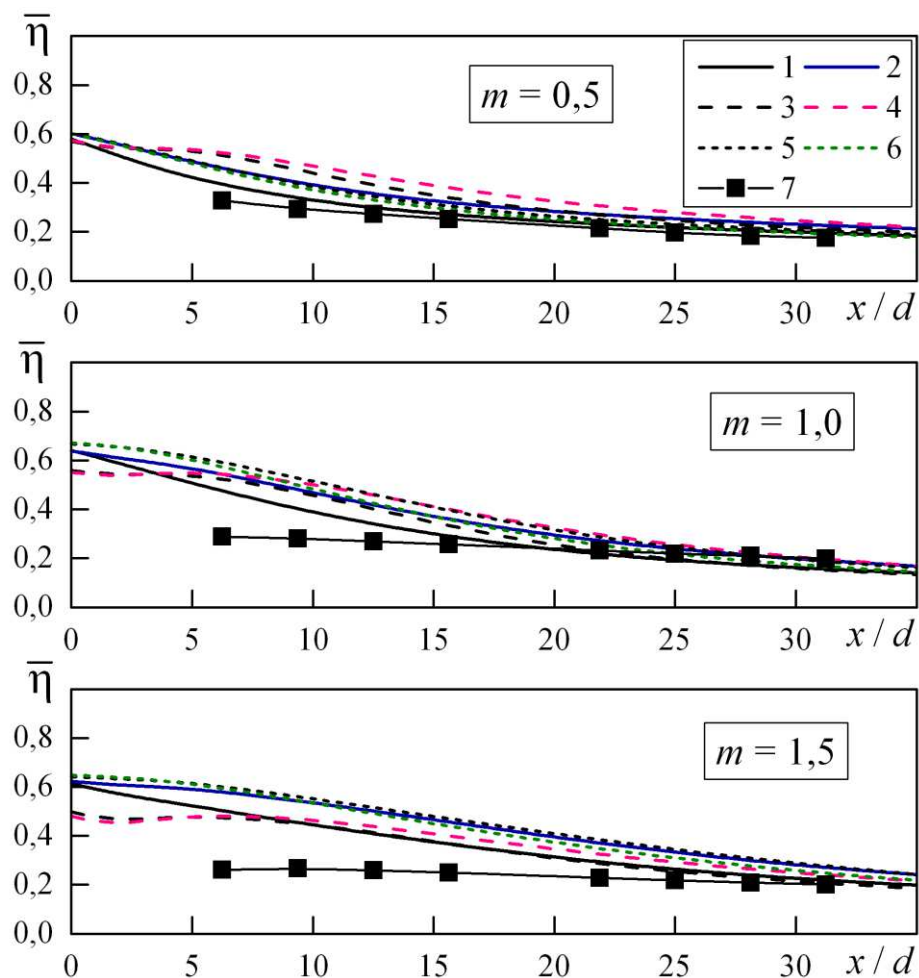


Рисунок 3.26 – Средняя эффективность пленочного охлаждения: 1 – k - ε модель; 2 – RNG k - ε модель; 3 – k - ω модель; 4 – SST k - ω модель; 5 – LRR RSM ; 6 – SSG RSM ; 7 – экспериментальные данные.

Анализ результатов. На рис. 3.26 представлены результаты тестовых расчетов средней эффективности пленочного охлаждения для 6 использованных моделей турбулентности. Как следует, при $m = 0,5$ все модели турбулентности показывают удовлетворительное согласование с экспериментальными данными, при этом результаты расчета незначительно превышают экспериментальные данные. Лучшие результаты получены при использовании k - ε модели турбулентности, в этом случае расхождение результатов расчета моделирования не превышает 10% по сравнению с экспериментальными данными.

При $m = 1,0$ все модели показывают завышенные результаты на участке $x/d < 10$. Так, при $x/d > 10$ наиболее близкие к экспериментальным данным результаты в этом случае получены при использовании k - ε модели турбулентности. При $m = 1,5$ результаты расчета на участке $x/d < 20$ для всех моделей заметно превышают экспериментальные данные.

Поскольку при $m = 1,0$ и $m = 1,50$ все использованные модели дают завышенные результаты в сравнении с имеющимися экспериментальными данными на участке $x/d < 10...20$, то *CFD*-моделирование не позволяет получить надежные данные по количественным характеристикам эффективности пленочного охлаждения. Это можно объяснить значительным ростом турбулентности при смешении потоков соседних струй, а также сложной трехмерной вихревой структурой пристеночного течения на начальном участке и участке стабилизации и т.д. Также, различие экспериментальных и расчетных данных при $m = 1,0$ и более, обнаруженное в работе, по-видимому, обусловлено влиянием на результаты компьютерного моделирования факторов вычислительного характера.

Таким образом, при компьютерном моделировании пленочного охлаждения с подачей охладителя в систему парных отверстий при низкотурбулентном и безградиентном обтекании пластины при малых ($m = 0,50$) и умеренных ($m = 1,0$; $x/d > 10$) параметрах вдува возможно использование k - ε модели турбулентности. Простота, хорошая сходимость и

достаточно высокая точность k - ε модели турбулентности позволяет ей на данный момент оставаться наиболее применимой моделью для моделирования широкого спектра турбулентных течений.

Полученные результаты указывают на необходимость дальнейшего тестирования моделей турбулентности при расчете схемы парных отверстий. Это может быть сделано за счет различных размерностей расчетной сетки и пристеночных сгущений при больших параметрах вдува, а также использование LES и DES подходов к численному моделированию таких течений.

3.8 Физическая структура потока и факторы, характеризующие эффективность пленочного охлаждения

Экспериментальное исследование, выполненное в п. 3.1, показало сложную трехмерную структуру пристенного потока при подаче охладителя через систему парных отверстий. Для более глубокого понимания физической структуры и основных причин, определяющих эффективность пленочного охлаждения, выполнено компьютерное моделирование структуры потока. При компьютерном моделировании использовалась k - ε модель турбулентности, показавшая наилучшие результаты при тестировании (п. 3.6). Для сравнения рассматривалась также традиционная схема с подачей охладителя в два ряда наклонных отверстий (рис. 1.5г), с таким же шагом отверстий $t/d = 4,0$.

Традиционная схема. Моделирование традиционной двухрядной системы аксиальных наклонных цилиндрических отверстий выполнено с использованием k - ε модель турбулентности [113]. На рис. 3.27 показана вихревая структура в поперечной плоскости потока на расстоянии $x/d = 3,0$ от задней кромки второго ряда при $m = 1,0$. Красной рамкой выделена область рассматриваемая далее.

На рис. 3.28 показаны температурные поля и проекции векторов скорости в поперечных сечениях потока на расстояниях $x/d = 3; 5; 10$ и 20 от

задней кромки второго ряда при параметрах вдува $m = 0,5; 1,0$ и $1,5$. За отверстиями (рис. 3.28) отчетливо видны характерные вихревые структуры в форме «почечных» вихрей, которые ухудшают условия пленочного охлаждения. При всех значениях параметра вдува «почечные» вихри развиваются по длине участка (x/d). Чем больше параметр вдува m , тем выше интенсивность «почечных» вихрей около поверхности пластины.

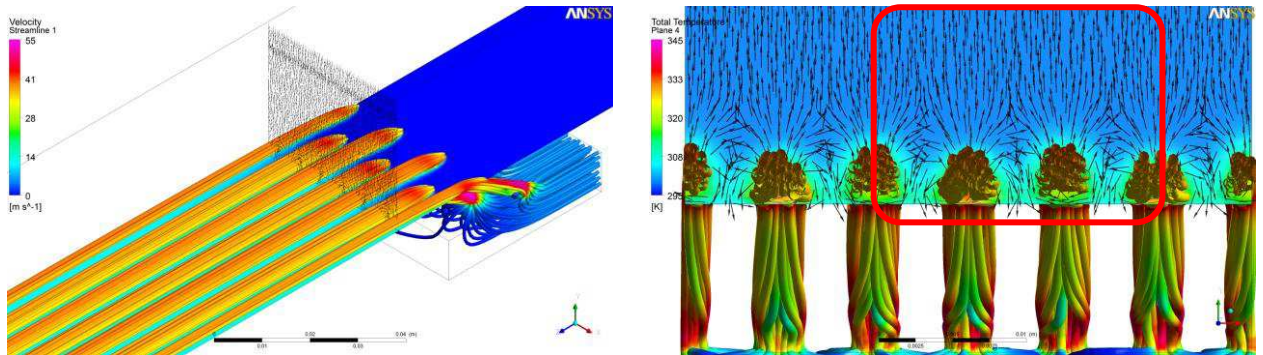


Рисунок 3.27 – Традиционная схема пленочного охлаждения: сечение на расстоянии $x/d = 3,0$ от задней кромки второго ряда отверстий при $m = 1,0$.

Парные отверстия. При компьютерном моделировании использовалась $k - \varepsilon$ модель турбулентности, показавшая наилучшие результаты при сравнении с экспериментальными данными при $m = 0,5$ и $1,0$ ($x/d \geq 10$). Для $m = 1,5$ данные расчета взяты для сечения $x/d = 20$, где согласование расчетов и экспериментальных данных удовлетворительное. Так же как и при проведении экспериментов, сравнительный анализ сделан для случая обратного теплового потока: основной воздух – холодный, вдуваемый – нагретый.

Для анализа физической структуры потока за парными отверстиями, как и для традиционных наклонных отверстий, рассмотрим поля температур и проекции векторов скорости в поперечной плоскости на расстояниях $x/d = 3; 5; 10$ и 20 от задней кромки второго ряда (рис. 3.29).

При вдуве охладителя через парные отверстия при $m = 0,5$ (рис. 3.29) формируются вихревые структуры с единичным вихрем, приводящим к

поперечному растеканию потока между соседними парными отверстиями, что препятствует поступлению основного потока к стенке и поверхность закрыта выдуваемым вторичным потоком. Это способствует увеличению эффективности пленочного охлаждения по сравнению с традиционной схемой наклонных отверстий.

При $m = 1,0$ формируются вихревые структуры с двумя вихрями противоположного вращения (от поверхности), препятствующие подосу внешнего потока к стенке, за счет чего поверхность также оказывается «закрытой» охладителем. Причем интенсивность несимметричной парной вихревой структуры возрастает с увеличением расстояния от плоскости вдува.

Характерной особенностью формирующейся вихревой системы является направление вращения парных вихрей, которое противоположно направлению вращения «почечных» вихрей. Такой характер вращения приводит к растеканию охладителя поперёк охлаждаемой поверхности по двум различным направлениям, что способствует более равномерной тепловой защите поверхности. Это приводит к увеличению эффективности охлаждения по сравнению с традиционной двухрядной схемой наклонных отверстий при умеренном ($m = 1,0$) параметре вдува.

С ростом параметра вдува, при $m = 1,5$ на расстоянии $x/d = 20$ от отверстий плёночного охлаждения (рис. 3.29) интенсивность несимметричной парной вихревой системы возрастает, вихревое наклонное течение достаточно развито. Снижение эффективности может быть обусловлено наличием застойных отрывных зон под струями на начальном участке, которые наблюдались при выполнении визуализации поверхностных линий тока (рис. 3.1б, г), однако не были смоделированы, что говорит о проблемах CFD-моделирования и необходимости его дальнейшего совершенствования.

В разд.1 на рис. 1.13 была показана результирующая (идеализированная) вихревая структура потока с симметричными

антипочечными вихрями, вращающимися в противоположных направлениях с растеканием охладителя в поперечные направления. Однако как показали результаты расчета, приведенные на рис. 3.29, антипочечные вихри не всегда являются симметричными.

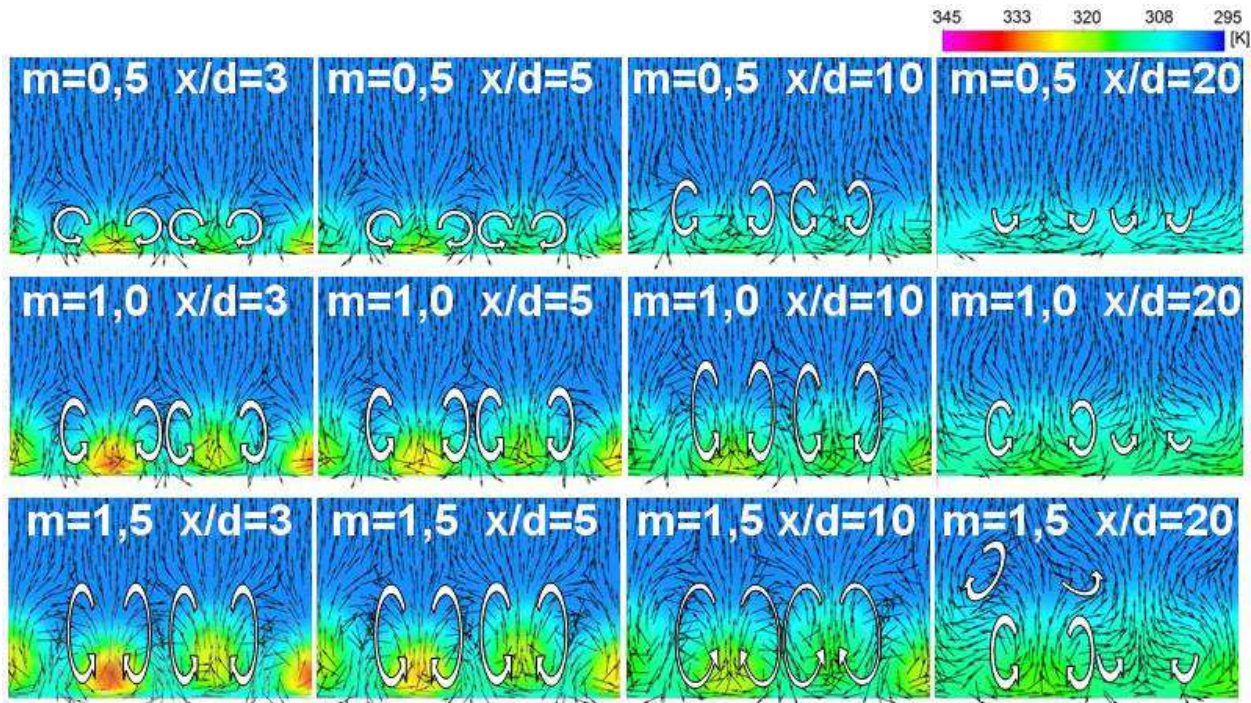


Рисунок 3.28 – Температурные поля и проекции векторов скорости в поперечных сечениях потока: традиционная схема пленочного охлаждения.

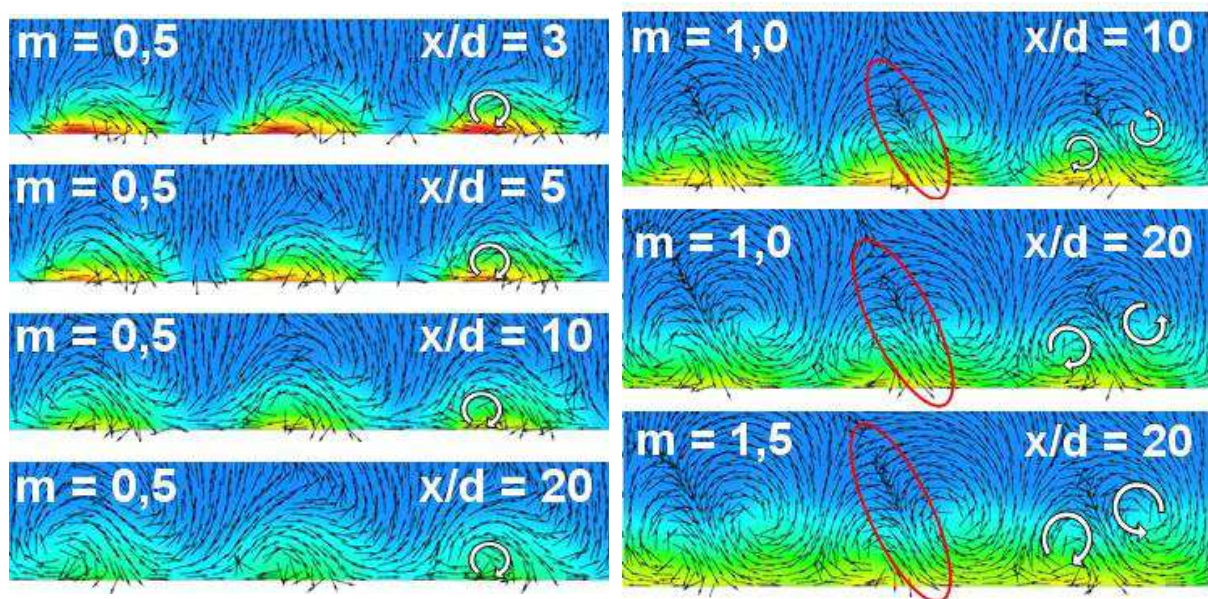


Рисунок 3.29 – Температурные поля и проекции векторов скорости в поперечных сечениях потока: парные отверстия.

Из рис. 3.30 видно, что вихрь, защищающий поверхность от основного потока, образуется за счет струй из отверстий второго ряда, а струи из отверстий первого ряда располагаются под струями из отверстий второго ряда.

На рис. 3.31 показаны поля эффективности пленочного охлаждения при $m = 0,5$ и $m = 1,0$. Для рассматриваемых условий за парными отверстиями наблюдается более равномерное распределение охладителя по поверхности и более высокая эффективность пленочного охлаждения, чем за рядами традиционных отверстий. С ростом параметра вдува возрастает поперечная равномерность эффективности пленочного охлаждения. Этот результат подтверждает вывод, полученный при экспериментальном исследовании поверхностной визуализации потока (п. 3.1).

Таким образом, вышеизложенные результаты подтверждают вывод о более эффективном охлаждении поверхности с помощью парных отверстий. Они свидетельствуют, что при выдуве охладителя через систему парных отверстий и малых значениях параметра вдува ($m = 0,5$) в потоке формируется один интенсивный несимметричный вихрь, под действием которого возникают восходящие потоки охладителя между соседними парами отверстий. Эти потоки препятствуют поступлению воздуха из основного потока к поверхности пластины. При $m = 1,0$ у поверхности пластины формируется антипочечная парная вихревая структура потока с направлением вращения вихрей противоположным направлению вращения классических «почечных» вихрей. В результате растекания охладителя в поперечном направлении формируется защитный слой охладителя, который препятствует подсосу газов из основного потока к поверхности пластины. С увеличением параметра вдува до $m = 1,5$ для исследованных условий вихревая структура становится более интенсивной. Снижение эффективности пленочного охлаждения может быть обусловлено образованием застойной зоны на начальном участке (отрыв струи от поверхности).

На рис. 3.32 приведены результаты компьютерного моделирования эффективности пленочного охлаждения за парными отверстиями и за

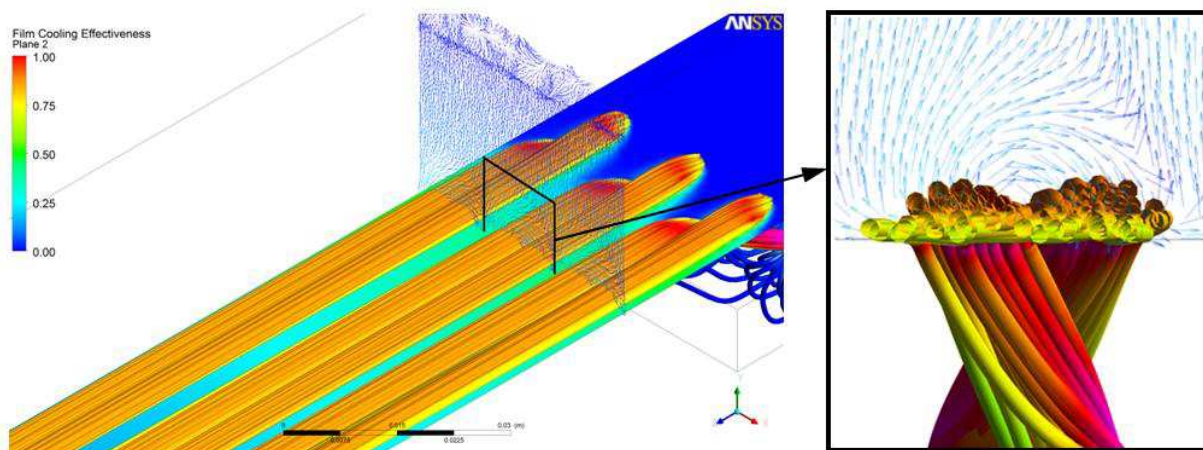


Рисунок 3.30 – Система парных отверстий: сечение на расстоянии $x/d = 3,0$ от задней кромки второго ряда отверстий при $m = 0,50$.

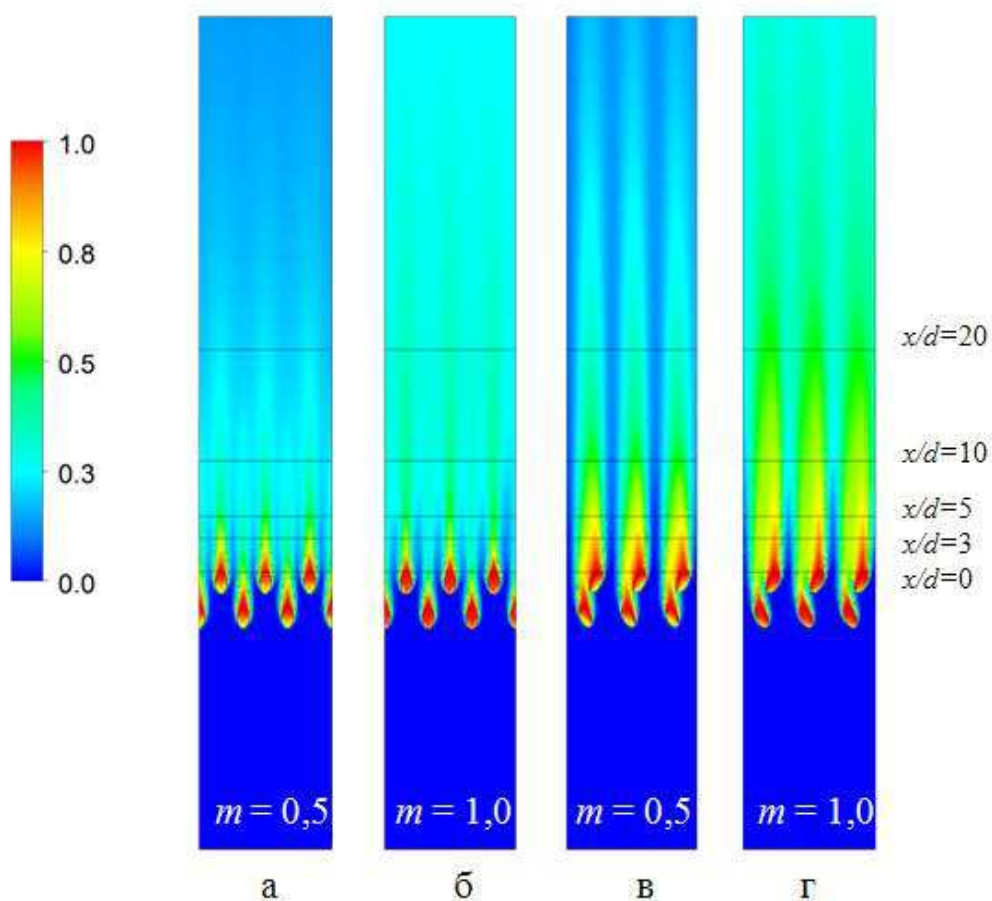


Рисунок 3.31 – Локальная эффективность пленочного охлаждения: а, б – система традиционных отверстий; в, г – система парных отверстий.

традиционной двухрядной системой отверстий с таким же шагом ($t/d = 4$) и однорядной системы с относительным шагом ($t/d = 2$). Результаты расчетов также подтверждают, что при одинаковых граничных условиях средняя эффективность пленочного охлаждения плоской поверхности за парными

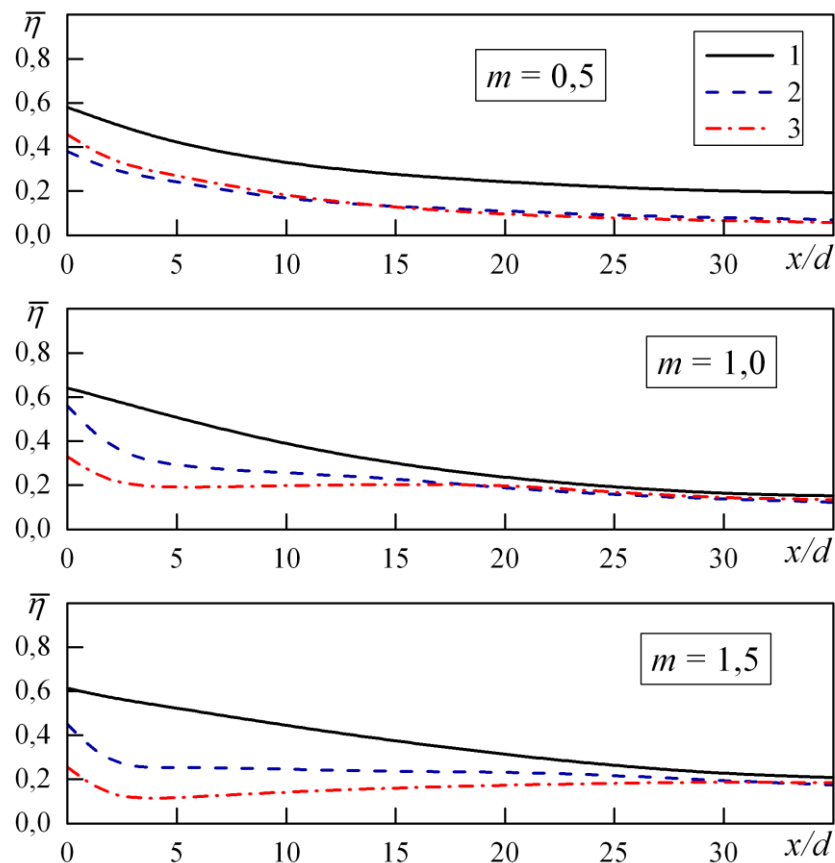


Рисунок 3.32 – Средняя эффективность пленочного охлаждения: 1 – парные отверстия ($t/d = 4$); 2 – традиционная двухрядная схема отверстий ($t/d = 4$); 3 – традиционная однорядная схема отверстий с относительным шагом ($t/d = 2$).

отверстиями обеспечивает более высокую эффективность охлаждения по сравнению с традиционными схемами отверстий.

3.9 Влияние поперечного расстояния между отверстиями на эффективность пленочного охлаждения

Как было показано в п.1.4.3, поперечное расстояние Δ (рис.1.11) является определяющим параметром для достижения максимального значения эффективности пленочного охлаждения. Поскольку надежных рекомендаций по выбору этого параметра в литературе нет, то было выполнено компьютерное исследование влияния параметра Δ на эффективность пленочного охлаждения пластины для парных отверстий.

Основные геометрические параметры исследованной системы: $d = 3,2$ мм, $t = 12,8$ мм ($t/d = 4$), $t_1 = 10$ мм ($3,125d$), $\alpha = 30^\circ$, $\beta_1 = \beta_2 = 30^\circ$. За

основу была взята схема с относительным расстоянием между отверстиями $\Delta/d = 1,0$ (рис. 1.11). Далее отверстия смещались с шагом $0,5d$, в диапазоне изменения Δ/d от $-2,0$ до $2,0$. Расчеты проводились при одинаковых расчетных сетках и граничных условиях, использованных в п.3.7.

Результаты исследования влияния отношения Δ/d на осредненную по поверхности эффективность пленочного охлаждения представлены на рис. 3.33. Как следует, в зависимости от величины Δ/d средняя эффективность пленочного охлаждения изменяется по кривой с максимумом, причем значение $(\Delta/d)_{\text{опт}}$, соответствующее максимуму эффективности, изменяется от $1,5$ до $0,5$ при увеличении параметра вдува от $0,5$ до $2,0$. При $\Delta/d < 0$ наблюдается низкая эффективность пленочного охлаждения.

Обработка данных (рис. 3.33) позволила получить уравнение для осредненной по поверхности эффективности пленочного охлаждения в диапазоне изменения Δ/d от $0,5$ до $1,5$ для углов $\alpha = \beta_1 = \beta_2 = 30^\circ$ при $m = 0,5-2,0$:

$$\bar{\eta}_{\text{max}} = 0,28 + 0,58(\Delta / d) - 0,39(\Delta / d)^2$$

Также, получена зависимость для определения оптимального значения $(\Delta/d)_{\text{опт}}$ в диапазоне изменения параметра вдува m от $0,5$ до $2,0$ для углов $\alpha = \beta_1 = \beta_2 = 30^\circ$:

$$(\Delta / d)_{\text{опт}} = -0,125 + 1,41m - 0,3m^2$$

Для анализа физической структуры потока за парными отверстиями при различных значениях Δ/d рассмотрим поля температур и проекции векторов скорости в поперечной плоскости на расстояниях $x/d = 10$ от задней кромки второго ряда при $m = 1,0$ (рис. 3.34).

При анализе рис. 3.34 можно выделить 5 групп потоков. Для $\Delta/d = 2,0$; $-1,5$; $-1,0$ (первая группа) за парой отверстий формируются классические интенсивные симметричные «почечные» вихри, приводящие к подсосу воздуха из основного потока к поверхности, что приводит к снижению эффективности пленочного охлаждения.

Для $\Delta/d = -0,5$ и $\Delta/d = 0$ (вторая группа) за парой отверстий формируются несимметричные «почечные» вихри с наклоном вихревой структуры в правую сторону (в плоскости рисунка). При $\Delta/d = 0,5$ и $1,0$ (третья группа) наблюдается сложная вихревая структура с единичным несимметричным вихрем, который препятствует поступлению воздуха из основного потока к поверхности пластины.

При $\Delta/d = 1,3$ (четвертая группа) формируется несимметричная вихревая структура с наклоном в левую сторону, формируется антипочечная вихревая структура с растеканием охладителя в поперечном направлении,

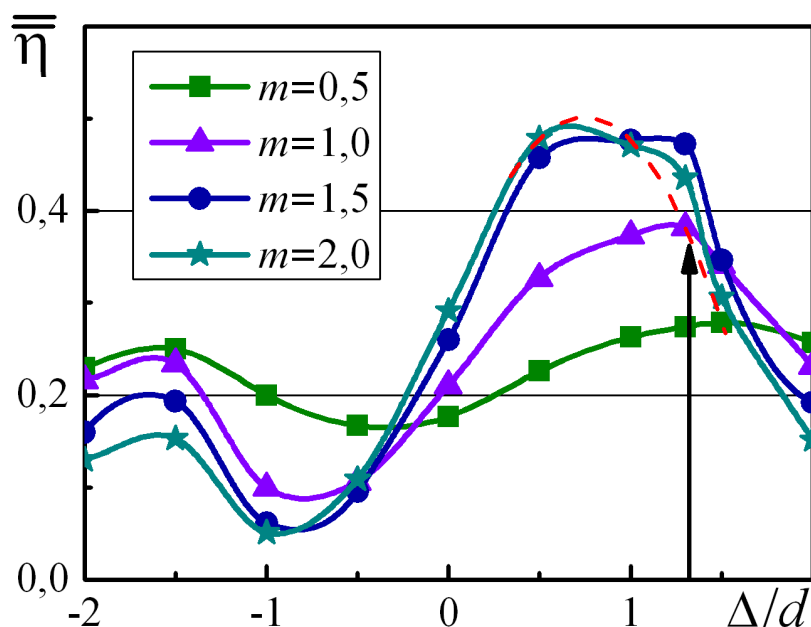


Рисунок 3.33 – Влияние величины Δ/d на среднюю по поверхности эффективность пленочного охлаждения.

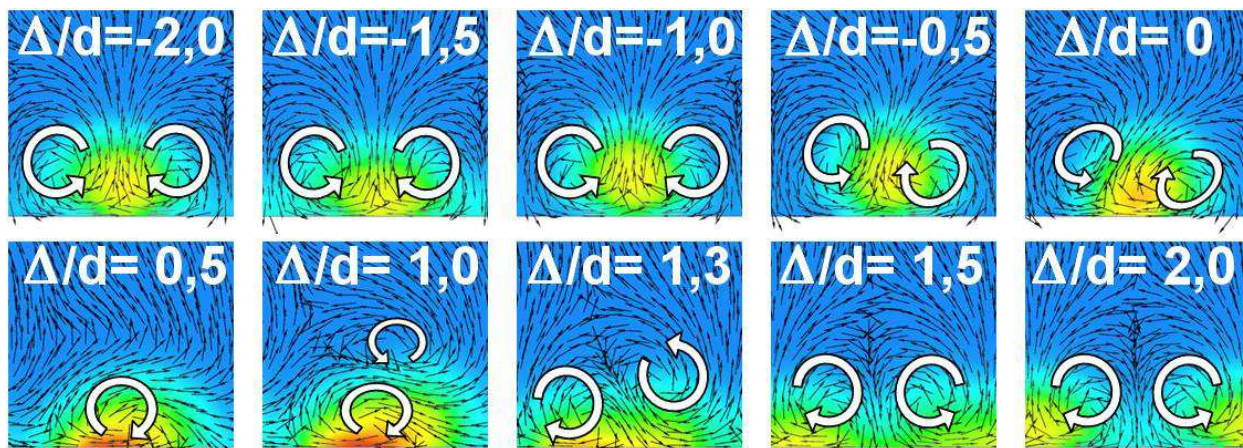


Рисунок 3.34 – Вихревая структура потока за парой отверстий с изменением величины Δ/d при $m = 1,0$ на расстоянии $x/d = 10$.

что препятствует поступлению основного потока к стенке. Как следует из рис.3.33, в этом случае эффективность пленочного охлаждения максимальна и вихревая структура обеспечивает лучшие теплозащитные свойства.

При дальнейшем увеличении Δ/d до 1,5 и 2,0 (пятая группа) сформированная вихревая структура становится симметричной и нормальной к поверхности. Существенное снижение эффективности пленочного охлаждения (рис. 3.33) может быть обусловлено отрывом потока при увеличении интенсивности вихрей.

Таким образом, для рассматриваемого случая ($\alpha = \beta_1 = \beta = 30^\circ$) наилучшими теплозащитными свойствами обладает антипочечная вихревая несимметричная структура потока с наклоном в правую сторону (рис. 3.34, $\Delta/d = 1,3$), а симметричная антипочечная вихревая структура, представленная на рис. 1.13, оказалась менее эффективной. Как следует из рис. 3.34, при наклонной вихревой структуре ($\Delta/d = 1,3$) выброс охладителя в поперечном направлении значительный, а при нормальной вихревой структуре ($\Delta/d \geq 1,5$) вихри прижимаются к поверхности и растекание уменьшается.

3.10 Выводы по разделу 3

В результате экспериментального исследования эффективности пленочного охлаждения схемы парных отверстий на входе в пластину можно сделать следующие выводы:

1. При идентичных режимных условиях средняя эффективность пленочного охлаждения плоской поверхности за парными отверстиями при малых ($m = 0,50$) и умеренных ($m = 1,0$) значениях параметра вдува в среднем на 25% выше, чем для традиционной системы охлаждения и соответствует ей при $m = 1,5$ и более.

2. В первом измерительном сечении поперечная неравномерность охлаждения исследованной схемы высокая, но с увеличением продольной координаты она уменьшается и при $x/d = 15$ не превышает 10%. При прочих равных условиях неравномерность эффективности пленочного охлаждения

для схемы парных отверстий меньше, чем для традиционной схемы с двумя рядами наклонных отверстий.

3. На основе полученных экспериментальных данных впервые получено базовое уравнение для расчета средней по ширине эффективности пленочного охлаждения при отсутствии внешней турбулентности и градиента давления.

4. Внешняя турбулентность ($\approx 7\%$) оказывает незначительное влияние на среднюю эффективность пленочного охлаждения пластины. Ускорение потока в диапазоне изменения параметра градиента давления K от $0,5 \cdot 10^{-6}$ до $3,5 \cdot 10^{-6}$ снижает эффективность охлаждения до 25% ($m = 0,5$). Предложена степенная зависимость для учета влияния фактора ускорения потока.

5. При малых ($m = 0,5$) и умеренных ($m = 1,0$; $x/d > 10$) значениях параметра вдува удовлетворительное приближение расчетных и экспериментальных результатов при низкотурбулентном и безградиентном обтекании пластины обеспечивается при использовании k - ε модели турбулентности.

6. Основными фактором более высокой эффективности пленочного охлаждения по сравнению с традиционной схемой является преобразование «почечных» вихрей и формирование антипочечной вихревой структуры потока, прижимающей поток охладителя к поверхности, способствующей его растеканию в поперечном направлении и препятствующей поступлению внешнего потока к стенке.

7. При заданных значениях углов β_1 и β_2 , поперечное расстояние между отверстиями Δ , оказывает значительное влияние на эффективность пленочного охлаждения, которая изменяется по кривой с максимумом. Оптимальное значение $(\Delta/d)_{\text{опт}}$, обеспечивающее максимум эффективности охлаждения, изменяется от 1,5 до 0,7 при увеличении параметра вдува от 0,5 до 2,0. Показано, что максимальное значение эффективности пленочного охлаждения обеспечивает несимметричная антипочечная вихревая структура.

ВЫВОДЫ

В диссертации впервые выполнено экспериментальное и теоретическое исследование физического механизма и закономерностей пленочного охлаждения плоской пластины при подаче охладителя через парные (антипочечные вихревые) отверстия на входе в условиях ускорения потока и внешней турбулентности. Получены новые экспериментальные зависимости, определены адекватные модели турбулентности и факторы, характеризующие физический механизм пленочного охлаждения, получена зависимость для оптимального отношения (Δ/d).

Основные научные результаты и выводы состоят в следующем:

1. На основе поверхностной визуализации и компьютерного моделирования физической структуры потока показано, что основными факторами более высокой эффективности пленочного охлаждения по сравнению с традиционной схемой при $m \leq 1,0$ являются преобразование «почечных» вихрей и формирование антипочечной вихревой структуры с поперечным растеканием охладителя около поверхности, которая препятствует поступлению внешнего потока к охлаждаемой стенке.

2. На основе экспериментальных данных в диапазоне изменения параметра вдува от 0,5 до 2,0 впервые получено обобщающее (базовое) уравнение для средней эффективности пленочного охлаждения при безградиентном и низкотурбулентном ($Tu \approx 1\%$) обтекании пластины.

3. Показано, что для исследованных условий внешняя турбулентность ($Tu \approx 7\%$) оказывает незначительное влияние на среднюю эффективность пленочного охлаждения. В диапазоне изменения параметра K от $0,5 \cdot 10^{-6}$ до $3,5 \cdot 10^{-6}$ ускорение потока снижает эффективность пленочного охлаждения до 25% ($m = 0,5$); впервые предложена поправка к базовому уравнению в форме степенной зависимости.

4. Показано, что при низком значении параметре вдува ($m = 0,5$) все рассмотренные в работе *RANS* модели турбулентности (*k-ε*, *RNG k-ε*, *k-ω*, *SST k-ω*, *LLR RSM*, *SSG RSM*) показывают завышенное, но удовлетворительное приближение к полученным экспериментальным

данным; при этом лучшие результаты (превышение до 10%) демонстрирует k - ε модель. При $m = 1,0$ и $m = 1,5$ на участке $x/d < 10 \dots 20$ все модели показывают завышенные результаты (от 10 до 30%).

5. На основе компьютерного моделирования показано, что при заданных значениях углов β_1 и β_2 поперечное расстояние Δ между осями отверстий первого и второго ряда, оказывает значительное влияние на эффективность пленочного охлаждения, которая изменяется по кривой с максимумом. Оптимальное значение $(\Delta/d)_{\text{опт}}$, обеспечивающее максимум эффективности охлаждения, изменяется от 1,5 до 0,7 при увеличении параметра вдува от 0,5 до 2,0. Впервые получено уравнение для $(\Delta/d)_{\text{опт}}$.

6. При идентичных условиях средняя эффективность пленочного охлаждения плоской поверхности за парными отверстиями при малых ($m = 0,50$) и умеренных ($m = 1,0$) значениях параметра вдува на 20...25% выше, чем для традиционной системы охлаждения и соответствует ей при $m = 1,5$ и более.

7. Полученные в работе результаты рекомендуются к использованию в газотурбостроении, теплоэнергетике, теплотехнике при создании систем охлаждения высокотемпературных элементов с пленочным охлаждением исследованного типа. Значительный интерес для дальнейшего исследования представляет изучение фактора неизотермичности основного и вторичного потоков, продольной кривизны и вращения обтекаемой поверхности.

8. Материалы диссертации нашли применение при разработке методики расчета эффективности пленочного охлаждения сопловых лопаток высокотемпературных ГТД для «НПКГ «Зоря»-«Машпроект» (совместно с Институтом технической теплофизики НАНУ, акт использования от 16.01.2015 г., акт внедрения от 15.11.2013 г., Приложение Д), а также в учебном процессе Физико-технического института НТУУ «КПИ» (акт использования от 27.01.2015 г., Приложение Д).

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Теория и расчет воздушно-реактивных двигателей [Текст] / Под ред. С.М. Шляхтенко. — 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1987. — 568 с.
2. Халатов А.А. Теплообмен и гидродинамика в полях центробежных массовых сил: Т. 9. Теплообмен и гидродинамика при циклонном охлаждении лопаток газовых турбин [Текст] / А.А. Халатов, В.В. Романов, И.И. Борисов и др. — К.: Ин-т техн. теплофизики НАН Украины, 2010. — 317 с.
3. Халатов А.А. Теплообмен и гидродинамика в полях центробежных массовых сил: Т. 5. Тепломассообмен и теплогидравлическая эффективность вихревых и закрученных потоков [Текст] / А.А. Халатов, И.И. Борисов, С.В. Шевцов. — К.: Ин-т техн. теплофизики НАН Украины, 2005. — 500 с.
4. Основы конструирования авиационных двигателей и энергетических установок: учеб. [Текст] / А.А. Иноземцев, М.А. Нехамкин, В.И. Сандрацкий. — М.: Машиностроение, 2008. — Т. 2. — 366 с.
5. Je-Chin Han. Recent studies in turbine blade cooling [Text] / Je-Chin Han // Int. J. Rotating Machinery. — 2004. — No10(6). — P. 443–457.
6. Нестеренко В. Г. Исследование и анализ эффективности систем воздушного охлаждения лопаток турбин высокого давления ГТД [Текст] / В.Г. Нестеренко, В.В. Нестеренко, А.А. Матушкин, С.А. Маслаков, А. Асадоллахи Гохиех, А. Ревант Редди // Авиационно-космическая техника и технология, — 2014. — № 7 (114). — С. 83-93.
7. Локай В.И. Газовые турбины двигателей летальных аппаратов [Текст] / В.И. Локай, В.А. Максимова, Б.В. Стрункин. — М.: Машиностроение, 1979. — 477 с.
8. Копелев С.З. Охлаждаемые лопатки газовых турбин. Тепловой расчет и профилирование [Текст] / С.З. Копелев. — М.: Наука. — 1983. — 145 с.

9. Зысина-Моложен Л.М. Теплообмен в турбомашинах [Текст] / Л.М. Зысина-Моложен, Л.В. Зысин, М.П. Поляк. — Л.: Машиностроение, 1974. — 336 с.
10. Репухов В.М. Тепловая защита стенки вдувом газа [Текст] / В.М. Репухов. — Киев: Наукова Думка, 1977. — 216 с.
11. Sgarzi O. Analysis of vortices in three-dimensional jets introduced in a cross-flow boundary-layer [Electronic resource] // Proceedings of ASME Turbo Expo-97. — GT-517. — 11 p. — 1 CD-ROM. — Title from the screen.
12. Локай В.И. Теплопередача в охлаждаемых деталях газотурбинных двигателей летательных аппаратов [Текст] / В.И.Локай, М.Н. Бодунов, А.В. Щукин. — М.: Машиностроение, 1985. — 216 с.
13. Goldstein R. J. Film cooling [Text] // Advances in heat transfer. — NY-London: Academic press, 1971. — P. 321-379.
14. Пленочное охлаждение при многощелевом и решетчатом вдуве [Текст] / Чин, Скирвин, Хейз, Барграф // Труды Америк. о-ва инженеров-механиков. Теплопередача. — 1961. — С.83, №3. — С.65-72.
15. Bogard D.G. Airfoil film cooling [Text] / The gas turbine handbook. — Section 4.2.2.1 — National energy technology laboratory. — NY-London 2006. — P. 309-321.
16. Волчков Э.П. Пристенные газовые завесы [Текст] / Э.П. Волчков. — Новосибирск : Издательство «Наука», Сибирское отделение, 1983. — 240с.
17. Film cooling following injection through inclined circular tubes [Text]/ R.J. Goldstein, E.R.G. Eckert, V.L. Eirerert, J.W. Ramsey. — NASA CR 72612, — 1969. — P. 145-154.
18. Goldstein R.J. Film cooling effectiveness with injection through a porous section [Text] / R.J. Goldstein, G. Shavit, T.S. Chen // Journal of Heat Transfer. — 1965. — V. 87, No. 3. — P. 353-361.
19. Goldstein R.J. Effects of hole geometry and density on three-dimensional film cooling [Text] / R.J. Goldstein, E.R.G. Eckert // Int.J. of Heat and Mass Transfer. — 1974. — V.17, No. 5. — P.595-607.

20. Hartnett J.P. Effectiveness and heat transfer for air injected through a tangential slot into a turbulent boundary layer [Text] / J.P. Hartnett, R.C. Birkebak, E.R.G. Eckert // Journal of Heat Transfer. — 1961. — Vol. 83. — P. 293–305.

21. Seban R.A. Heat transfer to a turbulent boundary layer downstream of an injection slot [Text] / R.A. Seban, H.W. Chan, S. Scesa // American Society of Mechanical Engineers. — 1957. — 57-A-36.— 20 p.

22. Seban R.A. Heat transfer and effectiveness for a turbulent boundary layer with tangential fluid injection [Text] / R.A. Seban // Journal of Heat Transfer. — 1960. — Vol. 82, No 4. — P. 303–312.

23. Seban R.A. Velocity and temperature profiles in a wall jet [Text] / R.A. Seban, L.H. Back // Int. J. Heat and Mass Transfer. — 1961. — V. 3, No 4. — P.255-265.

24. Себан Р. Эффективность защиты и теплопередача в турбулентном пограничном слое при тангенциальном вдуве и переменной скорости основного потока [Текст] / Р. Себан, Л. Бэк // Теплопередача. — 1962. — Т. 84, №3. — С.50–61.

25. Heat flux reduction from film cooling and correlation of heat transfer coefficient from thermographic measurements at enginelike conditions [Text] / S. Baldauf, M. Scheurlen, A. Schulz, S. Witting // Journal of Turbomachinery. — 2002. — Vol. 124, No 4. — P. 699–709.

26. Correlation of film-cooling effectiveness from thermographic measurements at enginelike conditions [Text] / S. Baldauf, M. Scheurlen, A. Schulz, S. Wittig // Journal of Turbomachinery. — 2002. — Vol. 124, No. 4. — P. 686-698.

27. Banker R.S. Effect of trench width and depth on film cooling from cylindrical holes embedded in trenches [Electronic resource] / R.S.Banker, Y.Lee, A.Dungel, S.V.Ekkad // Proceedings of ASME Turbo Expo–2007. — GT2007-27388. — 11 p. — 1 CD-ROM. — Title from the screen.

28. Wieghardt K. Über das ausblasen von warmluft für enteisen [Text] // Deutsch Luftfahrtforschung, Forschungsbericht.— 1943. — № 1900.

29. Кутателадзе С.С. Теплообмен и трение в турбулентном пограничном слое [Текст] / С.С. Кутателадзе, А.И. Леонтьев. — М. : Энергия. — 1972. — 344 с.
30. Кутателадзе С.С. Аэродинамика и теплообмен в ограниченных вихревых потоках [Текст] / С.С. Кутателадзе, Э.П. Волчков, В.И. Терехов. — Новосибирск, 1987. — 284 с.
31. Волчков Э.П. Эффективность газовой завесы на трубчатой поверхности [Текст] / Э.П. Волчков, В.Я. Левченко // ПМТФ. — 1966. — №1. — С. 115–120.
32. Волчков Э.П. Экспериментальное исследование эффективности газовых завес [Текст] / Э.П. Волчков, Е.Г. Зауличный, В.П. Лебедев и др. — В кн. : Тепло- и массоперенос : Т. 1. — М.: Энергия, 1968. — С. 254–258.
33. Швец И.Т. Воздушное охлаждение деталей газовых турбин [Текст] / И.Т. Швец, Е.П. Дыбан. — Киев: Наукова Думка, 1974. — 487 с.
34. Швец И.Т. Эффективность тепловой защиты адиабатной стенки за участком перфорации [Текст] / И.Т. Швец, Е.П. Дыбан, В.М. Репухов, К.А. Богачук-Козачук, Е.Г. Попович // В кн.: Тепло- и массоперенос. Т. 1. — Минск, 1972. — С. 79–82.
35. Дыбан Е.П. Теплообмен и гидродинамика турбулизованных потоков [Текст] / Е.П. Дыбан, Э.Я. Эпик. — Киев: Наукова Думка, 1985. — 294 с.
36. Швец И.Т. К расчету граничных условий теплообмена при комбинированном охлаждении стенки [Текст] / И.Т. Швец, В.М. Репухов // В кн. : Теплофизика и теплотехника. Вып. 26 — Киев, 1974. — С. 142–148.
37. Репухов В.М. Теория тепловой защиты стенки вдувом газа [Текст] / В.М. Репухов. — Киев: Наукова Думка, 1980. — 296 с.
38. Халатов А.А. Теплообмен и гидродинамика около криволинейных поверхностей [Текст] / А.А. Халатов, А.А. Авраменко, И.В. Шевчук. — Киев: Наукова Думка, 1992. — 138 с.
39. Carlson L.W. Gaseous film cooling at various degrees of hotgas acceleration and turbulence levels [Text] / L. W. Carlson, E. Talmor // Int. J. Heat Mass Transfer. — 1968. — V. 11, No 11. — P. 1695–1713.

40. Васечкин В.Н. Интенсификация внешней турбулентностью тепломассопереноса в турбулентном пограничном слое при резком изменении граничных условий на стенке [Текст] / В.Н. Васечкин, Н.И. Ярыгина // В кн.: Турбулентный перенос со вдувом на поверхности. — Новосибирск: ИТФ СО АН СССР, 1980. — С.22–40.

41. Васечкин В.И. Эффективность пористой и щелевой завес в потоках с различным уровнем турбулентности [Текст] / В.И. Васечкин, Б.П. Миронов, Н.И. Ярыгина. — Новосибирск, 1983. — 31 с.

42. Комаров В.П. Экспериментальное исследование эффективности завесы в турбулентном пограничном слое газа [Текст] / В.П. Комаров, А.И. Леонтьев // Теплофизика высоких температур. — 1970. — Т. 8., №2. — С. 353–358.

43. Schmidt D.L. Effects of free-stream turbulence and surface roughness on film cooling [Electronic resource] / D.L. Schmidt, D.G. Bogard // Proceedings of ASME Turbo Expo–1996. — 96-GT-462. — 7 p. — 1 CD-ROM. — Title from the screen.

44. Bons J.P. The effect of high freestream turbulence on film cooling effectiveness [Electronic resource] / J.P. Bons, C.D. MacArthur, R.B. Rivir // Proceedings of ASME Turbo Expo–1994. — 94-GT-51. — 12 p. — 1 CD-ROM. — Title from the screen.

45. Mayhew J.E. the effect of freestream turbulence on film cooling adiabatic effectiveness [Electronic resource] / J.E. Mayhew, J.W. Baughn, A.R. Byerley // Proceedings of ASME Turbo Expo–2002. — GT2002-30172. — 10 p. — 1 CD-ROM. — Title from the screen.

46. Saumweber C. Free-stream turbulence effects on film cooling with shaped holes [Text] / C. Saumweber, A. Schulz, S. Wittig // Journal of Turbomachinery. — 2003. — Vol. 125, №1. — P. 65–73.

47. Рождественский В.И. Исследование эффективности газовой завесы при наличии продольного градиента давления [Текст] / В.И. Рождественский, Ю.В. Барышев, Н.К. Пейкер. — М.: Ин-т механики МГУ, 1974. — 22 с.

48. Леонтьев А.И. Исследование сопротивления и теплообмена при турбулентном течении воздуха в осесимметричных каналах с продольным градиентом давления [Текст] / А.И. Леонтьев, А.Н. Обливин, П.Н. Романенко // ПМТФ. — 1977. — №5. — С. 16–25.

49. Комаров В.П. Влияние продольного отрицательного градиента давления на эффективность заградительного охлаждения [Текст] / В.П. Комаров, А.И. Леонтьев // В кн.: Вопросы теплопередачи. — М. : Изд. Московского лесотехн. ин-та, 1976. — С. 50–55.

50. Зысин В.А. Исследование эффективности пленочного охлаждения в условиях отрицательного продольного градиента давления [Текст] / В.А. Зысин, М.С. Золотоголов, В.С. Грановский // ИФЖ. — 1972. — Т. 23, №6. — С. 1001–1007.

51. Луговской П.П. Эффективности пористой завесы при повышенной степени турбулентности набегающего потока и отрицательном градиенте давления [Текст] / Луговской П.П., Тарарин В.Н. // В кн.: Турбулентный перенос со вдувом на поверхности. — Новосибирск: Изд. ИТФ СО АН СССР, 1980. — С. 40–48.

52. Hartnett J.P. Velocity distributions, temperature distributions, effectiveness and heat transfer in cooling of a surface with a pressure gradient [Text] / J.P. Hartnett, R.G. Birkeback, E.R.G. Eckert // International Development in Heat Transfer. – Trans. ASME, sect. A, pt IV. — 1961. — P. 682–689.

53. Репухов В.М. Экспериментальное исследование эффективности тепловой завесы на криволинейной поверхности [Текст] / В.М. Репухов, К.А. Богачук-Козачук // Докл. АН УССР. Сер. А. — 1981. — №8. — С. 79–83.

54. Репухов В.М. Обобщение экспериментальных данных и расчет эффективности тепловых завес на поверхности поперечно-обтекаемого цилиндра с обтекателем [Текст] / В.М. Репухов, Е.Н.Зотов // Пром. теплотехника. — 1989. — 11, №3. — С. 11–15.

55. Nicolas J. Curvature effects on a turbine blade cooling film [Electronic resource] / J. Nicolas, A. Le Meur // An ASME publication. — 1974. — 74-GT-156.— 16 p. — 1 CD-ROM. — Title from the screen.

56. Lu Y. Effect of trench width and depth on film cooling from cylindrical holes embedded in trenches [Text] / Y. Lu, A. Dhungel, S.V. Ekkad, R.S. Bunker // Journal of Turbomachinery. — 2009. — Vol. 131, No.1. P.011003 – 011013.

57. Lutum E. An experimental investigation of film cooling on a convex surface subjected to favorable pressure gradient flow [Text] / E. Lutum, J. Wolfersdorf, K. Semmler et al // Journal of Heat Transfer. — 2001. — Vol. 44. — P. 939–951.

58. Wayne S.K. High-resolution film cooling effectiveness comparison of axial and compound angle holes on the suction side of a turbine vane [Text] / S.K. Wayne, D.G. Bogard // Journal of Turbomachinery. — 2007. — V.129, №2. — P. 202–211.

59. Мэйл Р.Э. Влияние кривизны линий тока на завесное охлаждение [Текст] / Р.Э. Мэйл, Ф. К. Коппер, М.Ф. Блэр и др. // Энергетические машины и установки. — 1977. — Т. 99, №1. — С. 87–93.

60. Локай В.И. Экспериментальное исследование пленочного охлаждения криволинейных поверхностей [Текст] / В.И. Локай, А.В. Щукин, Р.М. Хайрутдинов // Изв. вузов. сер. Авиационная техника. — 1978. — №3. — С. 150–153.

61. Репухов В.М. Влияние закрутки основного потока на эффективность пленочного охлаждения при осесимметричном обтекании цилиндра [Текст] / В.М. Репухов, К.А. Богачук-Козачук // В кн. : Теплофизика и теплотехника. Вып. 29. — Киев, 1975. — С. 43–46.

62. Papell S.S. Experimental investigation of air-film cooling applied to an adiabatic wall by means of an axially discharging slot [Text] / S.S. Papell, A.M. Trout. — Washington, [D.C.]: National Aeronautics and Space Administration TN D-9. — 1959, — 64 p.

63. Ligrani P.M. Film-cooling from holes with compound angle orientations: Part 2 – results downstream of a single row of holes with 6d spanwise spacing [Text] / P.M. Ligrani, S. Wigle, W. Jackson // Journal of Heat Transfer. — 1994. — Vol.116, №2. — P. 353–362.

64. Jung I.S. Effects of orientation angles on film cooling over a flat plate: boundary layer temperature distributions and adiabatic film cooling effectiveness [Text] / In Sung Jung, Joon Sik Lee // Journal of Turbomachinery. — 2000. — Vol.122, №1. — P.153–160.

65. Schmidt D.L. Film cooling with compound angle holes: adiabatic effectiveness [Text] / D.L. Schmidt, B. Sen, D.G. Bogard // Journal of Turbomachinery. — 1996. — Vol. 118, №4. — P. 807–813.

66. Jia L. Film cooling performance of the embedded holes in trenches with compound angles [Electronic resource] / Li Jia, Ren Jing, Jiang Hongde // Proceedings of ASME Turbo Expo–2010. — GT2010-22337. — 10 p. — 1 CD-ROM. — Title from the screen.

67. Ekkad S.V. Film effectiveness over a flat surface with air and CO₂ injection through compound angle holes using a transient liquid crystal image method [Text] / S.V. Ekkad, D. Zapata, J.C. Han // Journal of Turbomachinery. — 1997. — Vol.119, №3. — P. 587–593.

68. Pat. US, Cooling of structural members particularly for the gas turbine engines [Text] / Howald W.E. — №3 527 543, 08.09.1970, filed on 26.08.1965, — 9 p.

69. Pat. US, Coolant passages with full coverage film cooling slot [Text] / Auxier T.A., Anderson R., Hill E.C. — №4 664 597, 12.05.1987, filed on 23.12.1985, — 8 p.

70. Pat. US, Gas turbine engine component with compound cooling holes and method for making the same [Text] / Kelley J.G., Rockstroh T.J. — №5 683 600, 04.11.1997, filed on 17.03.1993, — 7 p.

71. Pat. US, Spanwise fan diffusion hole airfoil [Text] / Kercher D.M. — №6 287 075, 11.09.2001, filed on 22.10.1997, — 9 p.

72. Pat. US, Bell-shaped fan cooling holes for turbine airfoil [Text] / Lee C.-P. — №7 374 401, 20.05.2008, filed on 01.05.2005, — 14 p.

73. Dittmar J. Assessment of various film cooling configurations including shaped and compound angle based on large scale experiments [Text] / J. Dittmar,

A. Schulz, S. Wittig // *Journal of Turbomachinery*, — 2003. — Vol. 125, №1. — P. 57–64.

74. Chappell J. Suction-side gill-region film cooling: effects of hole shape and orientation on adiabatic effectiveness and heat transfer coefficient [Electronic resource] / J. Chappell, P. Ligrani, S. Sreekanth, T. Lucas // *Proceedings of ASME Turbo Expo-2008*. — GT2008-50798. — 14 p. — 1 CD-ROM. — Title from the screen.

75. Leedom D.H. Large eddy simulations of film cooling flow fields from cylindrical and shaped holes [Electronic resource] / D.H. Leedom, S. Acharya // *Proceedings of ASME Turbo Expo-2008*. — GT2008-51009. — 13 p. — 1 CD-ROM. — Title from the screen.

76. Saumveber C. Free-stream effects on the cooling performance of cylindrical and fan-shaped cooling holes [Electronic resource] / C. Saumveber, A. Schulz // *Proceedings of ASME Turbo Expo-2008*. — GT2008-51030. — 13 p. — 1 CD-ROM. — Title from the screen.

77. Saumveber C. Free-stream effects on the cooling performance of cylindrical and fan-shaped cooling holes [Electronic resource] / C. Saumveber, A. Schulz // *Proceedings of ASME Turbo Expo-2008*. — GT2008-51030. — 13 p. — 1 CD-ROM. — Title from the screen.

78. Laveau B. Influence of flow structure on shaped hole film cooling performance [Electronic resource] / B. Laveau, R.S. Abhari // *Proceedings of ASME Turbo Expo-2010*. — GT2010-23032. — 13 p. — 1 CD-ROM. — Title from the screen.

79. Kampe T. Experimental and numerical investigation of flow field and downstream surface temperatures of cylindrical and diffuser shaped film cooling holes [Electronic resource] / T. Kampe, S. Volker, T. Samel et al // *Proceedings of ASME Turbo Expo-2011*. — GT2011-45106. — 10 p. — 1 CD-ROM. — Title from the screen.

80. Colban W.F. A film-cooling correlation for shaped holes on a flat-plate surface [Text] / W.F. Colban, K.A. Thole, D. Bogard // *Journal of Turbomachinery*. — 2011, Vol. 133. — P. 011002-1 -11002-11.

81. Lu Y. Effect of hole configuration on film cooling from cylindrical inclined holes for the application to gas turbine blades [Text] / PhD Dissertation Mechanical Engineering, December 2007./ Yiping Lu : Louisiana State University, — 2007. — 109 p.

82. Liu J.S. Enhanced film cooling effectiveness with new shaped holes [Electronic resource] / J.S. Liu, M.F. Malak, L.A. Tapia et al // Proceedings of ASME Turbo Expo–2010. — GT2010–22774. — 11 p. — 1 CD-ROM. — Title from the screen.

83. Liu C. Film cooling performance of converging slot holes with different exit-entry area ratios [Electronic resource] / C. Liu, H. Zhu, J. Bai, D. Xu // Proceedings of ASME Turbo Expo–2009. — GT2009–59002. — 11 p. — 1 CD-ROM. — Title from the screen.

84. Pat. US, Method for improving the cooling effectiveness of a gaseous coolant stream which flows through a substrate, and related articles of manufacture [Text] / Fric T.F., Campbell R.P. — №6 383 602, 07.05.2002, filed on 05.04.1999, — 18 p.

85. Dorrington J.R. Film effectiveness performance for coolant holes embedded in various shallow trench and crater depressions [Electronic resource] / J.R. Dorrington, D.G. Bogard, R.S. Bunker // Proceedings of ASME Turbo Expo–2007. — GT2007–27992. — 10 p. — 1 CD-ROM. — Title from the screen.

86. Wang T.. Jet mixing in a slot [Text] / T. Wang, S. Chintalapati, R.S. Bunker, C.P. Lee // Experimental thermal and fluid science. — 2000. — Vol. 22. — P. 1–17.

87. Pat. US, Method for improving the cooling effectiveness of a gaseous coolant stream, and related articles of manufacture [Text] / Bunker R.S., Bailey J.K., Lee C-P., Abuaf N., — №6 234 755, 22.05.2001, filed on 04.10.1999, — 19 p.

88. Bunker S.R. Film cooling effectiveness due to discrete holes within a transverse surface slot [Electronic resource] / S.R. Bunker // Proceedings of ASME Turbo Expo–2002. — GT-2002-30178. — 10 p. — 1 CD-ROM. — Title from the screen.

89. Пат. 47749 України. Спосіб плівкового охолодження та пристрій для його здійснення [Текст] // Халатов А.А., Варганов І.С., Коваленко Г.В.; заявитель и патентообладатель Институт технической теплофизики. — №2001096063; заявл. 03.09.01 ; опубл. 15.12.04, Бюл.№ 12, 2014. — 3 с. : ил.

90. Щукин А.В. Особенности тепловой завесы вдувом воздуха из сферической выемки [Текст] / А.В. Щукин, И.Ю. Буланов, А.В. Ильинков и др. // Изв. вузов. сер. Авиационная техника. — 2004. — № 4. — С. 28-31.

91. Безлюдная М.В. Эффективность пленочного охлаждения при подаче охладителя в двухрядную систему поверхностных углублений полусферической формы [Текст]: дисс. канд. техн. наук : 05.14.06: защищена 30.06.15 / Безлюдная Мария Владимировна ; науч. рук. А.А. Халатов ; ИТТФ НАНУ. — Киев, 2015. — 140 с.

92. Халатов А.А. Эффективность пленочного охлаждения плоской поверхности системой наклонных отверстий, расположенных в сферических углублениях [Текст] / А. А. Халатов, И. И. Борисов, А. С. Коваленко, Ю. Я. Дашевский, С. В. Шевцов // Промышленная теплотехника. — 2012. — Т. 34, №.3 — С. 5–12.

93. Heidmann J.D. A novel anti-vortex turbine film cooling hole concept / J.D. Heidmann, S. Ekkad [Electronic resource] // Proceedings of ASME Turbo Expo–2007. — GT2007-27528. — 10 p. — 1 CD-ROM. — Title from the screen.

94. Dhungel A. Film cooling from a row of holes supplemented with anti-vortex holes [Electronic resource] / A. Dhungel, Y. Lu, W. Philups // Proceedings of ASME Turbo Expo–2007. — GT2007-27419. — 10 p. — 1 CD-ROM. — Title from the screen.

95. US Pat. Application. Double jet film cooling structure [Text] / Sugimoto T., Tanaka R., Tsuji K., Bohn D. Kusterer K. № US 2007/0109743A1. — 17.05.2007. — 8 p., based on Japanese Patent Application №2005 — 332530, 17.11.2005.

96. Kusterer K.. Double-jet ejection of cooling air for improved film cooling / K. Kusterer, D. Bohn, T. Sugimoto, R. Tanaka [Electronic resource] //

Proceedings of ASME Turbo Expo–2006. — GT2006-90854. — 11 p. — 1 CD-ROM. — Title from the screen.

97. Kusterer K.. Influence of blowing ratio on the double-jet t ejection of cooling air / K. Kusterer, D. Bohn, T. Sugimoto, R. Tanaka [Electronic resource] // Proceedings of ASME Turbo Expo–2007. — GT2007-27301. – 11 p. — 1 CD-ROM. — Title from the screen.

98. Kusterer K.. Experimental and numerical investigations of the double-jet film cooling technology [Text] / K. Kusterer, A. Elyas, D. Bohn, T. Sugimoto, R. Tanaka, M. Kazari // J. of Energy and Power Engng. — 2010. — Vol.4, №9. — P.16 – 25.

99. Lee Ki-Don. Optimization of ejection angles of double-jet film-cooling holes using RBNN model [Text] / Ki-Don Lee, Dae-Woong Choi, Kwang-Yong Kim // International Journal of Thermal Sciences — 2013. — № 73, — P 69-78.

100. Kusterer K. A parametric study on the influence of the lateral ejection angle of double-jet holes on the film cooling effectiveness for high blowing ratios [Electronic resource] / K. Kusterer, A. Elyas, D. Bohn, T. Sugimoto, R. Tanaka, M. Kazari // Proceedings of ASME Turbo Expo–2009. — GT2009-59321. — 13 p. — 1 CD-ROM. — Title from the screen.

101. Wang Z. Impacts of geometric parameters of double-jet film cooling on anti-kidney vortex structure and cooling effectiveness [Electronic resource] / Zhan Wang, Jian-Jun Liu, Chao Zhang // Proceedings of ASME Turbo Expo–2013. — GT2013-94038. — 9 p. — 1 CD-ROM. — Title from the screen.

102. Kusterer K. Film cooling effectiveness comparison between shaped- and double jet film cooling holes in a row arrangement [Electronic resource] / K. Kusterer, A. Elyas, D.Bohn and etc. // Proceedings of ASME Turbo Expo 2010: Power for Land, Sea and Air, Glasgow, UK, 14-18 June, 2010. GT2010–22604. — 13 p. — 1 CD-ROM. — Title from the screen.

103. Sakai E. Numerical study on flat plate and leading edge film cooling [Electronic resource] / E. Sakai, T. Takahashi, K. Funazaki, H. B. Salleh, K. Watanabe // Proceedings of ASME Turbo Expo June 8-12. — 2009. — GT2009-59517. — 13 p. — 1 CD-ROM. — Title from the screen.

104. Халатов А.А., Авраменко А.А., Борисов И.И. Газовая завеса на выпуклой поверхности с внешней турбулентностью и отрицательным градиентом давления [Текст] / А.А. Халатов, А.А. Авраменко, И.И. Борисов // Теплофизика высоких температур. — 1991. — том 29, №1. — С.101 – 107.

105. Дейч М.Е. Техническая газодинамика [Текст] / М.Е. Дейч. — М.: Энергия, 1974. — 592 с.

106. Зайдель А.Н. Элементарные оценки ошибок измерений учеб. пособие для студ. высш. учеб. зав. [Текст] / А. Н. Зайдель, [изд. 2-е испр. и доп.]. — Л.: Наука, Ленинградское отд., 1967. — 88 с.

107. Халатов А.А. Эффективность пленочного охлаждения плоской поверхности системой наклонных отверстий, расположенных в сферических углублениях [Текст] / А.А. Халатов, И.И. Борисов, А.С. Коваленко, Ю.Я. Дашевский, С.В. Шевцов // Промышленная теплотехника. — 2012. — Т.34 — №.3 — С.5–12.

108. Халатов А.А. Эффективность пленочного охлаждения плоской поверхности однорядной системой наклонных отверстий в кратерах при ускорении внешнего потока [Текст] / А.А. Халатов, И.И. Борисов, А.С. Коваленко, Ю.Я. Дашевский, С.В. Шевцов // Восточно-европейский журнал передовых технологий. — 2013. — №3/12(63). — С.54–58.

109. Теория и практика закрученных потоков [Текст] / Халатов А.А.: отв.ред. Долинский А.А., АН УССР. Ин-т технической теплофизики. — Киев: Наукова Думка, — 1989. — 192 с.

110. Gao Z. Experimental investigation of film cooling effectiveness on gas turbine blades [Text] / PhD Dissertation: Mechanical Engineering, August 2007 // Zhihong Gao. — Texas A&M University, 2007. — 151 p.

111. Leyek J.H. Discrete jet film cooling: a comparison of computation results with experiments [Text] / J.H. Leyek, R.D. Zerkle // Journal of Turbomachinery. — 1994. — V. 116. — P. 358–368.

112. Mathew S. Evaluation of CFD predictions using thermal field measurements on a simulated film cooled turbine blade leading edge [Electronic resource] / Sibi Mathew, Silvia Ravelli and David G. Bogard // Proceedings of

ASME Turbo Expo 2011 June 6–10, 2011, Vancouver, British Columbia. GT2011-46619. — 10 p. — 1 CD-ROM. — Title from the screen.

113. Harrison K.L. Comparison of rans turbulence models for prediction of film cooling performance [Electronic resource] / K.L. Harrison, D.G. Bogard // Proceedings of ASME Turbo Expo 2008 June 9-13, 2008, Berlin, Germany. GT2008-51423. — 10 p. — 1 CD-ROM. — Title from the screen.

114. Sinha A.K. Film cooling effectiveness downstream of a single row of holes with variable density ratio [Text] / A.K. Sinha, D.G. Bogard, M.E. Crawford // Journal of Turbomachinery. — 1991. — No 113. — P. 443–449.

115. Андерсон Д. Вычислительная гидромеханика и теплообмен [Текст] / Д. Андерсон, Дж. Таннехилл, Р. Плетчер // пер. с англ. Подвидза Г.Л. — М.: Мир. — 1990. — 384 с.

116. Математичні моделі пристінної турбулентності: монографія [Текст] / М.С. Кулик, В.Т. Мовчан, Є.О. Шквар. — К.: НАУ. — 2012. — 356 с.

117. Доник Т.В. Теплообмен и гидродинамика закрученных и вихревых потоков в каналах [Текст] / Доник Т.В., Письменный Д.Н.// Под редакцией акад. НАН Украины А.А. Халатова — Киев: Наукова Думка, 2014. — 189 с.

118. Юн А.А. Теория и практика моделирования турбулентных течений [Текст] / А.А. Юн. — М.: URSS, 2009. — 272 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

**МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРИ
ВЫДУВЕ ЧЕРЕЗ ОТВЕРСТИЯ РАЗЛИЧНОЙ ГЕОМЕТРИИ**

Определение поправок, учитывающих влияние различных факторов [10]:

$\Delta\eta_1$ – определяемая по рис.А.1 [10] и учитывающая наклон канала сплошной щели к защищаемой поверхности;

$$\Delta\eta_1 = \eta_0 - \eta_1 = f(\eta_0; W_2/W_1; \alpha), \quad (\text{A.1})$$

где η_0 и η_1 – соответственно эффективность за сплошной тангенциальной щелью и щелью с углом α .

$\Delta\eta_2$ – определяемая по рис.А.2 [10] и учитывающая дискретность вдува вторичного газа через ряды однотипных отверстий;

$$\Delta\eta_2 = \eta_1 - \eta_2 = f(\eta_1; \bar{u}), \quad (\text{A.2})$$

где η_1 и η_2 – соответственно эффективность за сплошной эквивалентной щелью и за пояском перфорации.

$\Delta\eta_3$ – определяемая уравнением (А.3) и учитывающая градиенты скорости вдоль границы динамического пограничного слоя;

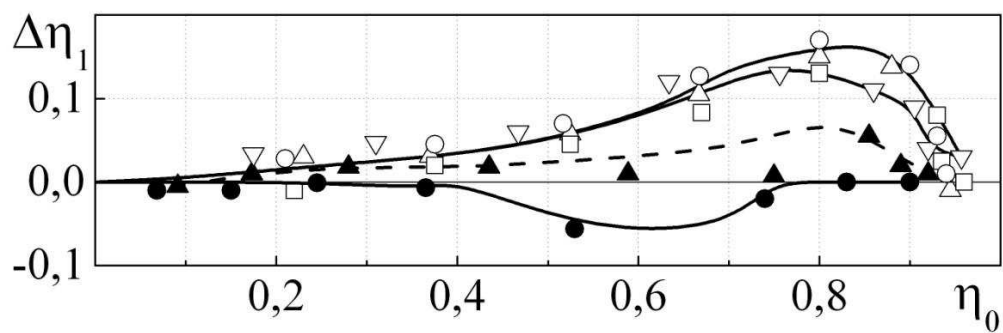
$$\Delta\eta_3 = \eta_2 - \eta_3 = \left\{ 1 - \left[\frac{u_\delta(x_s)}{u_\delta(x)} \right]^{0,2} \right\} \eta_2, \quad (\text{A.3})$$

где η_2 и η_3 – значения эффективности при наличии и отсутствии положительных градиентов скорости;

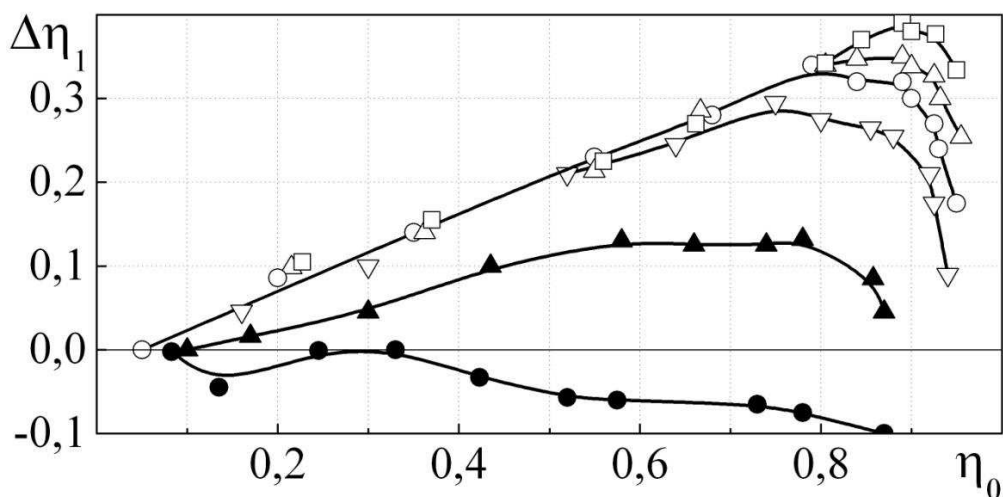
$\Delta\eta_4$ – определяемая уравнением (А.4) и учитывающая закрутку основного потока газа:

$$\Delta\eta_4 = \eta_3 - \eta_4 = -C \left[1 - \Theta \left| \left(\frac{c_{1u}}{c_1} \right)_{\delta_s}^2 \frac{s}{R_s} (W_2/W_1)^{-1,3} \right. \right]^k \times \left[th(a\Delta\bar{l}) \right] \eta_3, \quad (\text{A.4})$$

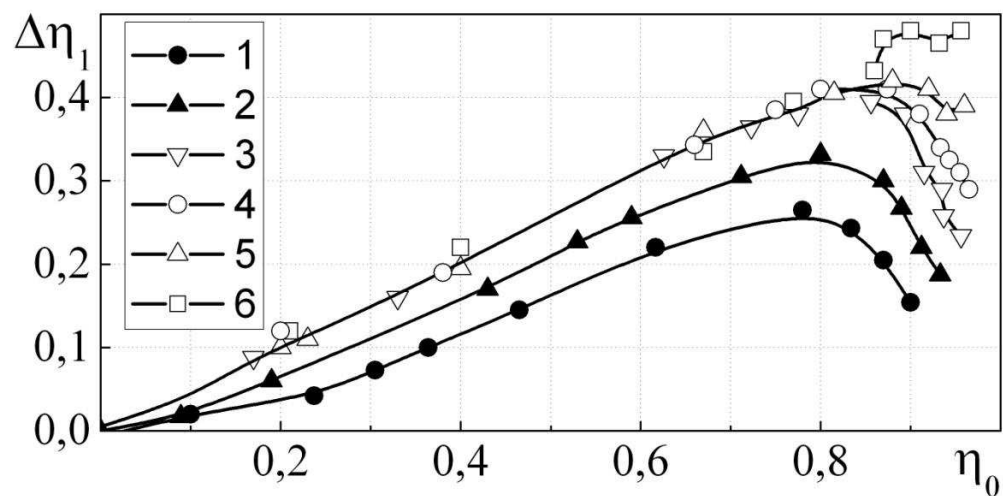
где η_4 и η_3 – соответственно эффективность при закрученном основном потоке и при отсутствии его закрутки, рассчитанные по координате $\Delta\bar{l}$;



а



б



в

Рисунок А.1 – Снижение эффективности пленочного охлаждения адиабатной плоской пластины $\Delta\eta_1$ за сплошными щелями, направленными под углом $\alpha = 45^\circ$ (а), $\alpha = 75^\circ$ (б), $\alpha = 90^\circ$ (в) к защищаемой поверхности, по сравнению с эффективностью за тангенциальной щелью при различных W_2/W_1 [36]: 1 — $W_2/W_1 = 0,350$; 2 — $W_2/W_1 = 0,581$; 3 — $W_2/W_1 = 0,935$; 4 — $W_2/W_1 = 0,70$; 5 — $W_2/W_1 = 1,15$; 6 — $W_2/W_1 = 1,72$.

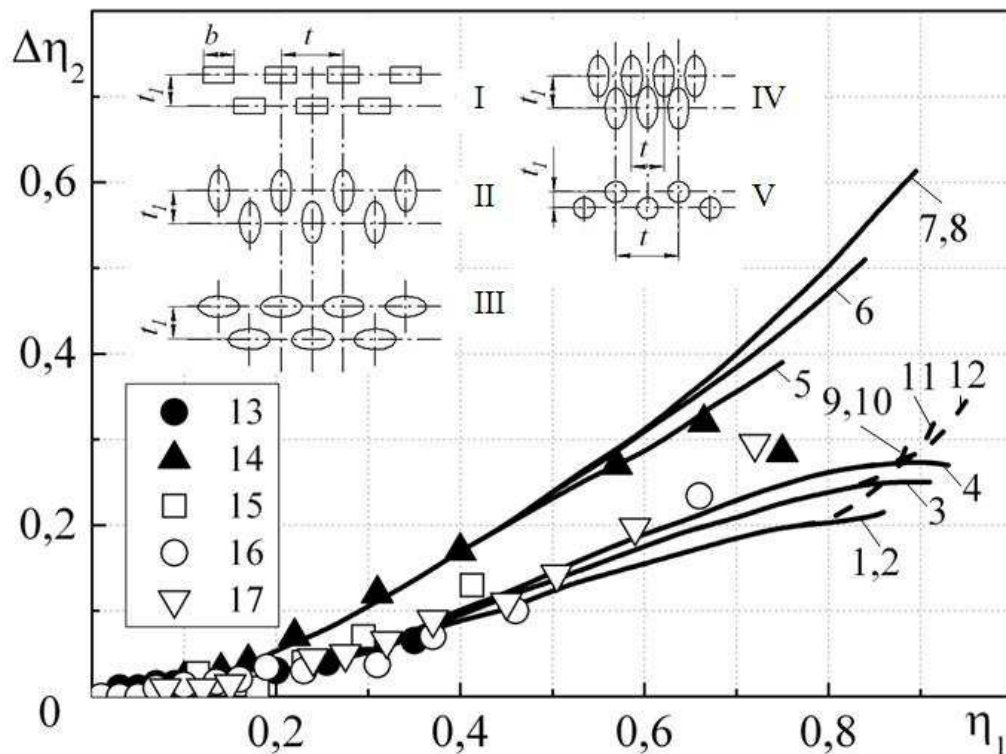


Рисунок А.2 – Снижение эффективности пленочного охлаждения адиабатной плоской пластины $\Delta\eta_2$ за перфорированными поясками по сравнению с эффективностью за сплошной эквивалентной щелью η_1 при различных коэффициентах вдува: I – прямоугольные отверстия при $s = 1,4$ мм, $\gamma = 30^\circ$, $\beta = 0$, $b = 6$ мм, $t = 12$ мм, $t_1 = 8,8$ мм (1 – $W_2/W_1 = 0,35$; 2 – $W_2/W_1 = 0,69$; 3 – $W_2/W_1 = 1,15$; 4 – $W_2/W_1 = 1,74$); II – круглые отверстия при $\gamma = 30^\circ$, $\beta = 0$, $t = 12$ мм, $t_1 = 8,8$ мм, $d = 3,32$ мм (5 – $W_2/W_1 = 0,36$; 6 – $W_2/W_1 = 0,70$; 7 – $W_2/W_1 = 1,17$; 8 – $W_2/W_1 = 1,70$); III – круглые отверстия при $\gamma = 30^\circ$, $\beta = 90^\circ$, $t = 12$ мм, $t_1 = 8,8$ мм, $d = 3,32$ мм (13 – $W_2/W_1 = 0,12$; 14 – $W_2/W_1 = 0,35$); IV – круглые отверстия при $\gamma = 30^\circ$, $\beta = 0$, $t = 6,6$ мм, $t_1 = 8,8$ мм, $d = 3,32$ мм (9 – $W_2/W_1 = 0,35$; 10 – $W_2/W_1 = 0,70$; 11 – $W_2/W_1 = 1,17$; 12 – $W_2/W_1 = 1,75$); V – круглые отверстия при $\beta = 90^\circ$, $t = 12$ мм, $t_1 = 4,4$ мм, $d = 3,32$ мм (15 – $W_2/W_1 = 0,12$; 16 – $W_2/W_1 = 0,35$; 17 – $W_2/W_1 = 0,70$).

c_1 и c_{1u} – соответственно модуль и окружная составляющая скорости основного невозмущенного потока; R_s – расстояние от оси вращения до выхода из щели. Значения C , k и a определены в работе [61].

$\Delta\eta_5$ – определяемая уравнениями (А.5), (А.6), (А.7) и учитывающая сжимаемость, неизотермичность и неоднородность потока газа при обтекании защищаемой поверхности:

$$\eta_5 = \left[1 + \frac{\beta_{\text{макс}}^{*(1+m_*)} (1+m_*) A_*}{\left(\text{Re}_2 \frac{\mu_2}{\mu_{\delta s}} \right)^{1+m_*} (1+K_s)^{1+m_*}} \times \int_{x_{00}}^x \psi_{Cf} \frac{\rho_{\delta} u_{\delta}}{\mu_{\delta s}} \left(\frac{\mu_{\delta}}{\mu_{\delta s}} \right)^{m_*} dx \right]^{\frac{1}{1+m_*}}, \quad (\text{A.5})$$

$$\psi_{Cf} \equiv \frac{Cf}{Cf} \Big|_{\text{Re}^{**}=\text{idem}} = \left[\frac{\arctg \left(Ma_{\delta} \sqrt{r_T \frac{n_{1-1}}{2}} \right)}{Ma_{\delta} \sqrt{r_T \frac{\mathcal{H}_1-1}{2}}} \right]^2, \quad (\text{A.6})$$

$$f_e \equiv \frac{\rho_*}{\rho_1} \left(\frac{\mu_1}{\mu_*} \right)^{-m_*} = \left(\frac{T_*}{T_1} \right)^{-(1-\alpha m_*)} \Big|_{\alpha m_*=0,2} \approx \left(1 + 0,72 \frac{n_1-1}{2} r_T Ma_{\delta}^2 \right)^{-0,8}. \quad (\text{A.7})$$

$\Delta \eta_6$ – определяемая уравнением (A.8) и учитывающая переход при установлении эффективности от полных энтальпий к полным температурам;

$$\Delta \eta_6 = \eta_5 - \eta_6 = \left(1 - \frac{C_{p2}}{C_{p1}} \right) (1 - \eta_5) \times \left[1 + \left(\frac{C_{p2}}{C_{p1}} - 1 \right) \eta_5 \right]^{-1} \eta_5 \quad (\text{A.8})$$

$\Delta \eta_7$ – определяемая уравнением (A.9) и учитывающая переход из абсолютной в относительную систему координат, и в частности градиенты температуры вдоль границы пограничного слоя:

$$\Delta \eta_7 = \eta_6 - \eta_7 = \left(1 - \frac{C_{p1}}{C_{p2}} \right) \frac{T_{\delta}^0 - T_{\delta s}^0}{T_2^0 - T_{\delta s}^0} \eta_6 \quad (\text{A.9})$$

$\Delta \eta_8$ – определяемая уравнением (A.10) и учитывающая переход при установлении эффективности от полных температур к равновесным температурам стенки.

$$\Delta \eta_8 = \eta_7 - \eta = \left[\eta_7 - \frac{T_{\delta}^0(x) f_1(x)}{T_{\delta s}^0(x) f_1(x_s)} \right] \frac{f_1(x_s)}{(1-f_2) \frac{T_{\delta 2}^0(x)}{T_s^0(x)} - [1-f_1(x_s)]}. \quad (\text{A.10})$$

При этом величины $\Delta \eta_1$, $\Delta \eta_2$, $\Delta \eta_3$ и $\Delta \eta_4$ получены экспериментально, а $\Delta \eta_5$, $\Delta \eta_6$, $\Delta \eta_7$ и $\Delta \eta_8$ — из уравнений движения газового потока теоретически.

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

**ВЛИЯНИЕ УГЛОВ ВДУВА α И β ПРИ ВЫДУВЕ ОХЛАДИТЕЛЯ
ЧЕРЕЗ ДИСКРЕТНЫЕ ОТВЕРСТИЯ**

Влияние угла вдува α . При больших углах вдува (90 градусов) пики эффективности более крутые и узкие и наблюдаются на меньших расстояниях от места вдува. Снижение эффективности происходит быстрее, а следовательно меньшая средняя по поверхности эффективность. Уменьшение угла вдува приближает систему к тангенциальной щели, которая, как было показано в п.1.2, является идеальным случаем вдува [26].

Влияние сложных углов вдува. В таблице Б.1 приведены найденные в литературе экспериментальные работы и основные геометрические и режимные параметры для однорядных систем вдува из цилиндрических отверстий со сложными углами. На эффективность пленочного охлаждения данных систем влияют следующие основные параметры: относительная продольная координата; угол α между осью отверстия и поверхностью охлаждения; угол β между проекцией оси отверстия на плоскость XZ и направлением основного потока (осью X); параметр вдува, отношение плотностей вдуваемого и основного потока (DR). Как видно из таблицы, в имеющихся экспериментальных работах угол α примерно одинаков (30...35°); диапазон изменения угла β составляет 0...90°, однако для $\beta = 30^\circ$ имеется лишь одна работа, все остальные рассматривают диапазон 45...90°. Значение относительного поперечного шага в различных работах изменяется от 3 до 8.

Анализ работ, приведенных в табл. Б.1, показал, что используемые в них экспериментальные условия существенно различаются по параметру вдува, поперечному шагу, отношению плотностей вдуваемого и основного потоков. В результате имеет место значительное расхождение данных по эффективности охлаждения, как для систем отверстий со сложным углом, так

Таблица Б.1 – Геометрические и режимные параметры экспериментов по пленочному охлаждению: цилиндрические отверстия со сложным углом.

№	Работа	α , град	β , град	t/d	m	DR
[13]	Goldstein R.J. Film cooling.	35° для осевых отв. 35° и 15°	0° 90°	одиночное отверстие	0,5 1,0 2,0	
[58]	Waye S.K., Bogard D.G. High-resolution film cooling effectiveness comparison of axial and compound angle holes on the suction side of a turbine vane.	30° для осевых отв. 45° для отв. со сложн. углами	0° 45°	5,55	0,3 1,0 1,4	1,3
[64]	In Sung Jung, Joon Sik Lee. Effects of orientation angles on film cooling over a flat plate: boundary layer temperature distributions and adiabatic film cooling effectiveness.	35°	0° 30° 60° 90°	3,0	0,465 0,93 1,86	0,9 3
[63]	Ligrani P.M., Wigle S., Jackson W. Film-cooling from holes with compound angle orientations: Part 2 – results downstream of a single row of holes with 6d spanwise spacing.	35°	0° 50,5°	6	0,5 1,0 1,5	1,0
[65]	Schmidt D.L., Sen B., Bogard D.G. Film cooling with compound angle holes: adiabatic effectiveness.	35°	0° 60°	3	0,6 1,25	1,6
[66]	Li Jia , Ren Jing, Jiang Hongde. Film cooling performance of the embedded holes in trenches with compound angles.	30°	0° 45° 90°	3	0,5 1,0 1,5	1
[67]	Ekkad S.V., Zapata D., Han J.C. Film effectiveness over a flat surface with air and CO ₂ injection through compound angle holes using a transient liquid crystal image method.	35°	0° 45° 90°	4	0,5 1,0 2,0	0,9 8 1,4 6

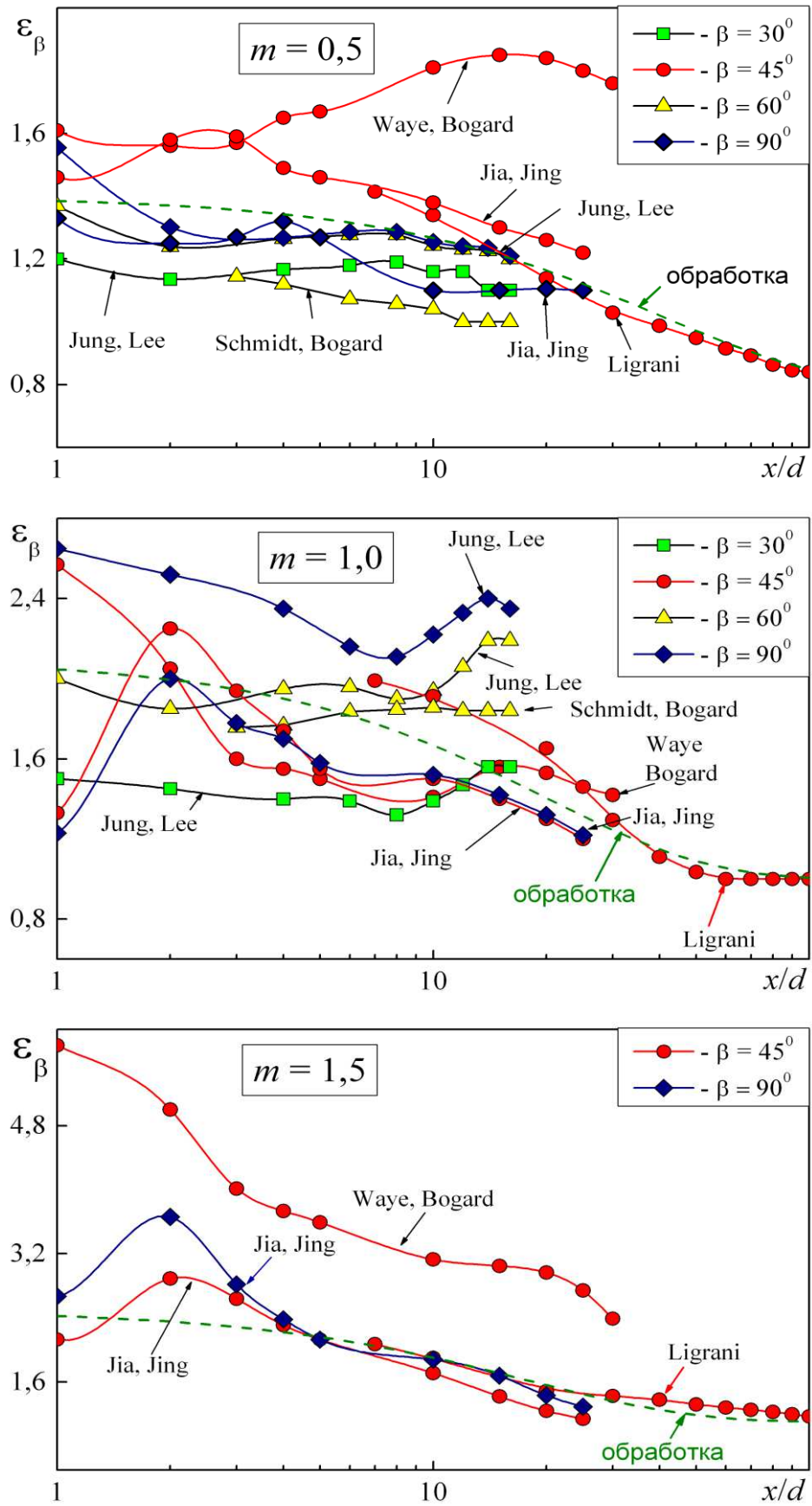


Рисунок Б.1 – Сравнение данных по эффективности охлаждения однорядной системой отверстий под сложным углом при $m = 0,5$; $m = 1,0$; $m = 1,5$.

и для обычного ряда наклонных отверстий. В связи с этим, основная обработка данных проводилась по значению фактора ε_β в соотношении (Б.1), определяемого как:

$$\varepsilon_\beta = \frac{\eta_\beta}{\eta_0}, \quad (\text{Б.1})$$

где η_β и η_0 – значения эффективности для отверстий под сложным углом и осевых (при $\beta = 0$). Предполагается, что такая обработка позволит минимизировать влияние таких факторов, как DR (отношение плотностей вдуваемого и основного потоков), внешней турбулентности, ускорения потока и кривизны. Эти факторы учитываются при расчете эффективности пленочного охлаждения осевых отверстий (η_0). Кроме того, на основании имеющихся ограниченных данных по эффективности вдува из отверстий под сложным углом учесть влияние DR не представляется возможным, а для турбулентности, ускорения и кривизны такие данные отсутствуют.

На рис.Б.1 показано сравнение данных работ, приведенных в таблице по ε_β при различных значениях параметра вдува. Анализ рисунков показывает, что имеет место значительный разброс данных. Пунктирной линией показана рекомендуемая расчетная зависимость. При обработке некоторые данные пришлось отбросить, а за основу приняты результаты работы [63], поскольку только в этой работе изменения проведены на участке до значения относительной продольной координаты $x/d = 100$. В остальных экспериментах исследовался участок $x/d < 25$. При обработке были «срезаны» имеющиеся локальные максимумы на участке $2 < x/d < 4$. Для получения достоверной зависимости для коэффициента ε_β в настоящее время недостаточно экспериментальных данных.

ПРИЛОЖЕНИЕ В
РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТОВ ПО ПЛЕНОЧНОМУ ОХЛАЖДЕНИЮ

Таблица В.1 – Эффективность охлаждения, двухструйная схема; $t/d = 4$; $dP/dx = 0$; $Tu = 1,0\%$.

x/d	$m=0,5$						$m=1,0$						$m=1,5$					
	$z=0$	$z=3,2$	$z=6,4$	$z=9,6$	$z=12,8$	ср	$z=0$	$z=3,2$	$z=6,4$	$z=9,6$	$z=12,8$	ср	$z=0$	$z=3,2$	$z=6,4$	$z=9,6$	$z=12,8$	ср
6,25	0,382	0,332	0,302	0,299	0,378	0,328	0,334	0,293	0,267	0,259	0,333	0,288	0,299	0,259	0,241	0,242	0,303	0,261
9,38	0,347	0,293	0,263	0,271	0,339	0,293	0,330	0,284	0,262	0,254	0,329	0,282	0,307	0,270	0,244	0,243	0,313	0,267
12,50	0,302	0,278	0,264	0,257	0,288	0,274	0,295	0,275	0,262	0,254	0,276	0,269	0,280	0,260	0,252	0,249	0,266	0,259
15,63	0,272	0,257	0,244	0,239	0,260	0,252	0,271	0,261	0,252	0,249	0,263	0,257	0,261	0,252	0,247	0,242	0,255	0,250
21,88	0,229	0,212	0,216	0,208	0,220	0,215	0,235	0,229	0,230	0,236	0,239	0,233	0,233	0,222	0,229	0,231	0,234	0,229
25,00	0,202	0,187	0,195	0,198	0,208	0,196	0,222	0,210	0,212	0,227	0,229	0,219	0,216	0,208	0,213	0,228	0,230	0,218
28,13	0,190	0,180	0,189	0,179	0,189	0,184	0,212	0,205	0,209	0,213	0,215	0,210	0,209	0,205	0,208	0,211	0,216	0,209
31,25	0,176	0,171	0,183	0,172	0,176	0,176	0,199	0,196	0,198	0,204	0,199	0,199	0,201	0,196	0,200	0,206	0,201	0,201

x/d	$m=2,0$						$m=2,5$						$m=3,0$					
	$z=0$	$z=3,2$	$z=6,4$	$z=9,6$	$z=12,8$	ср	$z=0$	$z=3,2$	$z=6,4$	$z=9,6$	$z=12,8$	ср	$z=0$	$z=3,2$	$z=6,4$	$z=9,6$	$z=12,8$	ср
6,25	0,275	0,232	0,210	0,237	0,286	0,240	0,249	0,202	0,186	0,233	0,262	0,219	0,218	0,177	0,167	0,218	0,253	0,199
9,38	0,282	0,248	0,224	0,246	0,300	0,252	0,256	0,221	0,199	0,244	0,278	0,233	0,233	0,206	0,176	0,226	0,27	0,215
12,50	0,265	0,245	0,232	0,245	0,263	0,247	0,244	0,224	0,210	0,237	0,247	0,229	0,232	0,206	0,196	0,220	0,241	0,215
15,63	0,253	0,236	0,232	0,248	0,247	0,242	0,235	0,218	0,214	0,238	0,237	0,227	0,227	0,204	0,204	0,220	0,232	0,214
21,88	0,227	0,214	0,222	0,237	0,230	0,225	0,211	0,204	0,210	0,228	0,217	0,214	0,211	0,195	0,205	0,215	0,214	0,207
25,00	0,210	0,199	0,204	0,232	0,221	0,213	0,200	0,194	0,199	0,226	0,214	0,207	0,202	0,186	0,201	0,216	0,213	0,203
28,13	0,205	0,196	0,202	0,218	0,213	0,206	0,200	0,189	0,194	0,215	0,195	0,199	0,201	0,185	0,194	0,205	0,198	0,196
31,25	0,199	0,191	0,198	0,207	0,199	0,199	0,195	0,184	0,194	0,205	0,194	0,194	0,196	0,180	0,198	0,198	0,192	0,193

Таблица В.2 – Коэффициент неравномерности, двухструйная схема; $t/d = 4$; $dP/dx = 0$; $Tu = 1,0\%$.

x/d	$m=0,5$				$m=1,0$				$m=1,5$			
	η_{\max}	η_{\min}	η_{cp}	ε	η_{\max}	η_{\min}	η_{cp}	ε	η_{\max}	η_{\min}	η_{cp}	ε
6,25	0,382	0,299	0,328	0,245	0,334	0,259	0,288	0,252	0,303	0,241	0,261	0,231
9,38	0,347	0,263	0,293	0,278	0,330	0,254	0,282	0,260	0,313	0,243	0,267	0,254
12,50	0,302	0,257	0,274	0,162	0,295	0,254	0,269	0,151	0,280	0,249	0,259	0,119
15,63	0,272	0,239	0,252	0,130	0,271	0,249	0,257	0,085	0,261	0,242	0,250	0,076
21,88	0,229	0,208	0,215	0,097	0,239	0,229	0,233	0,043	0,234	0,222	0,229	0,052
25,00	0,208	0,187	0,196	0,106	0,229	0,210	0,219	0,086	0,230	0,208	0,218	0,100
28,13	0,190	0,179	0,184	0,059	0,215	0,205	0,210	0,047	0,216	0,205	0,209	0,052
31,25	0,183	0,171	0,176	0,068	0,204	0,196	0,199	0,040	0,206	0,196	0,201	0,050

x/d	$m=2,0$				$m=2,5$				$m=3,0$			
	η_{\max}	η_{\min}	η_{cp}	ε	η_{\max}	η_{\min}	η_{cp}	ε	η_{\max}	η_{\min}	η_{cp}	ε
6,25	0,286	0,210	0,240	0,306	0,262	0,186	0,219	0,336	0,253	0,167	0,199	0,416
9,38	0,300	0,224	0,252	0,292	0,278	0,199	0,233	0,330	0,270	0,176	0,215	0,423
12,50	0,265	0,232	0,247	0,132	0,247	0,210	0,229	0,159	0,241	0,196	0,215	0,205
15,63	0,253	0,232	0,242	0,086	0,238	0,214	0,227	0,105	0,232	0,204	0,214	0,129
21,88	0,237	0,214	0,225	0,102	0,228	0,204	0,214	0,112	0,215	0,195	0,207	0,096
25,00	0,232	0,199	0,213	0,155	0,226	0,194	0,207	0,155	0,216	0,186	0,203	0,147
28,13	0,218	0,196	0,206	0,106	0,215	0,189	0,199	0,131	0,205	0,185	0,196	0,102
31,25	0,207	0,191	0,199	0,080	0,205	0,184	0,194	0,108	0,198	0,180	0,193	0,093

Таблица В.3 – Эффективность охлаждения, двухструйная схема; $t/d = 4$; внешняя турбулентность $Tu = 7\%$.

x/d	$m=0,5$							$m=1,0$							$m=1,5$						
	$z=0$	$z=3,2$	$z=6,4$	$z=9,6$	$z=12,8$	cp	ϵ	$z=0$	$z=3,2$	$z=6,4$	$z=9,6$	$z=12,8$	cp	ϵ	$z=0$	$z=3,2$	$z=6,4$	$z=9,6$	$z=12,8$	cp	ϵ
6,25	0,373	0,335	0,302	0,307	0,386	0,331	0,247	0,337	0,292	0,264	0,271	0,347	0,292	0,275	0,311	0,259	0,23	0,253	0,319	0,264	0,324
9,38	0,327	0,293	0,268	0,26	0,336	0,288	0,256	0,315	0,277	0,262	0,261	0,339	0,282	0,268	0,297	0,254	0,237	0,256	0,331	0,265	0,342
12,50	0,307	0,293	0,272	0,271	0,299	0,285	0,125	0,302	0,279	0,265	0,271	0,306	0,280	0,144	0,286	0,26	0,252	0,258	0,288	0,264	0,134
15,63	0,267	0,26	0,244	0,26	0,271	0,258	0,104	0,269	0,256	0,25	0,267	0,28	0,262	0,113	0,256	0,24	0,238	0,255	0,26	0,248	0,088
21,88	0,233	0,228	0,216	0,234	0,231	0,228	0,079	0,246	0,232	0,23	0,254	0,251	0,241	0,099	0,232	0,218	0,222	0,248	0,24	0,231	0,129
25,00	0,215	0,212	0,203	0,219	0,219	0,213	0,075	0,233	0,219	0,217	0,25	0,241	0,231	0,142	0,224	0,208	0,216	0,243	0,228	0,223	0,156
28,13	0,204	0,196	0,195	0,202	0,2	0,199	0,045	0,222	0,21	0,21	0,231	0,224	0,219	0,096	0,214	0,197	0,207	0,23	0,211	0,212	0,156
31,25	0,188	0,185	0,184	0,196	0,187	0,188	0,064	0,209	0,201	0,202	0,224	0,209	0,209	0,110	0,203	0,191	0,197	0,221	0,203	0,203	0,148

x/d	$m=2,0$							$m=2,5$							$m=3,0$						
	$z=0$	$z=3,2$	$z=6,4$	$z=9,6$	$z=12,8$	cp	ϵ	$z=0$	$z=3,2$	$z=6,4$	$z=9,6$	$z=12,8$	cp	ϵ	$z=0$	$z=3,2$	$z=6,4$	$z=9,6$	$z=12,8$	cp	ϵ
6,25	0,282	0,226	0,2	0,247	0,306	0,242	0,420	0,249	0,198	0,167	0,236	0,29	0,218	0,539	0,215	0,168	0,145	0,224	0,272	0,195	0,620
9,38	0,275	0,229	0,212	0,258	0,322	0,249	0,424	0,245	0,204	0,184	0,255	0,305	0,230	0,507	0,219	0,18	0,152	0,244	0,278	0,206	0,587
12,50	0,263	0,236	0,229	0,244	0,276	0,245	0,188	0,241	0,217	0,207	0,234	0,265	0,228	0,249	0,221	0,199	0,189	0,225	0,249	0,212	0,277
15,63	0,24	0,217	0,22	0,248	0,252	0,233	0,149	0,221	0,199	0,203	0,239	0,242	0,218	0,195	0,206	0,19	0,185	0,233	0,232	0,207	0,229
21,88	0,22	0,203	0,209	0,242	0,226	0,219	0,177	0,207	0,192	0,198	0,228	0,218	0,208	0,173	0,203	0,191	0,192	0,226	0,216	0,205	0,170
25,00	0,213	0,193	0,209	0,237	0,219	0,214	0,205	0,202	0,186	0,191	0,229	0,21	0,203	0,211	0,199	0,187	0,192	0,227	0,208	0,202	0,197
28,13	0,205	0,189	0,199	0,224	0,204	0,204	0,171	0,197	0,182	0,19	0,222	0,2	0,198	0,202	0,198	0,188	0,189	0,221	0,202	0,200	0,165
31,25	0,197	0,184	0,193	0,213	0,197	0,197	0,147	0,193	0,18	0,19	0,209	0,193	0,193	0,150	0,195	0,183	0,192	0,211	0,195	0,195	0,143

Таблица В.4 – Сравнение средней по ширине эффективности пленочного охлаждения двухструйной системы отверстий с турбулизатором на входе и без него.

x/d	$m = 0,5$			$m = 1,0$			$m = 1,5$			$m = 2,0$			$m = 2,5$		
	$Tu=7\%$	$Tu=1\%$	$\frac{\eta_{турб}}{\eta_{Tu=0}}$	$Tu=7\%$	$Tu=1\%$	$\frac{\eta_{турб}}{\eta_{Tu=0}}$	$Tu=7\%$	$Tu=1\%$	$\frac{\eta_{турб}}{\eta_{Tu=0}}$	$Tu=7\%$	$Tu=1\%$	$\frac{\eta_{турб}}{\eta_{Tu=0}}$	$Tu=7\%$	$Tu=1\%$	$\frac{\eta_{турб}}{\eta_{Tu=0}}$
6,25	0,330	0,328	1,006	0,292	0,291	1,003	0,265	0,264	1,004	0,242	0,243	0,996	0,218	0,224	0,973
9,38	0,288	0,293	0,983	0,282	0,285	0,990	0,266	0,270	0,985	0,250	0,256	0,977	0,230	0,237	0,971
12,50	0,284	0,274	1,037	0,280	0,272	1,029	0,265	0,262	1,012	0,245	0,250	0,990	0,228	0,234	0,974
15,63	0,258	0,252	1,024	0,262	0,260	1,008	0,248	0,253	0,980	0,233	0,245	0,951	0,218	0,231	0,944
21,88	0,227	0,215	1,056	0,241	0,235	1,026	0,231	0,232	0,996	0,220	0,229	0,961	0,208	0,218	0,954
25,00	0,212	0,196	1,082	0,231	0,221	1,045	0,224	0,221	1,014	0,214	0,216	0,991	0,203	0,211	0,962
28,13	0,198	0,185	1,070	0,219	0,213	1,028	0,212	0,212	1,000	0,204	0,210	0,971	0,198	0,203	0,975
31,25	0,188	0,176	1,068	0,209	0,202	1,035	0,203	0,204	0,995	0,197	0,202	0,975	0,193	0,199	0,970

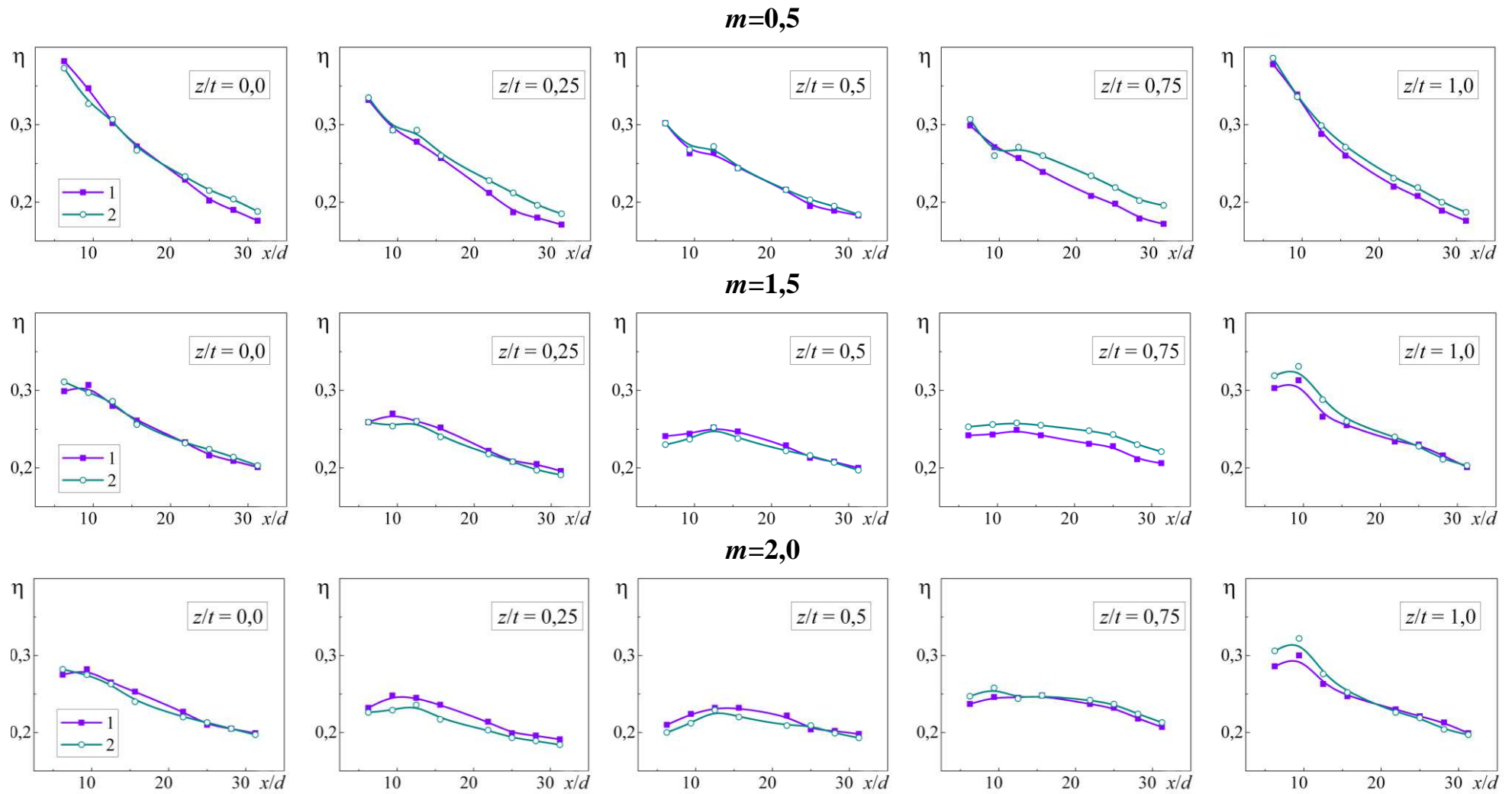


Рисунок В.1 – Влияние внешней турбулентности на локальную эффективность пленочного охлаждения за системой парных отверстий. 1 – $Tu = 1\%$; 2 – $Tu = 7\%$.

Таблица В.5 – Эффективность охлаждения, двухструйная схема; $t/d = 4$; $Tu = 1\%$; dP/dx ; профиль №1.

x/d	$m=0,5$							$m=1,0$							$m=1,5$						
	$z=0$	$z=3,2$	$z=6,4$	$z=9,6$	$z=12,8$	ср	ϵ	$z=0$	$z=3,2$	$z=6,4$	$z=9,6$	$z=12,8$	ср	ϵ	$z=0$	$z=3,2$	$z=6,4$	$z=9,6$	$z=12,8$	ср	ϵ
6,25	0,387	0,321	0,297	0,283	0,372	0,320	0,313	0,342	0,284	0,257	0,248	0,337	0,282	0,320	0,306	0,259	0,233	0,229	0,303	0,256	0,289
9,38	0,343	0,28	0,256	0,23	0,343	0,277	0,389	0,32	0,27	0,24	0,227	0,323	0,265	0,348	0,296	0,259	0,23	0,224	0,306	0,254	0,312
12,50	0,285	0,258	0,251	0,239	0,273	0,257	0,176	0,288	0,261	0,244	0,241	0,26	0,255	0,182	0,275	0,25	0,238	0,234	0,258	0,247	0,163
15,63	0,258	0,23	0,225	0,22	0,244	0,232	0,161	0,26	0,242	0,231	0,232	0,249	0,240	0,119	0,255	0,239	0,229	0,231	0,246	0,237	0,108
21,88	0,21	0,184	0,189	0,182	0,189	0,189	0,147	0,224	0,208	0,202	0,21	0,212	0,210	0,104	0,221	0,208	0,211	0,22	0,215	0,214	0,060
25,00	0,176	0,16	0,165	0,172	0,169	0,167	0,095	0,2	0,189	0,186	0,203	0,203	0,195	0,087	0,2	0,191	0,187	0,217	0,213	0,200	0,149
28,13	0,166	0,148	0,161	0,16	0,159	0,158	0,113	0,186	0,18	0,179	0,194	0,19	0,185	0,081	0,191	0,184	0,182	0,206	0,197	0,192	0,125
31,25	0,146	0,135	0,152	0,151	0,146	0,146	0,116	0,175	0,169	0,17	0,186	0,175	0,175	0,097	0,18	0,175	0,17	0,194	0,18	0,180	0,133

x/d	$m=2,0$							$m=2,5$							$m=3,0$						
	$z=0$	$z=3,2$	$z=6,4$	$z=9,6$	$z=12,8$	ср	ϵ	$z=0$	$z=3,2$	$z=6,4$	$z=9,6$	$z=12,8$	ср	ϵ	$z=0$	$z=3,2$	$z=6,4$	$z=9,6$	$z=12,8$	ср	ϵ
6,25	0,277	0,235	0,205	0,229	0,286	0,238	0,329	0,257	0,211	0,184	0,22	0,273	0,220	0,389	0,238	0,193	0,165	0,214	0,25	0,204	0,401
9,38	0,276	0,248	0,215	0,238	0,296	0,247	0,318	0,266	0,233	0,194	0,226	0,289	0,233	0,393	0,255	0,213	0,171	0,224	0,265	0,217	0,417
12,50	0,261	0,242	0,228	0,236	0,249	0,240	0,136	0,246	0,224	0,208	0,229	0,247	0,227	0,169	0,244	0,212	0,196	0,22	0,238	0,217	0,216
15,63	0,245	0,233	0,221	0,237	0,243	0,234	0,102	0,237	0,221	0,207	0,229	0,238	0,224	0,137	0,231	0,212	0,195	0,224	0,225	0,215	0,166
21,88	0,211	0,205	0,202	0,227	0,215	0,212	0,118	0,209	0,195	0,191	0,22	0,213	0,204	0,141	0,208	0,192	0,194	0,215	0,208	0,202	0,113
25,00	0,193	0,187	0,185	0,218	0,205	0,197	0,167	0,193	0,181	0,177	0,214	0,204	0,193	0,191	0,197	0,182	0,18	0,21	0,202	0,193	0,154
28,13	0,189	0,181	0,181	0,206	0,196	0,190	0,131	0,188	0,18	0,177	0,205	0,194	0,188	0,148	0,193	0,181	0,178	0,202	0,193	0,189	0,127
31,25	0,178	0,17	0,169	0,194	0,178	0,178	0,141	0,179	0,17	0,172	0,195	0,179	0,179	0,140	0,183	0,176	0,179	0,195	0,183	0,183	0,104

Таблица В.6 – Эффективность охлаждения, двухструйная схема; $t/d = 4$; $Tu = 1\%$; dP/dx ; профиль №2.

x/d	$m=0,5$							$m=1,0$							$m=1,5$						
	$z=0$	$z=3,2$	$z=6,4$	$z=9,6$	$z=12,8$	ср	ϵ	$z=0$	$z=3,2$	$z=6,4$	$z=9,6$	$z=12,8$	ср	ϵ	$z=0$	$z=3,2$	$z=6,4$	$z=9,6$	$z=12,8$	ср	ϵ
6,25	0,375	0,302	0,283	0,264	0,378	0,306	0,356	0,33	0,271	0,253	0,24	0,333	0,274	0,326	0,299	0,259	0,228	0,222	0,302	0,252	0,305
9,38	0,326	0,263	0,233	0,222	0,331	0,262	0,396	0,312	0,258	0,241	0,228	0,334	0,263	0,386	0,296	0,259	0,23	0,222	0,306	0,253	0,320
12,50	0,27	0,236	0,226	0,228	0,272	0,240	0,187	0,276	0,248	0,234	0,23	0,256	0,245	0,185	0,294	0,244	0,228	0,227	0,253	0,243	0,269
15,63	0,245	0,21	0,206	0,214	0,247	0,219	0,183	0,256	0,227	0,219	0,227	0,246	0,231	0,157	0,252	0,23	0,22	0,225	0,244	0,231	0,137
21,88	0,191	0,171	0,171	0,182	0,188	0,178	0,111	0,209	0,191	0,196	0,21	0,208	0,201	0,094	0,212	0,196	0,198	0,215	0,214	0,206	0,092
25,00	0,162	0,143	0,15	0,166	0,171	0,156	0,177	0,186	0,168	0,176	0,201	0,199	0,184	0,177	0,193	0,18	0,183	0,208	0,209	0,193	0,149
28,13	0,148	0,133	0,142	0,154	0,156	0,145	0,157	0,176	0,165	0,17	0,194	0,185	0,177	0,163	0,187	0,176	0,178	0,201	0,19	0,186	0,134
31,25	0,133	0,128	0,132	0,139	0,133	0,133	0,083	0,166	0,156	0,165	0,176	0,166	0,166	0,121	0,173	0,165	0,168	0,186	0,173	0,173	0,121

x/d	$m=2,0$							$m=2,5$							$m=3,0$						
	$z=0$	$z=3,2$	$z=6,4$	$z=9,6$	$z=12,8$	ср	ϵ	$z=0$	$z=3,2$	$z=6,4$	$z=9,6$	$z=12,8$	ср	ϵ	$z=0$	$z=3,2$	$z=6,4$	$z=9,6$	$z=12,8$	ср	ϵ
6,25	0,279	0,241	0,207	0,221	0,282	0,237	0,305	0,251	0,219	0,189	0,221	0,265	0,222	0,332	0,23	0,204	0,173	0,216	0,254	0,209	0,376
9,38	0,283	0,251	0,218	0,226	0,297	0,246	0,310	0,268	0,233	0,2	0,228	0,285	0,234	0,350	0,251	0,213	0,178	0,226	0,267	0,219	0,392
12,50	0,262	0,244	0,22	0,236	0,249	0,239	0,173	0,246	0,226	0,21	0,231	0,242	0,228	0,156	0,234	0,213	0,196	0,224	0,237	0,217	0,186
15,63	0,247	0,23	0,221	0,232	0,241	0,232	0,111	0,235	0,215	0,207	0,232	0,231	0,222	0,125	0,226	0,205	0,195	0,226	0,226	0,213	0,144
21,88	0,212	0,193	0,197	0,22	0,213	0,206	0,130	0,203	0,186	0,196	0,218	0,207	0,201	0,158	0,199	0,186	0,185	0,215	0,201	0,197	0,152
25,00	0,198	0,179	0,185	0,214	0,208	0,195	0,178	0,188	0,172	0,179	0,215	0,198	0,190	0,226	0,183	0,171	0,175	0,21	0,197	0,187	0,208
28,13	0,189	0,174	0,176	0,202	0,192	0,186	0,150	0,184	0,169	0,174	0,205	0,187	0,183	0,196	0,183	0,165	0,169	0,201	0,186	0,180	0,199
31,25	0,174	0,166	0,168	0,186	0,174	0,174	0,115	0,171	0,164	0,164	0,185	0,171	0,171	0,123	0,172	0,161	0,168	0,187	0,172	0,172	0,151

Таблица В.7 – Сравнение средней по ширине эффективности пленочного охлаждения двухструйной системы отверстий с градиентом давления и без него (профиль №1).

x/d	$m = 0,5$			$m = 1,0$			$m = 1,5$			$m = 2,0$			$m = 2,5$		
	град	безгр	$\frac{\eta_{\text{град}}}{\eta_{\text{безгр}}}$	град	безгр	$\frac{\eta_{\text{град}}}{\eta_{\text{безгр}}}$	град	безгр	$\frac{\eta_{\text{град}}}{\eta_{\text{безгр}}}$	град	безгр	$\frac{\eta_{\text{град}}}{\eta_{\text{безгр}}}$	град	безгр	$\frac{\eta_{\text{град}}}{\eta_{\text{безгр}}}$
6,25	0,32	0,328	0,976	0,282	0,288	0,979	0,256	0,261	0,981	0,238	0,24	0,992	0,22	0,219	1,005
9,38	0,277	0,293	0,945	0,265	0,282	0,940	0,254	0,267	0,951	0,247	0,252	0,980	0,233	0,233	1,000
12,50	0,257	0,274	0,938	0,255	0,269	0,948	0,247	0,259	0,954	0,24	0,247	0,972	0,227	0,229	0,991
15,63	0,232	0,252	0,921	0,24	0,257	0,934	0,237	0,25	0,948	0,234	0,242	0,967	0,224	0,227	0,987
21,88	0,189	0,215	0,879	0,21	0,233	0,901	0,214	0,229	0,934	0,212	0,225	0,942	0,204	0,214	0,953
25,00	0,167	0,196	0,852	0,195	0,219	0,890	0,2	0,218	0,917	0,197	0,213	0,925	0,193	0,207	0,932
28,13	0,158	0,185	0,854	0,185	0,21	0,881	0,192	0,209	0,919	0,19	0,206	0,922	0,188	0,199	0,945
31,25	0,146	0,176	0,830	0,175	0,199	0,879	0,18	0,201	0,896	0,178	0,199	0,894	0,179	0,194	0,923

Таблица В.8 – Сравнение средней по ширине эффективности пленочного охлаждения двухструйной системы отверстий с градиентом давления и без него (профиль №2).

x/d	$m = 0,5$			$m = 1,0$			$m = 1,5$			$m = 2,0$			$m = 2,5$		
	град	безгр	$\frac{\eta_{\text{град}}}{\eta_{\text{безгр}}}$	град	безгр	$\frac{\eta_{\text{град}}}{\eta_{\text{безгр}}}$	град	безгр	$\frac{\eta_{\text{град}}}{\eta_{\text{безгр}}}$	град	безгр	$\frac{\eta_{\text{град}}}{\eta_{\text{безгр}}}$	град	безгр	$\frac{\eta_{\text{град}}}{\eta_{\text{безгр}}}$
6,25	0,306	0,328	0,933	0,274	0,288	0,951	0,252	0,261	0,966	0,237	0,24	0,988	0,222	0,219	1,014
9,38	0,262	0,293	0,894	0,263	0,282	0,933	0,253	0,267	0,948	0,246	0,252	0,976	0,234	0,233	1,004
12,50	0,24	0,274	0,876	0,245	0,269	0,911	0,243	0,259	0,938	0,239	0,247	0,968	0,228	0,229	0,996
15,63	0,219	0,252	0,869	0,231	0,257	0,899	0,231	0,25	0,924	0,232	0,242	0,959	0,222	0,227	0,978
21,88	0,178	0,215	0,828	0,201	0,233	0,863	0,206	0,229	0,900	0,206	0,225	0,916	0,201	0,214	0,939
25,00	0,156	0,196	0,796	0,184	0,219	0,840	0,193	0,218	0,885	0,195	0,213	0,915	0,19	0,207	0,918
28,13	0,145	0,185	0,784	0,177	0,21	0,843	0,186	0,209	0,890	0,186	0,206	0,903	0,183	0,199	0,920
31,25	0,133	0,176	0,756	0,166	0,199	0,834	0,173	0,201	0,861	0,174	0,199	0,874	0,171	0,194	0,881

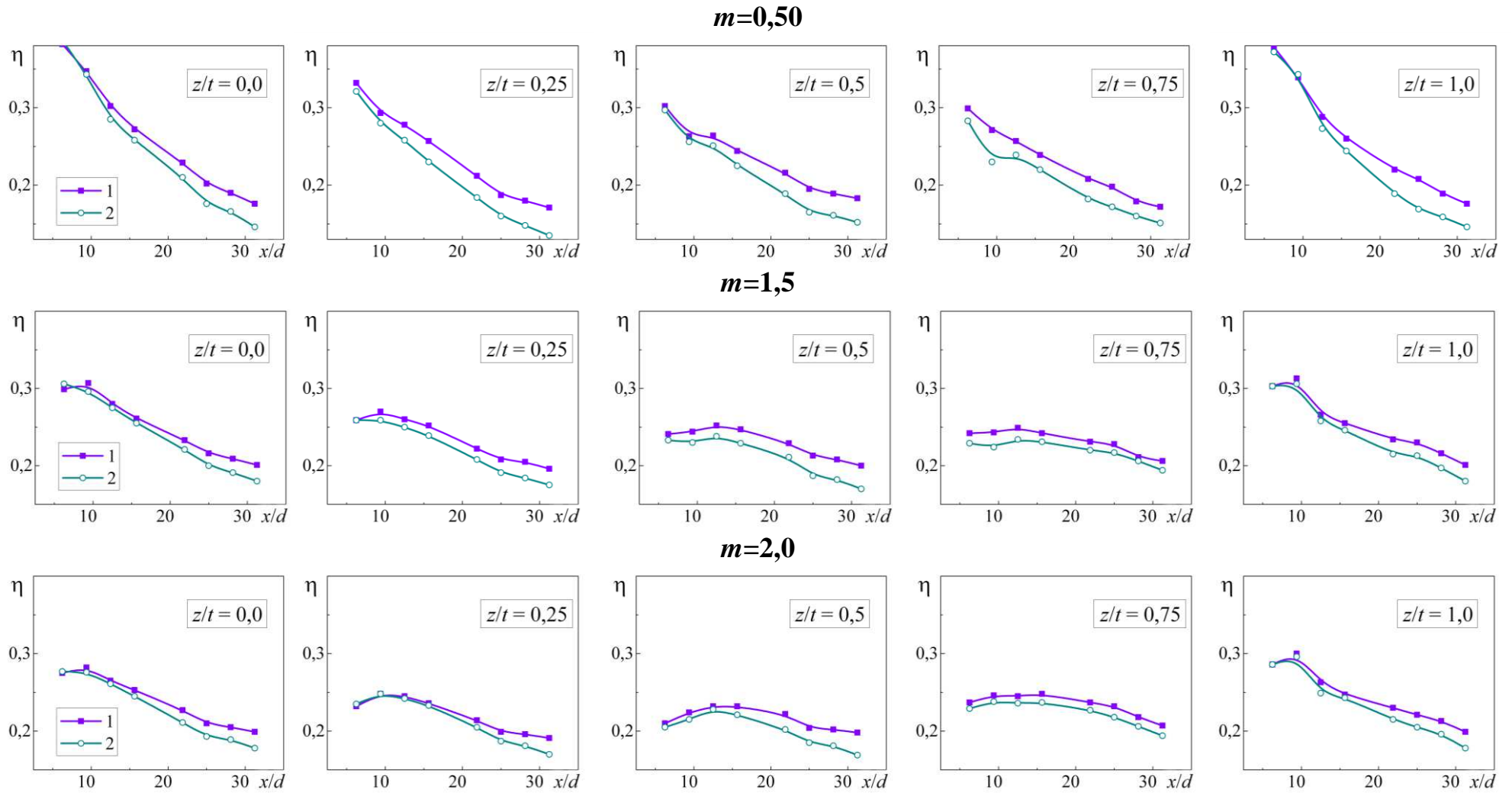


Рисунок В.2 – Влияние ускорения потока на локальную эффективность пленочного охлаждения за системой парных отверстий. 1 – безградиентный поток; 2 – ускоренное потока (профиль №1).

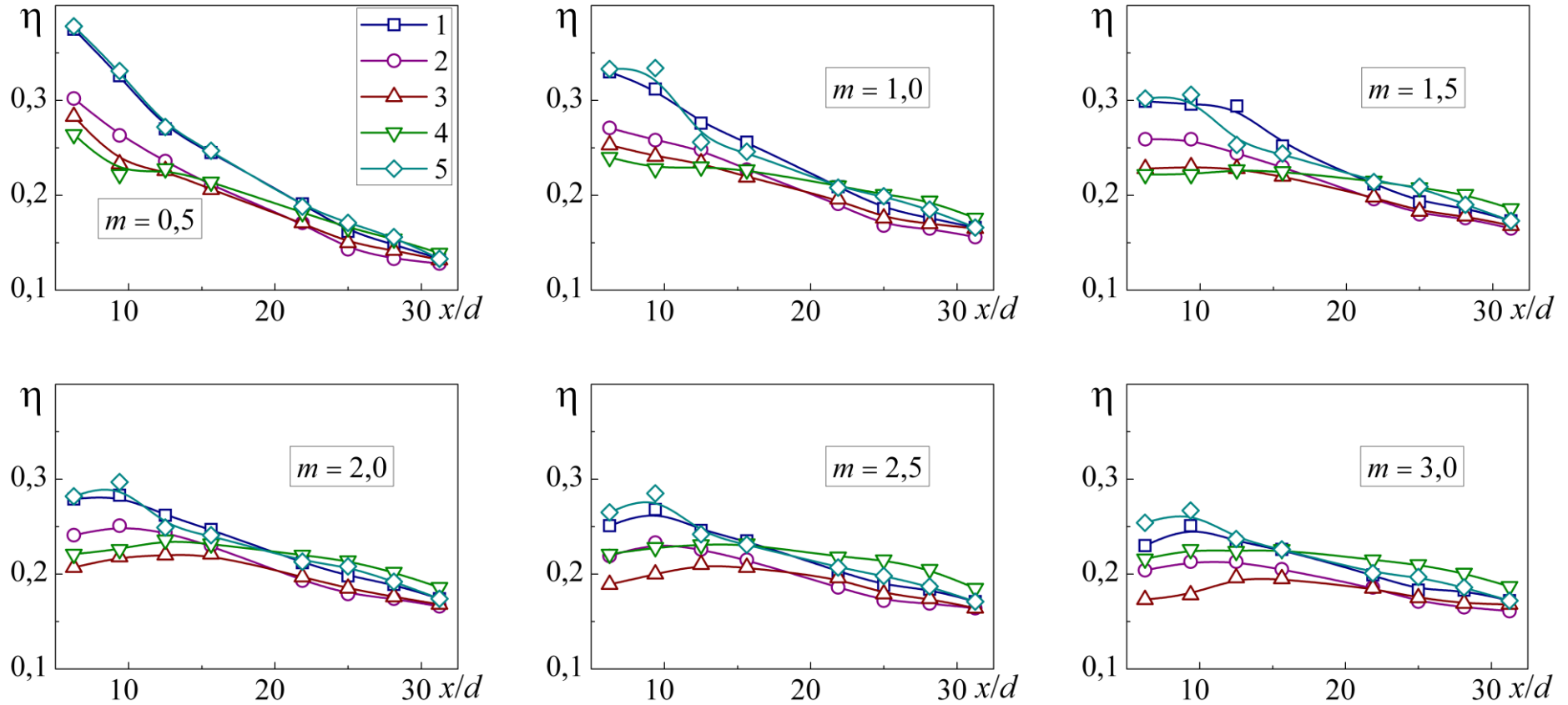


Рисунок В.3 – Локальная эффективность пленочного охлаждения за системой парных отверстий для ускоренного потока (профиль №2) при различных параметрах вдува.

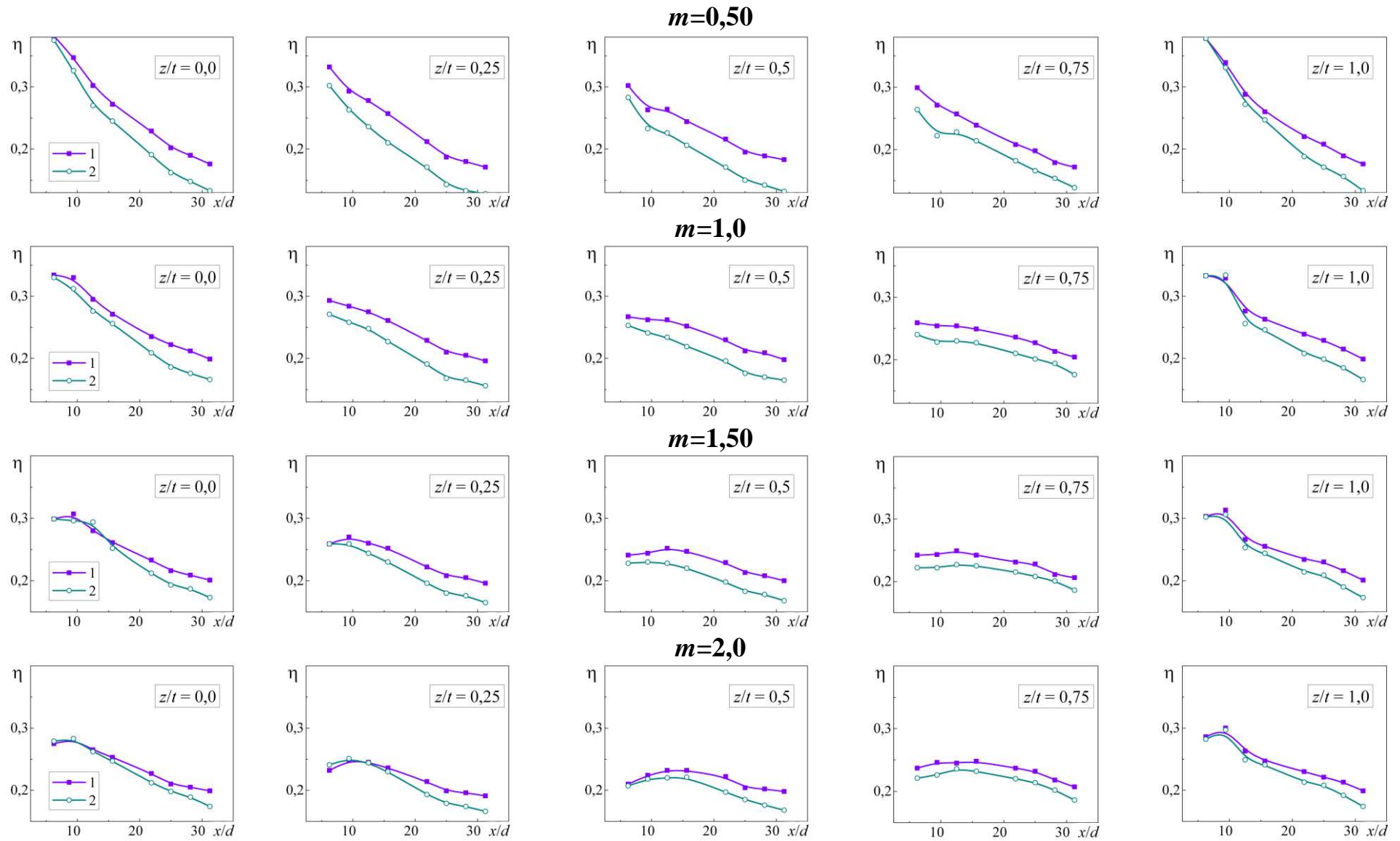


Рисунок В.4 – Влияние ускорения потока на локальную эффективность пленочного охлаждения за системой парных отверстий. 1 – безградиентный поток; 2 – ускоренное потока (профиль №2).

ПРИЛОЖЕНИЕ Г

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТУРБУЛЕНТНЫХ ТЕЧЕНИЙ

Численное моделирование гидродинамики и теплообмена базируется на решении системы дифференциальных уравнений энергии и движения [115,116]:

1. Уравнение сохранения энергии:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho h_{tot}) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho h_{tot} u_j) = \frac{\partial P}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(u_i \tau_{ij} + \lambda \frac{\partial T}{\partial x_j}) \quad (\text{Г.1})$$

2. Уравнение количества движения:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \quad (\text{Г.2})$$

3. Уравнение неразрывности:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (\text{Г.3})$$

4. Уравнение состояния:

$$p = \rho RT \quad (\text{Г.4})$$

В уравнениях (Г.1–Г.4) используются обозначения: $h_{tot} = h + u_i^2/2$ – полная энтальпия, Дж; $h = h(T, p)$ – статическая энтальпия, Дж; λ – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К); ρ – плотность потока, кг/м³; P – давление потока, Па; \bar{u} – скорость потока, м/с; T – температура потока, К;

$\tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right)$ – тензор напряжений; μ – коэффициент динамической вязкости; δ – дельта-функция Кронекера.

Граничные условия. На входе и выходе в расчетную область задаются:

- вход №1 (основной поток) – средняя скорость и температура, $w = w_\infty = 37,8$ м/с и $T = T_\infty = 25^\circ\text{C}$;
- вход №2 (вдуваемый поток) – постоянный расход и температура, $G = G_2 = 0,84$ ($m = 0,5$); $1,77$ ($m = 1,0$); $2,7$ ($m = 1,5$), 10^3 кг/с и $T = T_2 = 72^\circ\text{C}$;
- выход – среднее статистическое давление, $P = P_0 = 10^6$ Па.

Твёрдые границы расчётной области задаются как адиабатные поверхности ($q = 0$). На боковых поверхностях расчётной модели задаются условия симметрии. Интенсивность турбулентности на входе принималась равной 1%.

Несмотря на то, что представленная система уравнений образует законченную математическую модель поведения жидкости (газа), детально и строго описывающую практически весь спектр течений, прямое моделирование турбулентного потока с использованием этих уравнений весьма ограничено даже с учетом современного развития вычислительной техники. Поэтому для расчета турбулентного потока используются осредненные по Рейнольдсу уравнения Навье-Стокса (RANS моделирование). При этом реальное турбулентное течение условно разделяется на установившееся (подобное ламинарному) и пульсационное (определенное турбулентными вихрями). Осредненное по Рейнольдсу уравнение движения имеет следующий вид:

$$\rho \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \bar{u}_k \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_k} \right) = - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \right) + \frac{\partial R_{ij}}{\partial x_j}, \quad (\Gamma.5)$$

где $R_{ij} = -\rho \overline{u'_i u'_j} = \mu_t \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu_t \frac{\partial \bar{u}_k}{\partial x_k} \delta_{ij} - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij}$ – тензор напряжений

Рейнольдса.

Для полного замыкания системы используются дополнительные зависимости (модели турбулентности) [117,118].

Программный комплекс ANSYS CFX содержит в себе широкий набор моделей турбулентности, основанных как на моделях переноса турбулентной кинетической энергии (двухпараметрические модели типа k - ε и k - ω), так и более высоких порядков замыкания. В работе расчеты проводились с использованием следующих моделей:

1. Модели турбулентной вязкости (гипотеза Буссинеска): стандартная k - ε модель; стандартная k - ω модель; RNG (Renormalization Group) k - ε модель; SST модель Ментера.

2. Модели вторых моментов (напряжений Рейнольдса): LRR (Лаундер, Риис и Роди) и SSG (Специале, Саркар и Гатски).

- *k-ε модель турбулентности* предложена Чоу (1945) и получила дальнейшее развитие в исследованиях Лаундера–Джонса (1972). Модель *k-ε* основана на расчете двух параметров турбулентности: *k* – кинетической энергии турбулентных пульсаций, *ε* – скорости диссипации кинетической энергии турбулентных пульсаций, значения которых определяются путем решения соответствующих дифференциальных уравнений переноса. Стандартная модель турбулентности *k-ε* построена на предположении о полностью развитом турбулентном течении. Для корректного расчета пограничного слоя, где преобладают вязкие эффекты, модель турбулентности *k-ε* включает в себя пристеночную функцию, содержащую универсальный профиль скорости и связывающую параметры течения с расстоянием от стенки.

Эффективный коэффициент динамической вязкости определяется как сумма ламинарной и турбулентной вязкости:

$$\mu_{ef} = \mu + \mu_t. \quad (\text{Г.6})$$

В модели делается допущение о том, что турбулентная вязкость связана с кинетической энергией турбулентности и ее диссипацией следующим соотношением:

$$\mu_t = \frac{C_\mu \rho k^2}{\varepsilon}, \quad (\text{Г.7})$$

где C_μ - некоторая константа.

Простота, хорошая сходимость и неплохая точность *k-ε* модели позволяет ей на данный момент оставаться наиболее употребляемой моделью при моделировании широкого спектра турбулентных течений.

- *RNG k-ε модель турбулентности* основана на анализе ренормализованной группы уравнений Навье-Стокса. Уравнения переноса генерирования и диссипации турбулентности в RNG *k-ε* модели такие же, как

и в k - ε модели. Данная модель отличается от k - ε модели значением коэффициентов, входящих в дифференциальные уравнения. Вместо постоянного коэффициента $C_{\varepsilon 1}$ в RNG k - ε модели используется величина, задаваемая выражением:

$$C_{\varepsilon 1RNG} = 1,42 - f_{\eta}, \quad (\Gamma.8)$$

$$\text{где } f_{\eta} = \frac{\eta \cdot \left(1 - \frac{\eta}{4,38}\right)}{1 + \beta_{RNG} \eta^3}; \quad \eta = \sqrt{\frac{P_k}{\rho C_{\mu RNG} e}}.$$

Данная модель является дальнейшим развитием k - ε модели турбулентности, она приспособлена для корректного моделирования течений при низких значениях чисел Рейнольдса.

- В k - ω модели турбулентности принимается допущение о том, что турбулентная вязкость связана с кинетической энергией турбулентности k и частотой турбулентных пульсаций ω следующим соотношением:

$$\mu_t = \rho \frac{k}{\omega}. \quad (\Gamma.9)$$

Впервые k - ω подход был сформулирован Вилкоксом [118]. В k - ω модели решаются два дифференциальных уравнения переноса, одно для кинетической энергии турбулентности k и одно для частоты турбулентных пульсаций ω . Модель k - ω относится к низкорейнольдсным моделям, она хорошо работает в пристеночном слое и требует существенного сгущения расчетной сетки в районе пограничного слоя ($y^+ \leq 2$), где непосредственно выполняется расчет профиля скорости. Однако применение ее вдали от стенки, где турбулентность возрастает, может приводить к неточности расчета.

- SST модель турбулентности основана на k - ω подходе. Она учитывает перенос турбулентных напряжений трения и обеспечивает высокую точность при моделировании отрывных течений с положительным градиентом давления. Модель основана на сочетании лучших свойств k - ω и k - ε моделей турбулентности. Для этого в модели введена функция, равная единице на верхней границе пограничного слоя и стремящаяся к нулю при приближении

к стенке, что обеспечивает плавный переход от k - ω модели в пристеночной области к k - ε модели вдали от стенок. Ментером (1993) было предложено включение некоторого ограничителя в формулировку турбулентной вязкости:

$$\mu_t = \frac{a_1 k}{\rho \cdot \max(a_1 \omega, SF_2)}, \quad (\text{Г.10})$$

где F_2 – функция перехода, настраивающая ограничитель по толщине пограничного слоя. S – инвариант масштаба степени напряжений.

Данная модель турбулентности при расчете пограничного слоя близка по результатам к модели k - ω , поэтому она является низкорейнольдской и требует обеспечения мелкой расчетной сетки в пограничном слое ($y^+ \leq 2$).

• Отличительной особенностью моделей второго порядка замыкания *LRR* (Лаундер, Рунс и Роду) и *SSG* (Специале, Саркар и Гатски) является то, что в них компоненты тензора напряжений Рейнольдса рассчитываются непосредственно. В уравнениях для моментов второго порядка появляются

новые члены вида $\nu \frac{\partial \overline{u_i u_j}}{\partial x_k} \frac{\partial u_j}{\partial x_k}$ (диссипация), $\left(\frac{u_i}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x_j} + \frac{u_j}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x_i} \right)$ (корреляции

пульсаций давления), $\frac{\partial}{\partial x_k} (\overline{u_i u_j u_k})$ (тройные корреляции скорости), $\frac{\partial \overline{u_i T'}}{\partial t}$

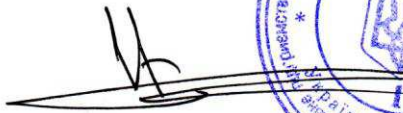

(корреляции температуры и скорости) и т.д. Данные члены также должны быть выражены через другие переменные. Различия между моделями данного типа состоят в моделировании этих членов. Кроме того, модели напряжений Рейнольдса также основаны на связи кинетической энергии турбулентности с одной стороны, и диссипации (k - ε) или частоты (k - ω) - с другой. Непосредственный расчет компонентов тензора напряжений приводит к необходимости решения шести дополнительных уравнений на каждом шаге. Преимуществом моделей второго порядка замыкания является их большая универсальность.

ПРИЛОЖЕНИЕ Д

ПРАКТИЧЕСКОЕ ПРИМЕНЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ РАБОТЫ

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Заступник генерального директора -
Генеральний конструктор
ДП НВКГ «Зоря»-«Машпроект»

Б.В. Ісаков

«__» _____ 2013

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Директор Інституту технічної теплофізики
НАН України,
академік НАН України




А.А. Долінський

«__» _____ 2013

АКТ

впровадження результатів відомчої теми Інституту технічної теплофізики НАН України
«Дослідження поверхнево-вихрових систем для інтенсифікації теплообміну та підвищення
ефективності охолодження поверхонь в перспективних ГТД»,
шифр 1.7.1.853, науковий керівник академік НАН України А.А.Халатов,
на державному підприємстві
«Науково-виробничий комплекс газотурбобудування «Зоря»-«Машпроект»»

Даний акт складений про те, що результати зазначеної теми, а саме – методики розрахунку ефективності плівкового охолодження робочих та соплових лопаток високотемпературних ГТД – впроваджено на ДП НВКГ «Зоря»-«Машпроект». Зазначені методики, які на даний момент є найбільш сучасними та перспективними, дозволяють зробити вибір оптимальної системи охолодження, яка забезпечить необхідний ступінь охолодження при мінімальних втратах термодинамічної ефективності газотурбінного циклу, мінімальних технологічних та фінансових витратах.

Зазначені результати використовуються на підприємстві ДП НВКГ «Зоря»-«Машпроект» для розрахунків системи комбінованого охолодження лопаток. На основі результатів виконаних досліджень планується розробка конструкторської документації на перспективні лопатки з плівковим охолодженням.

Заступник генерального конструктора-
Начальник конструкторського відділення



В.Н. Чобенко

Зав. відділу високотемпературної
термогазодинаміки ІТТФ НАН України



А.А. Халатов

Начальник сектора теплових та гідравлічних
розрахунків відділу турбін



Ю.Я. Дашевський

Провідний науковий співробітник
ІТТФ НАН України



І.І. Борисов

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Директор Інституту технічної теплофізики

Національної академії наук України

_____ А.А. Долінський

« _____ » _____ 2015 р.



АКТ

використання результатів дисертаційної роботи Панченко Н.А.

«Ефективність плівкового охолодження плоскої поверхні при подачі охолоджувача через парні отвори»

Даний акт складено про те, що результати експериментального дослідження плівкового охолодження при подачі охолоджувача через систему парних отворів і комп'ютерного моделювання, представлені в дисертаційній роботі Панченко Н.А. «Ефективність плівкового охолодження плоскої поверхні при подачі охолоджувача через парні отвори», були використані у відділі Високотемпературної термогазодинаміки ІТТФ НАНУ при підготовці звіту по держбюджетній НДР № 1.7.1.853 «Дослідження поверхнево-вихрових систем для інтенсифікації теплообміну і підвищення ефективності охолодження поверхонь в перспективних ГТД» (розділ №2, виконавець Панченко Н.А.)

Результати роботи були також використані в ІТТФ НАНУ при розробці методики розрахунку ефективності плівкового охолодження робочих і соплових лопаток високотемпературних ГТД, яка впроваджена на Державному підприємстві «Науково-виробничий комплекс газотурбобудування «Зоря»-«Машпроект», м. Миколаїв (акт впровадження за г/д № 310/2056 від 15.11.2013 р.).

Зав. відділу ВТТГД ІТТФ НАНУ, акад.

Халатов А.А.

Відповід. виконавець, провідн.н.с. відділу ВТТГД, к.т.н.

Борисов І.І.

Виконавець, м.н.с. відділу ВТТГД ІТТФ НАНУ

Панченко Н.А.

ЗАТВЕРДЖУЮ

Проректор

Національного технічного університету

України «Київський політехнічний інститут»



М.Ю. Якименко

2015 р.

АКТ

Про використання в навчальному процесі кафедри фізики енергетичних систем Фізико-технічного інституту НТУУ «КПІ» результатів дисертаційної роботи Панченко Надії Анатоліївни «Ефективність плівкового охолодження плоскої поверхні при подачі охолоджувача через парні отвори»

Комісія у складі заступника директора Фізико-технічного інституту к.т.н., доц. Литвиной Т.В. (голова комісії) та викладачів кафедри ФЕС к.ф.-м.н., доц. Пономаренко С.В., к.ф.-м.н., асист. Гільчука А.В. розглянула стан використання матеріалів дисертаційної роботи Панченко Н.А. при підготовці фахівців за напрямком «Фізика енергетичних систем та відновлюваних джерел енергії» зі спеціальності 4.04020401 «Прикладна фізика».

Комісія прийшла до висновку:

Матеріали дисертаційної роботи Панченко Н.А. використані на кафедрі «Фізика енергетичних систем» при підготовці аспірантів, дипломних робіт бакалаврів та включені як розділ до курсу «Системи охолодження енергетичних установок» для магістрів Фізико-технічного інституту за напрямком «Фізика енергетичних систем та відновлюваних джерел енергії».

Голова комісії



/к.т.н., доц. Литвинова Т.В./

Члени комісії

/к.ф.-м.н., доц. Пономаренко С.В./

/к.ф.-м.н., асист. Гільчук А.В. /