

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ АВТОНОМНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САМАРСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
ИМЕНИ АКАДЕМИКА С. П. КОРОЛЕВА»
(САМАРСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)

На правах рукописи

МЕЛЬНИКОВ СЕРГЕЙ АЛЕКСАНДРОВИЧ

МЕТОДЫ МОДЕЛИРОВАНИЯ
ТЕПЛОВОГО СОСТОЯНИЯ ОХЛАЖДАЕМЫХ ЛОПАТОК ТУРБИН
АВИАЦИОННЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

2.5.15. Тепловые, электроракетные двигатели и энергетические установки
летательных аппаратов

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук

Научный руководитель:
Матвеев Валерий Николаевич,
доктор технических наук, профессор

Самара – 2026

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	4
1 АНАЛИЗ СОСТОЯНИЯ ИССЛЕДУЕМОГО ВОПРОСА	10
1.1 Тенденции развития систем охлаждения лопаток турбин	10
1.2 Проектирование систем охлаждения лопаток турбин.....	18
1.3 Использование сопряжённых численных моделей при проектировании и расчётной доводке систем охлаждения лопаток турбин.....	21
1.4 Постановка задачи.....	29
2. РАЗРАБОТКА РЕКОМЕНДАЦИЙ ПО ФОРМИРОВАНИЮ ЧИСЛЕННЫХ МОДЕЛЕЙ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ЛОПАТОК ТУРБИН	29
2.1 Алгоритм настройки численных моделей для выполнения сопряжённого теплогидравлического моделирования	30
2.2 Исследование влияния расположения входной границы расчётной области системы подвода охлаждающего воздуха к лопатке на результаты численного моделирования	34
2.3 Исследование влияния способа учёта газовой области в притрактных полостях перед и за рабочими лопатками и сопловыми аппаратами на результаты численного моделирования	41
2.4 Исследование влияния детализации выходной области камеры сгорания в расчётной области численных моделей сопловых аппаратов на результаты численного моделирования	49
2.5 Разработка рекомендаций по выбору конфигураций расчётных CFD областей сопряжённых теплогидравлических моделей.....	57
2.6 Сопоставление результатов сопряжённого моделирования с экспериментальными данными на примере лопаток охлаждаемой турбины	58
3. МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ РАСХОДОВ ВОЗДУХА В СИСТЕМЕ ОХЛАЖДЕНИЯ ТУРБИНЫ НА ЭТАПЕ НАЧАЛЬНОГО ГАЗОДИНАМИЧЕСКОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ.....	76

3.1	Обобщённая схема системы охлаждения осевой турбины современного ГТД на начальном этапе проектирования турбины	76
3.2	Определение величины расхода воздуха через охлаждаемые сопловые аппараты и рабочие лопатки турбины	77
3.3	Определение расхода воздуха через притрактовые полости, детали корпуса и на утечки.....	86
3.4	Апробирование метода определения расходов воздуха в системе охлаждения турбины на этапе начального газодинамического проектирования	93
4	МЕТОД МОДЕЛИРОВАНИЯ ТЕПЛОВОГО СОСТОЯНИЯ ОХЛАЖДАЕМЫХ ЛОПАТОК ТУРБИН В ПРОЦЕССЕ ПРОЕКТИРОВАНИЯ.....	96
4.1	Описание обобщённого алгоритма проектирования и расчётной доводки систем охлаждения лопаток турбин	96
4.2	Моделирование теплового состояния охлаждаемых сопловых аппаратов в процессе проектирования.....	99
4.3	Использование моделей рабочего процесса охлаждаемого соплового аппарата повышенного быстродействия при проектировании системы охлаждения	111
4.4	Моделирование теплового состояния охлаждаемых рабочих лопаток в процессе проектирования.....	129
5.	АПРОБИРОВАНИЕ МЕТОДОВ МОДЕЛИРОВАНИЯ ТЕПЛОВОГО СОСТОЯНИЯ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ ОХЛАЖДАЕМЫХ ЛОПАТОК ТУРБИН	136
	ЗАКЛЮЧЕНИЕ	147
	СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	151
	ПРИЛОЖЕНИЕ А	167
	ПРИЛОЖЕНИЕ Б.....	176
	ПРИЛОЖЕНИЕ В.....	177
	ПРИЛОЖЕНИЕ Г	178

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы исследования. Целью национального проекта по обеспечению технологического лидерства Российской Федерации «Промышленное обеспечение транспортной мобильности» является кратный рост объёмов производства основной гражданской авиатехники, судов и морской техники, электромобилей и соответствующих долей отечественной продукции в потреблении. Для этого требуется увеличение выпуска отечественных двигательных установок, в том числе авиационных газотурбинных двигателей, что является критически важным этапом решения глобальной задачи импортозамещения. В такой ситуации отечественным фирмам необходимо постоянно поддерживать программы по формированию актуального научно-технического задела (НТЗ) в области военного и гражданского авиадвигателестроения. Формирование НТЗ ведётся по двум направлениям: создание критических технологий для разрабатываемых и модернизируемых двигателей текущего поколения (в пределах 5 лет), создание прорывных технологий для двигателей нового поколения (10...15 лет и более). Создающиеся критические технологии можно разделить на группы в соответствии с узлом авиационного двигателя [1-3].

Конструктивно-технологические решения в охлаждаемых турбинах при создании НТЗ прежде всего направлены на повышение эффективности, снижение массы, снижение стоимости жизненного цикла и повышение ресурса. Для проверки требований к современным турбинам с высокими показателями эффективности в условиях наиболее теплонапряженного режима работы двигателя на этапах проектирования и доводки применяются трёхмерные численные модели рабочего процесса турбин, учитывающие multidisciplinarity протекающих процессов. Данные модели позволяют описывать рабочий процесс с учётом всех особенностей сложной конструкции охлаждаемых лопаток турбины [1,2].

Применение таких моделей для оценки теплового состояния требует значительных временных и вычислительных ресурсов. Время создания модели и расчёта составляет от одной до нескольких недель с использованием современных вычислительных кластеров. На расчётную доводку охлаждаемой турбины может уходить 1...3 года с учётом итеративности процесса проектирования как охлаждаемой турбины, так и двигателя в целом.

Таким образом, актуальность работы заключается в сокращении времени проектирования охлаждаемых лопаток турбин и повышении точности моделирования их теплового состояния.

Степень разработанности темы. Проведённый анализ литературы показал, что в настоящее время выполнено большое количество исследований, так или иначе связанных с моделированием теплового состояния в процессе проектирования охлаждаемых лопаток турбин. Большое количество работ, посвящённых вопросам проектирования и доводки охлаждаемых турбин выполнено коллективами предприятий и университетов: ЦИАМ им. П. И. Баранова, МАИ, УУНиТ, АО «ОДК-Авиадвигатель», ПАО «ОДК-Кузнецов», ПАО «ОДК-Сатурн», ПАО «ОДК-УМПО», НИЦ «Курчатовский институт» — ВИАМ, РГТУ, ПНИПУ, Самарский университет, МГТУ им. Н. Э. Баумана, БГТУ «Военмех» им. Д.Ф. Устинова, ФГАОУ ВО «СПбПУ», АО «Силовые машины». Разработкой и усовершенствованием методов проектирования элементов систем охлаждения турбин занимались многие исследователи: Нагога Г.П., Копелев С.З., Иванов М.Я., Слитенко А.Ф., Локай В.И., Манушин Э.А., Ануров Ю.М., Иноземцев А.А., Равикович Ю.А., Агульник А.Б., Харьковский А.А., Сендюрев С.И., Ремизов А.Е., Викулин А.В., Ремчуков С.С., Ярославцев Н.Л., Кривошеев И.А., Рожков К.Е., Виноградов К.А., Данильченко В.П., Паралишвили Ш.А., Нестеренко В.Г., Диденко Р.А., Nan J.C., Dutta S. и другие.

Тем не менее, анализ отечественных и зарубежных исследований показал, что несмотря на наличие работ, посвящённых решению задач проектирования и доводки теплового состояния охлаждаемых лопаток турбин, отсутствует обобщённый метод моделирования теплового состояния охлаждаемых лопаток турбин с использованием сопряжённых теплогидравлических моделей. В литературе недостаточно проработаны вопросы влияния выбора конфигураций расчётных областей численных сопряжённых теплогидравлических моделей на получаемое тепловое состояние охлаждаемых сопловых аппаратов и рабочих лопаток турбин. Отсутствует однозначность и полнота рекомендаций по выбору расходов воздуха в системе охлаждения на начальном этапе её проектирования. Представленные в технической литературе рекомендации по выбору расхода через охлаждаемые лопатки противоречат друг другу, нет данных для учёта расходов через притрактовые полости, надроторные вставки, на охлаждение бандажных полок и утечки между блоками сопловых аппаратов и через замковые соединения рабочих лопаток.

Цель работы: Повышение эффективности проектирования авиационных охлаждаемых турбин за счёт разработки методов моделирования теплового состояния лопаток, отличающихся повышенной точностью и быстродействием.

Задачи работы:

1. Разработать рекомендации по формированию численных моделей рабочего процесса охлаждаемых сопловых аппаратов и рабочих лопаток турбин, позволяющих достоверно и быстро определить их тепловое состояние в процессе проектирования.
2. Разработать метод определения величин расходов охлаждающего воздуха через сопловые аппараты, рабочие лопатки и другие элементы системы охлаждения на начальных этапах проектирования.
3. Разработать рекомендации по созданию численных моделей повышенного быстродействия для сопловых аппаратов с конвективно-

плёночной схемой охлаждения для выполнения расчётной доводки их теплового состояния.

4. Разработать метод моделирования теплового состояния охлаждаемых лопаток турбин в процессе проектирования.

5. Апробировать разработанные методы при проектировании и расчётной доводке теплового состояния охлаждаемых сопловых аппаратов и рабочих лопаток турбин.

Объект и предмет исследования. Объект исследования – рабочие процессы в системе охлаждения лопаток авиационных ГТД. Предмет исследования – охлаждаемые сопловые аппараты и рабочие лопатки авиационных ГТД, методы формирования численных моделей рабочего процесса охлаждаемых лопаток турбин для расчёта их теплового состояния.

Научную новизну диссертационной работы составляют:

1. Рекомендации по формированию численных моделей для расчёта теплового состояния охлаждаемых сопловых аппаратов и рабочих лопаток турбин, отличающиеся включением в расчётную область смежных элементов конструкции.

2. Метод определения расходов воздуха в системе охлаждения турбины на этапе начального газодинамического проектирования, отличающийся разработанным комплексом регрессионных моделей зависимостей величин относительного расхода охлаждающего воздуха от потребных значений коэффициентов эффективности охлаждения лопаток и относительной температуры газа на выходе из камеры сгорания.

3. Рекомендации по созданию численных моделей повышенного быстродействия для сопловых аппаратов с конвективно-плёночной схемой охлаждения для выполнения расчётной доводки их теплового состояния, отличающиеся от существующих обоснованными границами использования.

4. Метод моделирования теплового состояния охлаждаемых лопаток турбин в процессе проектирования, отличающийся предложенным комплексом регрессионных моделей для расчёта значений расходов

охладителя, а также рекомендациями по формированию используемых численных моделей.

Теоретическая и практическая значимость работы. Теоретическая значимость результатов работы заключается в развитии методов численного моделирования рабочего процесса в системах охлаждения турбин. Практическая значимость результатов заключается в разработке методов формирования моделей рабочего процесса в охлаждаемых турбинах для определения теплового состояния сопловых аппаратов и рабочих лопаток в процессе проектирования.

Разработанные методы формирования численных моделей рабочего процесса охлаждаемых турбин использованы при выполнении научно-исследовательских работ в интересах двигателестроительных предприятий Российской Федерации, получен акт внедрения результатов работы на ПАО «ОДК-Кузнецов». Также получен акт внедрения в учебный процесс института двигателей и энергетических установок Самарского национального исследовательского университета имени академика С.П. Королёва.

Методы исследования. Моделирование рабочего процесса в системах охлаждения сопловых аппаратов и рабочих лопаток турбин выполнялось с использованием осреднённых по Рейнольдсу уравнений Навье – Стокса, а также методов параллельных вычислений в программном комплексе *ANSYS Workbench 2021R2*. Оценка адекватности получаемого в результате численного моделирования теплового состояния охлаждаемых лопаток осуществлялась при сопоставлении с экспериментальными данными.

Положения, выносимые на защиту:

1. Рекомендации по формированию численных моделей для расчёта теплового состояния охлаждаемых сопловых аппаратов и рабочих лопаток турбин.

2. Метод определения расходов воздуха в системе охлаждения турбины на этапе начального газодинамического проектирования.

3. Рекомендации по созданию численных моделей повышенного быстродействия для сопловых аппаратов с конвективно-плёночной схемой охлаждения для выполнения расчётной доводки их теплового состояния.

4. Метод моделирования теплового состояния охлаждаемых лопаток турбин в процессе проектирования.

Степень обоснованности и достоверности научных результатов подтверждена при сопоставлении результатов численного моделирования теплового состояния охлаждаемых лопаток турбин, выполненного в сертифицированном коммерческом программном комплексе *ANSYS CFX*, с имеющимися экспериментальными данными, полученными в рамках совместных работ с ПАО «ОДК-Кузнецов».

Апробация результатов исследования. Основные положения диссертационной работы, научные и практические результаты докладывались и обсуждались на: Международном форуме «Перспективные двигатели и энергетические установки» (ПДЭУ 2026), Международной научно-технической конференции имени Н. Д. Кузнецова «Перспективы развития двигателестроения» (2023, 2025), Международной научно-технической конференции по авиационным двигателям (ICAM 2025), «10th Asia Conference on Mechanical Engineering and Aerospace Engineering» (MEAE 2024), «International Conference on Aeronautical, Aerospace and Mechanical Engineering (AAME)» (2024, 2025), Международной научно-технической конференции «Динамика и виброакустика машин (DVM 2024)», Минском международном форуму по тепломассообмену 2024.

Публикации

По теме диссертации опубликовано 3 статьи в периодических изданиях, включённых в список ВАК РФ, 4 статьи в изданиях, индексируемых в базе данных Scopus и 2 свидетельства о государственной регистрации программ для ЭВМ.

1 АНАЛИЗ СОСТОЯНИЯ ИССЛЕДУЕМОГО ВОПРОСА

1.1 Тенденции развития систем охлаждения лопаток турбин

Одним из важнейших параметров, определяющих совершенство цикла ГТД как теплового двигателя, является температура газа перед турбиной. При увеличении температуры газа на входе в турбину растёт удельная работа цикла, повышается эффективный КПД [4]. На рисунке 1.1 представлена информация о значении температуры T_g^* за камерой сгорания для ТРДД гражданской авиации [4-7].

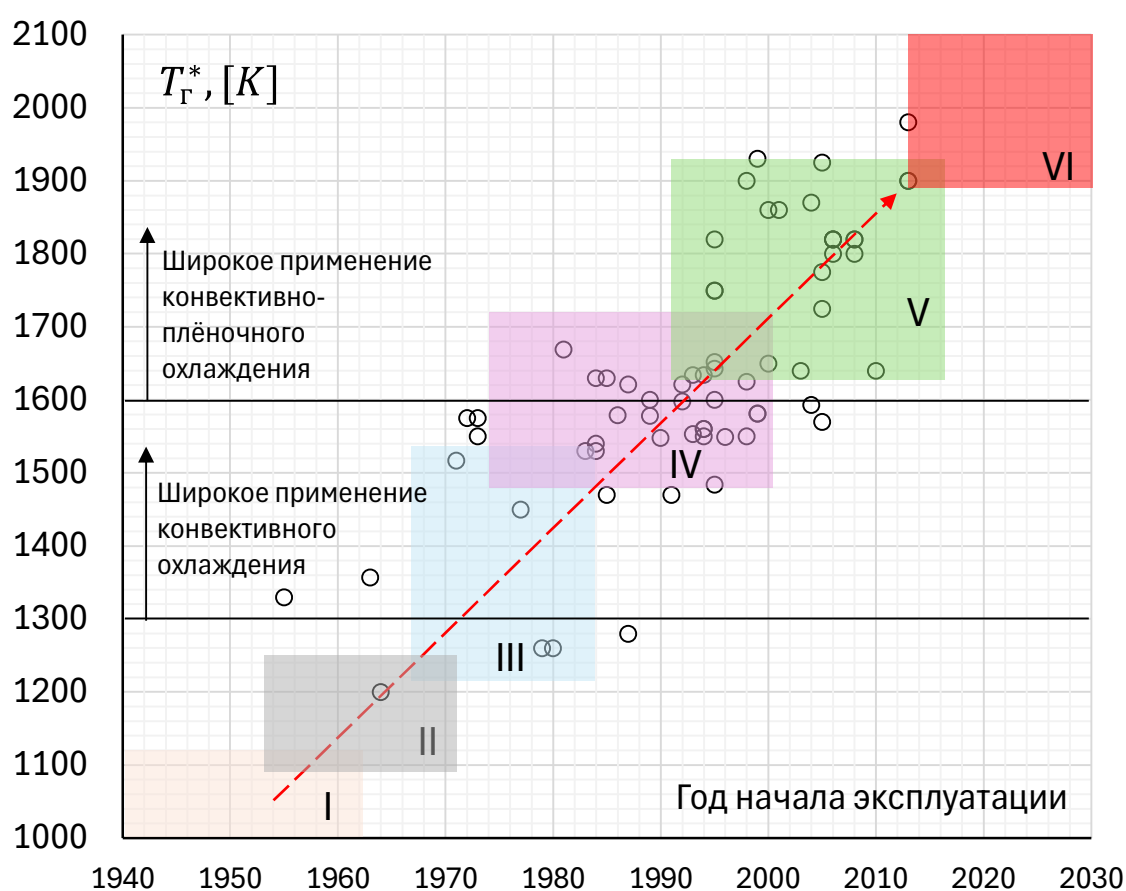


Рисунок 1.1 – Тенденция увеличения значения температуры за камерой сгорания

Из рисунка 1.1 видно, что на протяжении всей истории развития ГТД наблюдается устойчивая тенденция повышения величины температуры T_g^* . Однако реализация высоких температур газа наталкивается на ограничение, связанное с жаропрочностью материалов горячей части. Рабочие и сопловые лопатки турбины работают в среде горячего газа, при этом допустимая

температура современных сплавов не превышает 1100–1200 °С [3]. Именно это противоречие между стремлением повысить термодинамические параметры цикла и пределами работоспособности материалов предопределило развитие систем охлаждения лопаток турбины.

Наибольшее распространение получила открытая схема охлаждения, в которой воздух, отбираемый из компрессора, охладив лопатки, поступает в проточную часть турбины. Повышение температуры газа перед турбиной ведёт к увеличению относительного расхода охлаждающего воздуха $\bar{G}_{\text{охл}}$ для обеспечения работоспособности деталей турбины. Необходимо рационально использовать охлаждающий воздух. Чем больше его относительный расход, тем меньше выгода от повышения температуры газа. Дело в том, что с увеличением $\bar{G}_{\text{охл}}$ снижается удельная тяга $P_{\text{уд}}$ двигателя и увеличивается величина удельного расхода топлива $C_{\text{уд}}$. Рациональное значение $\bar{G}_{\text{охл}}$ определяется компромиссом между жаропрочностью деталей турбины и значениями удельных параметров двигателя.

Для достижения такого компромисса между эффективностью охлаждения турбины и эффективностью рабочего процесса всего двигателя, необходимо снижать уровень расхода охладителя, это можно осуществить за счёт [3,4,8-13]:

- формирования оптимальной радиальной эпюры температуры $T_{\text{г}}^*$ за камерой сгорания (КС), уменьшения окружной неравномерности температуры $T_{\text{г}}^*$;
- использования подкручивающей решетки для закрутки охлаждающего воздуха в направлении вращения дисков рабочих колёс;
- предварительного охлаждения воздуха в воздухо-воздушном теплообменнике, установленном в наружном контуре ТРДД;
- уменьшения утечек охлаждающего воздуха в проточную часть турбины;

- увеличения эффективности систем охлаждения сопловых аппаратов и рабочих лопаток турбин;
- уменьшения потерь давления охладителя при подводе к лопаткам.

Одна из тенденций усовершенствования авиационных турбин современных ГТД заключается в повышении эффективности охлаждения, то есть обеспечении требуемой температуры металла при минимальном расходе $\bar{G}_{\text{охл}}$ за счёт совершенствования всей системы охлаждения турбины и схем охлаждения лопаток, в частности.

Реализация указанной тенденции — повышение эффективности охлаждения при снижении относительного расхода — стала возможна благодаря эволюции конструктивных схем охлаждения лопаток турбин (рисунок 1.2) [14]. Первым серийно производимым двигателем с охлаждаемыми рабочими лопатками турбины стал Jumo-004, разработанный в 1940–1942 гг. [13] Конструктивно лопатки этого двигателя выполнялись сварными из хромомарганцовистой листовой стали, внутри лопатки устанавливался профилированный дефлектор из тонкого листа. Дальнейшее развитие никель-хромовых сплавов временно позволило отказаться от охлаждения, однако с ростом температуры газа перед турбиной потребовалось возвращение к системам охлаждения. Простейшие схемы представляли собой внутреннее конвективное охлаждение с продольным радиальным течением воздуха через единую или разделённую на несколько каналов внутреннюю полость лопатки и выдувом охладителя через периферию пера [12,13]. (рисунок 1.3)

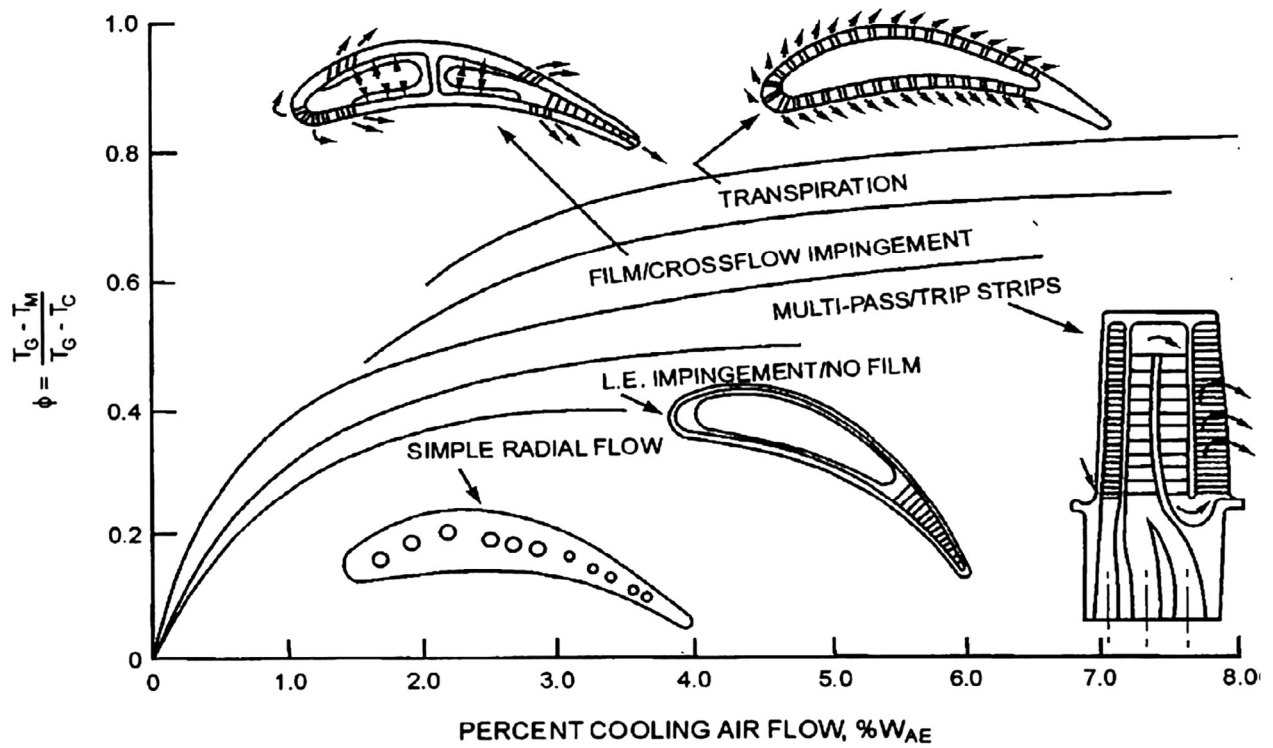


Рисунок 1.2 – Эволюция схем охлаждения лопаток турбин [14]

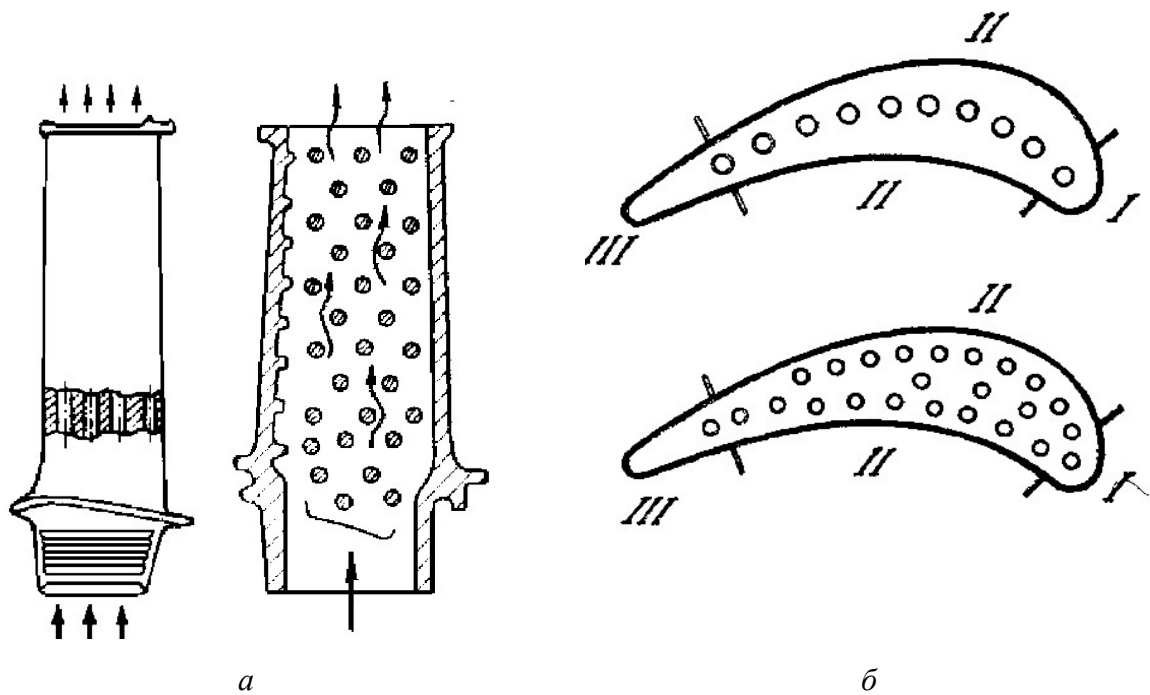


Рисунок 1.3 – Схемы охлаждения рабочих лопаток с радиальными прямыми каналами:

a – конструкция охлаждаемых лопаток с радиальными каналами [12]

б – поперечное сечение охлаждаемых лопаток турбин с радиальными каналами [13]

Совершенствование систем с продольным течением шло по нескольким направлениям:

- использование турбулизаторов потока: рёбер, лунок, штырьков внутри каналов, увеличивающих турбулентность потока охлаждающего воздуха и поверхность теплообмена;
- усложнение формы каналов движения воздуха внутри лопатки, создание петлевых схем с перпендикулярными и параллельными движению потока каналами сложной пространственной формы.

Предпринимались попытки использования дефлекторной схемы охлаждения в рабочей лопатке [15], но широкое распространение получили петлевые схемы. На рисунке 1.4 представлены некоторых варианты петлевых схем конвективного охлаждения рабочих лопаток.

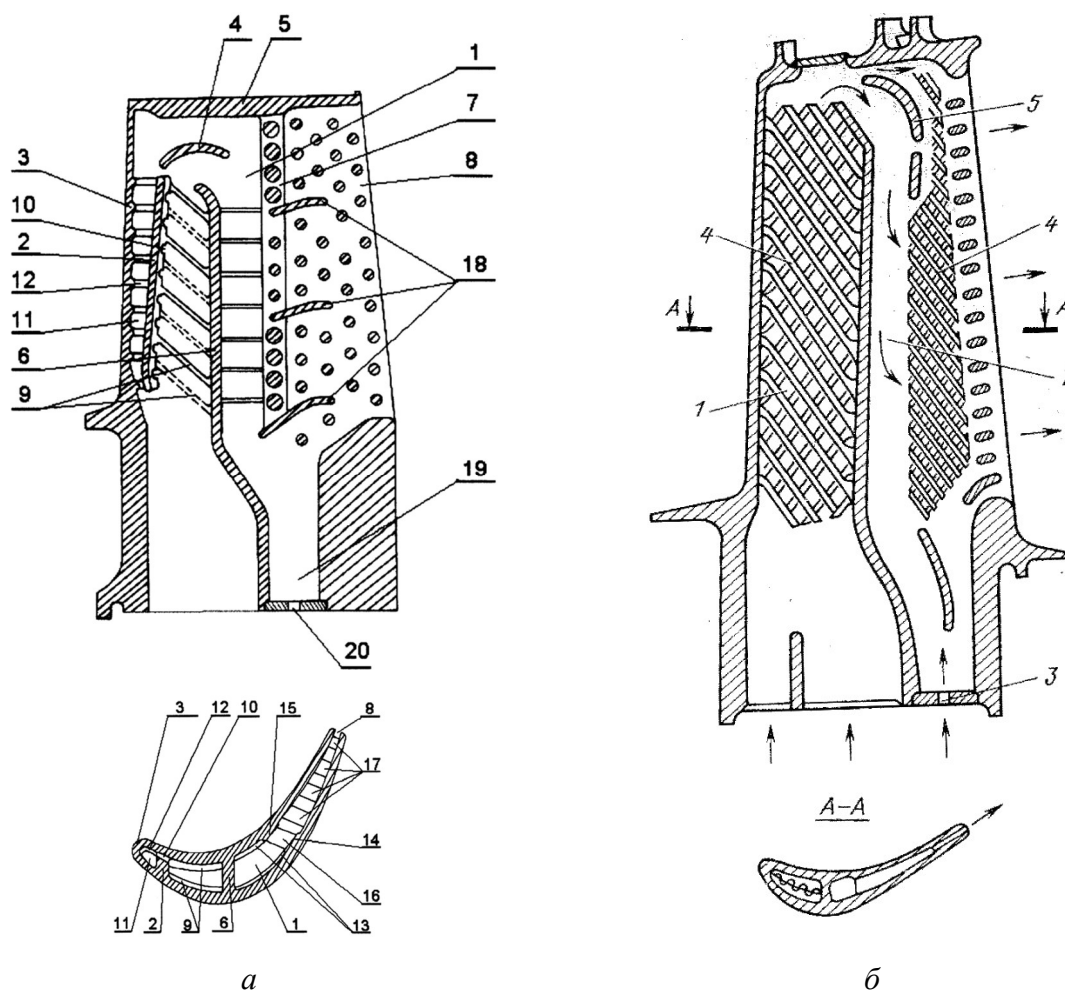


Рисунок 1.4 – Петлевые схемы конвективного охлаждения рабочих лопаток турбин с различными интенсификаторами конвективного теплообмена: а [16], б [17]

Ключевым изменением в конструкции охлаждаемых лопаток турбин стало внедрение плёночного охлаждения. Комбинация внутренней конвекции и плёночного охлаждения позволила существенно повысить температуру газа за счёт возрастания эффективности охлаждения. Современные системы охлаждения рабочих лопаток включают: систему внутренних каналов с интенсификаторами конвективного теплообмена (лунки, штырьки, рёбра) и отверстия плёночного охлаждения — через отверстия в стенке лопатки охладитель выдувается на внешнюю поверхность, создавая защитную плёнку (рисунок 1.5).

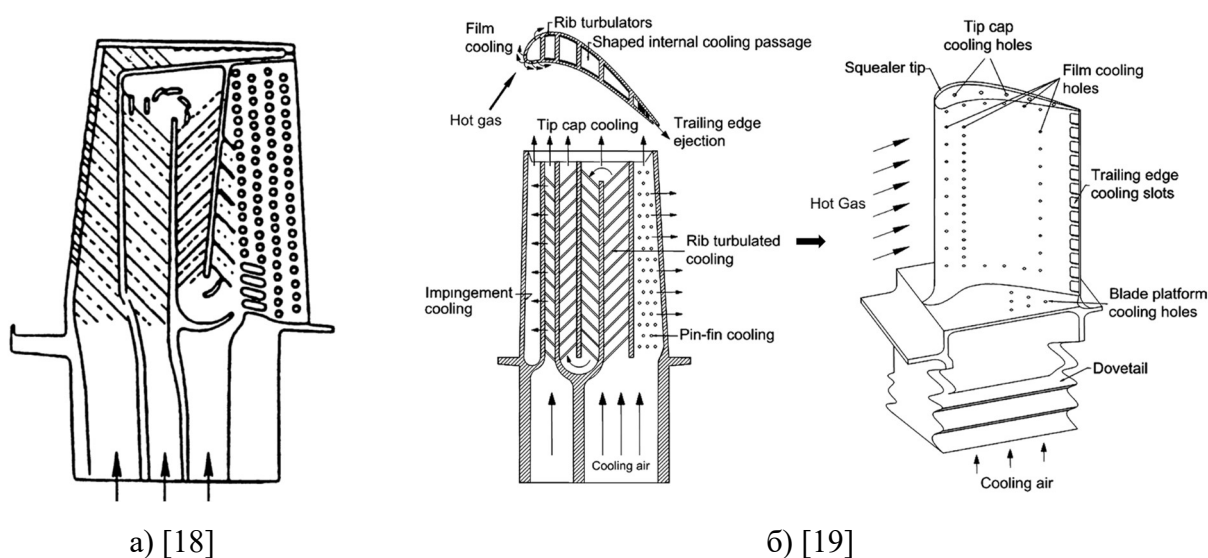


Рисунок 1.5 – Петлевые схемы конвективно-плёночного охлаждения рабочих лопаток турбин с различными интенсификаторами конвективного теплообмена

Простые цилиндрические отверстия плёночного охлаждения создают концентрированную струю, которая при высоких расходах отрывается от поверхности лопаток [20]. Достижением последующих лет стало создание профилированных отверстий (рисунок 1.6) [21-23], позволяющих избежать срыва с поверхности лопаток охлаждающей струи воздуха.

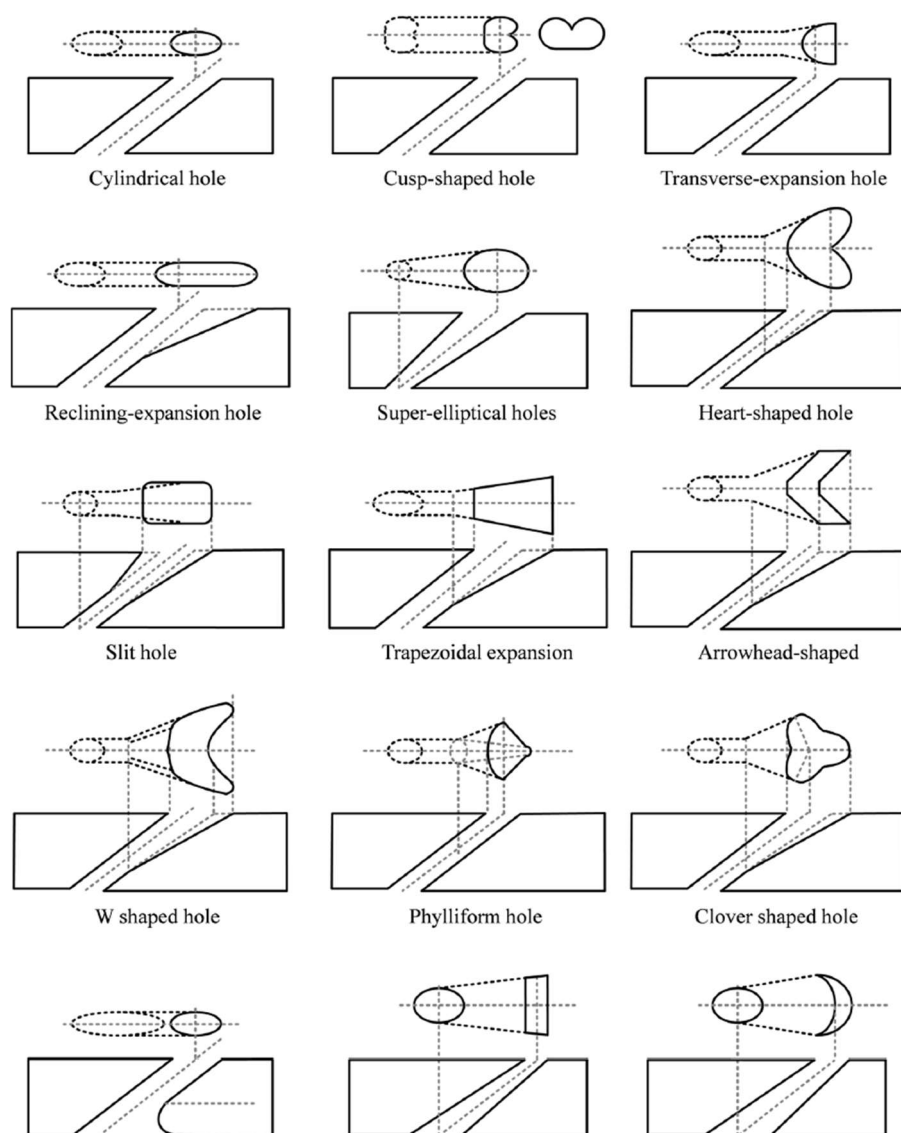


Рисунок 1.6 – Варианты профилированных отверстий плёночного охлаждения [22]

Современные системы конвективно-плёночного охлаждения представляют собой результат многолетней эволюции, в ходе которой каждый элемент (профилирование отверстий, многоканальные внутренние схемы, интенсификаторы теплообмена) исследовался отдельно с целью повышения его эффективности, позволяя снижать относительный расход охлаждающего воздуха.

Дальнейшим этапом развития является появление перспективных схем охлаждения, базирующихся на концепции проникающего охлаждения [24,25]. Для реализации таких схем (рисунок 1.7) проведены исследования по определению новых технологий изготовления литейных стержней [26,27].

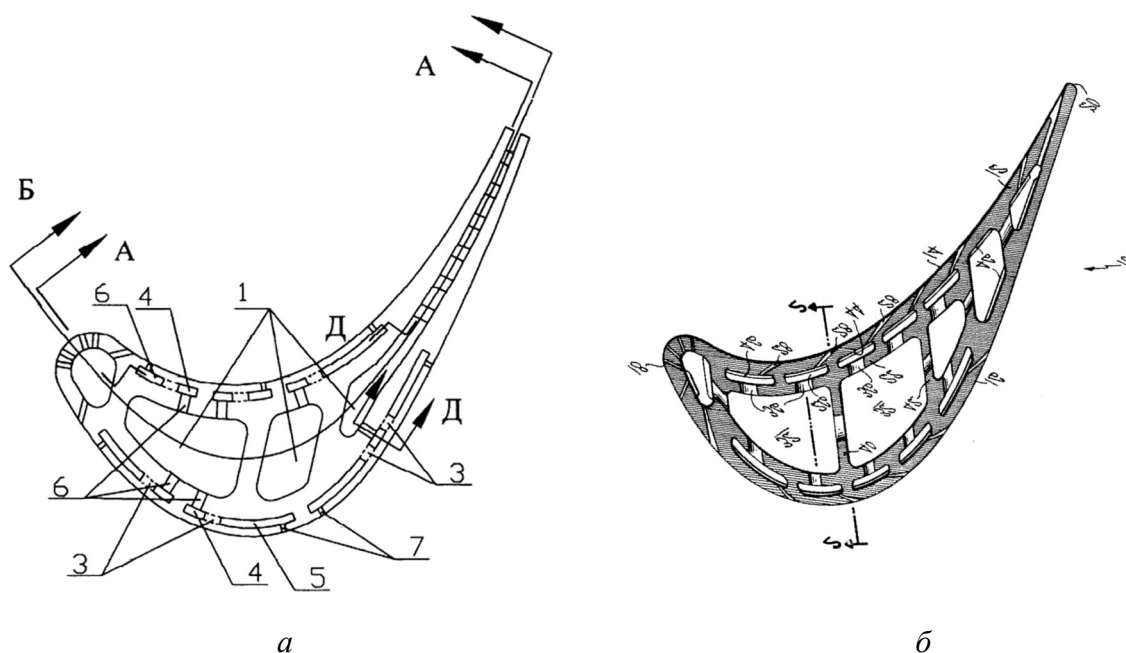


Рисунок 1.7 – Проникающие схемы охлаждения в рабочих лопатках перспективных двигателей: *а* [24], *б* [25]

Описанные выше тенденции развития схем охлаждения на примере рабочих лопаток в полной мере относятся и к сопловым аппаратам, однако их конструктивная реализация имеет ряд принципиальных особенностей. В сопловых аппаратах широкое распространение получили вставные дефлекторы, выполняющие несколько ключевых функций [28-31]:

- распределение охлаждающего воздуха по высоте пера в соответствии с локальной тепловой нагрузкой;
- реализация внутреннего струйного охлаждения — высокоскоростные струи охладителя, истекающие из отверстий в дефлекторе, направляются на внутреннюю поверхность пера. Такой подход позволяет существенно интенсифицировать теплоотдачу на наиболее теплонапряжённых участках, что особенно важно для сопловых лопаток;
- подвод охлаждающего воздуха к рабочему колесу. Воздух проходит через внутренние полости сопловых лопаток и частично используется для охлаждения соплового аппарата, а затем направляется через аппарат закрутки для последующего охлаждения рабочего колеса.

Таким образом можно сделать вывод о том, что современные системы охлаждения лопаток турбин представляют собой сложные конструкции, включающие разветвлённые внутренние каналы с интенсификаторами теплообмена и многорядную перфорацию плёночного охлаждения. Их проектирование требует комплексного учёта взаимосвязанных процессов: газовой динамики, теплоотдачи в межлопаточном канале и внутренних полостях лопаток, а также теплопроводности в материале лопаток. Для обеспечения высокой эффективности систем охлаждения лопаток турбин современных двигателей необходимы эффективные и точные методы их проектирования.

1.2 Проектирование систем охлаждения лопаток турбин

Проектирование системы охлаждения неразрывно связано с общим проектированием турбины и двигателя в целом. Модели, используемые для проектировочных и проверочных расчётов, усложняются и уточняются по мере перехода от концептуальной проработки к окончательной расчётной доводке конструкции.

В литературе представлены различные алгоритмы проектирования турбин [1,4,6,32]. В общем случае можно выделить следующие четыре основных этапа проектирования.

1. Начальное проектирование с использованием 1D моделей рабочего процесса, опытной базы знаний и данных о прототипе
2. Проектирование с использованием комбинации 1D, 2D, 3D моделей различных дисциплин (газовая динамика, теплогидравлика, термомеханика, подробный прочностной анализ)
3. Проектирование с использованием сопряжённых теплогидравлических и прочностных моделей (*CHT*, *FSI* модели)
4. Создание комплексной междисциплинарной модели рабочего процесса турбины, совместно с другими узлами двигателя.

На рисунке 1.8 представлены примеры существующих алгоритмов проектирования турбин.

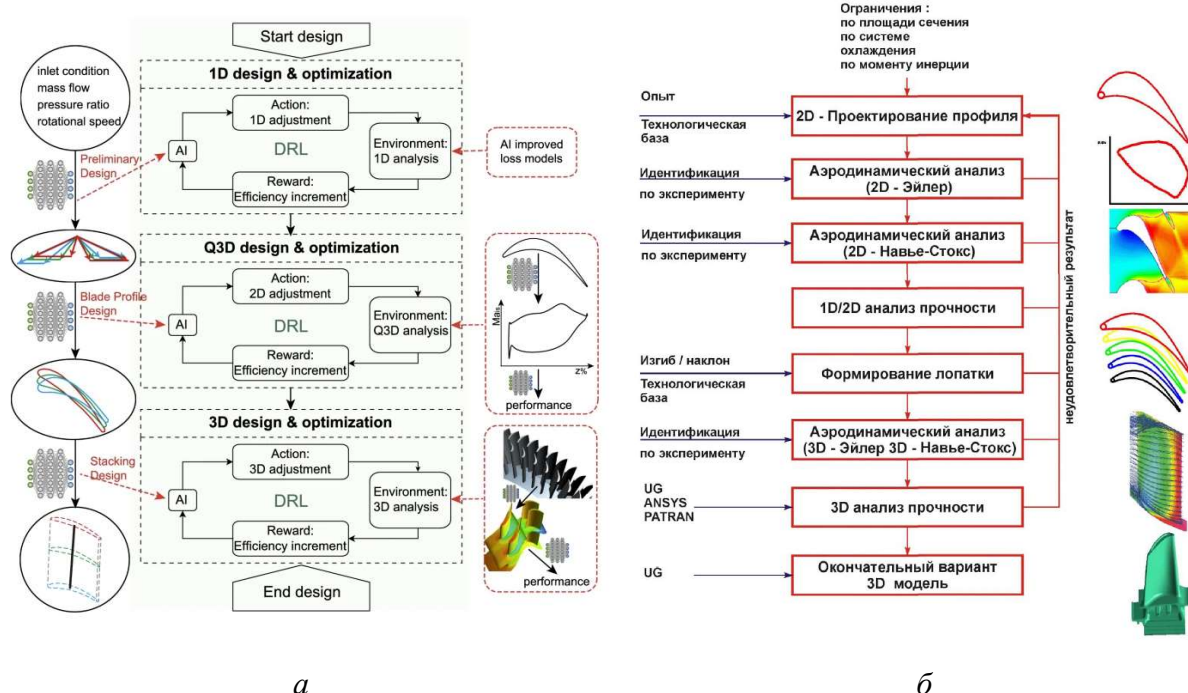


Рисунок 1.8 – Алгоритмы проектирования турбины с использованием моделей различного уровня детализации рабочего процесса: *а* - [32], *б* - [4]

Основные параметры системы охлаждения должны учитываться уже на этапе начального проектирования для снижения рисков необеспечения параметров двигателя. Для этого в одномерной модели принимаются в первом приближении значения величин расходов воздуха в системе охлаждения. На начальном этапе проектирования, когда характеристики турбомашин не уточнены и не рассчитаны геометрические параметры проточной части турбины в меридиональной плоскости, необходимо оценить требуемый расход охлаждающего воздуха.

На практике используется величина расхода охлаждающего воздуха относительно расхода рабочего тела через горло межлопаточного канала соплового аппарата первой ступени турбины $\bar{G}_{\text{охл.}} = \frac{G_{\text{охл.}}}{G_{\text{г.1CA}}} \cdot 100\%$.

В литературе [3,4,12,13,33-42] представлены зависимости $\bar{G}_{\text{охл.}} = f(\theta)$ для определения величины расхода воздуха по величине потребного

коэффициента охлаждения лопаток. Для определения θ на начальных этапах проектирования используются методики упрощённой оценки [12] запасов по максимально допустимой температуре материала для сопловых аппаратов и жаропрочности для рабочих лопаток охлаждаемых турбин. Подробный анализ существующих рекомендаций представлен в главе 4 данной работы. Основным недостатком существующих рекомендаций является то, что они получены для схем охлаждения лопаток, не используемых в современных двигателях. При этом отсутствуют рекомендации для оценки расходов охлаждающего воздуха через притрактовые полости турбины, на утечки в окружных зазорах между лопаток и выдувы на периферию рабочих лопаток. При этом для одного значения потребной величины θ существуют разные рекомендации по определению $\bar{G}_{\text{охл.}}$, отличия между которыми могут достигать $\Delta \bar{G}_{\text{охл.}} = 1,5\%$ и более. В связи с этим актуальной является задача проверки, уточнения и обобщения существующих рекомендаций по выбору расхода охлаждающего воздуха на начальном этапе проектирования турбины.

На следующем этапе проектирования полученная в первом приближении схема охлаждения турбины учитывается в газодинамической модели и уточняется в процессе теплогидравлических и термомеханических расчётов по мере выполнения конструкторской проработки облика турбины [4].

На этапе проектирования с использованием сопряжённых теплогидравлических моделей выполняется проработка геометрии внутренних каналов охлаждаемых лопаток турбин. В процессе выполнения расчётной доводки с использованием сопряжённых трёхмерных теплогидравлических моделей для оценки теплового состояния формируется окончательный облик геометрии внутренних полостей систем охлаждения сопловых аппаратов и рабочих лопаток турбин.

Этап расчётной доводки, на котором осуществляется детальная проработка геометрии внутренних полостей охлаждаемых лопаток, является

одним из наиболее ответственных и трудоёмких в общем цикле проектирования турбины.

На этом этапе требуется получение достоверных и детализированных данных о полях температур, давлений и скоростей, как в проточной части, так и в полостях охлаждения, что делает необходимым использование трёхмерных математических моделей, созданных в программных комплексах вычислительной гидрогазодинамики (CFD). С использованием таких моделей решаются задачи расчётной доводки охлаждаемых лопаток турбин [43-68]. Однако, несмотря на высокую степень проработанности отдельных вопросов, анализ показывает, что в настоящее время отсутствует единый метод моделирования, регламентирующий порядок действий и используемые модели при выполнении проектирования и расчётной доводки охлаждаемых лопаток турбин. Актуальной научно-технической задачей является разработка метода моделирования теплового состояния охлаждаемых лопаток турбин в процессе проектирования и расчётной доводки с использованием 3D сопряжённых теплогидравлических моделей. Создание такого метода, включающего в себя формализованную последовательность действий и обоснованные рекомендации по настройке компьютерных моделей, позволит существенно повысить эффективность и сократить сроки доводки, а также снизить риски конструкторских ошибок на этапе создания перспективных высокотемпературных газотурбинных двигателей.

1.3 Использование сопряжённых численных моделей при проектировании и расчётной доводке систем охлаждения лопаток турбин

Как было отмечено ранее, широкое распространение для решения задач расчётной доводки теплового состояния охлаждаемых лопаток турбин получило сопряжённое трёхмерное численное моделирование, основанное на методах вычислительной газовой динамики (CFD). При этом довольно часто используется программный комплекс *ANSYS CFX* [43-68].

В основе решения сопряженных теплогидравлических задач в *ANSYS CFX* лежит система дифференциальных уравнений, описывающих законы сохранения массы, импульса и энергии. В *ANSYS CFX* используется метод контрольного объема (разбиение расчётной области на непересекающиеся ячейки сетки). Решаемая система уравнений включает [69-73]:

- уравнение неразрывности для газового домена:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u) = 0,$$

где ρ – плотность, t – время, u – вектор скорости (u_x, u_y, u_z) .

- уравнение сохранения импульса (Навье-Стокса) для газового домена:

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u \otimes u) = -\nabla p + \nabla \cdot \tau + S_m,$$

где p – давление, τ – вязкие напряжения, S_m – внешние силы (сила тяжести, центробежные или кориолисовы силы).

- уравнение энергии (сохранения полной энтальпии) для газового домена:

$$\frac{\partial(\rho h_{tot})}{\partial t} - \frac{\partial p}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u h_{tot}) = \nabla \cdot (\lambda \nabla T) + \nabla \cdot (u \cdot \tau) + S_E,$$

где h_{tot} – удельная полная энтальпия, λ – коэффициент теплопроводности, T – температура, S_E – внешний подвод (отвод) энергии.

- для твёрдого тела уравнение энергии упрощено до уравнения теплопроводности:

$$\rho C_p \frac{\partial T}{\partial t} = \nabla \cdot (\lambda \nabla T) + S_{source}$$

где C_p – удельная теплоёмкость твёрдого тела, S_{source} – внешний подвод (отвод) энергии.

- на границе раздела сред обеспечивается выполнение двух условий (равенство значений величин температуры T и теплового потока q):

$$T_{fluid} = T_{solid}, q_{fluid} = q_{solid}.$$

Точность моделирования теплового состояния в *ANSYS CFX* определяется выбором модели турбулентности и качеством сетки. На основе

выполненного анализа литературы были выявлены основные рекомендации, используемые на этапах создания численных и расчётных моделей.

Анализ литературы показал, что модель турбулентности *SST* (*Shear Stress Transport*) является наиболее предпочтительной для сопряжённых теплогидравлических задач в *ANSYS CFX* исходя из специфики модели [73-75]. Это объясняется:

- возможностями модели предсказывать отрыв пограничного слоя под действием обратного градиента давления, что критически важно для профилей турбинных лопаток и областей смешения струй охлаждающего воздуха,

- совместимостью с уточнённой сеткой ($y^+ \leq 1$) в пристеночных слоях, что необходимо для прямого расчёта теплового потока q на границах *Fluid-Solid* интерфейсов,

- оптимальным комбинированием оригинальной модели *Wilcox $k-\omega$* и *$k-\varepsilon$* модели. Её ключевая особенность – использование *blending*-функций для переключения модели вблизи стенки и в ядре потока.

Существует обширный опыт [54,55,59,60,63-65,66,67,76] выполненных исследований по верификации и валидации численных моделей [77] в рамках задач, связанных с расчётом теплового состояния охлаждаемых лопаток турбин и их отдельных элементов в сопряжённой постановке. Чаще всего авторами используются экспериментальные данные, описанные в источниках [78,79] для моделей плёночного охлаждения и [80] для моделей конвективного теплообмена.

В работах Yuen и Martinez-Botas (2002) [78,79] представлено экспериментальное исследование плёночного охлаждения на плоской пластине для одиночного круглого отверстия с углами наклона 30°, 60° и 90° относительно поверхности (рисунки 1.9 и 1.10).

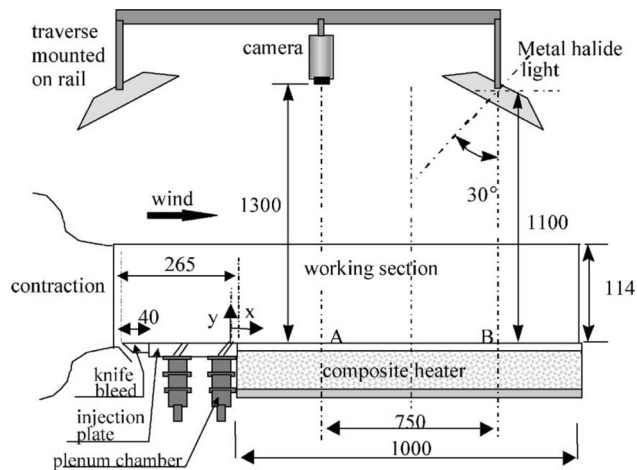


Рисунок 1.9 – Схема экспериментального
стенда [78]

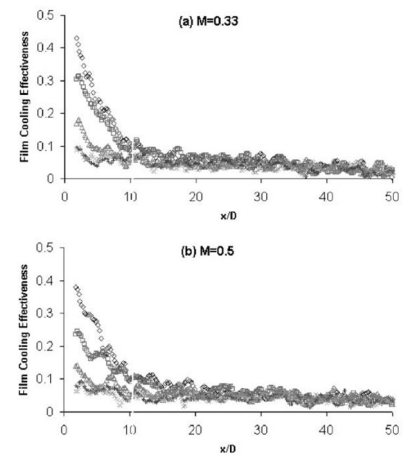


Рисунок 1.10 – Распределение
коэффициента эффективности
охлаждения вдоль пластины [79]

В отчёте NASA CR-168015 (1983) [80] представлены результаты экспериментального исследования теплового состояния двух сопловых лопаток с конвективной системой охлаждения (Mark II и C3X) в условиях, приближенных к эксплуатации в составе двигателя. Эксперименты выполнялись в трёхлопаточной каскадной установке с возможностью варьирования основных газодинамических параметров основного потока газа и охладителя (рисунки 1.11–1.13).

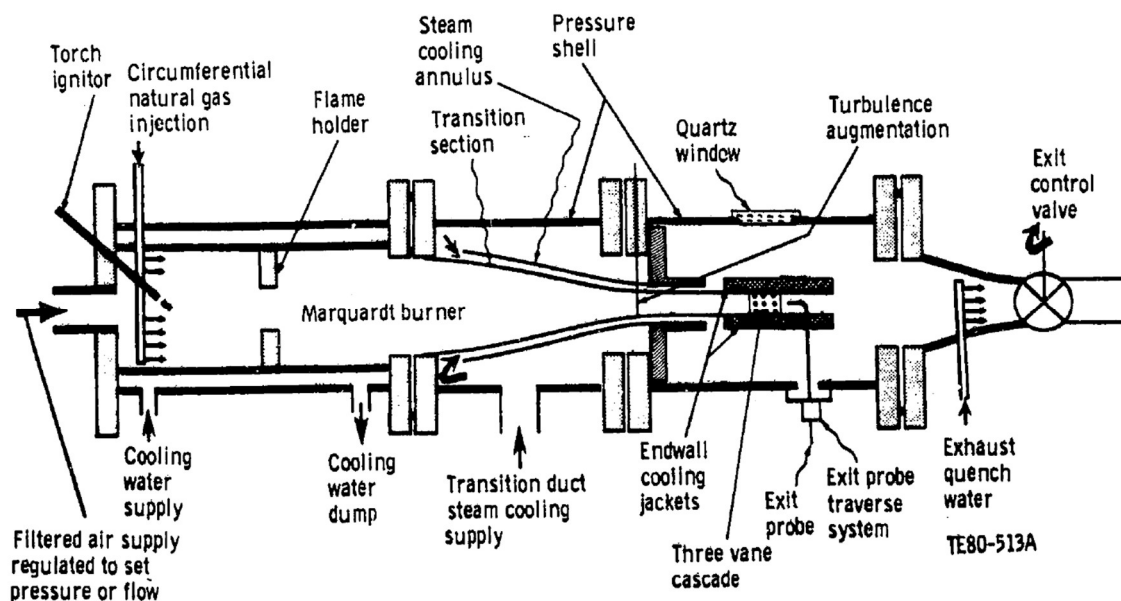


Рисунок 1.11 – Схема испытательного стенда [80]

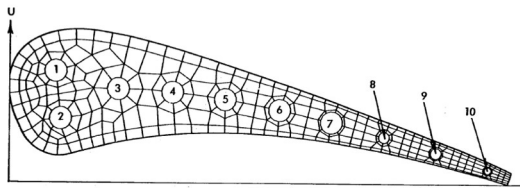


Рисунок 1.12 – Сечение лопатки СЗХ, разделённой на конечные элементы [80]

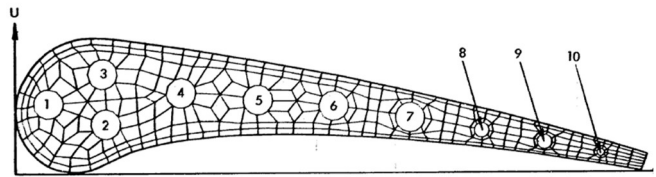


Рисунок 1.13 – Сечение лопатки Mark II, разделённой на конечные элементы [80]

По результатам выполненных исследований [54, 55, 59, 60, 63–65, 66, 67, 76] по верификации и валидации численных моделей однозначно рекомендуется использовать модель турбулентности *SST* для выполнения сопряжённых теплогидравлических расчётов охлаждаемых лопаток турбин.

В ряде работ [59, 63–65] особое внимание уделено разработке рекомендаций по настройке сеточных моделей. При описании расчётных конечно-объёмных сеток, используемых в сопряжённых теплогидравлических моделях, внимание уделяют настройкам в пристеночном слое сетки газоздушных доменов. В этой области сеточная модель характеризуется: безразмерным параметром y^+ (связанным с толщиной первого элемента), коэффициентом роста размера ячеек в пристеночном призматическом слое и количеством слоёв. Были собраны обобщённые рекомендации по настройке сеточных моделей для расчёта теплового состояния охлаждаемых лопаток турбин, которые заключаются в следующем:

- *First Layer Thickness* (высоту первого пристеночного призматического элемента) следует выбираться в первом приближении из диапазона 0,2–0,5 мкм и корректировать исходя из условия $y^+ \leq 1$;
- *Growth Rate* (коэффициент роста ячеек в пристеночном слое) должен находиться в интервале 1,10–1,25;
- *Number of Layers* (количество слоёв призматических элементов в пристенке) надо принимать в диапазоне 20–30.

Размер элемента основной области потока выбирается и корректируется в зависимости от рассматриваемого участка расчётной области.

По результатам обзора литературы выявлен стандартный алгоритм для сопряжённого моделирования с целью определения теплового состояния охлаждаемых лопаток турбин, он представлен на рисунке 1.14.

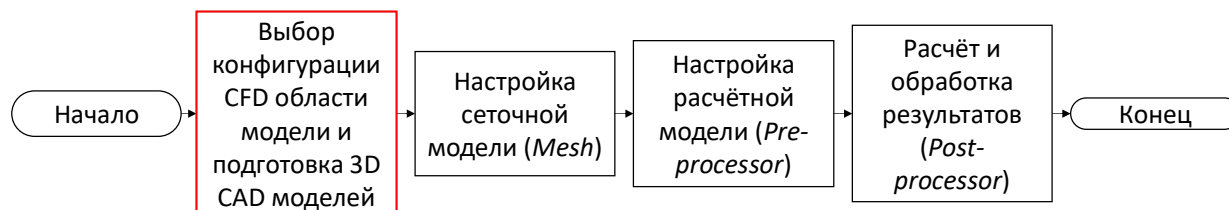


Рисунок 1.14 – Алгоритм выполнения сопряжённого моделирования

Как было отмечено, в литературе представлены рекомендации по настройке сеточных и расчётных моделей. При этом отсутствуют конкретные рекомендации по степени детализации границ расчётных *CFD* областей моделей. Существуют примеры конфигурации моделей [45, 48, 81], в которых моделируется течение во всех каналах системы охлаждения турбины. Расчётная модель включает проточную часть турбины, внутренние полости охлаждаемых лопаток и каналы системы охлаждения (рисунок 1.15, 1.16). Такой подход используется на этапе проверочных расчётов, когда завершена расчётная доводки конструкции систем охлаждения лопаток турбины.

Для выполнения расчётной доводки отдельного лопаточного венца модель охлаждения всей турбины избыточна, так как требует больших объёмов вычислительных ресурсов, может быть неустойчива в процессе расчёта и достижения сходимости решения требует много времени (количество элементов расчётной сетки в сопряжённой модели всей турбины может достигать 1 миллиарда элементов и более).

Есть примеры моделирования [51, 56, 58, 61, 66, 76, 82–85], в которых в модель включается только *CFD* область межлопаточного канала (см. рисунки 1.17, 1.18 и 1.20) или не учитывается подвод охлаждающего воздуха к ножке лопатки через аппарат закрутки, внутридисковый диффузор и притрактовые

полости (рисунок 1.19). Также в некоторых работах не учитывается область соединения соплового аппарата с камерой сгорания. Скорее всего, такие допущения в доводочной расчётной модели могут привести к неверной оценке теплового состояния (см. рисунки 1.15–1.20).

Таким образом, на основании выполненного анализа технической литературы установлено, что в настоящее время отсутствуют конкретные рекомендации по выбору конфигурации расчётной области для сопряжённых теплогидравлических моделей рабочего процесса охлаждаемых сопловых аппаратов и рабочих лопаток турбин, используемых в процессе проектирования и расчётной доводки. В связи с этим актуальной является задача их разработки.

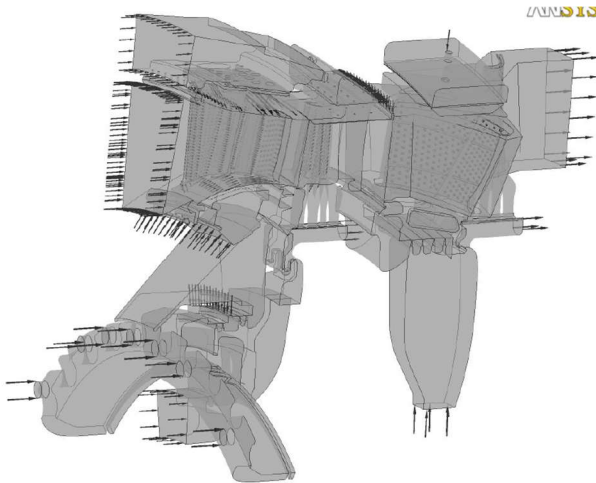


Рисунок 1.15 – Конфигурация расчётной модели с учётом полостей системы охлаждения турбины [45]

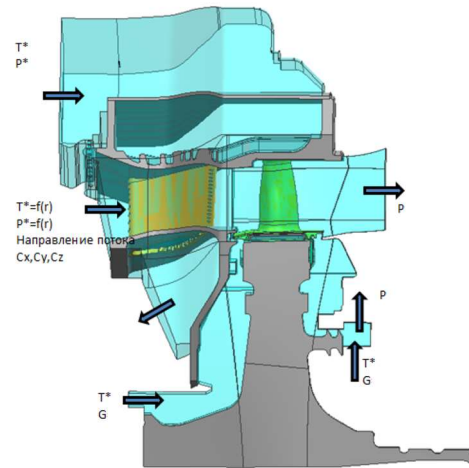


Рисунок 1.16 – Конфигурация расчётной модели с учётом полостей системы охлаждения ступени и диска [48]

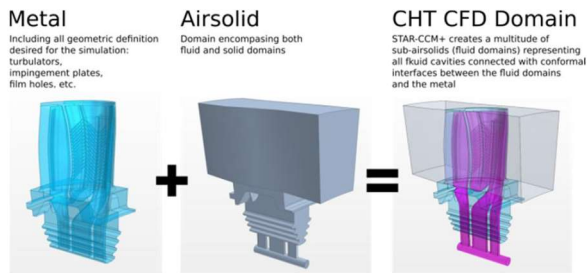


Рисунок 1.17 – Конфигурация расчётной модели с учётом межлопаточного канала и внутренних полостей лопатки [85]

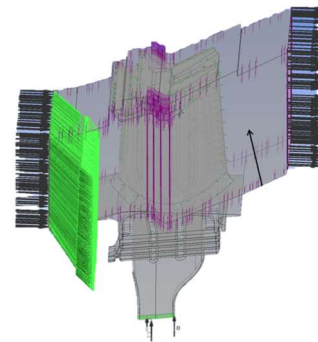


Рисунок 1.18 – Конфигурация расчётной модели с учётом межлопаточного канала и внутренних полостей лопатки [84]

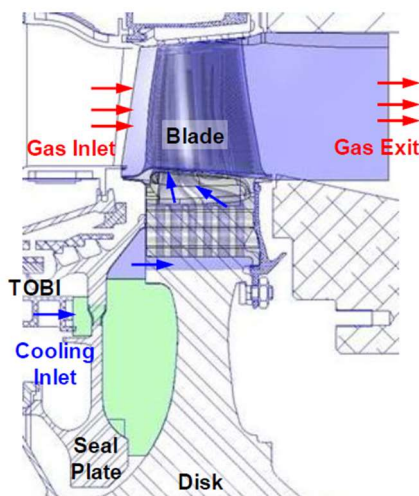


Рисунок 1.19 - Конфигурация расчётной модели без учёта притрактовых полостей [66]

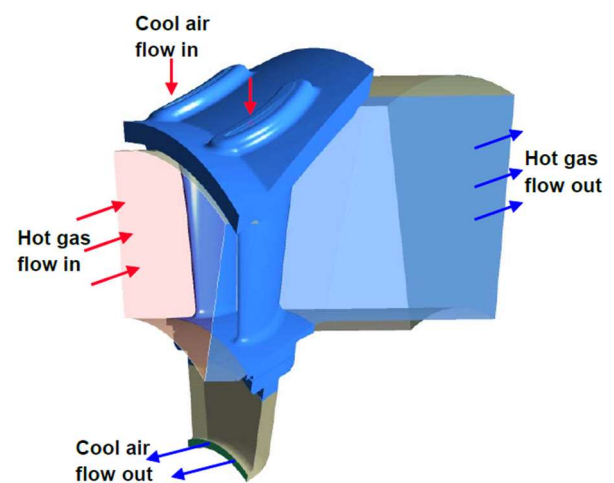


Рисунок 1.20 - Конфигурация расчётной модели с учётом межлопаточного канала и внутренних полостей лопатки [76]

1.4 Постановка задачи

Цель исследования была сформулирована во Введении. На базе анализа технической литературы в области моделирования теплового состояния охлаждаемых турбин авиационных ГТД в процессе проектирования и расчётной доводки поставлены задачи исследования.

Целью работы является повышение эффективности проектирования авиационных охлаждаемых турбин за счёт разработки методов моделирования теплового состояния лопаток, отличающихся повышенной точностью и быстродействием.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

1. Разработать рекомендации по формированию численных моделей рабочего процесса охлаждаемых сопловых аппаратов и рабочих лопаток турбин, позволяющих достоверно и быстро определить их тепловое состояние в процессе проектирования.
2. Разработать метод определения величин расходов охлаждающего воздуха через сопловые аппараты, рабочие лопатки и другие элементы системы охлаждения на начальных этапах проектирования.
3. Разработать рекомендации по созданию численных моделей повышенного быстродействия для сопловых аппаратов с конвективно-плёночной схемой охлаждения для выполнения расчётной доводки их теплового состояния.
4. Разработать метод моделирования теплового состояния охлаждаемых лопаток турбин в процессе проектирования.
5. Апробировать разработанные методы при проектировании и расчётной доводке теплового состояния охлаждаемых сопловых аппаратов и рабочих лопаток турбин.

2. РАЗРАБОТКА РЕКОМЕНДАЦИЙ ПО ФОРМИРОВАНИЮ ЧИСЛЕННЫХ МОДЕЛЕЙ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ЛОПАТОК ТУРБИН

2.1 Алгоритм настройки численных моделей для выполнения сопряжённого теплогидравлического моделирования

Типовой алгоритм для сопряжённого моделирования с целью определения теплового состояния охлаждаемых лопаток турбин представлен на рисунке 1.14.

С целью разработки рекомендаций по формированию расчётных областей было рассмотрено влияние их элементов на тепловое состояние охлаждаемой лопатки:

- влияние расположения границы входа в расчётную область в системе подвода охлаждающего воздуха к рабочей лопатке на результаты численного моделирования;
- влияние способа моделирования газовой области в притрактных полостях перед и за рабочими лопатками и сопловыми аппаратами;
- влияние детализации выходной области камеры сгорания при моделировании теплового состояния соплового аппарата первой ступени турбины.

Для исследования влияния расположения входной границы расчётной области системы подвода воздуха к лопатке и способа моделирования газовой области в притрактных полостях были созданы сеточная и расчётная модели охлаждаемой рабочей лопатки (рисунок 2.1). Рабочая лопатка турбины высокого давления представляет собой монокристаллическую пустотелую отливку из жаропрочного материала. В рабочем колесе установлена по окружности диска 51 лопатка. Лопатка состоит из пера, нижней трактной полки, ножки и двузубого хвостовика «ёлочного» типа, выполнена без бандажной полки.

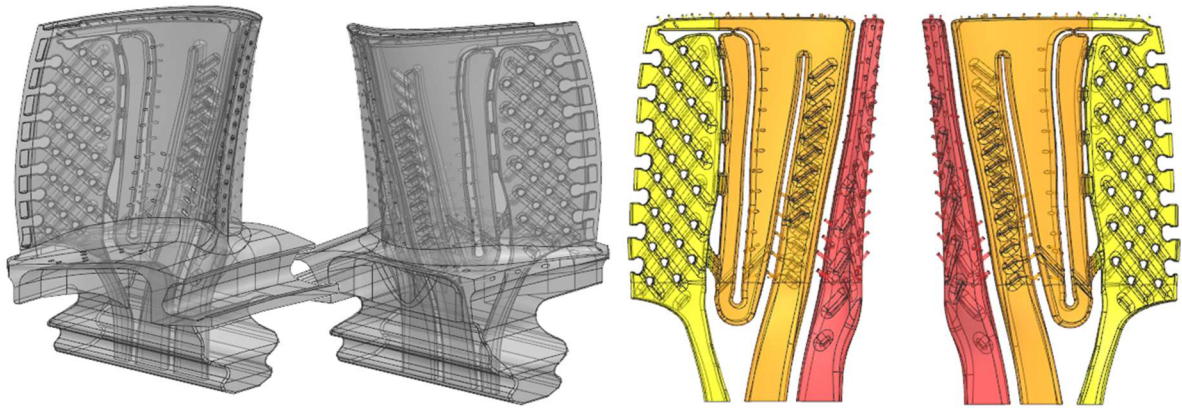


Рисунок 2.1 – Конструкция исследуемой охлаждаемой рабочей лопатки турбины высокого давления

Сеточная модель создана с учётом существующих рекомендаций. В задачах теплообмена большие значения градиентов температуры потока и величины теплового потока наблюдаются в вязком подслое. Если первый узел сетки находится далеко от стенки ($y^+ > 2$), градиенты параметров потока определяются неверно. Это приводит к ошибке в расчёте величины теплового потока между газом и твёрдым телом [70, 86, 87]. Толщина первого призматического слоя в сеточной модели выбирается таким образом, чтобы на исследуемом режиме работы обеспечивалось значение параметра высоты первой ячейки $y^+ \approx 1$. Распределение значений параметра y^+ по наружным и внутренним поверхностям системы охлаждения представлено на рисунке 2.2.

Коэффициент роста ячеек в пристеночных слоях расчётной сетки (*Growth Rate*) не должен превышать 1,2 [63-65]. Количество слоёв в пристеночной области сетки должно быть не менее 25 [63-65]. Отношение размера элемента основной области сетки к размеру элементу последнего пристеночного слоя должно быть равно коэффициенту роста ячеек в пристеночных слоях (рисунок 2.3).

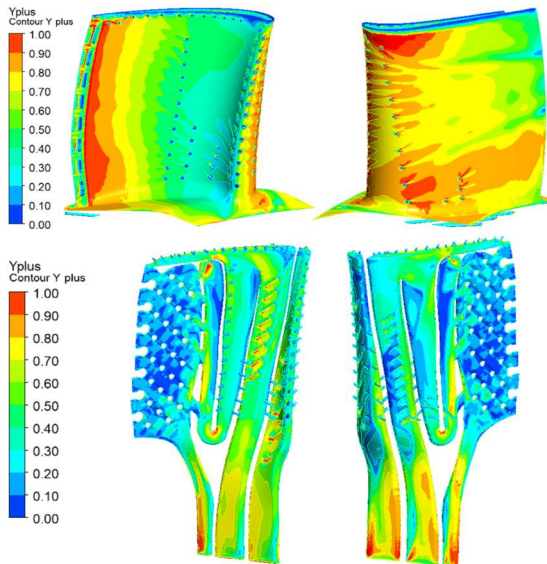


Рисунок 2.2 – Распределение параметра y^+ по поверхностям лопатки

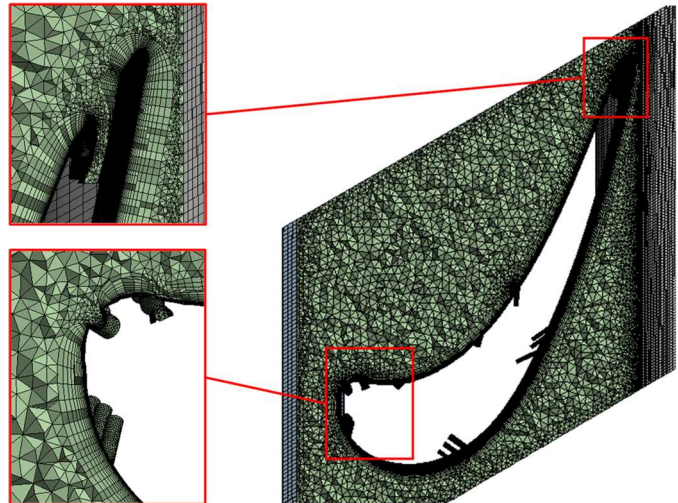


Рисунок 2.3 – Пример построения расчётной сетки в модели рабочей лопатки

Для сопряжённого моделирования в *Ansys CFX* используется модель турбулентности $k-\omega$ SST, включены настройки *Turbulence Flux Closure for Heat Transfer – Eddy Diffusivity*, *Turb. Prandtl Num.* = 0,9 и *Transitional Turbulence – Fully Turbulent*.

В качестве рабочего тела используется модель газовой смеси (газа и воздуха). Значения теплоёмкости и теплопроводности газа и воздуха определяются в зависимости от статической температуры потока [88], а значение динамической вязкости определяется с использованием уравнения Сазерленда [89].

Стационарные домены расчётной модели считаются в неподвижной системе координат. Вращающиеся домены - в системе координат, вращающейся с частотой вращения ротора в том же направлении, что и рабочее колесо. Если необходимо учесть наличие керамического слоя теплозащитного покрытия (ТЗП), используется функция *Additional Interface Models, Thin Material*.

Созданная в программном комплексе *Ansys CFX* расчётная модель для определения теплового состояния охлаждаемой рабочей лопатки турбины представлена на рисунке 2.4.

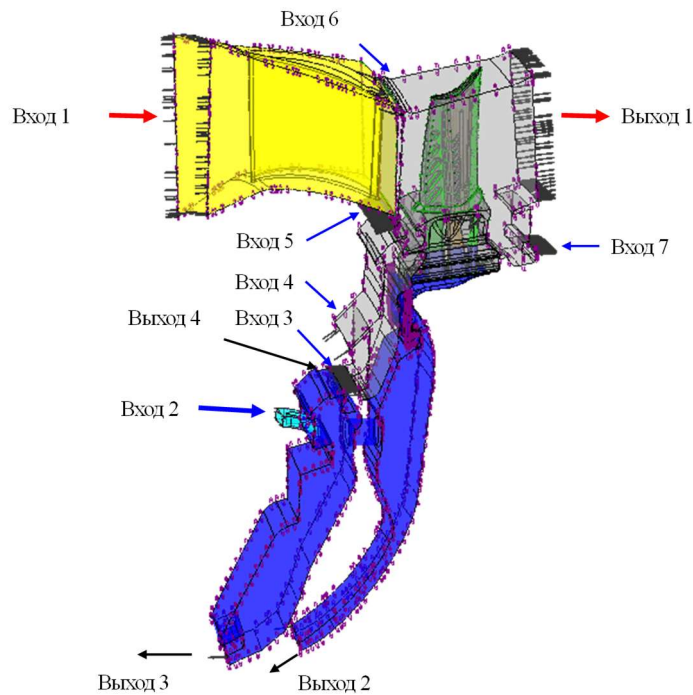


Рисунок 2.4 – Численная модель для сопряжённого расчёта теплового состояния охлаждаемой рабочей лопатки турбины высокого давления

На рисунке 2.4 красные стрелки, обозначенные как «Вход 1» и «Выход 1», указывают на границы моделируемой области потока газа на входе в СА и выходе из РК. Синие стрелки, обозначенные словом «Вход» с номерами от №2 до №7, указывают на следующие границы моделируемой системы подвода охладителя:

- №2 вход в аппарат закрутки (АЗ);
- №3 вход в притрактовую полость перед РК за лабиринтным уплотнением;
- №4 вход воздуха, забираемого из полости под камерой сгорания;
- №5 вход воздуха на охлаждение втулочной полки рабочей лопатки из внутренней втулочной полости СА;
- №6 вход воздуха на охлаждение трактового периферийного кольца над РК;
- №7 вход воздуха в притрактовую полость за РК.

Синие стрелки, обозначенные словом «Выход» с номерами от №2 до №4, указывают на границы моделируемой системы подвода охладителя, относящиеся:

- №2 к течению воздуха под ступицей диска РК;
- №3 к утечкам из думисной полости в полость под камерой сгорания через лабиринтное уплотнение;
- №4 к утечкам через лабиринтное уплотнение перед проточной частью турбины.

2.2 Исследование влияния расположения входной границы расчётной области системы подвода охлаждающего воздуха к лопатке на результаты численного моделирования

Для определения влияния расположения входной границы расчётной области системы подвода охлаждающего воздуха к лопатке на результаты численного моделирования были рассмотрены четыре варианта конфигурации расчётной *CFD* области:

- на входе в ножку рабочей лопатки (рисунок 2.5)
- во внутридисковом диффузоре в полости между диском и дефлектором рабочего колеса (рисунок 2.6)
- на входе в аппарат закрутки (рисунок 2.7)
- на выходе из транзитного дефлектора, расположенного в сопловом аппарате турбины высокого давления (рисунок 2.8).

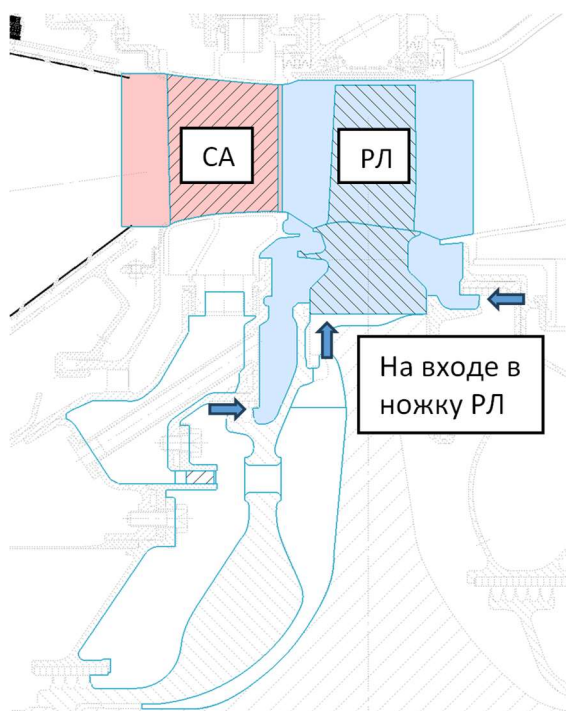


Рисунок 2.5 – Схема расчётной области при расположении границы на входе в ножку рабочей лопатки

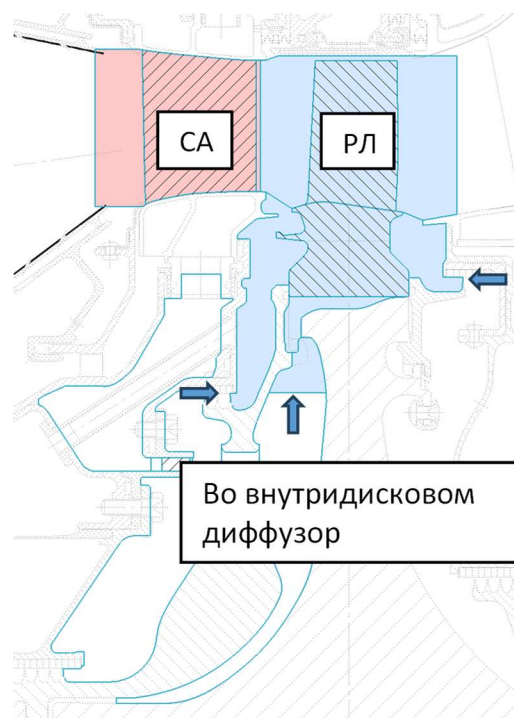


Рисунок 2.6 – Схема расчётной области при расположении границы во внутридисковом диффузоре

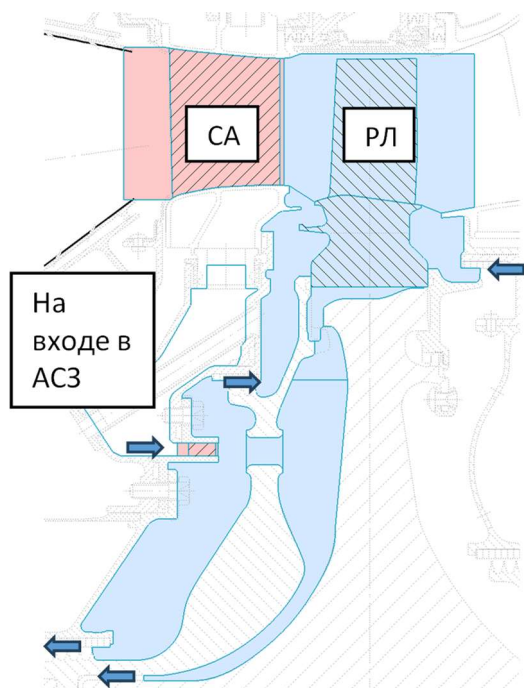


Рисунок 2.7 – Схема расчётной области при расположении границы на входе в аппарат закрутки

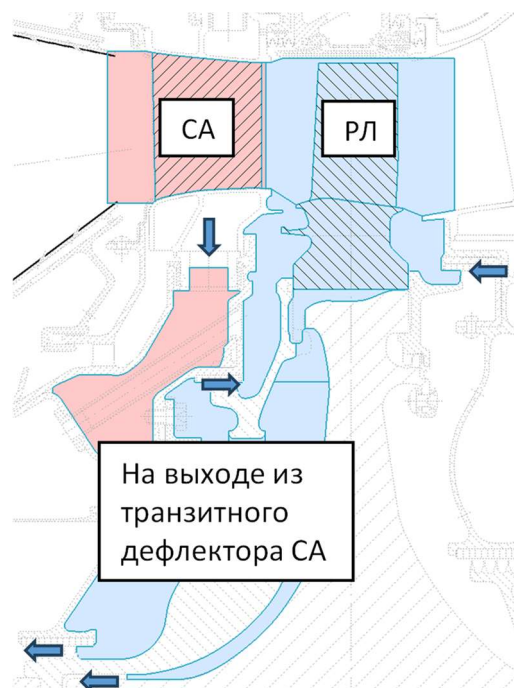


Рисунок 2.8 – Схема расчётной области при расположении границы на выходе из транзитного дефлектора

При расположении входной границы во вращающемся домене учитывается закрутка потока. По предварительному расчёту системы охлаждения коэффициент закрутки на выходе из аппарата закрутки $\beta = \frac{C_u}{U_d} = 1$, так как подвод воздуха осуществляется через отверстия в дефлекторе.

Учёт области подвода и степень её проработки в модели влияют на структуру потока на входе в систему охлаждения лопатки. На рисунке 2.9 представлено сопоставление линий тока охлаждающего воздуха в системе подвода воздуха.

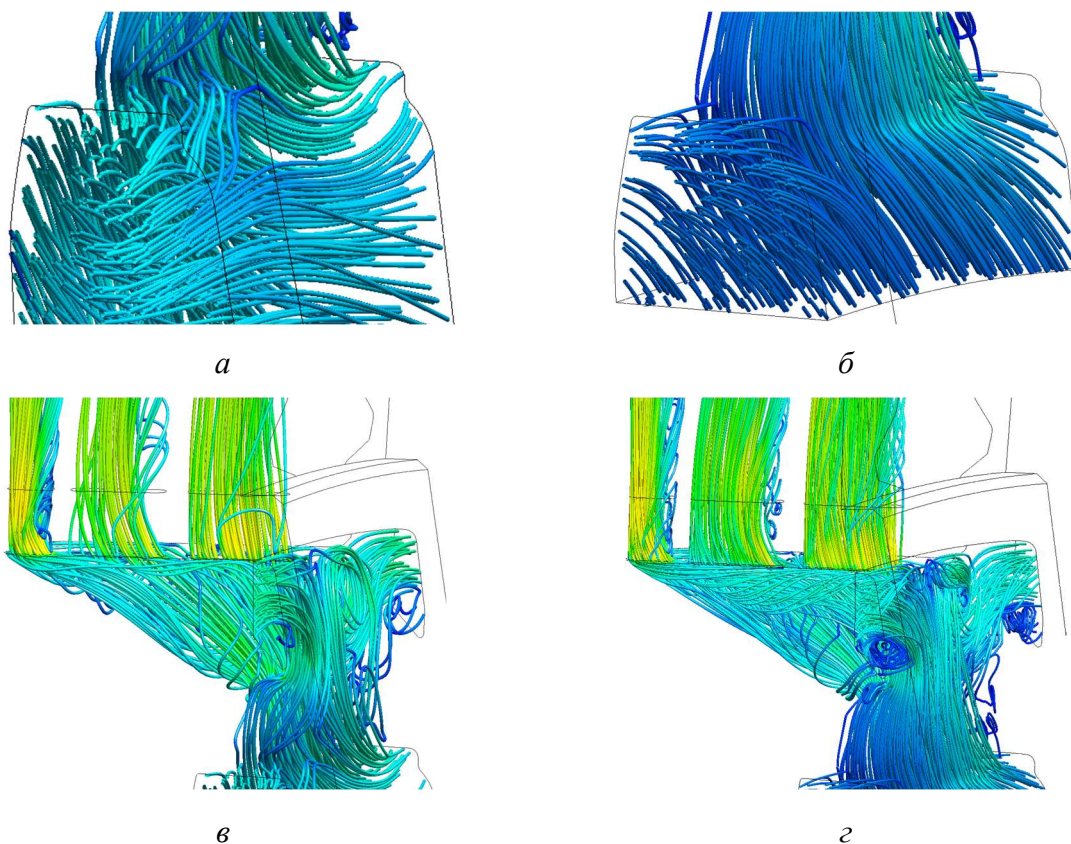


Рисунок 2.9 – Структура течения в системе подвода охлаждающего воздуха:

а - линии тока в системе подвода при моделировании течения от выхода из транзитного дефлектора СА (на входе в байонетное соединение),

б - линии тока в системе подвода при моделировании течения от сечения во внутридисковом диффузоре (на входе в байонетное соединение),

в - линии тока в системе подвода при моделировании течения от выхода из транзитного дефлектора СА (на входе в каналы РЛ),

г - линии тока в системе подвода при моделировании течения от сечения во внутридисковом диффузоре (на входе в каналы РЛ)

При учёте среднего значения коэффициента закрутки в сечении, на котором расположена входная граница модели (рис. 2.9б,г), не

воспроизводится неравномерная структура вихревого течения во внутридисковом диффузоре, которую можно наблюдать в моделях, учитывающих всю систему подвода охлаждающего воздуха (рис. 2.9а,в) или с границей от входа в аппарат закрутки.

Как видно на рисунке 2.10, в модели со входом потока в ножку лопатки (рис. 2.10б) не учитывается сформированная во внутридисковом диффузоре вихревая структура течения воздуха (рис. 2.10а), входящего в каналы охлаждения лопатки, не моделируются отрывы потока при входе в каналы лопатки.

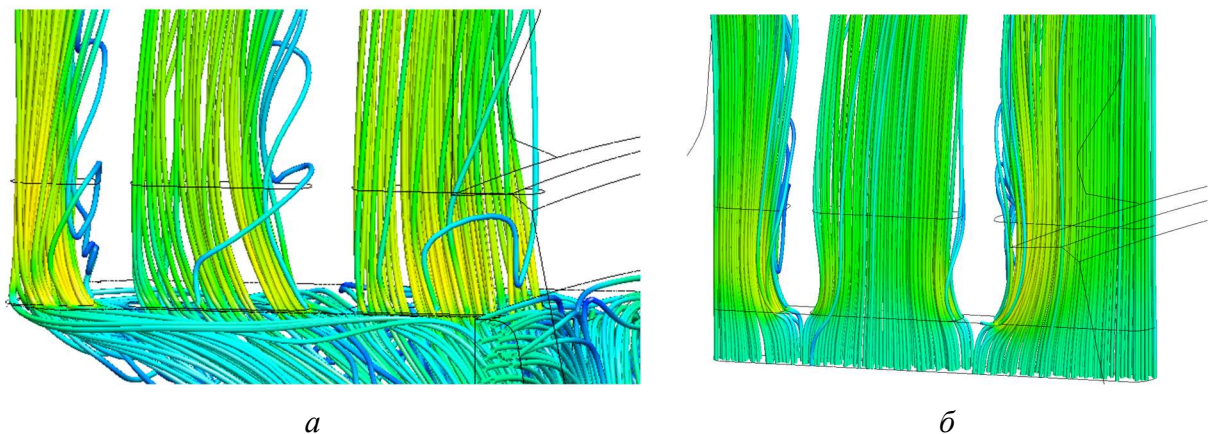


Рисунок 2.10 – Структура течения в системе подвода охлаждающего воздуха:

а - линии тока в системе подвода при моделировании течения от выхода из транзитного дефлектора СА (на входе в каналы РЛ), *б* - линии тока при расположении входной границы в ножке лопатки (на входе в каналы РЛ)

От структуры течения потока в подводящих каналах зависит распределение расхода охлаждающего воздуха между внутренними полостями системы охлаждения лопатки. Распределение расхода между каналами системы охлаждения представлено на рисунке 2.11. При моделировании течения от сечения внутри вращающейся полости внутридискового диффузора или от входа в ножку лопатки некорректно прогнозируется течение потока на входе в каналы охлаждаемой лопатки и распределение расхода во внутренних полостях. При моделировании течения

воздуха от выхода из транзитного дефлектора СА или от входа в АСЗ структура вихревого течения во внутридисковом диффузоре одинаковая.

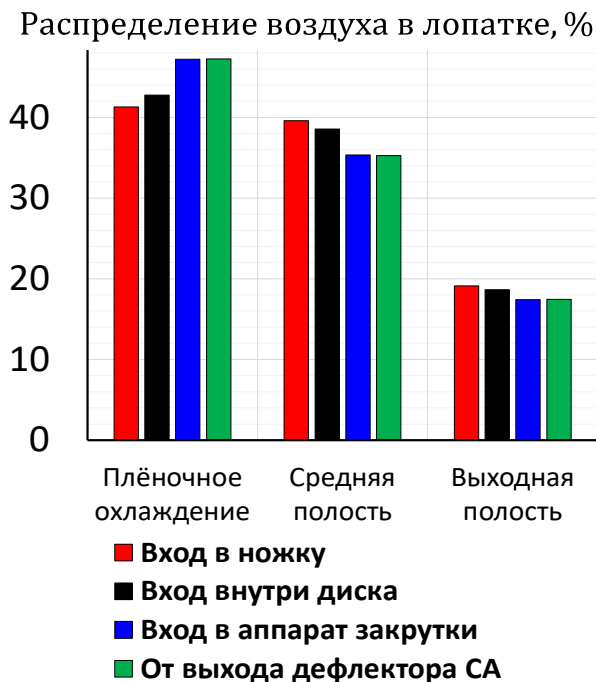


Рисунок 2.11 – Распределение расхода охлаждающего воздуха между каналами системы охлаждения лопатки

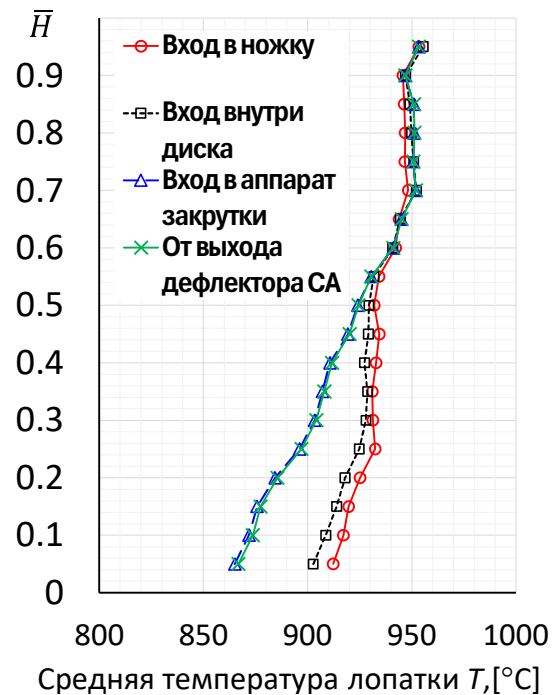


Рисунок 2.12 – Распределение значения средней по сечению температуры лопатки

Как видно из рисунка 2.11 в полость входной кромки при упрощённом моделировании системы подвода поступает расход охладителя меньше, чем при расчёте системы подвода от АСЗ или от выхода из дефлектора СА. (-6% воздуха при расчёте от входа в ножку и -4% при расчёте от сечения внутри полости диска).

Перераспределение расхода в системе охлаждения оказывает влияние на результирующее тепловое состояние. Распределение средней по сечению пера лопатки температуры представлено на рисунке 2.12. Разница средней по сечению температуры от 0 до 0,6 относительной высоты лопатки достигает от 1 до 35 °C. Тепловое состояние лопатки при различных подходах к моделированию показано на рисунках 2.13–2.16. На рисунках приведено относительное значение температуры $\bar{T} = T_l / T_{max}$, где T_l – температура на поверхности лопатки, T_{max} – максимально допустимое значение для используемого материала.

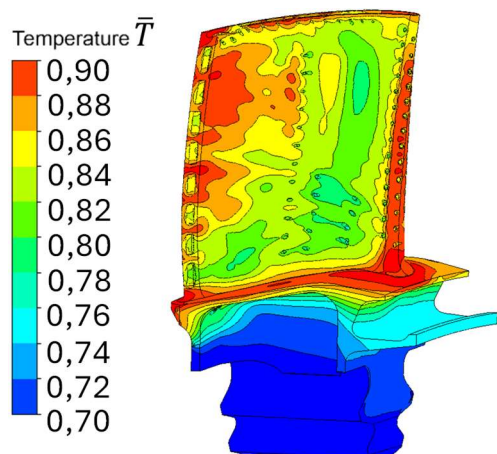


Рисунок 2.13 – Тепловое состояние лопатки при расположении границы расчётной области модели на входе в ножку рабочей лопатки

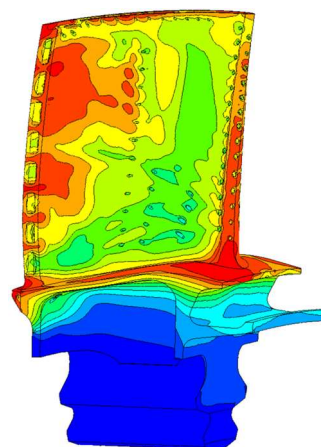


Рисунок 2.14 – Тепловое состояние лопатки при расположении границы во внутрискладовом диффузоре

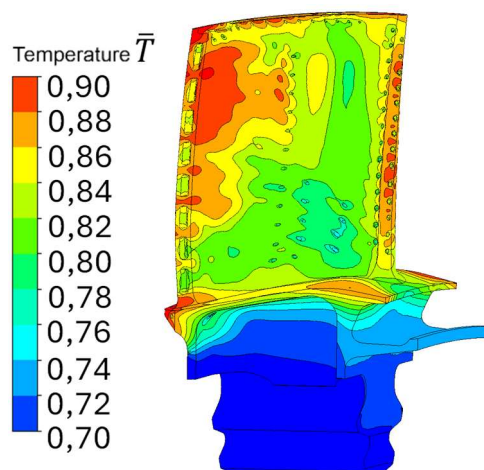


Рисунок 2.15 – Тепловое состояние лопатки при расположении границы на входе в аппарат закрутки

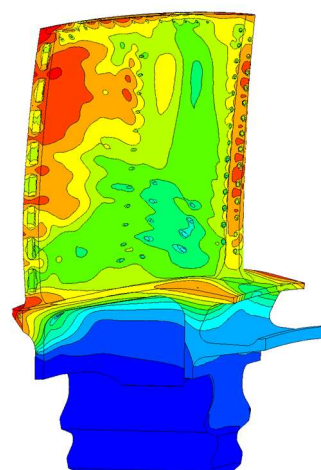


Рисунок 2.16 – Тепловое состояние лопатки при расположении границы на выходе из транзитного дефлектора

На рисунке 2.13 и 2.14 значения температуры на входной кромке лопатки больше на 20–50 °С, чем на рисунках 2.15 и 2.16.

Неверно прогнозируемое распределение расходов охлаждающего воздуха связано с появлением втеканий (для отверстий, расположенных на Н лопат. отн. <0,5) горячего газа из проточной части в полость плёночного охлаждения при уменьшении расхода воздуха через неё в моделях на рисунке 2.13 и 2.14.

Расположение входной границы расчётной области влияет на прогнозируемую структуру потока в области внутридискового диффузора, байонетного соединения и входа в ножку лопатки, а также на распределение расхода воздуха между внутренними каналами системы охлаждения лопатки, что сказывается на расчёте результирующего теплового состояния лопатки.

Влияние конфигурации расчётной области на результирующее тепловое состояние отсутствует при расположении входной границы на входе в аппарат закрутки или на выходе из транзитного дефлектора.

В таблице 3.1 представлены данные о сетке, вычислительных ресурсах и времени счёта численных моделей при решении задач в одинаковой постановке на одной расчётной станции. При изменении конфигурации расчётной области меняется и количество элементов сеточной модели и прогнозируемая структура течения потока.

Таблица 3.1 – Информация о численных моделях с различным расположением входной границы в области подвода охлаждающего воздуха

Расположение входной границы	Кол-во элементов в сетке, млн.	Время сходимости задачи, ч	Потребляемая память, Гб	Кол-во ядер для расчёта, шт.
На входе в ножку рабочей лопатки	60,69	12,6	163,23	124
Во внутридисковом диффузоре в полости между диском и дефлектором рабочего колеса	63,68	28,6	187,44	124
На входе в аппарат закрутки	68,69	34,2	192,21	124
На выходе из транзитного дефлектора, расположенного в сопловом аппарате турбины высокого давления	71,88	41,8	195,36	124

Таким образом, для корректного моделирования теплового состояния охлаждаемой рабочей лопатки достаточно, чтобы граница расчётной области располагалась на входе в АСЗ. Результирующее тепловое состояние лопатки при этом получается таким же, как при моделировании всей системы подвода охлаждающего воздуха, но время счёта меньше на 7,6 часа, т.е. на 18,2%.

2.3 Исследование влияния способа учёта газовой области в притрактных полостях перед и за рабочими лопатками и сопловыми аппаратами на результаты численного моделирования

Для определения влияния способа учёта и степени детализации газовой области в притрактных полостях перед и за рабочими лопатками и сопловыми аппаратами в *CFD* модели были рассмотрены четыре конфигурации расчётной области:

- без притрактных полостей в расчётной области модели, в модели заданы ячеичные выдувы (рисунок 2.17);
- притрактные полости включены в расчётную область модели в упрощённом виде (рисунок 2.18);
- притрактные полости включены в расчётную область без учёта лабиринтного уплотнения (рисунок 2.19);
- притрактные полости полностью включены в расчётную область модели (рисунок 2.20).

На рисунке 2.21 представлено сопоставление линий тока воздуха в притрактной полости перед рабочей лопаткой ступени турбины при использовании численных моделей с различной конфигурацией расчётной области.

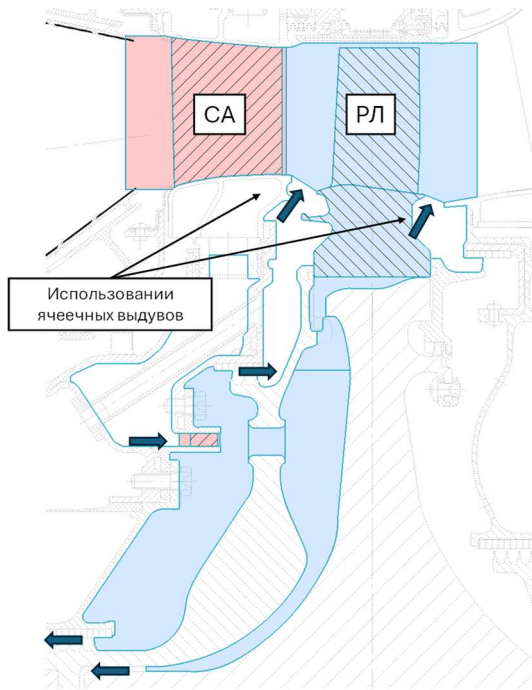


Рисунок 2.17 – Схема расчётной области без включения притраковых полостей в расчётную область

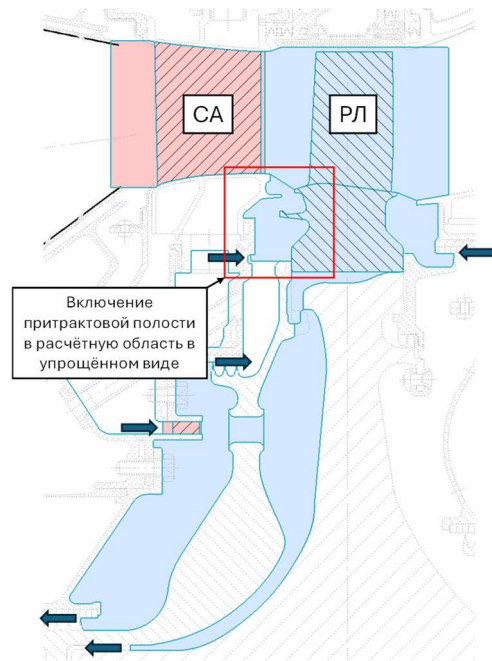


Рисунок 2.18 – Схема расчётной области с включением притраковых полостей в расчётную область в упрощённом виде

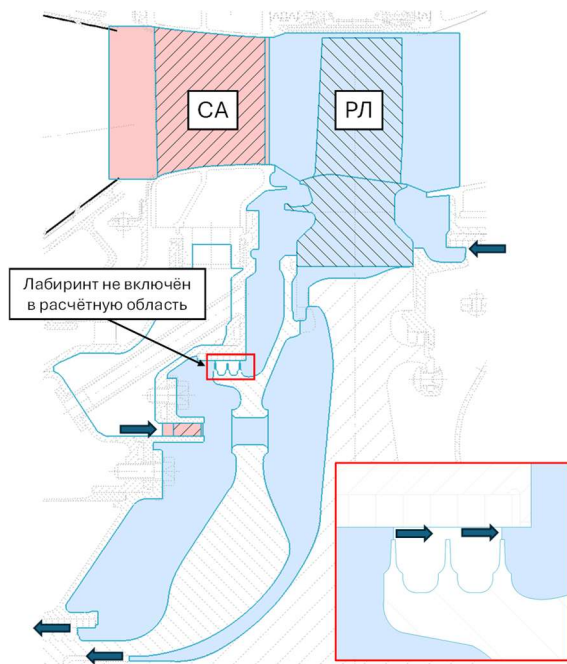


Рисунок 2.19 – Схема расчётной области с включением притраковой полости в расчётную область от лабиринтного уплотнения

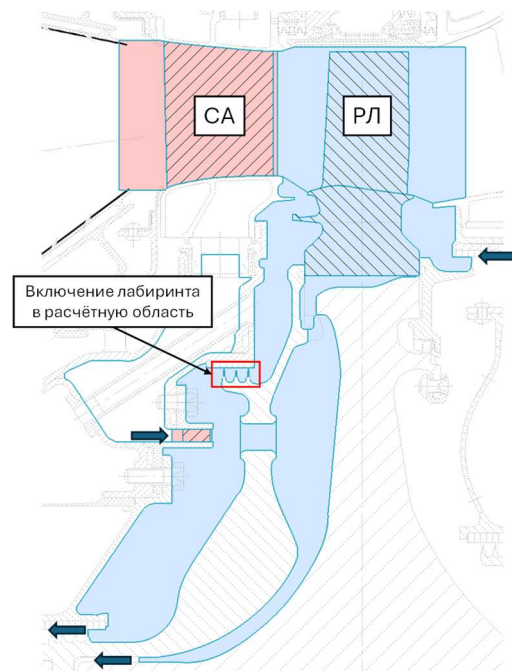


Рисунок 2.20 – Схема расчётной области с включением притраковой полости в расчётную область от выхода из АСЗ

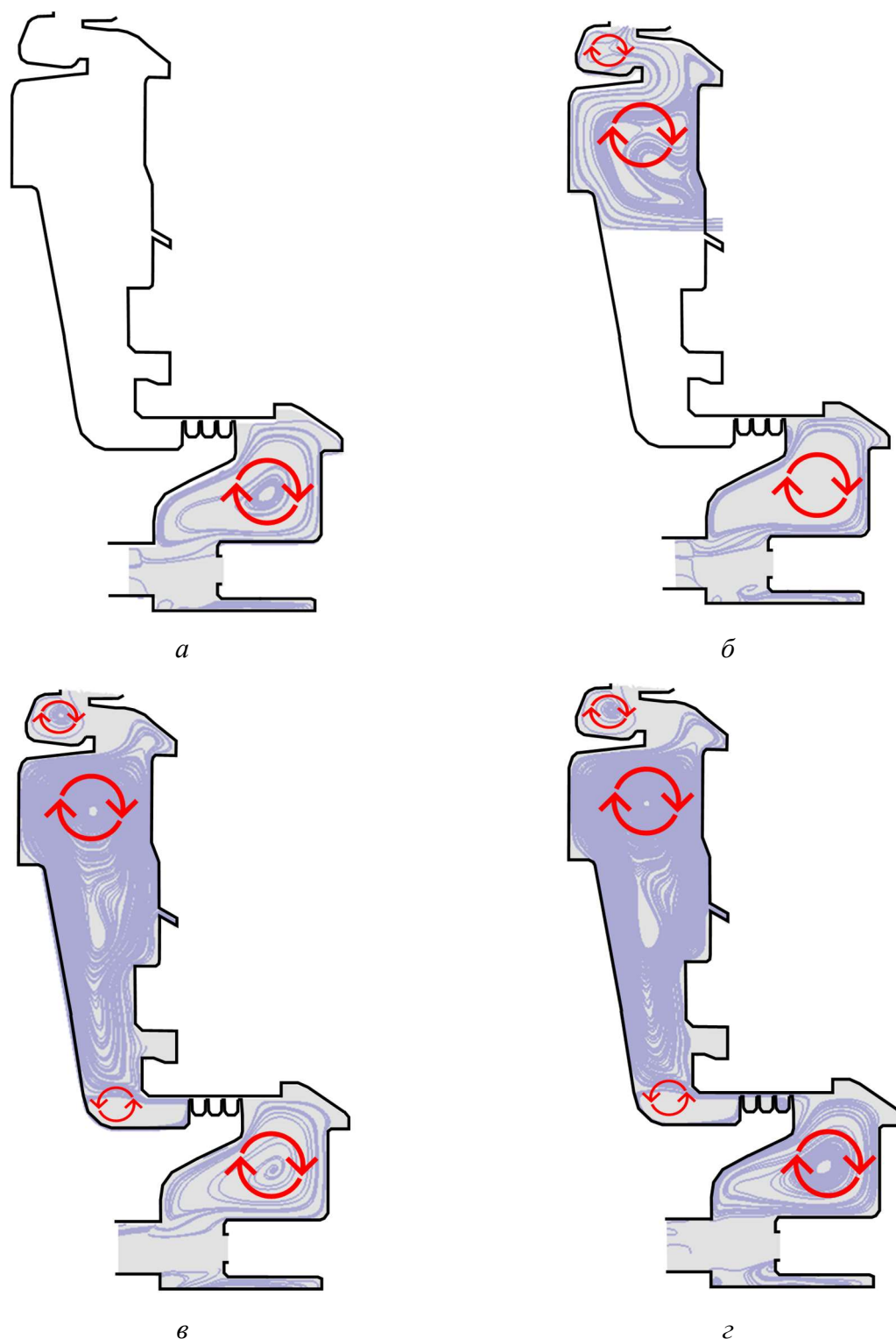


Рисунок 2.21 – Картина линий тока воздуха в притрактовой полости перед рабочей лопаткой ступени турбины:

а - модель без притрактовой полости (рис 2.17),

б - модель с притрактовой полостью в упрощённом виде (рис 2.18),

в - модель с притрактовой полостью от выхода из лабиринтного уплотнения (рис 2.19),

г - Модель с притрактовой полостью с включением области лабиринтного уплотнения (рис 2.20)

На рисунке 2.21 (в, г) видно, что при исключении лабиринта из расчётной области структура потока в притрактовой полости не изменяется. При упрощении геометрии притрактовой полости картина линий тока в меридиональном виде меняется, но направление образующихся вихревых течений сохраняется. Учёт притрактовой полости в расчётной области CFD модели и степень её проработки влияют на структуру потока в межлопаточном канале вдоль втулочной трактовой полки. На рисунке 2.22 представлена структура потока воздуха на выходе из притрактовой полости.

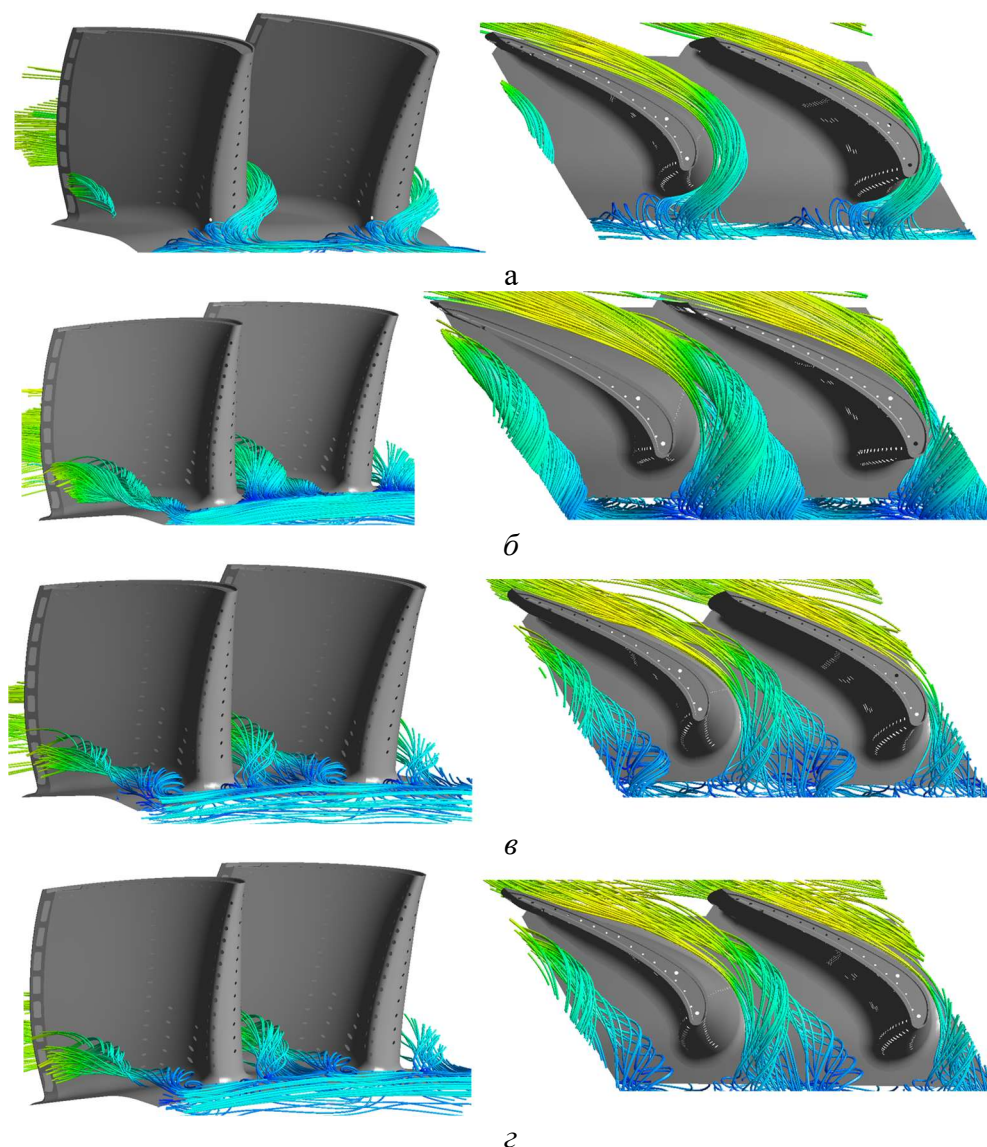


Рисунок 2.22 – Картина линий тока воздуха, вытекающего из притрактовой полости в межлопаточный канал рабочего колеса турбины:

а - модель без притрактовой полости (рис 2.17), *б* - модель с притрактовой полостью в упрощённом виде (рис 2.18), *в* - модель с притрактовой полостью от выхода из лабиринтного уплотнения (рис 2.19), *г* - модель с притрактовой полостью с включением области лабиринтного уплотнения (рис 2.20)

Из рисунков 2.22 (в, г) видно, что при исключении лабиринта из расчётной области структура течения потока воздуха из притрактной полости не изменяется. При упрощении геометрии притрактной полости (рисунок 2.22 б) вихревой поток воздуха, вытекающий из притрактной полости, отрывается от поверхности трактной полки позже по течению, чем в расчёте с использованием моделей без упрощения притрактной полости (рис 2.22 в, г). При отсутствии притрактной полости в расчётной области и задании выдувов из ячеек сеточной модели (рис. 2.22 б), структура потока отличается от картины без упрощений геометрии расчётной области (рис. 2.22 г).

На рисунке 2.23 представлено значение средней и максимальной температуры на поверхности трактной полки рабочей лопатки при различных конфигурациях расчётной модели. Граничные условия на входе в притрактную полость в моделях с упрощением расчётной области заданы таким образом, чтобы температура воздуха, вытекающего из притрактной полости в межлопаточный канал перед рабочей лопаткой, была одинаковой $T_{B.W}^* = 1163,6 \text{ К}$.

Видно, что при введении упрощений геометрии притрактной полости или исключении её из расчётной модели неверно предсказывается структура потока, формирующегося в проточной части на выходе из притрактной полости.

Распределение значения средней по сечению температуры по высоте пера лопатки представлено на рисунке 2.24. На рисунках 2.25–2.28 представлено результирующее тепловое состояние охлаждаемой рабочей лопатки, полученное при выполнении расчёта с различными конфигурациями модели.

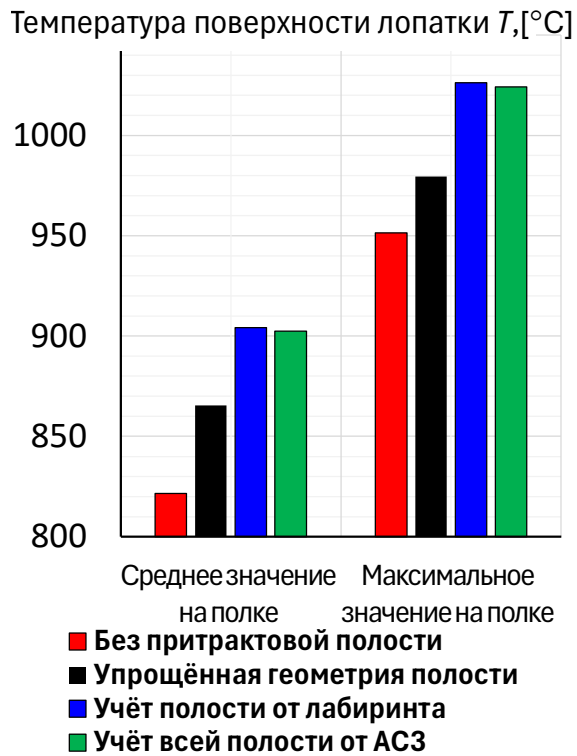


Рисунок 2.23 - Значения средней и максимальной температуры на наружной поверхности трактовой полки рабочей лопатки

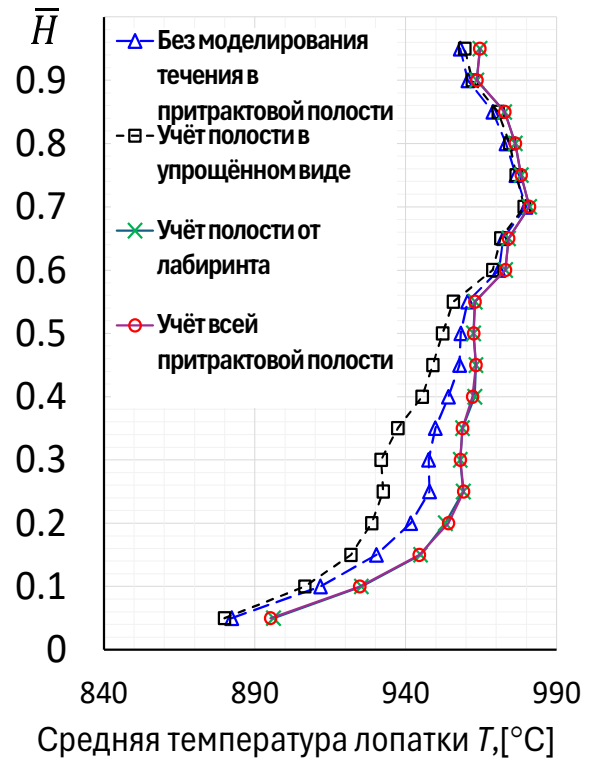


Рисунок 2.24 – Распределение значения средней по сечению температуры по высоте пера лопатки

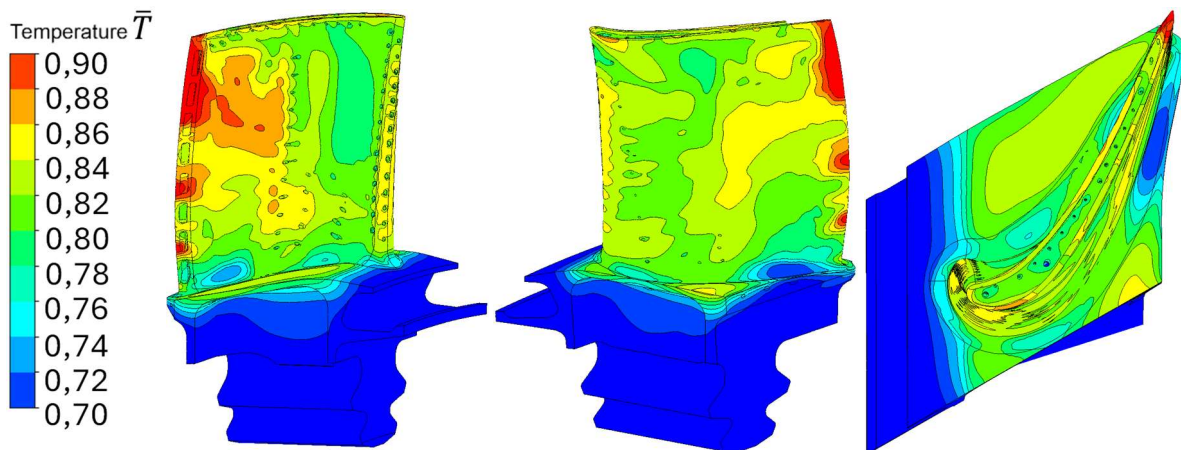


Рисунок 2.25 – Тепловое состояние лопатки при расчёте с использованием модели без включения притрактовых полостей в расчётную область

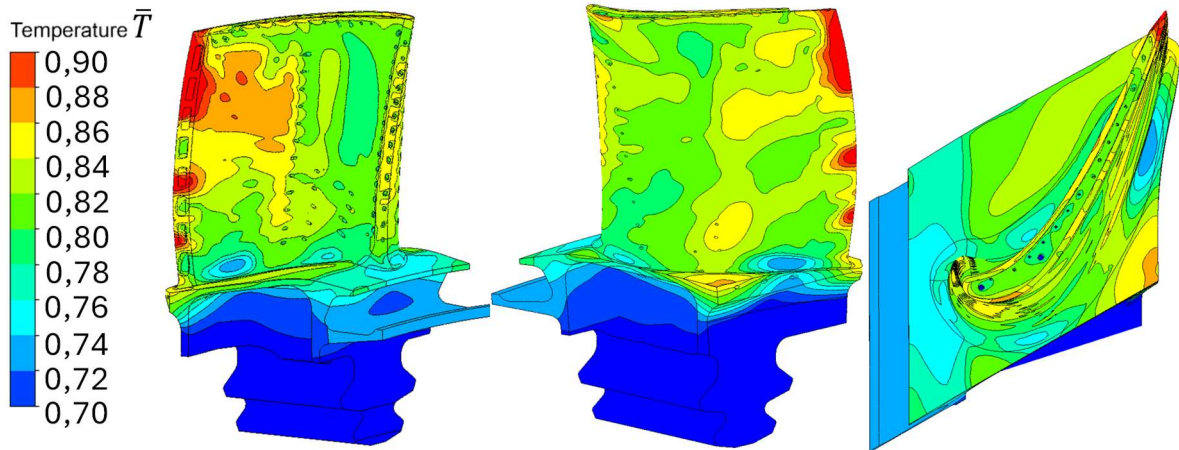


Рисунок 2.26 – Тепловое состояние лопатки при расчёте с использованием модели с притрактовой полостью в упрощённом виде

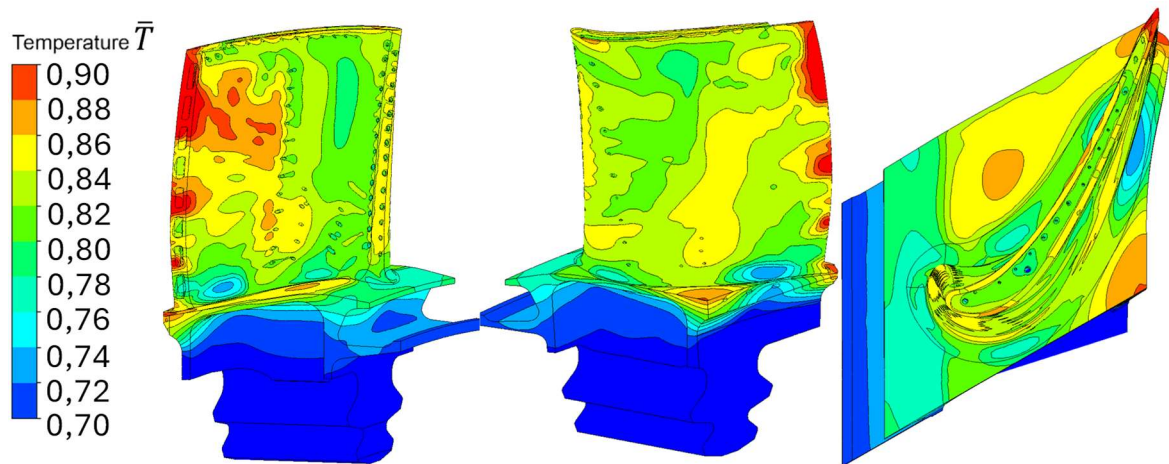


Рисунок 2.27 – Тепловое состояние лопатки при расчёте с использованием модели с притрактовой полостью от выхода из лабиринтного уплотнения

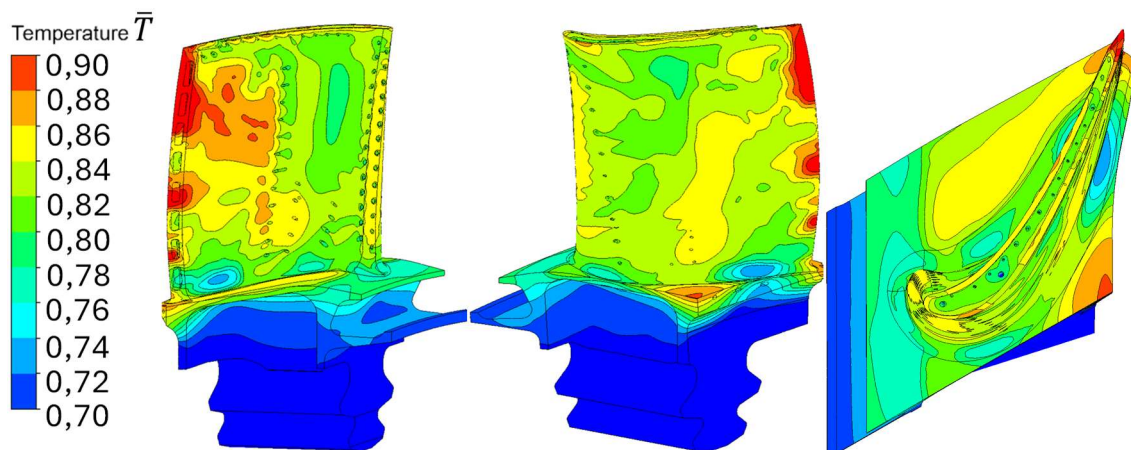


Рисунок 2.28 – Тепловое состояние лопатки при расчёте с использованием модели с притрактовой полостью с включением области лабиринтного уплотнения

Максимальная температура трактовой полки охлаждаемой рабочей лопатки при использовании модели без упрощения геометрии притрактовой полости $T_{\text{вт.макс.}} = 1024,1 \text{ }^{\circ}\text{C}$, при исключении лабиринтного уплотнения из расчётной области структура прогнозируемого течения воздуха не изменяется, $T_{\text{вт.макс.}} = 1026,3 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ($\Delta T_{\text{вт.макс.}} = 2,2 \text{ }^{\circ}\text{C}$). При упрощении геометрии притрактовой полости $T_{\text{вт.макс.}} = 979,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ($\Delta T_{\text{вт.макс.}} = 44,6 \text{ }^{\circ}\text{C}$), такое допущение значительно искажает результаты сопряжённого моделирования, как и в случае, когда притрактовая полость исключается из расчётной области ($T_{\text{вт.макс.}} = 951,4 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ($\Delta T_{\text{вт.макс.}} = 72,9 \text{ }^{\circ}\text{C}$). Из рисунков 2.25–2.28 видно, что при использовании расчётной модели без притрактовой полости (рис. 2.17) или с упрощённой конфигурацией (2.18), неверно рассчитывается поле значений температуры на втулочной полке и на пере лопатки.

Расположение входной границы расчётной области в притрактовой полости влияет на прогнозируемую структуру потока в притрактовой полости и структуру потока охлаждающего воздуха, вытекающего в межлопаточный канал перед рабочей лопаткой, что сказывается на расчёте результирующего теплового состояния лопатки.

Влияние конфигурации модели в области притрактовой полости на прогнозируемое тепловое состояние лопатки отсутствует при расположении входной границы на выходе из лабиринтного уплотнения или на входе в аппарат закрутки.

В таблице 2.2 представлены данные о сетке, вычислительных ресурсах и времени счёта численных моделей при решении задач в одинаковой постановке на одной расчётной станции.

Таблица 2.2– Информация о численных моделях с различным расположением входной границы в области притрактовой полости охлаждающего воздуха

Расположение входной границы	Кол-во элементов в сетке, млн.	Время сходимости задачи, ч	Потребляемая память, Гб	Кол-во ядер для расчёта, шт.
Модель без притрактовой полости	61,24	31,1	186,65	124
Модель с притрактовой полостью в упрощённом виде	64,12	33,2	187,89	124
Модель с притрактовой полостью от выхода из лабиринтного уплотнения	68,69	34,2	192,21	124
Модель с притрактовой полостью с включением области лабиринтного уплотнения	68,71	40,6	193,00	124

Таким образом, для корректного моделирования теплового состояния охлаждаемой рабочей лопатки достаточно, чтобы входная граница расчётной области в притрактовой полости располагалась на выходе из лабиринтного уплотнения. Результирующее тепловое состояние лопатки при этом получается такое же, как при моделировании всей притрактовой полости, включая лабиринтное уплотнения, но время счёта меньше на 6,4 часа, т.е. на 15,8%.

2.4 Исследование влияния детализации выходной области камеры сгорания в расчётной области численных моделей сопловых аппаратов на результаты численного моделирования

На рисунке 2.29 представлено сопоставление радиальных эпюр значений полной температуры на выходе из камеры сгорания. Эпюра №1 снята в сечении камеры сгорания до выдува охлаждающего воздуха из последнего ряда отверстий её охлаждения. Эпюра №2 снята в сечении на

входе в межлопаточный канал первого соплового аппарата, после выдувов охлаждающего воздуха из последнего ряда отверстий охлаждения камеры сгорания.

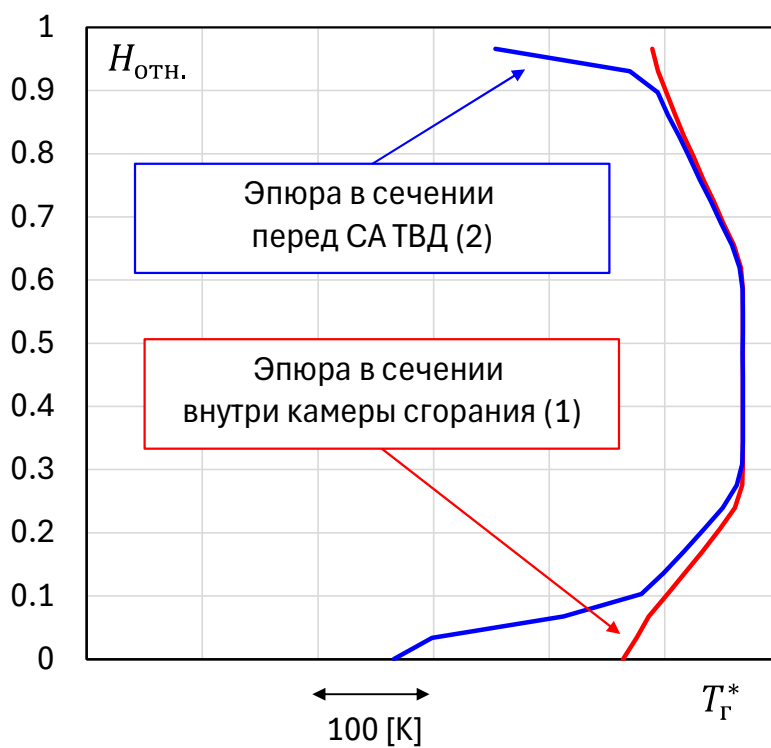


Рисунок 2.29 – Сопоставление энтальпий в сечении внутри камеры сгорания (1) и на входе в сопловой аппарат (2)

Для определения влияния выходной области камеры сгорания в *CFD* области сопряжённой модели соплового аппарата первой ступени турбины на результаты расчёта теплового состояния были рассмотрены две конфигурации:

- входная граница расчётной области межлопаточного канала расположена перед сопловым аппаратом первой ступени, последний ряд отверстий охлаждения камеры сгорания и полости соединения камеры сгорания и соплового аппарата не учитываются (рисунок 2.30), на входе в расчётную область задана энтальпия №2;

- входная граница расчётной области межлопаточного канала расположена в сечении внутри камеры сгорания, последний ряд отверстий охлаждения камеры сгорания и полости соединения камеры сгорания и

соплового аппарата учитываются (рисунок 2.31), на входе в расчётную область задана эпюра №1.

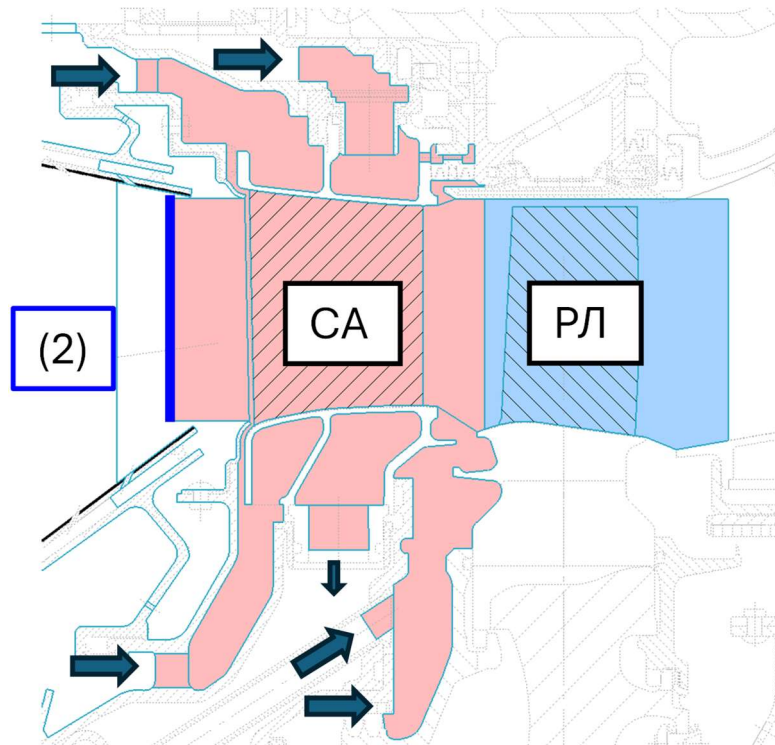


Рисунок 2.30 – Схема расчётной области модели без включения в неё последнего ряда отверстий охлаждения камеры сгорания и расположением входной границы перед СА ТВД

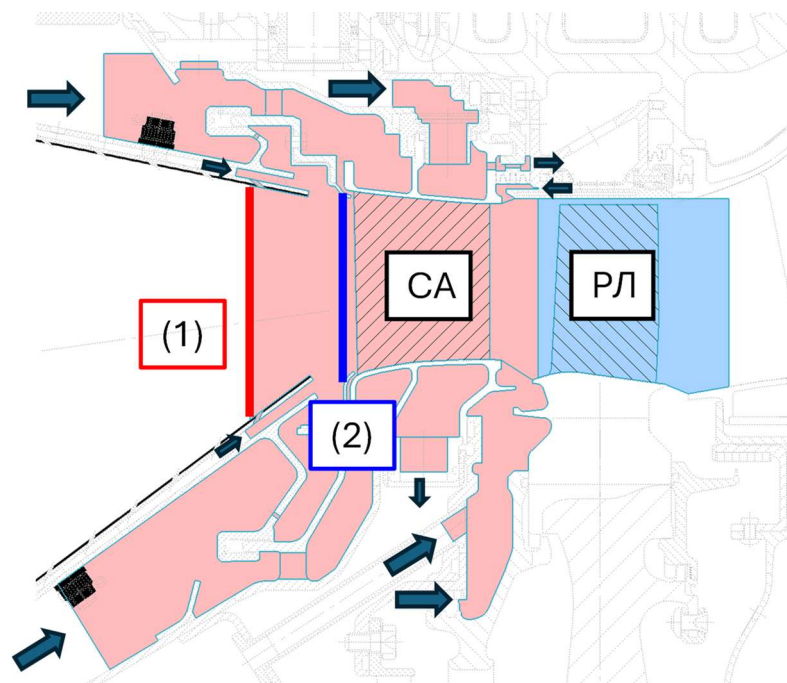


Рисунок 2.31 – Схема расчётной области модели с включением в неё последнего ряда отверстий охлаждения камеры сгорания и расположением входной границы в камере сгорания

При моделировании с расчётной областью, представленной на рисунке 2.31, учитывается течение охлаждающего камеру сгорания воздуха, поэтому радиальная эпюра в сечении перед сопловым аппаратом соответствует эпюре №2, задаваемой на входе в расчётную область модели, представленной на рисунке 2.30. При равенстве радиальных эпюр №2 в сечении на входе в сопловый аппарат, в модели без выдувов охлаждающего воздуха в камере сгорания не учитывается неравномерное в окружном направлении распределение значений полной температуры набегающего на сопловую лопатку потока. Как видно на рисунке 2.32, при включении в расчётную область выходной зоны камеры сгорания, учитывается неравномерное по окружности натекание охлаждающего воздуха на трактовые полки соплового аппарата.

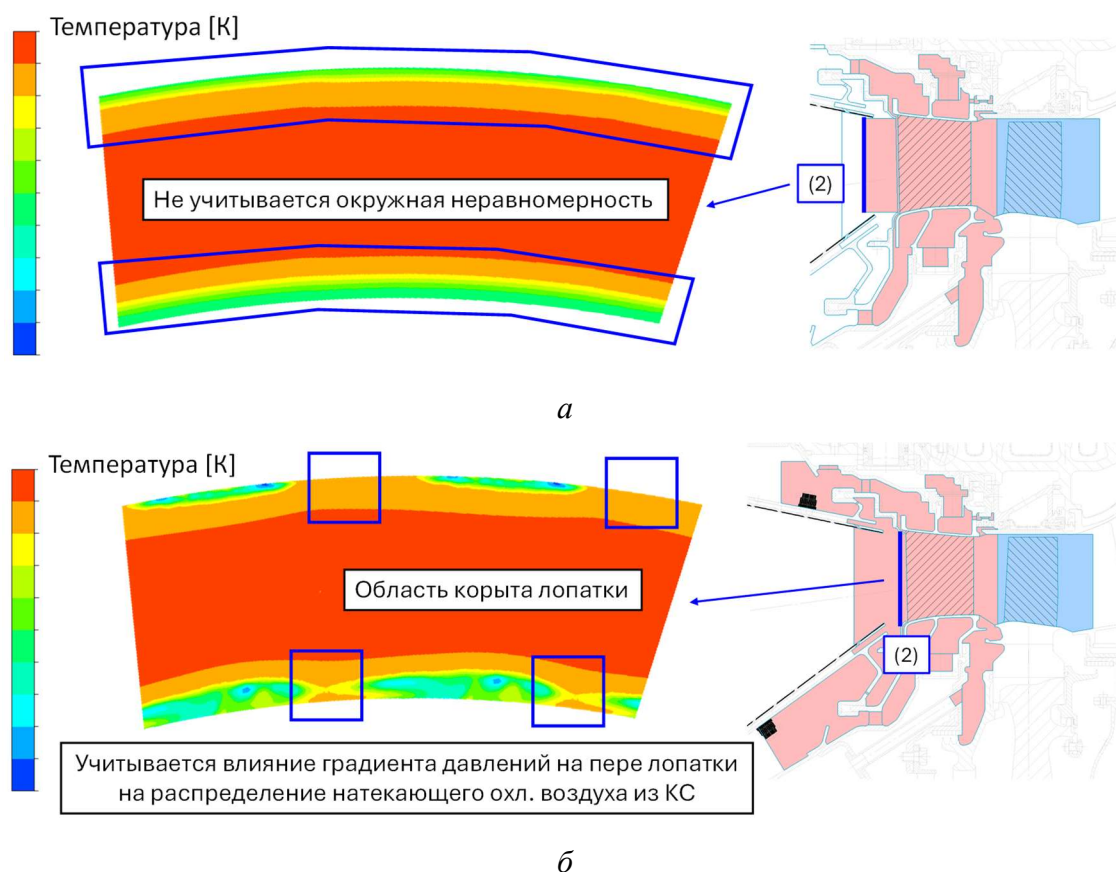


Рисунок 2.32 – Сопоставление окружных эпюр в сечении перед сопловой лопаткой в моделях без учёта выходной области камеры сгорания и с её учётом: *а* - распределение температуры перед сопловой лопаткой в модели с расчётной областью без учёта охлаждающего воздуха из последнего ряда отверстий в камере сгорания, *б* - распределение температуры перед сопловой лопаткой в модели с учётом охлаждающего воздуха из последнего ряда отверстий в камере сгорания

На рисунке 2.33 показана структура течения воздуха, выпускаемого из последнего ряда отверстий камеры сгорания.

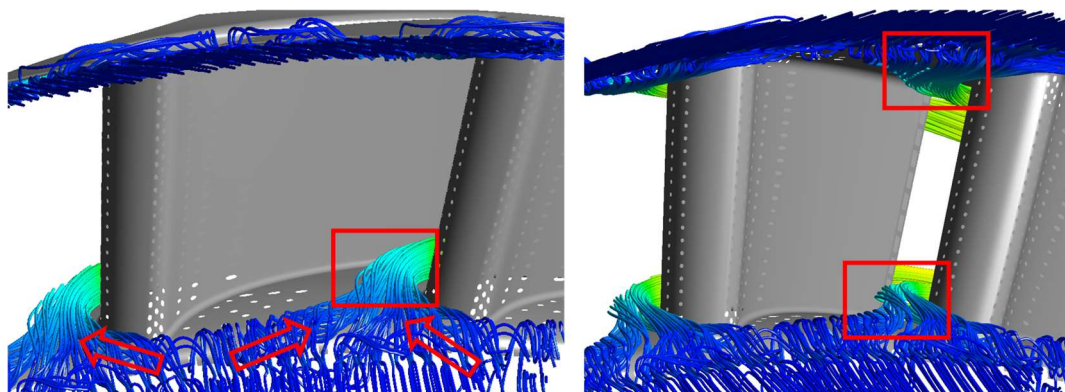
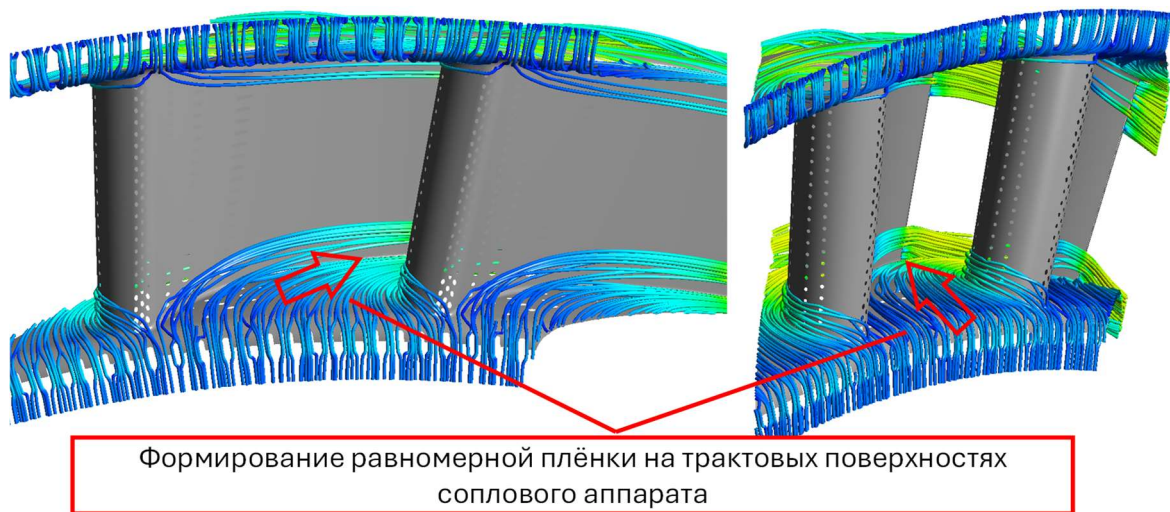


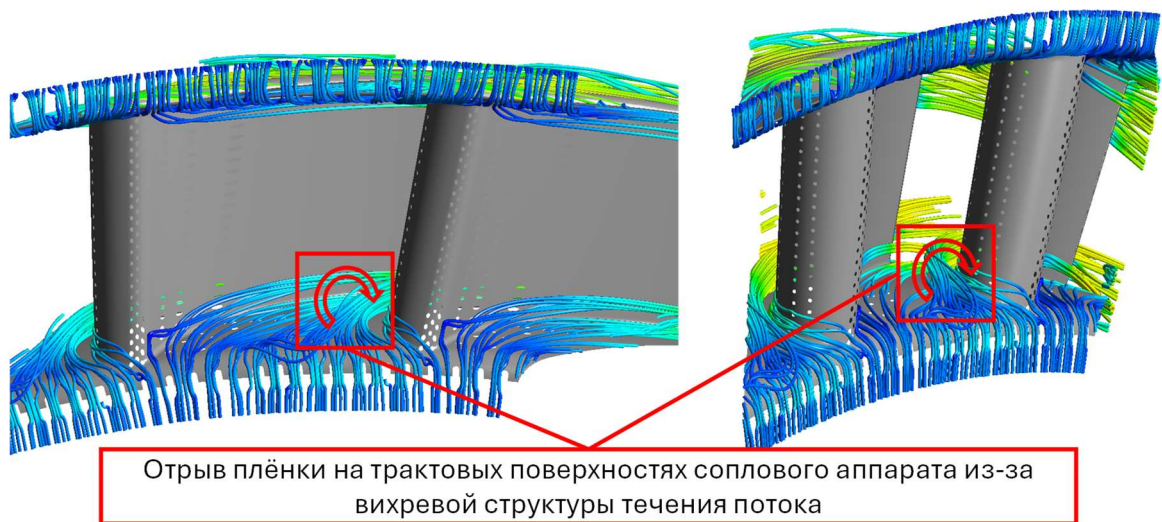
Рисунок 2.33 – Картина течения воздуха, выпускаемого из последнего ряда отверстий охлаждения камеры сгорания

Из рисунка 2.33 видно, что выпускаемый из последнего ряда отверстий охлаждения камеры сгорания воздух неравномерно распределяется по трактовым поверхностям соплового аппарата. Неравномерное распределение по трактовым поверхностям и вихревая структура течения охлаждающего воздуха на них, выдуваемого в камере сгорания, приводит к разрушению пелены воздуха, выпускаемого на полки соплового аппарата, как показано на рисунке 2.34.

Без учёта области на выходе из камеры сгорания и течения охлаждающего воздуха из последних рядов её охлаждения в численной модели неверно прогнозируется структура потока на трактовых полках соплового аппарата. Это приводит к ошибке при определении теплового состояния соплового аппарата. На рисунке 2.35 представлено распределение величины средней температуры лопатки по сечению по высоте пера.



а



б

Рисунок 2.34 – Структура течения пелены охлаждающего воздуха на трактовых поверхностях соплового аппарата при различных конфигурациях расчётной области модели: а - картина течения на трактовых полках в модели с расчётной областью без учёта выхода их камеры сгорания (без прямого моделирования выдувов охлаждающего воздуха в последнем ряду камеры сгорания), б - картина течения на трактовых полках в модели с учётом выходной области камеры сгорания

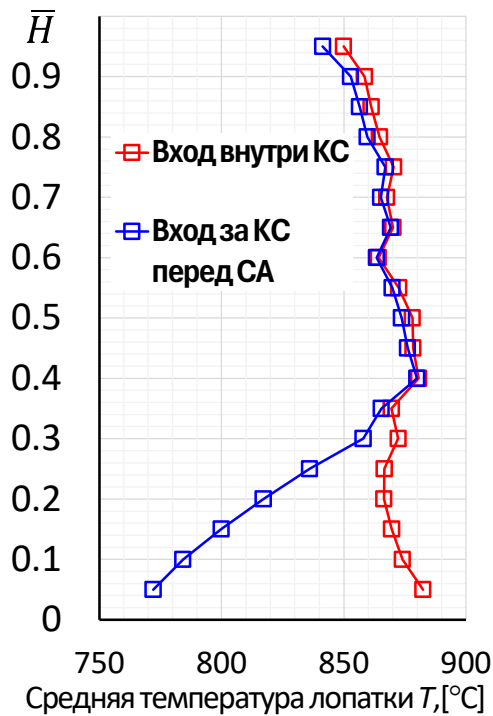


Рисунок 2.35 – Распределение величины средней температуры лопатки по сечению по высоте пера при различных подходах к созданию расчётной области модели

Подход к выбору расчётной зоны оказывает влияние на величину средней температуры сечения в области пера лопатки при $H_{\text{отн}} \leq 0,4$. Разница значений средней по сечению температуры для сечения $H_{\text{отн}} = 0,05$ составила $\Delta T_{\text{ср.сеч.}} = 110^{\circ}\text{C}$ при моделировании с учётом выходной области камеры сгорания ($T_{\text{ср.сеч.}} = 882^{\circ}\text{C}$) и без неё ($T_{\text{ср.сеч.}} = 772^{\circ}\text{C}$). На рисунке 2.36 показано сопоставление теплового состояния охлаждаемой лопатки при различных подходах к выбору конфигурации расчётной зоны.

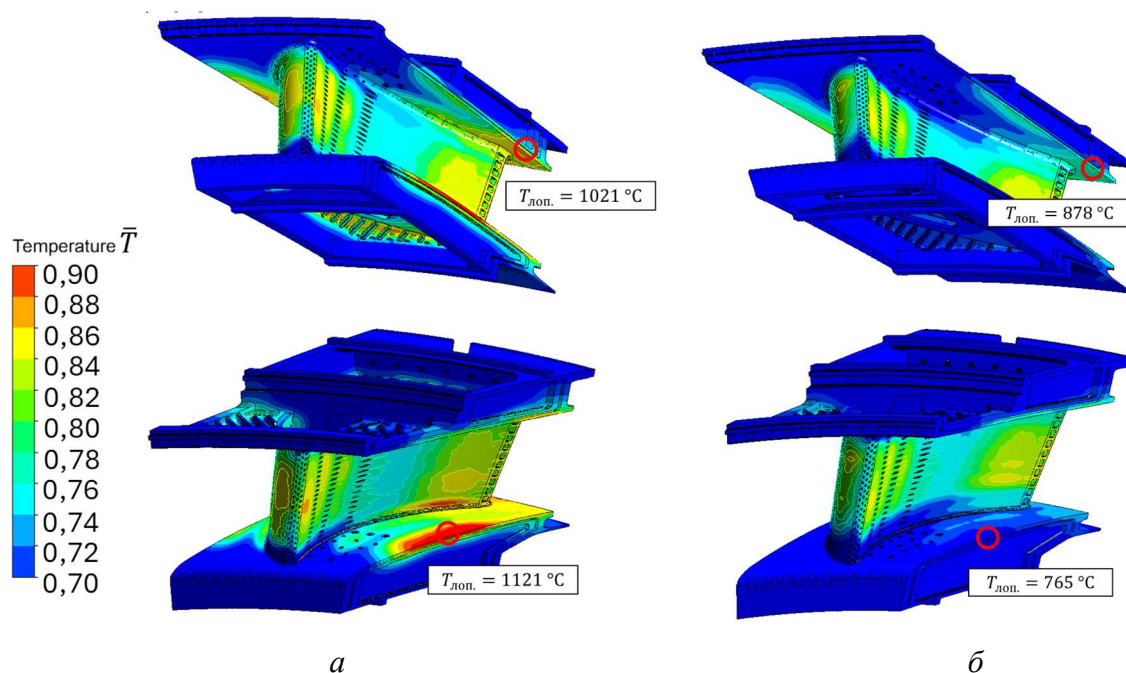


Рисунок 2.36 – Сопоставление теплового состояния СА при различных подходах к созданию расчётной CFD области модели: *а* - тепловое состояние СА при расчёте с учётом выходной области камеры сгорания, *б* - тепловое состояние СА при расчёте без учёта выходной области камеры сгорания

Из рисунка 2.36 видно отличие температуры на трактовых полках соплового аппарата при различном подходе к созданию расчётной CFD области модели. На втулочной трактовой полке отличие в значении температуры на поверхности достигает до $\Delta T_{\text{лоп.}} = 356 \text{ }^{\circ}\text{C}$. На периферийной трактовой полке отличие в значении температуры на поверхности достигает до $\Delta T_{\text{лоп.}} = 143 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Расположение входной границы расчётной области влияет на прогнозируемую структуру потока в области трактовых полок соплового аппарата и распространение пелены охлаждающего воздуха по трактовым полкам соплового аппарата, что сказывается на расчёте результирующего теплового состояния лопатки.

В таблице 2.3 представлены данные о сетке, вычислительных ресурсах и времени счёта численных моделей при решении задач в одинаковой постановке на одной расчётной станции.

Таблица 2.3 – Информация о численных моделях с различным расположением входной границы в области подвода охлаждающего воздуха

Расположение входной границы	Количество элементов сетке, млн.	Время до сходимости, ч	Потребляемая память, Гб	Кол-во физических ядер для расчёта, шт.
Входная граница расчётной области межлопаточного канала расположена перед сопловым аппаратом первой ступени	223,07	173,9	558,04	124
Входная граница расчётной области межлопаточного канала расположена в сечении внутри камеры сгорания	242,57	202,3	597,93	124

Для корректного моделирования теплового состояния охлаждаемой сопловой лопатки необходимо, чтобы граница расчётной области располагалась внутри камеры сгорания и расчётная область включала в себя последний ряд отверстий охлаждения камеры сгорания и каналы продувки соединений камеры сгорания и соплового аппарата.

2.5 Разработка рекомендаций по выбору конфигураций расчётных CFD областей сопряжённых теплогидравлических моделей

В результаты выполненных в подразделах 2.2 ... 2.4 исследований сформированы рекомендации по выбору конфигураций расчётных CFD областей сопряжённых теплогидравлических моделей:

При моделировании теплового состояния сопловых аппаратов охлаждаемых турбин необходимо включать в расчётную CFD область (рисунок 2.31):

- межлопаточный канал соплового аппарата;

- систему внутренних каналов лопатки;
- притрактовые полости перед и за сопловым аппаратом;
- геометрию каналов подвода охлаждающего воздуха в корпусе и область камеры сгорания с учётом последнего ряда отверстий её охлаждения.

При моделировании теплового состояния рабочих лопаток охлаждаемых турбин необходимо включать в расчётную *CFD* область (рисунок 2.7, 2.19):

- межлопаточный канал соплового аппарата, межлопаточный канал рабочей лопатки;
- систему внутренних каналов лопатки;
- притрактовые полости перед и за рабочим колесом;
- геометрию каналов подвода охлаждающего воздуха от входа в аппарат закрутки рассматриваемой ступени (или от места подвода охлаждающего воздуха в полость перед диском, при отсутствии аппарата закрутки в рассматриваемой ступени).

2.6 Сопоставление результатов сопряжённого моделирования с экспериментальными данными на примере лопаток охлаждаемой турбины

С использованием разработанных рекомендаций для выполнения сопряжённого моделирования охлаждаемых лопаток турбин при работе в составе двигателя, были выполнены расчёты теплового состояния сопловых аппаратов и рабочих лопаток турбины газогенератора (ТГГ) (рисунок 2.37).

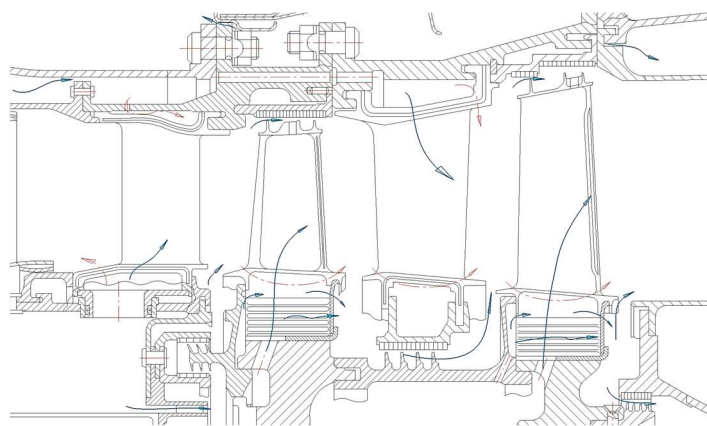


Рисунок 2.37 - Меридиональный разрез охлаждаемой турбины газогенератора

Охлаждаемые сопловые аппараты и рабочие лопатки турбины были разработаны и испытаны на ПАО «ОДК-Кузнецов» [90-93]. Для лопаток были известны как их геометрические данные (рисунок 2.38), так и параметры рабочего процесса системы охлаждения.

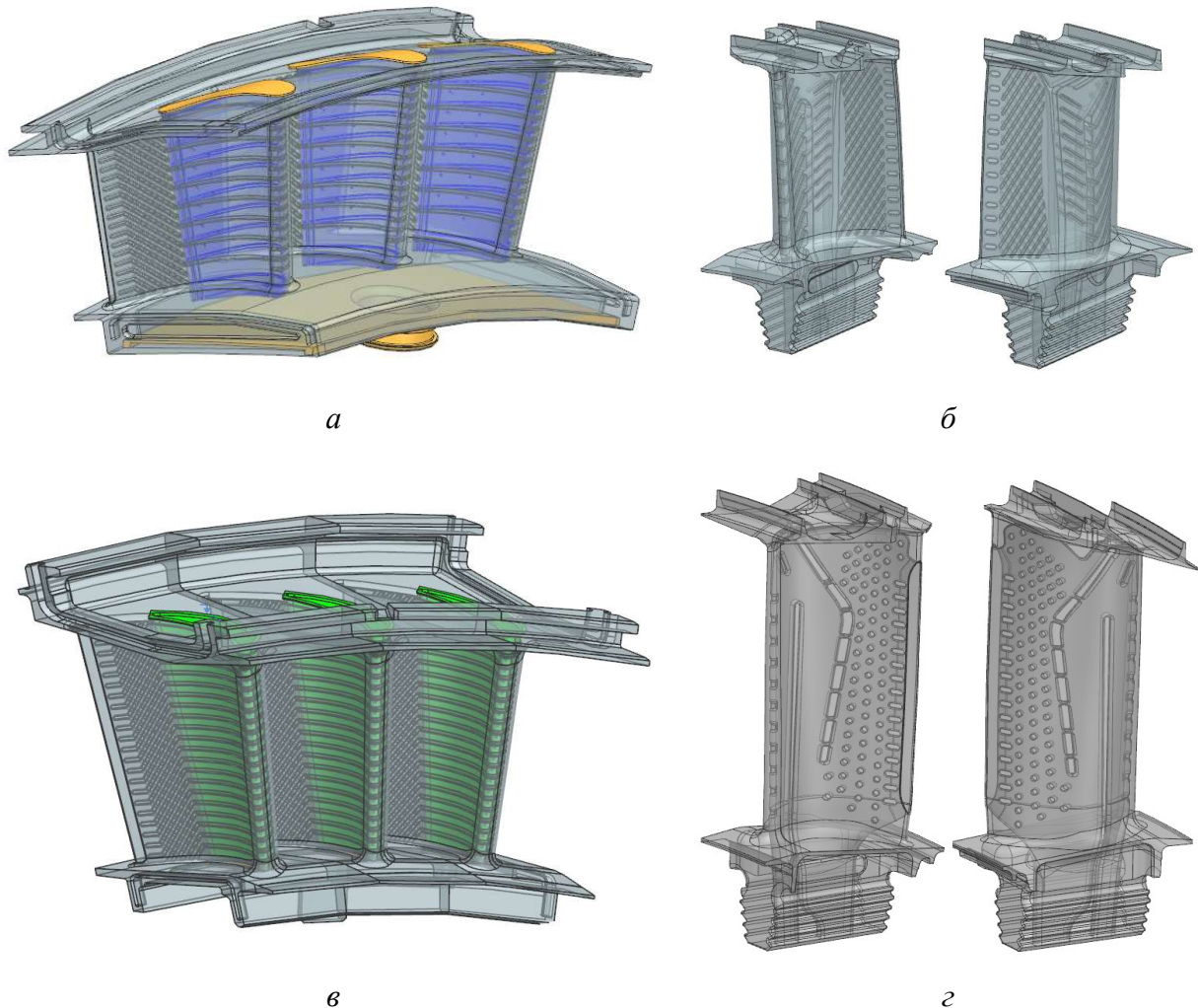


Рисунок 2.38 – Геометрические модели лопаток ТГГ:

а – модель блока СА1, *б* – модель РЛ1, *в* – модель блока СА2, *г* – модель РЛ2

В отчётах [90-93] представлены следующие данные:

1. Коэффициент эффективности охлаждения θ СА первой ступени (СА1), РЛ первой ступени (РЛ1) и СА второй ступени (СА2) по наружной поверхности пера в трёх сечениях по высоте проточной части. Значения получены по итогам термометрирования деталей в составе двигателя.
2. Значения пропускной способности СА1 и РЛ2, полученные на стенде для «холодных» продувок лопаток.

3. Результаты продувки СА1 с различными вставными дефлекторами на установке «Цинк».

Расчёт теплового состояния сопловых аппаратов выполнялся с учётом предельной радиальной эпюры окружной неравномерности поля температур за камерой сгорания.

На рисунке 2.39 представлена схема препарирования блока сопловых лопаток при его термометрировании в составе двигателя. На рисунке 2.40 показано расположение термопар по окружности статора. На рисунке 2.41 дано расположение термопар по профилю лопатки.

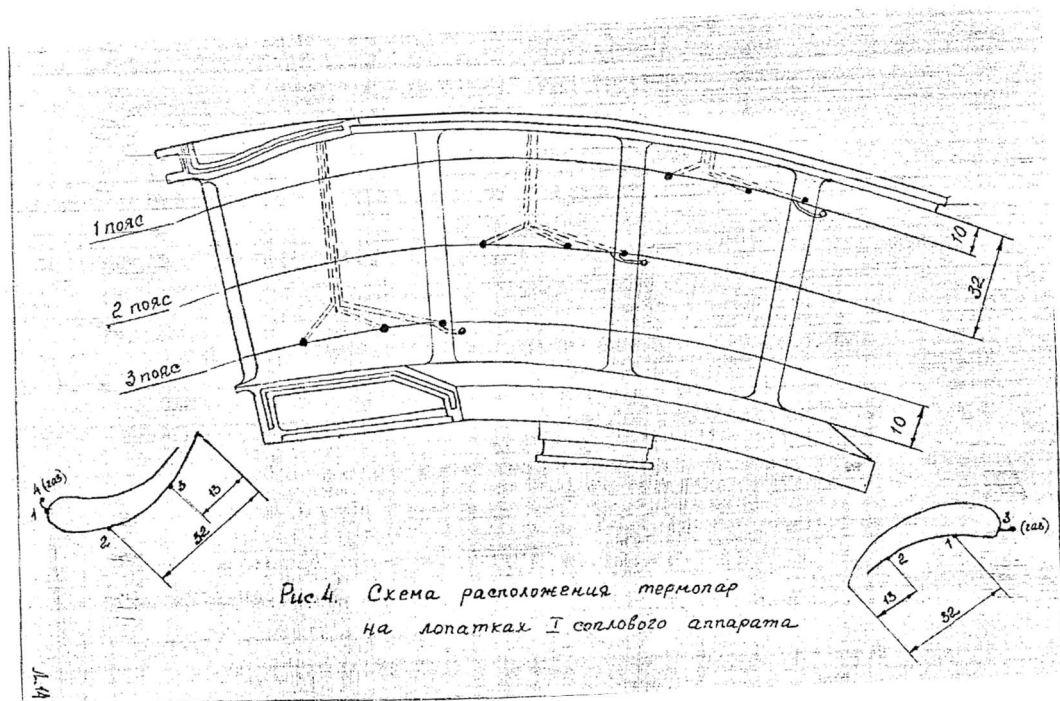


Рисунок 2.39 – Схема препарирования СА1 [91]

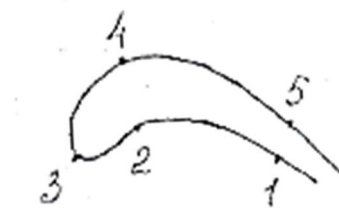
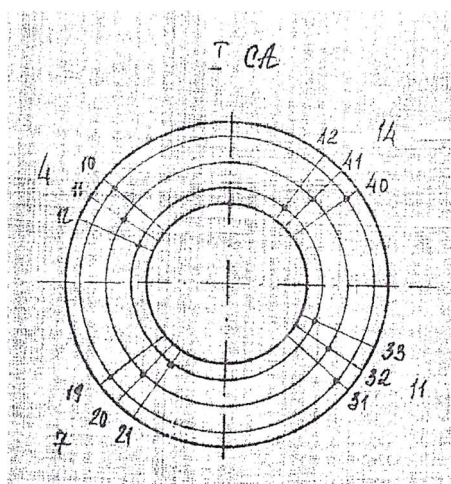


Рисунок 2.40 – Расположение термопар по окружности статора для СА1 [91]

Рисунок 2.41 – Расположение термопар по профилю СА1 [91]

На рисунке 2.42 показано тепловое состояние сопловой лопатки первой ступени, полученное по результатам выполненного сопряжённого теплогидравлического моделирования. Расчётные значения коэффициента эффективности охлаждения были сопоставлены с данными из технического отчёта [91].

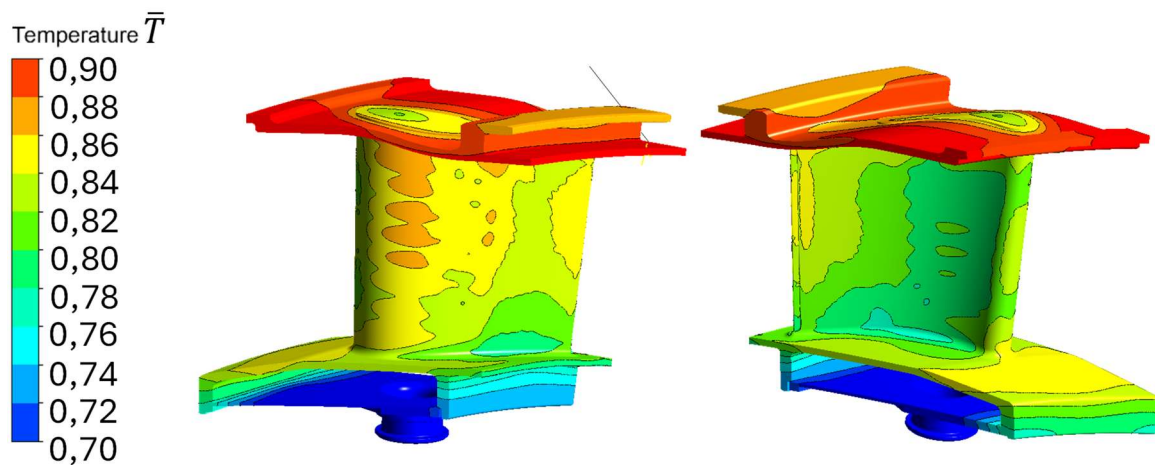


Рисунок 2.42 – Тепловое состояния СА1 по результатам расчёта

На рисунке 2.43 представлены результаты сопоставления расчётных данных с экспериментом. Чёрными точками отмечены значения коэффициента эффективности охлаждения, полученного по результатам термометрирования лопатки, для точек на поверхности пера. Отрицательные координаты соответствуют спинке (точки 4 и 5 по рисунку 2.41), положительные - поверхности корытца (точки 1 и 2 по рисунку 2.41). В координате 0 на оси X находится точка 3 – входная кромка. Термометрирование лопатки выполнялось в трёх сечениях по высоте, как показано на рисунке 2.39 ($H_{\text{отн}} = 15\%, 50\%, 85\%$)

Красной линией показано расчётное распределение коэффициента эффективности охлаждения вдоль профиля от выходной кромки со стороны спинки к выходной кромке со стороны корытца пера лопатки.

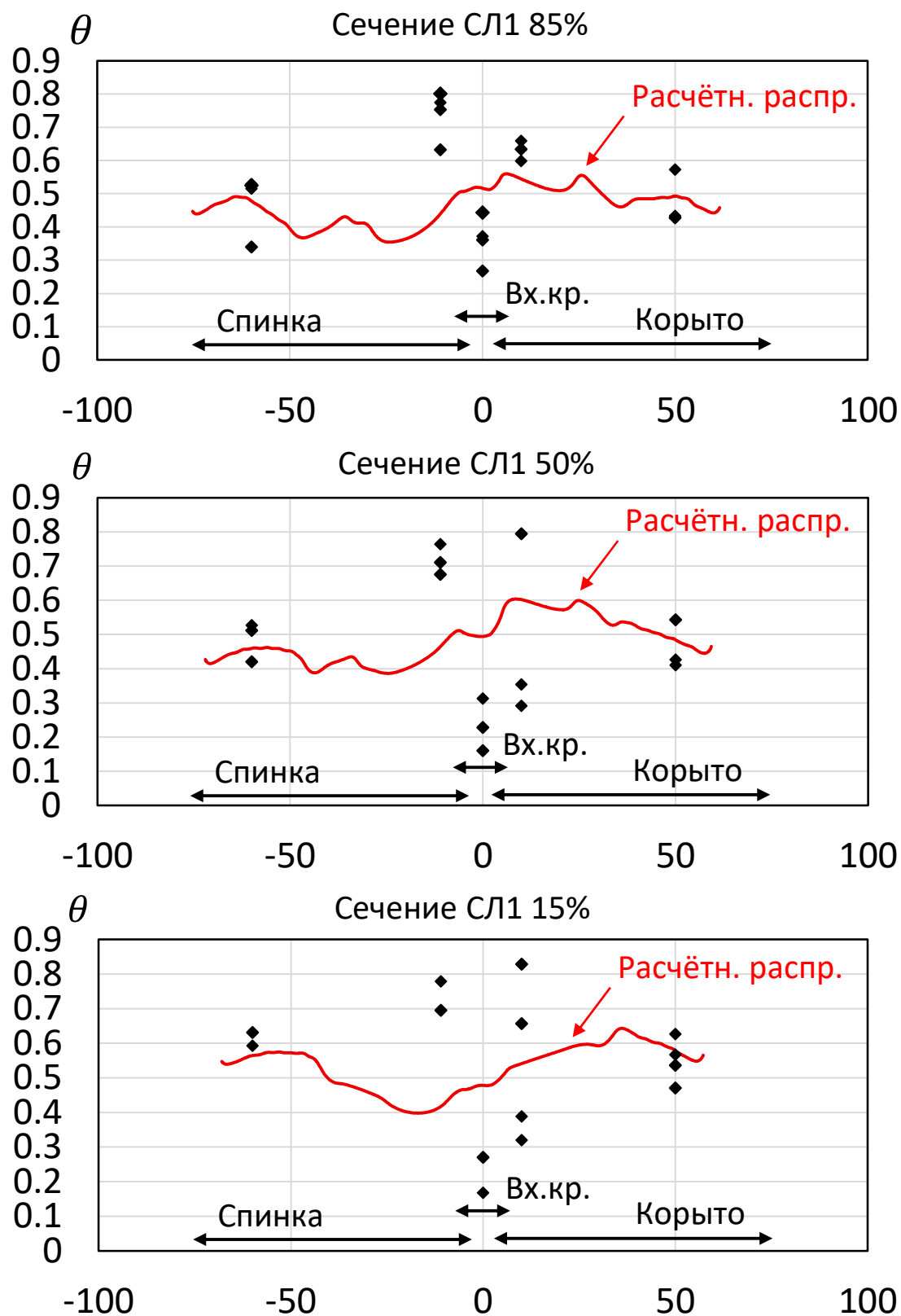


Рисунок 2.43 – Сопоставление расчётных данных с данными эксперимента в сечениях, в которых выполнялось термометрирование СА1 в составе двигателя

В области выходной кромки пера лопатки со стороны спинки и корытца расчётное значение коэффициента эффективности (для сечения 50% от высоты лопатки $\theta_{p.вых.сп.50\%} = 0,46, \theta_{p.вых.кор.50\%} = 0,48$) охлаждения находится внутри диапазона экспериментальных значений, полученных при термометрировании СА1 в составе двигателя ($\theta_{эксп.вых.сп.50\%} = 0,42 \dots 0,53, \theta_{эксп.вых.кор.50\%} = 0,41 \dots 0,54$).

Со стороны корытца в области входной кромки расчётные значения (для сечения 50% от высоты лопатки $\theta_{p.вх.кор.50\%} = 0,60$) находится внутри области экспериментальных значений ($\theta_{эксп.вх.кор.50\%} = 0,29 \dots 0,80$).

Отличие значений коэффициента эффективности охлаждения в эксперименте больше 0,3 в одной точке профиля различных лопаток объясняется неравномерностью поля температур за камерой сгорания и различным положением исследуемых блоков сопловых лопаток относительно форсуночного устройства камеры сгорания.

В таблице 2.4 представлено сопоставление средних значений коэффициента эффективности охлаждения θ , полученных в эксперименте и по результатам расчёта.

Таблица 2.4 – Средние значения коэффициентов эффективности охлаждения, полученные по результатам численного моделирования и при обработке экспериментальных данных.

	Сечение СЛ1 85%	Сечение СЛ1 50%	Сечение СЛ1 15%
Расчётные значения θ средней по наружной поверхности пера	0,48	0,47	0,51
Экспериментальные значения θ средней по наружной поверхности пера	0,46	0,48	0,53

Максимальное отличие $\Delta\theta$ при сравнении средних значений не превышает 0,02.

В дальнейшем была выполнена оценка пропускной способности СЛ1 исследуемой турбины и сопоставление расчётных и экспериментальных

данных. При оценке пропускной способности использовались модели рабочего процесса охлаждаемых лопаток в составе двигателя. Пропускная способность системы охлаждения лопаток рассчитывалась по формуле:

$$\bar{G} = \frac{G\sqrt{T_{\text{вх}}^*}}{p_{\text{вх}}^*},$$

где G – расход через систему охлаждения, $T_{\text{вх}}^*$ – температура воздуха на входе в каналы охлаждения лопатки, $p_{\text{вх}}^*$ – полное давление воздуха на входе в каналы системы охлаждения. Для определения перепада в системе охлаждения использовалась формула:

$$\pi_p = \frac{p_{\text{вх}}^*}{p_{\text{вых}}},$$

где $p_{\text{вых}}$ – статическое давление воздуха на выходе из каналов системы охлаждения, определённое по выходному сечению редана в кромке охлаждаемой лопатки. Контрольные сечения для определения параметров показаны на рисунке 2.44.

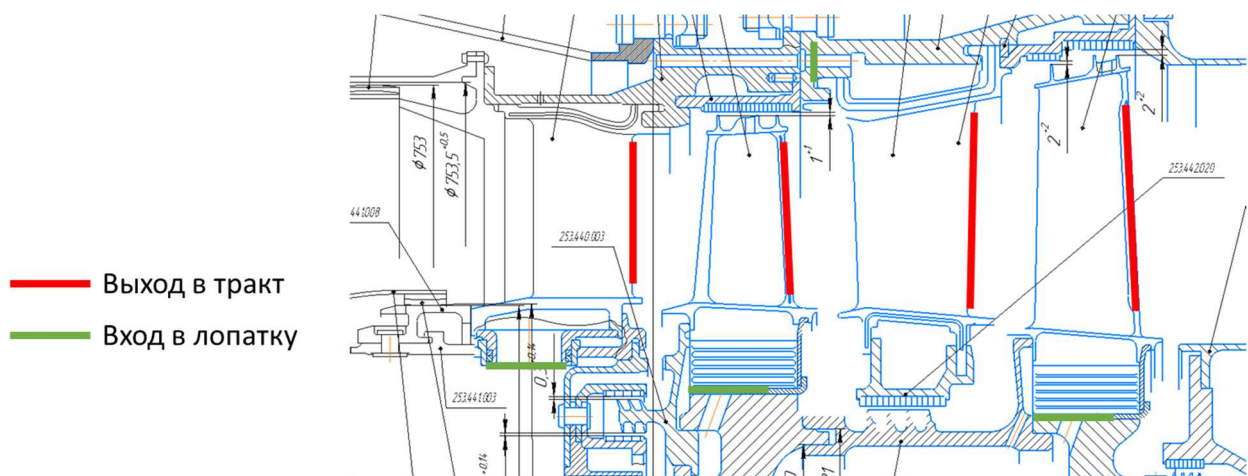


Рисунок 2.44 – Положение контрольных сечений при определении пропускной способности охлаждаемых лопаток

На рисунке 2.45 представлено сопоставление экспериментальных данных [90] с расходными характеристиками лопаток, полученными с использованием теплогидравлических моделей. Чёрными точками показаны

экспериментальные значения пропускной способности лопатки. Красным цветом показаны расчётные значения характеристики.

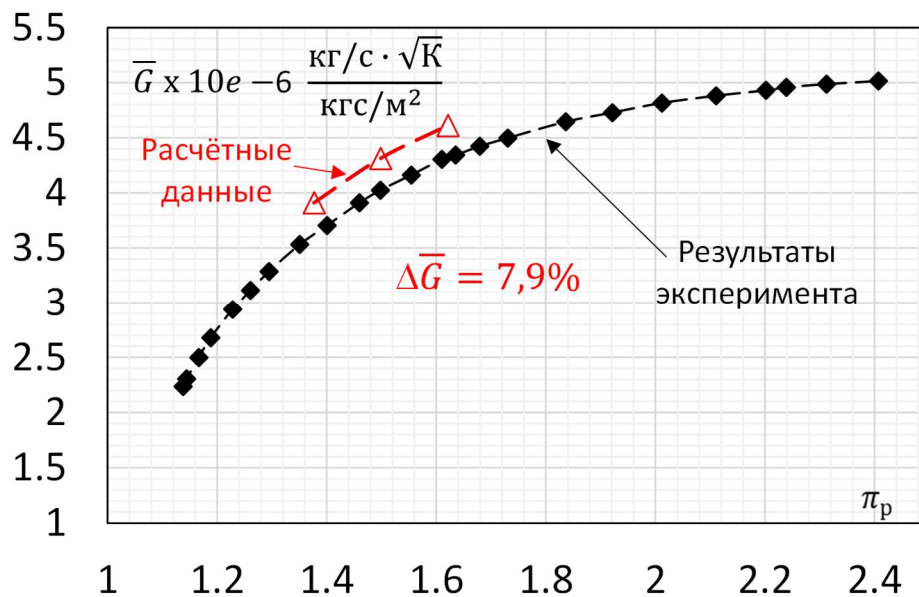


Рисунок 2.45 – Расходная характеристика системы охлаждения СА1

Отличие расчётных данных пропускной способности, полученных с использованием теплогидравлической модели, от результата эксперимента в рабочей точке равно $\Delta \bar{G} = 7,9\%$ для СА1.

В экспериментальном исследовании на установке «Цинк» оценивалась эффективность системы охлаждения СА1 с различными дефлекторами. На рисунке 2.46 представлено сопоставление результатов экспериментов с различными дефлекторами. По оси абсцисс отложены координаты профиля лопатки при обходе от выходной кромки со стороны корытца до выходной кромки со стороны спинки, по оси ординат толщина слоя кристаллизованного за секунду цинка, значение которой пропорционально локальному коэффициенту эффективности охлаждения лопатки.

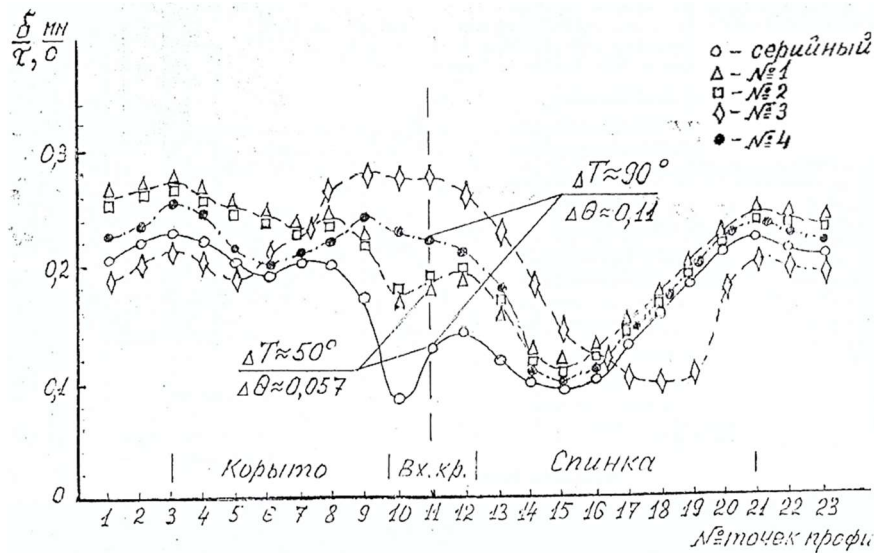


Рисунок 2.46 – Сопоставление значений эффективности охлаждения СА1 с различными дефлекторами [90]

На рисунке 2.46 [90] показано отличие значений температуры на входной кромке лопатки при использовании различных вставных дефлекторов. Были известны геометрические параметры для дефлектора №3 и №4. По данным из эксперимента $\Delta T \approx 50^\circ C$ на входной кромке для серийного дефлектора и дефлектора №1, $\Delta T \approx 90^\circ C$ на входной кромке для серийного дефлектора и дефлектора №4. Также было установлено, что для дефлекторов №3 и №4 отличие температуры на входной кромке $\Delta T \approx 51^\circ C$, как показано на рисунке 2.47.

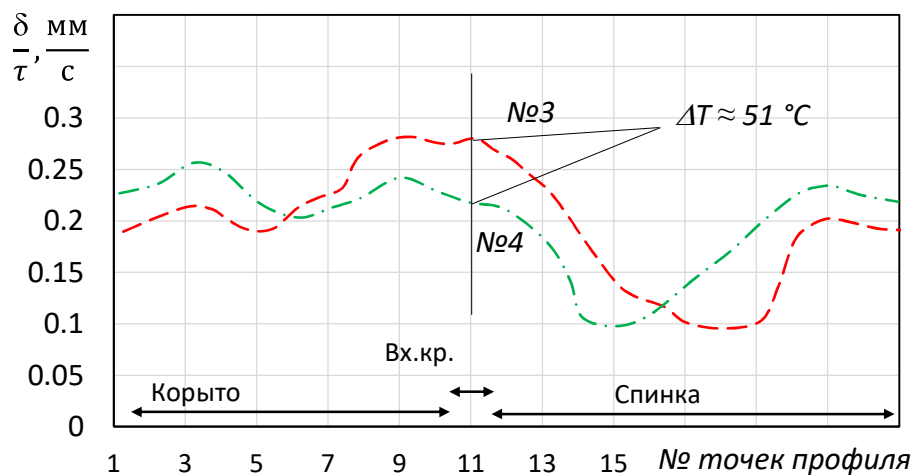


Рисунок 2.47 – Сопоставление значений эффективности охлаждения СА1 с дефлекторами №3 и №4

На рисунке 2.48 представлено сопоставление теплового состояния СА1 с различными дефлекторами, полученное с использованием сопряжённой теплогидравлической модели.

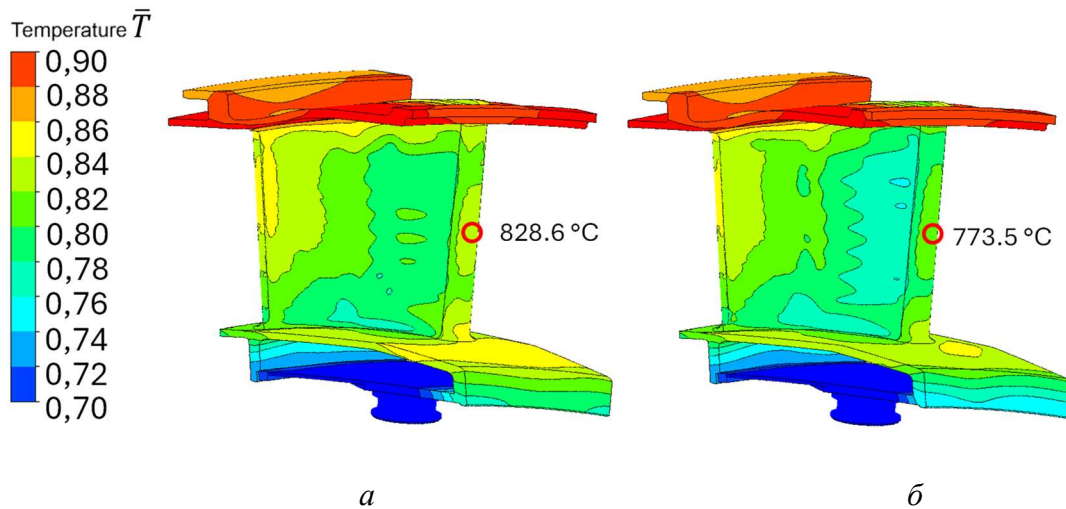


Рисунок 2.48 - Сопоставление теплового состояния СА1 с различными дефлекторами: *а* – тепловое состояние СА1 ТГГ с дефлектором №4, *б* – тепловое состояние СА1 ТГГ с дефлектором №3

Отличие значения температуры по расчётам составило $\Delta T = 55,2\text{ }^{\circ}\text{C}$. Таким образом, можно считать, что результаты сопряжённого теплогидравлического моделирования практически повторяют данные экспериментального исследования.

На рисунке 2.49 представлена схема препарирования рабочих лопаток первой ступени при их термометрировании в составе двигателя. На рисунке 2.50 показано расположение термопар по профилю лопатки [93].

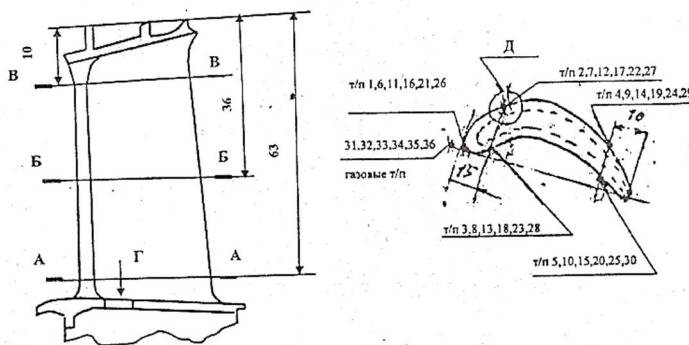


Рисунок 2.49 – Схема препарирования РЛ1 [93]

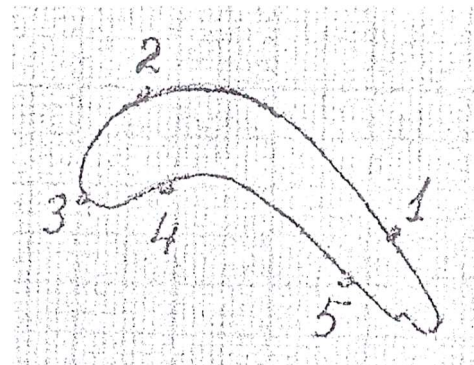


Рисунок 2.50 – Расположение термопар по профилю РЛ1 [93]

На рисунке 2.51 показано тепловое состояние рабочей лопатки первой ступени по результатам выполненного сопряжённого теплогидравлического моделирования. Рассчитанный коэффициент эффективности охлаждения сопоставлялся с результатами эксперимента из отчёта [93].

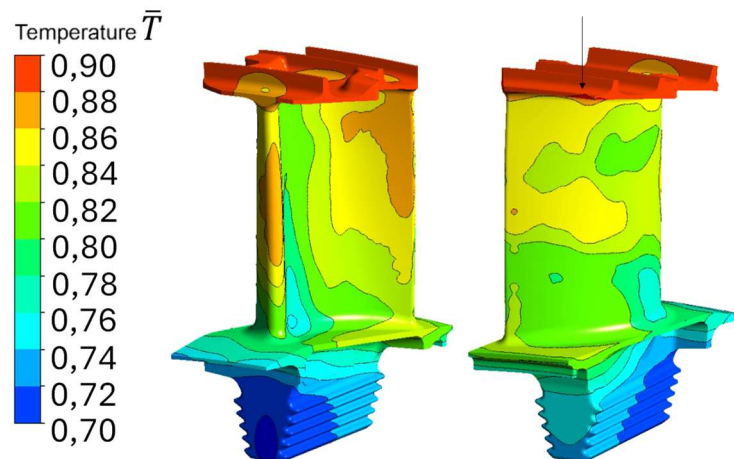


Рисунок 2.51 – Тепловое состояния РЛ1 по результатам расчёта

На рисунке 2.52 представлены результаты сопоставления расчётных данных с экспериментом. Чёрными точками отмечены значения коэффициента эффективности охлаждения, полученного по результатам термометрирования лопатки, для точек на поверхности пера [93]. Отрицательные координаты соответствуют спинке (точки 1 и 2 по рисунку 2.50), положительные - поверхности корытца (точки 4 и 5 по рисунку 2.50). В координате 0 на оси X находится точка 3 – входная кромка. Красной линией показано расчётное распределение коэффициента эффективности охлаждения вдоль профиля от выходной кромки со стороны спинки к выходной кромке со стороны корытца пера лопатки.

В сечении РЛ1 на 85%-ной высоте отличие экспериментальных и расчётных значений коэффициента эффективности охлаждения обосновано необходимыми упрощениями геометрической модели лопатки в области бандажной полки в теплогидравлической модели при расчёте теплового состояния. Данные упрощения неизбежны при моделировании одного межлопаточного канала и рабочей лопатки с учётом их периодичности.

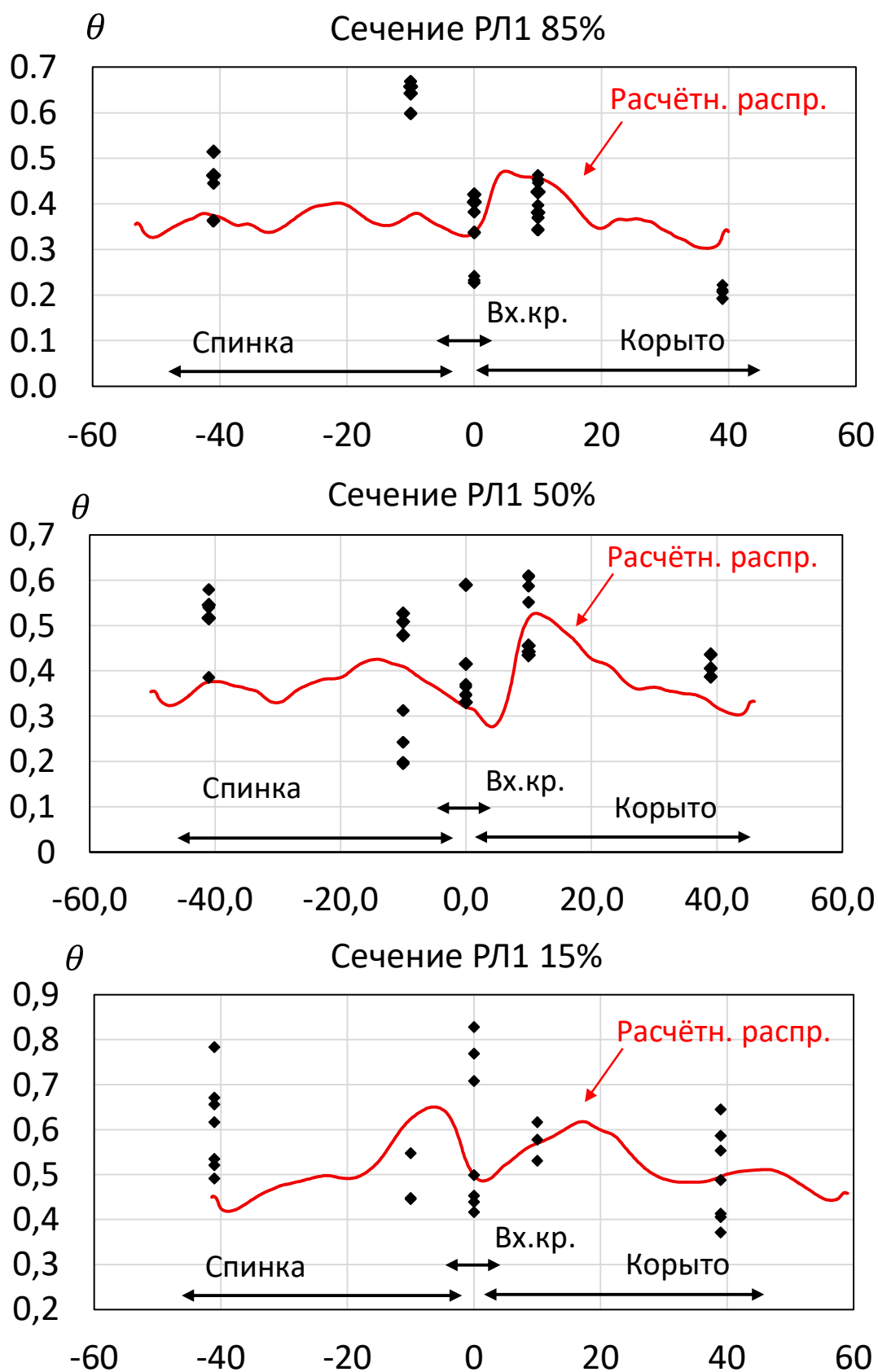


Рисунок 2.52 – Сопоставление расчётных данных с данными эксперимента в сечениях на различной относительной высоте лопатки, в которых выполнялось термометрирование РЛ1 в составе двигателя

Расчётные значения коэффициента эффективности охлаждения находятся внутри диапазона экспериментальных значений во всех точках профиля для трёх сечений за исключением области выходной кромки со стороны корытца в сечениях РЛ1 на 85%-ной и 15%-ной высоте лопатки, а также в области вблизи входной кромки со стороны спинки в сечениях РЛ1 на 85%-ной и 50%-ной высоте лопатки. В этих областях отличие расчётных и экспериментальных значений коэффициента эффективности охлаждения $\Delta\theta$ составляет больше 0,1.

В таблице 2.5 представлено сопоставление средних значений коэффициента эффективности охлаждения θ полученных в эксперименте и по результатам расчёта.

Таблица 2.5 – Средние значения коэффициентов эффективности охлаждения, полученные по результатам численного моделирования и при обработке экспериментальных данных.

	Сечение РЛ1 85%	Сечение РЛ1 50%	Сечение РЛ1 15%
Расчётные значения θ средней по сечению лопатки	0,37	0,42	0,55
Экспериментальные значения θ средней по сечению лопатки	0,39	0,45	0,55

Максимальное отличие $\Delta\theta$ при сравнении средних по сечению значений не превышает 0,03.

На рисунке 2.53 представлена схема препарирования блока сопловых лопаток второй ступени при его термометрировании в составе двигателя. На рисунке 2.54 показано расположение термопар по окружности статора на нескольких блоках СА2. На рисунке 2.55 показано расположение термопар по профилю лопатки СА2 [91].

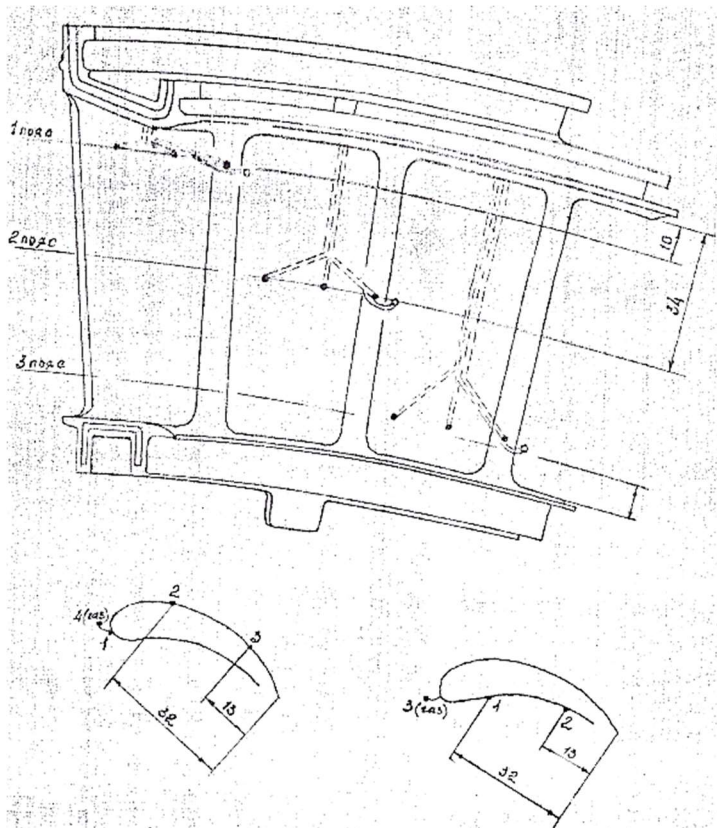


Рисунок 2.53 – Схема препарирования СА2 [91]

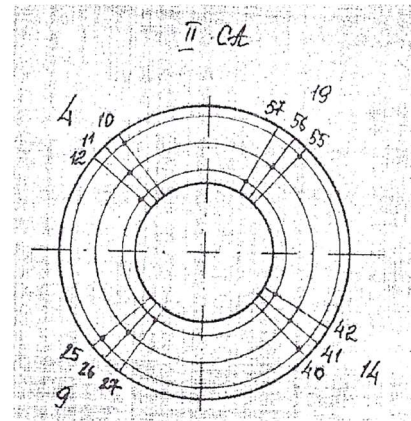


Рисунок 2.54 – Расположение термопар по окружности статора для СА2 [91]

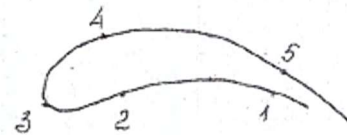


Рисунок 2.55 – Расположение термопар по профилю СА2 [91]

На рисунке 2.56 показано тепловое состояние сопловой лопатки второй ступени по результатам выполненного сопряжённого теплогидравлического моделирования. Рассчитанные значения коэффициента эффективности охлаждения сопоставлялись с результатами эксперимента из отчёта [91].

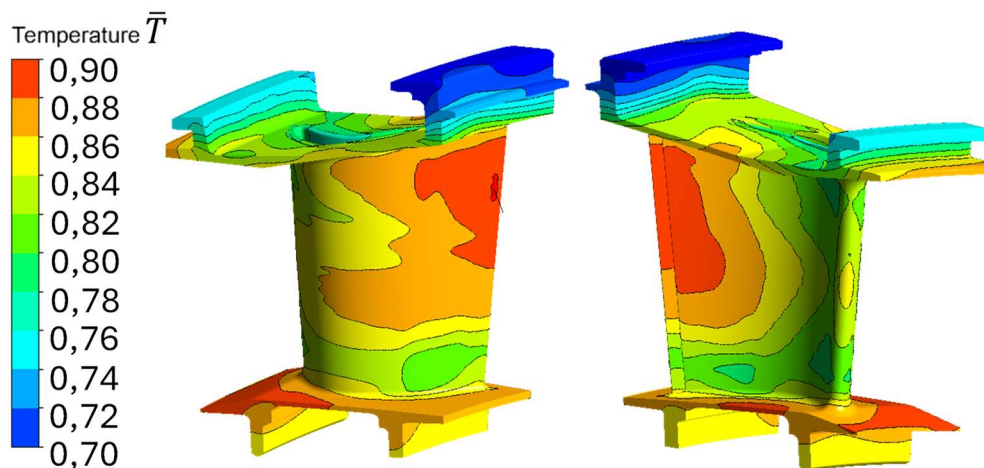


Рисунок 2.56 – Тепловое состояние СА2 по результатам расчёта

На рисунке 2.57 представлены результаты сопоставления расчётных данных с экспериментом. Чёрными точками отмечены значения коэффициента эффективности охлаждения, полученного по результатам термометрирования лопатки, для точек на поверхности пера. Отрицательные координаты соответствуют спинке (точки 4 и 5 по рисунку 2.55), положительные - поверхности корытца (точки 1 и 2 по рисунку 2.55). В координате 0 на оси X находится точка 3 – входная кромка. Красной линией показано расчётное распределение коэффициента эффективности охлаждения вдоль профиля от выходной кромки со стороны спинки к выходной кромке со стороны корытца пера лопатки.

Для большинства точек профиля в трёх сечениях по высоте лопатки расчётные значения коэффициента эффективности охлаждения находятся внутри диапазона экспериментальных значений, полученных при термометрировании СА2 в составе двигателя.

Отличие значений коэффициента эффективности охлаждения в эксперименте больше 0,2 в одной точке профиля различных лопаток объясняется неравномерностью поля температур за камерой сгорания и различным положением исследуемых блоков сопловых лопаток относительно форсуночных устройств камеры сгорания.

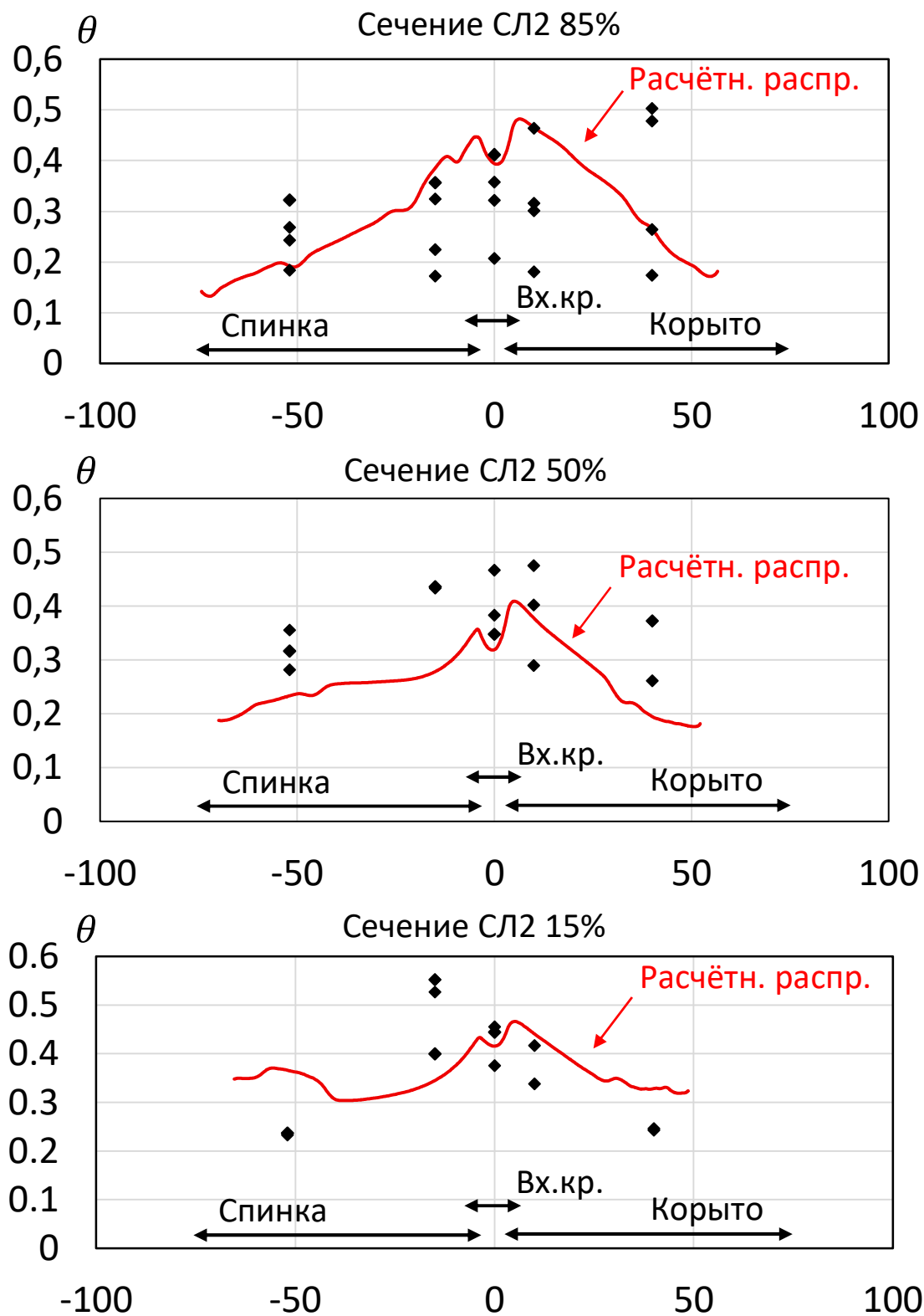


Рисунок 2.57 – Сопоставление расчётных данных с данными эксперимента в различных сечениях по высоте лопасти, в которых выполнялось термометрирование СА2 в составе двигателя

В таблице 2.6 представлено сопоставление средних значений коэффициента эффективности охлаждения θ , полученных в эксперименте и по результатам расчёта.

Таблица 2.6 – Средние значения коэффициентов эффективности охлаждения, полученные по результатам численного моделирования и при обработке экспериментальных данных.

	Сечение СЛ2 85%	Сечение СЛ2 50%	Сечение СЛ2 15%
Расчётные значения θ средней по сеч.	0,31	0,36	0,36
Экспериментальные значения θ средней по сеч.	0,30	0,39	0,36

Максимальное отличие $\Delta\theta$ при сравнении средних по сечению значений не превышает 0,03.

Также была выполнена оценка пропускной способности РЛ2 исследуемой турбины, а также сопоставление расчётных и экспериментальных данных. При оценке пропускной способности использовалась модель рабочего процесса охлаждаемой рабочей лопатки в составе двигателя.

На рисунке 2.58 представлено сопоставление экспериментальных данных [90] с расходной характеристикой лопатки, полученной с использованием теплогидравлической модели. Чёрными точками показаны экспериментальные значения пропускной способности лопатки. Красным цветом показаны расчётные значения этой характеристики.

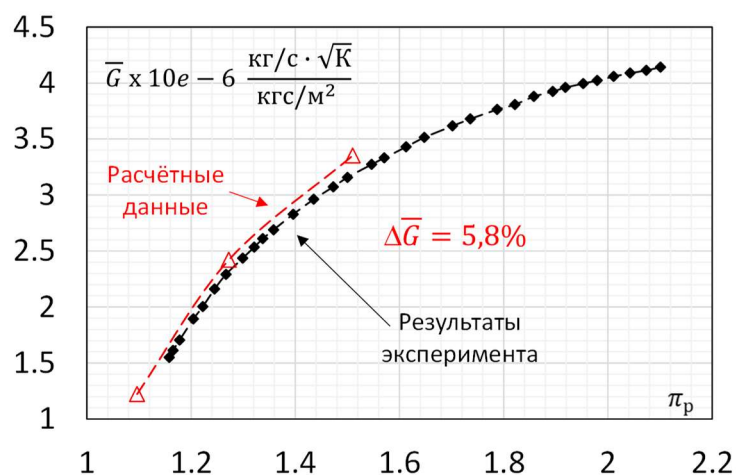


Рисунок 2.58 – Расходная характеристика системы охлаждения РЛ2

Отличие расчётных данных пропускной способности, полученных с использованием теплогидравлической модели, от результатов эксперимента в расчётной точке для РЛ2 равно $\Delta \bar{G} = 5,8\%$.

Таким образом выполнено сопоставление результатов теплогидравлического моделирования и экспериментальных данных о рабочем процессе системы охлаждения лопаток турбины газогенератора. Были сопоставлены экспериментальные распределения коэффициента эффективности охлаждения θ по наружной поверхности лопаток (СЛ1, РЛ1, СЛ2) с результатами численного моделирования. Для большинства точек профилей трёх сечений по высоте каждой лопатки расчётные значения θ находятся в диапазоне экспериментальных значений. Максимальное отличие $\Delta \theta$ при сравнении средних по сечению значений не превышает 0,03. Была выполнена оценка пропускной способности СЛ1 и РЛ2 исследуемой турбины и сопоставление расчётных и экспериментальных данных. Отличие расчётных данных пропускной способности, полученных с использованием теплогидравлической модели, от результатов эксперимента не превышает $\Delta \bar{G} = 7,9\%$.

Сопоставление экспериментальных и расчётных значений изменения температуры на входной кромке СЛ1 при замене дефлектора показало следующее. Прогнозируемое по результатам расчёта снижение температуры при замене дефлектора отличается от результатов экспериментального исследования всего лишь на $\Delta T = 4,2^\circ\text{C}$.

3. МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ РАСХОДОВ ВОЗДУХА В СИСТЕМЕ ОХЛАЖДЕНИЯ ТУРБИНЫ НА ЭТАПЕ НАЧАЛЬНОГО ГАЗОДИНАМИЧЕСКОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ

3.1 Обобщённая схема системы охлаждения осевой турбины современного ГТД на начальном этапе проектирования турбины

На этапе начального газодинамического проектирования турбины определяются ключевые параметры геометрии проточной части и рабочего процесса, однако система охлаждения часто рассматривается в упрощённом виде или игнорируется. Неточная оценка величины расхода воздуха, отбираемого на охлаждение деталей турбины и выпускаемого в проточную часть, может привести к увеличению рисков необеспечения необходимых параметров турбины и двигателя в целом при переходе на этап трёхмерной расчётной доводки.

Для разработки и уточнения рекомендаций для начального этапа проектирования использовались данные об охлаждаемых турбинах, полученные из научных статей, учебников и научно-технических отчётов в открытом доступе [4,7-9,12,43-46,94-104], а также на основании выполненных работ в Самарском университете [105-107]. Собрана статистика значений относительного расхода воздуха $\bar{G}_{отн}$ (относительно горла первого СА) через элементы систем охлаждения турбин с различным значением полной температуры газа на выходе из камеры сгорания двигателя $T_{кс}^*$. Также был обобщён опыт трёхмерного сопряжённого *CFD* моделирования рабочего процесса в системах охлаждения турбин современных двигателей, выполненного по методу, изложенному в главе 2.

Для исследованных охлаждаемых лопаток были известны как параметры системы охлаждения турбины, так и значения температуры $T_{лоп}$ и коэффициента эффективности охлаждения $\theta_{лоп}$. При разработке указанного метода была предложена схема охлаждения турбины для этапа начального проектирования, представленная на рисунке 3.1.



Рисунок 3.1 – Обобщённая схема системы охлаждения турбины

Как видно из рисунка 3.1, помимо расходов охлаждающего воздуха через лопатки турбины, в обобщённую схему включены выдувы охлаждающего воздуха из притрактовых полостей турбины, утечки между блоками сопловых аппаратов и через замковые соединения рабочих лопаток, а также выдувы охлаждающего воздуха на периферию рабочих лопаток турбины.

3.2 Определение величины расхода воздуха через охлаждаемые сопловые аппараты и рабочие лопатки турбины

Для сопловых аппаратов основным требованием является требование по максимально допустимой температуре материала [12], запасы прочности для них не рассчитываются на этапе начального проектирования турбины. На этапе начального проектирования коэффициент эффективности охлаждения $\theta_{сл}$ соплового аппарата можно определить по формуле:

$$\theta_{сл} = \frac{T_{кс.макс.}^* - T_{л.ср. 50\%}}{T_{кс.макс.}^* - T_{охл.в.}^*}$$

где $T_{кс.макс.}^*$ - значение полной температуры газа на входе в сопловой аппарат с учётом окружной неравномерности поля температур, $T_{л.ср. 50\%}$ - средняя температура лопатки в сечении на 50%-ной высоте пера, $T_{охл.в.}^*$ - значение

полной температуры охлаждающего воздуха на входе в каналы охлаждения соплового аппарата.

Температура $T_{\text{кс.макс.}}^*$ рассчитывается с учётом окружающей неравномерности поля температур за камерой сгорания.

$$T_{\text{кс.макс.}}^* = \Theta(T_{\text{кс.}}^* - T_{\text{к.}}^*) + T_{\text{кс.}}^*,$$

где Θ - коэффициент окружающей неравномерности поля температур за камерой сгорания (для современных двигателей находится в диапазоне 0,15...0,30), $T_{\text{к.}}^*$ - значение полной температуры воздуха на выходе из компрессора.

В монографии [12] представлены рекомендации по выбору $T_{\text{сл.ср. 50\%}}$ в виде: $T_{\text{сл.ср. 50\%}} = T_{\text{макс. мат.}} - 250^\circ\text{C}$, где $T_{\text{макс. мат.}}$ - максимально допустимая температура для используемого материала в течение длительного времени. Рекомендации были сопоставлены со статистическими данными (см. рисунок 3.2).

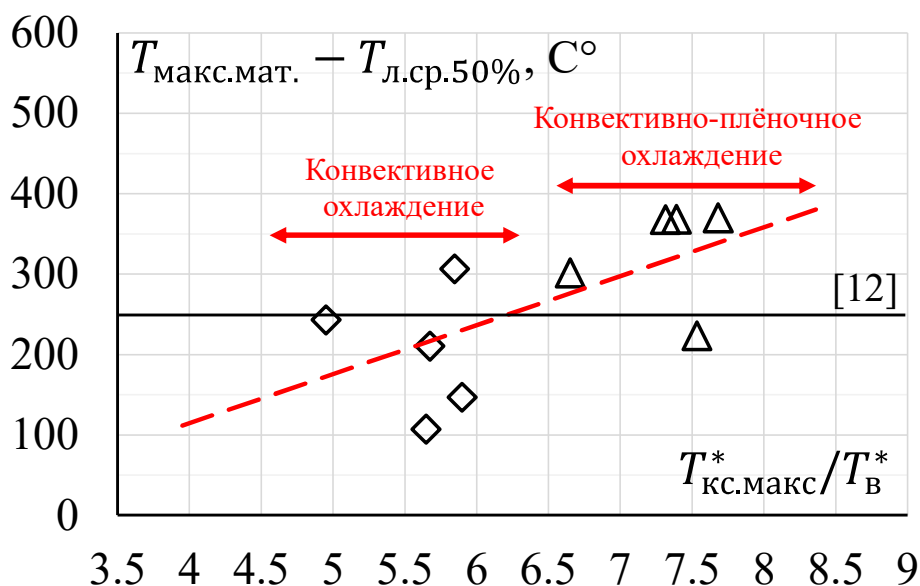


Рисунок 3.2 – Зависимость разности $T_{\text{макс. мат.}} - T_{\text{сл.ср. 50\%}}$ от $T_{\text{кс.макс.}}^*/T_{\text{в}}^*$ для сопловых аппаратов конвективных и конвективно-плёночных систем охлаждения (чёрная линия – рекомендации [12], красная линия – уточнение рекомендаций)

Из данных на рисунке 3.2 следует, что существующие рекомендации [12] можно уточнить. По статистическим данным, методом наименьших квадратов, была получена зависимость:

$$T_{\text{макс. мат.}} - T_{\text{сл.ср. 50\%}} = 60,922 \cdot \frac{T_{\text{кс.макс}}^*}{T_K^*} - 129$$

После определения $T_{\text{сл.ср. 50\%}}$ рассчитывается требуемое значение величины коэффициента эффективности охлаждения $\theta_{\text{сл}}$.

В публикациях [3,12,13,14,108] представлены зависимости $\theta_{\text{сл}} = f(\bar{G}_{\text{отн}})$ для сопловых аппаратов с конвективной схемой охлаждения. Сопоставление зависимостей друг с другом из этих источников показано на рисунке 3.3. В работе [108] представлена зависимость $\theta_{\text{сл}} = f(\bar{G}_{\text{отн}})$ для сопловых аппаратов с конвективно-плёночной схемой охлаждения (см. рисунок 3.4)

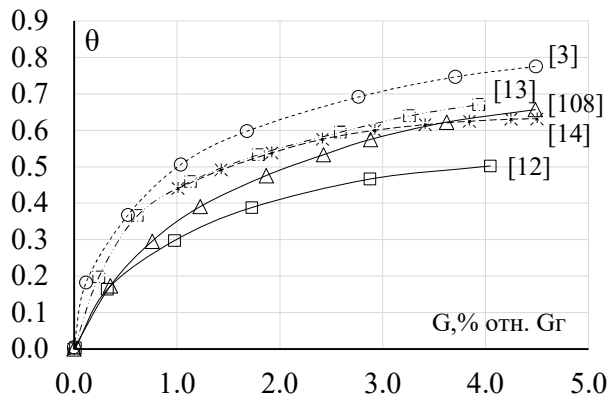


Рисунок 3.3 – Зависимости $\theta_{\text{сл}} = f(\bar{G}_{\text{отн}})$, представленные в публикациях, относящимся к сопловым аппаратам с конвективной схемой охлаждения

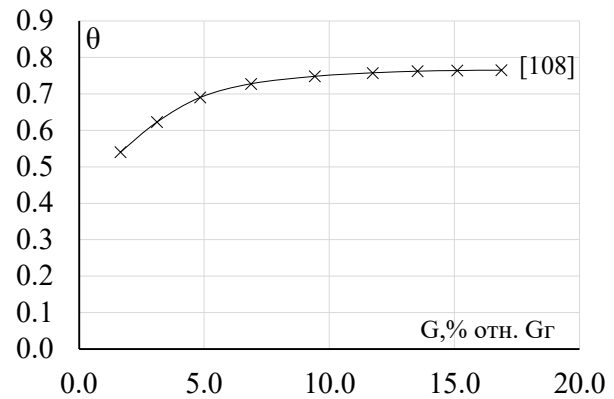


Рисунок 3.4 – Зависимости $\theta_{\text{сл}} = f(\bar{G}_{\text{отн}})$, представленные в публикации, относящейся к сопловым аппаратам с конвективно-плёночной схемой охлаждения

Как видно из рисунка 3.3, среди зависимостей $\theta_{\text{сл}} = f(\bar{G}_{\text{отн}})$ одному значению $\theta_{\text{сл}} = 0,4$ соответствует $\bar{G}_{\text{отн}} = 1,9\%$ [12] и $\bar{G}_{\text{отн}} = 0,55\%$ [3]. С целью уточнения зависимости $\theta_{\text{сл}} = f(\bar{G}_{\text{отн}})$ для определения требуемого расхода воздуха для сопловых лопаток, данные из технической литературы [3,12,13,14,108] были сопоставлены с результатами сопряжённого моделирования, полученными для лопаток современных двигателей с

различными схемами охлаждения. Результаты сопоставления представлены на рисунке 3.5 и 3.6.

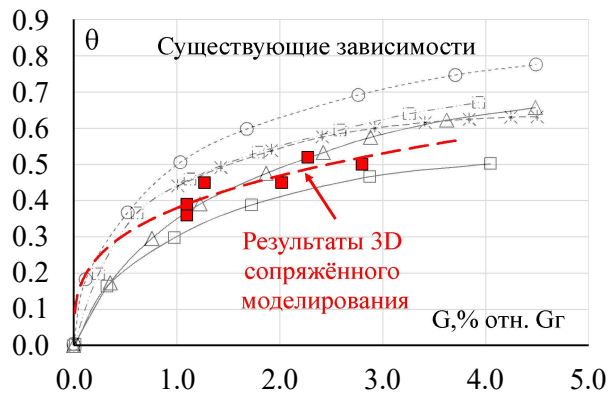


Рисунок 3.5 – Сопоставление известных зависимостей $\theta_{сл} = f(\bar{G}_{отн})$ с результатами сопряжённого моделирования для сопловых аппаратов с конвективной схемой охлаждения

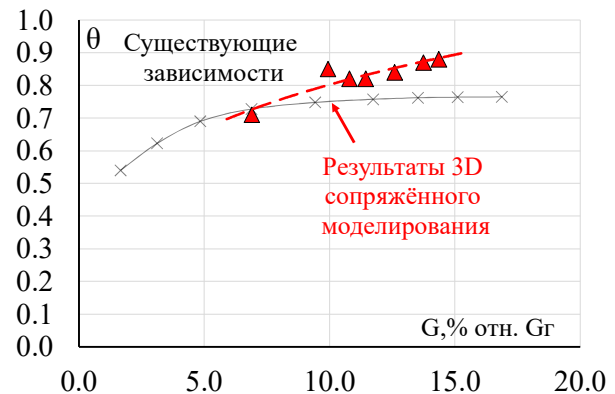


Рисунок 3.6 – Сопоставление известных зависимостей $\theta_{сл} = f(\bar{G}_{отн})$ с результатами сопряжённого моделирования для сопловых аппаратов с конвективно-плёночной схемой охлаждения

Из рисунка 3.5 видно, что для сопловых аппаратов с конвективной системой охлаждения наблюдается соответствие результатов сопряжённых расчётов зависимости [108]. По результатам сопряжённого моделирования получена собственная зависимость:

$$\theta = 0,3793 \cdot G_{отн}^{0,3049}.$$

Для сопловых аппаратов с конвективно-плёночной системой охлаждения (рисунок 3.6) зависимость из работы [108] прогнозирует отсутствие увеличения θ при $\bar{G}_{отн} \geq 11\%$, что противоречит полученным по результатам сопряжённого моделирования данным. По результатам сопряжённого моделирования получена собственная зависимость для сопловых аппаратов с конвективно-плёночной системой охлаждения:

$$\theta = 0,4337 \cdot G_{отн}^{0,2671}.$$

На основе статистических данных о параметрах различных систем охлаждения были составлены рекомендации по выбору распределения расхода охлаждающего воздуха между конвективной и плёночной составляющей системы охлаждения для сопловых аппаратов. На рисунке 3.7

показана зависимость относительного расхода охладителя на конвективную составляющую охлаждения СА в зависимости от величины отношения полной температуры газа перед турбиной $T_{\text{КС}}^*$ к полной температуре воздуха на входе в двигатель $T_{\text{В}}^*$.

По статистическим данным рассчитано отношение величины расхода плёночного охлаждения к суммарному расходу охладителя $\frac{\bar{G}_{\text{плёнк.}}}{\bar{G}_{\text{конв.}} + \bar{G}_{\text{плёнк.}}}$ в сопловых аппаратах с конвективно-плёночной схемой. На рисунке 3.8 представлены значения $\frac{\bar{G}_{\text{плёнк.}}}{\bar{G}_{\text{конв.}} + \bar{G}_{\text{плёнк.}}}$ в зависимости от отношения полной температуры газа перед турбиной к полной температуре воздуха на входе в двигатель $T_{\text{КС}}^*/T_{\text{В}}^*$.

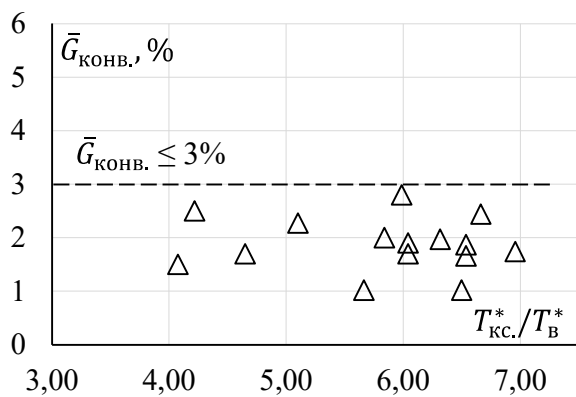


Рисунок 3.7 - Зависимость относительного расхода воздуха на конвективную составляющую охлаждения от температуры газов перед турбиной

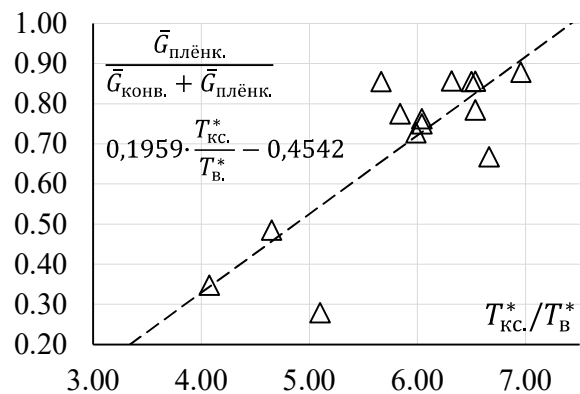


Рисунок 3.8 – Зависимость доли плёночного охлаждения в общем расходе охлаждающего воздуха на сопловую лопатку от температуры газов перед турбиной

Из данных, приведенных на рисунке 3.7, следует, что расход охладителя на конвективное охлаждение соплового аппарата не превышает 3%.

Из рисунка 3.8 видно, что с ростом температуры газа перед турбиной доля пленочного охлаждения в суммарном балансе охладителя СА увеличивается и может достигать 85%. При этом эта доля расхода на плёночное охлаждение зависит от температуры газов перед турбиной. На

основе статистических данных методом наименьших квадратов получена следующая зависимость:

$$\frac{\bar{G}_{\text{плёнк.}}}{\bar{G}_{\text{конв.}} + \bar{G}_{\text{плёнк.}}} = 0,1959 \cdot \frac{T_{\text{кс.}}^*}{T_{\text{в}}^*} - 0,4542.$$

В среднем плёночное охлаждение составляет 73-75%, что по величине достаточно близко к рекомендациям работы [41] (70%).

Для рабочих лопаток основным требованием является требование прочности. Запасы прочности для них рассчитываются по несущей способности на этапе начального газодинамического проектирования турбины [12, 42]:

$$k_m = \frac{\sigma_{\text{дл.}}}{\sigma_{\text{р.кор.}}}$$

В этом выражении $\sigma_{\text{р.кор.}}$ - растягивающее напряжение в корневом сечении пера лопатки, которое рассчитывается следующим образом:

$$\sigma_{\text{р.кор.}} = \sigma_{\text{п}}(1 + K_{\text{б.п.}}) = 2\rho K_{\text{ф}} \frac{h_{\text{л}}}{D_{\text{ср}}} u_{\text{ср}}^2 (1 + K_{\text{б.п.}}),$$

где ρ – плотность материала лопатки, $K_{\text{ф}}$ – коэффициент формы пера лопатки, $\frac{h_{\text{л}}}{D_{\text{ср}}}$ – отношение высоты лопатки к среднему диаметру проточной части, $u_{\text{ср}}$ – окружная скорость на среднем диаметре, $K_{\text{б.п.}}$ – коэффициент, учитывающий наличие или отсутствие бандажной полки.

Параметр $\sigma_{\text{дл.}}$ представляет собой предел длительной прочности, зависящий от параметра Ларсона-Миллера P , который определяется как:

$$P = T_{\text{л}}(C + \lg_{10} t) \cdot 10^3,$$

где

$T_{\text{л}}$ – допустимая температура материала рабочей лопатки;

C – постоянная Ларсона-Миллера для используемого материала;

t – время работы турбины.

На начальном этапе проектирования принимается, что температура $T_{\text{л}}$ одинакова по всему объёму лопатки. Вследствие этого допустимая

температура лопатки в сечении на 50%-ной её высоте $T_{л.ср. 50\%}$ принимается равной температуре $T_{л.}$.

Таким образом, исходя из условия прочности, на начальном этапе газодинамического проектирования определяется температура $T_{л.ср. 50\%}$.

После определения $T_{л.ср. 50\%}$ можно рассчитать требуемое значение величины коэффициента эффективности охлаждения $\theta_{рл}$:

$$\theta_{рл} = \frac{T_{w \Gamma.}^* - T_{л.ср. 50\%}}{T_{w \Gamma.}^* - T_{w \text{охл.в.}}^*}$$

где $T_{w \Gamma.}^*$ - среднее значение полной температуры газа на входе в рабочее колесо в относительном движении, $T_{w \text{охл.в.}}^*$ - значение полной температуры охлаждающего воздуха на входе в каналы охлаждения лопатки в относительном движении.

В работах [3,4,12,13,34-42,108,109] представлены зависимости $\theta_{рл} = f(\bar{G}_{отн})$ для рабочих лопаток с конвективной схемой охлаждения. Сопоставление этих зависимостей друг с другом представлено на рисунке 3.9. В источниках [4,34,36,41,42,108] представлены зависимости $\theta_{рл} = f(\bar{G}_{отн})$ для рабочих лопаток с конвективно-плёночной схемой охлаждения. Сопоставление этих зависимостей друг с другом представлено на рисунке 3.10.

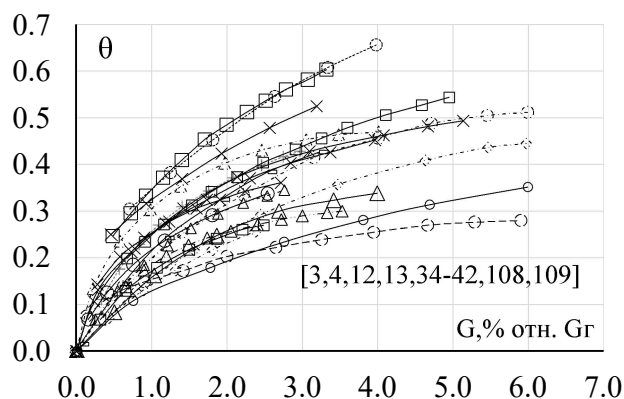


Рисунок 3.9 – Зависимости $\theta_{рл} = f(\bar{G}_{отн})$, представленные в технической литературе для рабочих лопаток с конвективной схемой охлаждения

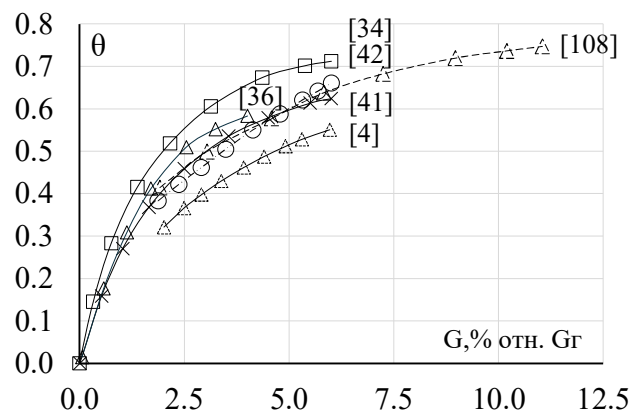


Рисунок 3.10 – Зависимости $\theta_{рл} = f(\bar{G}_{отн})$, представленные в технической литературе для рабочих лопаток с конвективно-плёночной схемой охлаждения

Как видно из рисунка 3.9, среди зависимостей $\theta_{рл} = f(\bar{G}_{отн})$ одному значению $\theta_{рл} = 0,4$ соответствует $\bar{G}_{отн} = 1,2\%$ [12] и $\bar{G}_{отн} = 4,6\%$ [34], что представляется довольно большим расхождением. Та же проблема наблюдается в отношении рекомендаций для конвективно-плёночных схем охлаждения (см. рисунок 3.10).

Для уточнения зависимостей $\theta_{рл} = f(\bar{G}_{отн})$ данные из технической литературы были сопоставлены с результатами сопряжённого моделирования, полученными для лопаток современных двигателей с различными схемами охлаждения (см. рисунки 3.11 и 3.12).

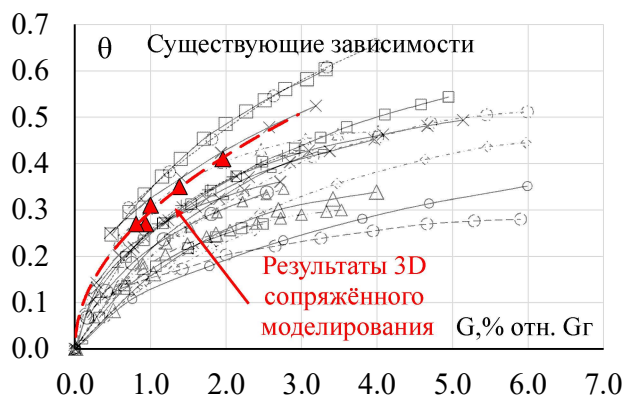


Рисунок 3.11 – Сопоставление известных зависимостей $\theta_{рл} = f(\bar{G}_{отн})$ с результатами сопряжённого моделирования для рабочих лопаток с конвективной схемой охлаждения

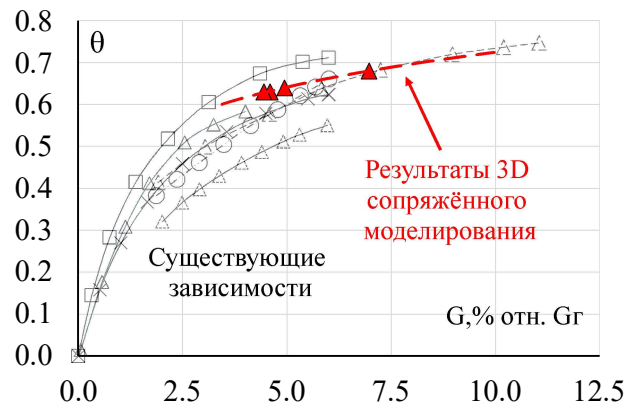


Рисунок 3.12 – Сопоставление известных зависимостей $\theta_{рл} = f(\bar{G}_{отн})$ с результатами сопряжённого моделирования для рабочих лопаток с конвективно-плёночной схемой охлаждения

Из рисунка 3.11 видно, что для рабочих лопаток с конвективной системой охлаждения наблюдается соответствие результатов сопряжённых расчётов зависимости из работы [13]. По результатам сопряжённого моделирования получена собственная зависимость:

$$\theta = 0,2961 \cdot G_{отн}^{0,4936}.$$

Для рабочих лопаток с конвективно-плёночной системой охлаждения (рисунок 3.12) наблюдается соответствие результатов сопряжённых расчётов

зависимости из работы [108]. По результатам сопряжённого моделирования получена собственная зависимость:

$$\theta = 0,4830 \cdot G_{\text{отн}}^{0,1760}.$$

На основании имеющихся данных были составлены рекомендации по выбору соотношения расхода охлаждающего воздуха между конвективной и плёночной составляющей системы охлаждения рабочих лопаток. На рисунке 3.13 представлены значения $\frac{\bar{G}_{\text{плёнк.}}}{\bar{G}_{\text{конв.}} + \bar{G}_{\text{плёнк.}}}$ для рабочих лопаток в зависимости от отношения $\frac{T_{\text{кс.}}^*}{T_{\text{в.}}^*}$.

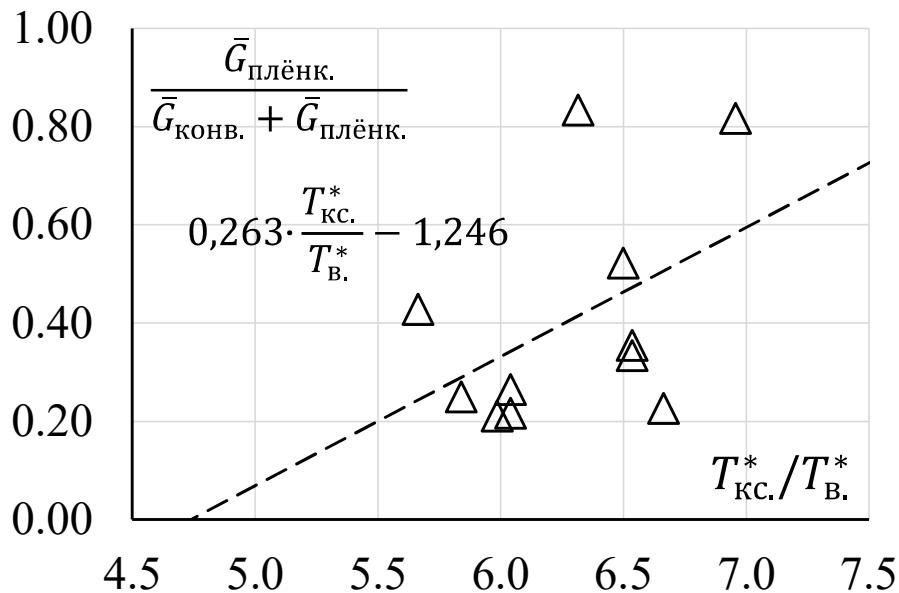


Рисунок 3.13 - Зависимость доли плёночного охлаждения в общем расходе охлаждающего воздуха на рабочую лопатку от температуры газов перед турбиной

Из рисунка 3.13 видно, что с ростом температуры газа перед турбиной доля плёночного охлаждения в суммарном расходе охладителя РЛ увеличивается и может достигать 80%. Для описания этой зависимости предлагается использовать следующее выражение:

$$\frac{\bar{G}_{\text{плёнк.}}}{\bar{G}_{\text{конв.}} + \bar{G}_{\text{плёнк.}}} = 0,263 \cdot \frac{T_{\text{кс.}}^*}{T_{\text{в.}}^*} - 1,246.$$

3.3 Определение расхода воздуха через притрактовые полости, детали корпуса и на утечки в сопловых аппаратах и рабочих колёсах турбины

На рисунке 3.14 представлены данные о величине относительного расхода охладителя, выпускаемого в проточную часть турбины из притрактовой полости перед РК первой ступени, соответствующие различной полной температуре газа перед турбиной.

На рисунке 3.15 представлены данные о значениях относительного расхода охладителя, выпускаемого в проточную часть турбины из притрактовой полости за РК первой ступени, соответствующие различной величине полной температуры газа перед турбиной.

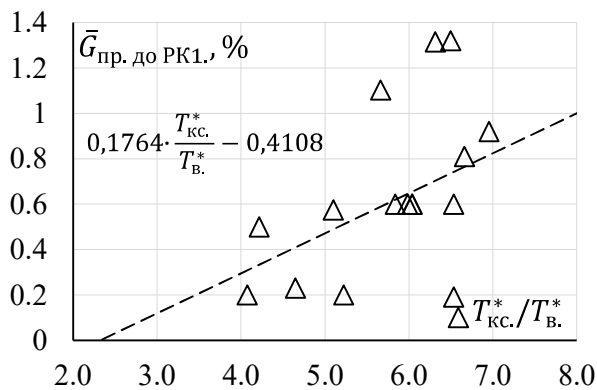


Рисунок 3.14 – Зависимость расхода охладителя в проточную часть перед первым РК от температуры газа перед турбиной

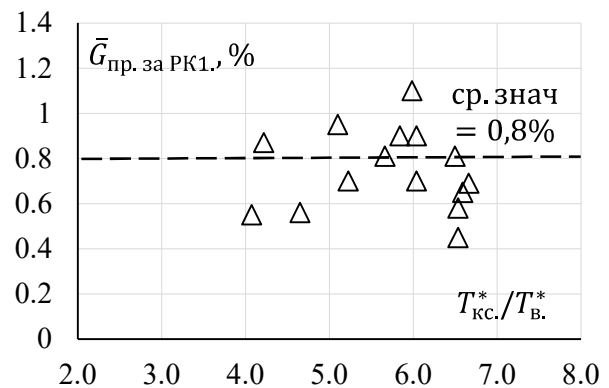


Рисунок 3.15 – Зависимость расхода охладителя в проточную часть за первым РК от температуры газа перед турбиной

Расход охлаждающего воздуха через притрактовые полости турбины во многом зависит от конструкции и схемы течения воздуха в двигателе. Тем не менее, как видно из рисунка 3.14, можно выделить тенденцию увеличения относительного расхода воздуха через притрактовую полость перед РК первой ступени с ростом полной температуры газа на выходе из камеры сгорания. Эта тенденция может быть описана регрессионной зависимостью:

$$\bar{G}_{пр. до РК1.} = 0,1764 \cdot \frac{T_{кc.}^*}{T_{в.}^*} - 0,4108.$$

Из рисунка 3.15 видно, что относительный расход воздуха через притрактовую полость за РК первой ступени равен $\bar{G}_{\text{пр. за РК1.}} = 0,8\%$ и не зависит от величины отношения температур $\frac{T_{\text{КС.}}^*}{T_{\text{В.}}^*}$.

На рисунке 3.16 представлены статистические данные по величине относительного расхода охладителя, выпускаемого в проточную часть турбины из притрактовой полости перед РК второй ступени, а на рисунке 3.17 приведены аналогичные данные по относительному расходу охладителя, выпускаемого в проточную часть турбину из притрактовой полости за РК.

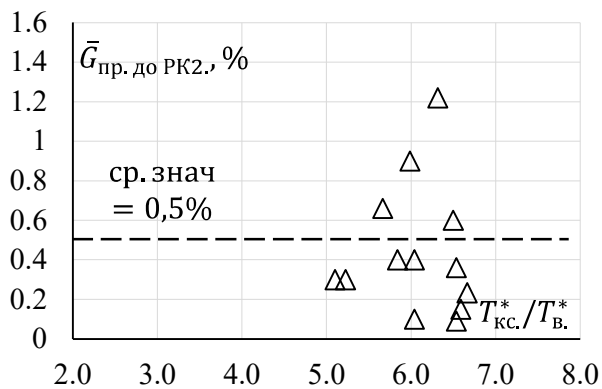


Рисунок 3.16 – Зависимость расхода охладителя в проточную часть перед вторым РК от температуры газа перед турбиной

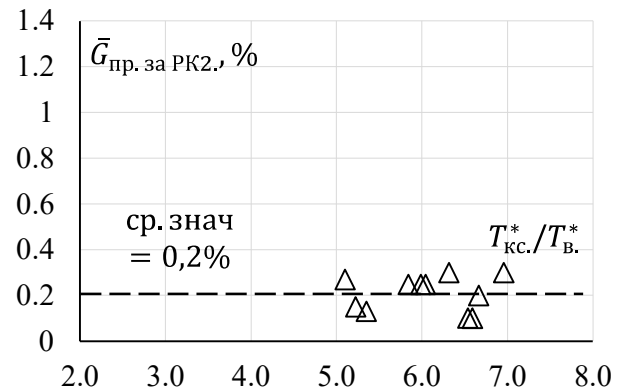


Рисунок 3.17 – Зависимость расхода охладителя в проточную часть за вторым РК от температуры газа перед турбиной

Из рисунка 3.16 видно, что значение относительного расхода воздуха из притрактовой полости перед РК второй ступени в среднем равно $\bar{G}_{\text{пр. до РК2.}} = 0,5\%$ и не зависит от отношения $\frac{T_{\text{КС.}}^*}{T_{\text{В.}}^*}$. Аналогично (см. рисунок 3.17) значение относительного расхода воздуха из притрактовой полости за РК второй ступени не зависит от величины $\frac{T_{\text{КС.}}^*}{T_{\text{В.}}^*}$ и в среднем равно $\bar{G}_{\text{пр. за РК2.}} = 0,2\%$.

На рисунке 3.18 представлены данные об изменении относительного расхода охладителя, используемого для обдува бандажной полки РК первой

ступени от отношения температур $\frac{T_{\text{КС}}^*}{T_{\text{В}}^*}$. На рисунке 3.19 дана информация об изменении относительного расхода охладителя, выдуваемого на периферию охлаждаемых лопаток РК первой ступени без бандажной полки, с ростом величины $\frac{T_{\text{КС}}^*}{T_{\text{В}}^*}$.

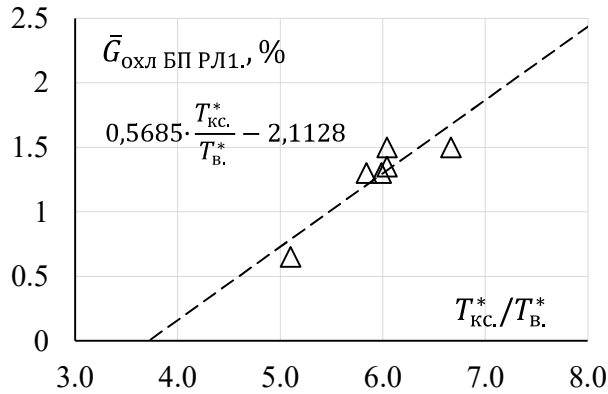


Рисунок 3.18 - Зависимость расхода охладителя на бандажную полку рабочей лопатки первой ступени от величины температуры газа на выходе из КС

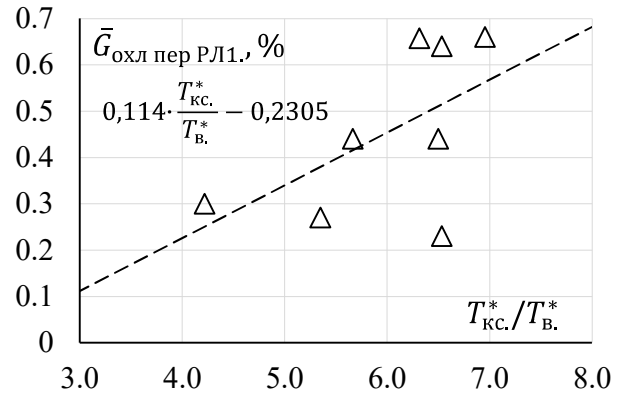


Рисунок 3.19 - Зависимость расхода охладителя на периферию рабочей лопатки первой ступени от величины температуры газа на выходе из КС

Для охлаждаемых лопаток с бандажной полкой (рисунок 3.18) данный расход меняется в диапазоне от 0,5 до 1,5%.

На охлаждение периферии лопаток РК первой ступени без бандажной полки (рисунок 3.19) величина относительного расхода охлаждающего воздуха составляет от 0,2 до 0,7%.

Для обоих случаев можно определить зависимости увеличения относительного расхода охлаждающего воздуха при возрастании отношения $\frac{T_{\text{КС}}^*}{T_{\text{В}}^*}$ в следующем виде:

$$- \bar{G}_{\text{охл БП РЛ1}} = 0,5685 \cdot \frac{T_{\text{КС}}^*}{T_{\text{В}}^*} - 2,1128 \text{ при наличии бандажной полки;}$$

$$- \bar{G}_{\text{охл пер РЛ1}} = 0,1140 \cdot \frac{T_{\text{КС}}^*}{T_{\text{В}}^*} - 0,2305 \text{ для охлаждения периферии лопаток без}$$

бандажной полки.

На рисунке 3.20 представлена информация об изменении относительного расхода охладителя, выдуваемого на периферии РК второй ступени охлаждаемой турбины для лопаток с бандажной полкой и без неё.

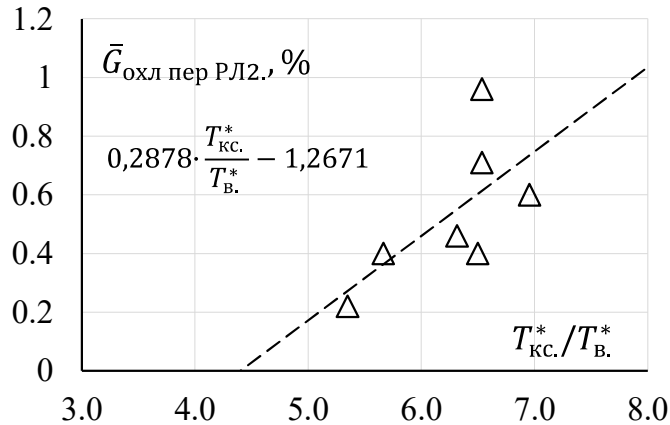


Рисунок 3.20 - Зависимость расхода охладителя на периферию рабочей лопатки второй ступени от величины температуры на выходе из КС

Как видно из рисунка 3.20 величина относительного расхода увеличивается от 0,20 до 0,95% с ростом отношения температур $\frac{T_{КС.}^*}{T_{В.}^*}$. На основании этих данных с помощью метода наименьших квадратов получена зависимость:

$$\bar{G}_{охл пер РЛ2} = 0,0011 \cdot \frac{T_{КС.}^*}{T_{В.}^*} - 1,2671.$$

Кроме упомянутых выше результатов, при анализе статистических данных были получены следующие дополнительные рекомендации по учёту относительных расходов охладителя на утечки в проточную часть между стыками блоков сопловых аппаратов и в замковых соединениях рабочих лопаток охлаждаемой турбины:

- утечки в СА первой ступени – $\bar{G}_{ут. СА1} = 0,5\%$;
- утечки в СА второй ступени – $\bar{G}_{ут. СА2} = 0,4\%$;
- утечки в замковом соединении РК первой ступени – $\bar{G}_{ут. РК1} = 0,4\%$;
- утечки в замковом соединении РК второй ступени – $\bar{G}_{ут. РК2} = 0,1\%$.

Итоговые рекомендации по выбору значений относительных расходов воздуха в системе охлаждения на начальном этапе проектирования

представлены в таблицах 3.1 ... 3.4. Как было указано в подразделе 3.1, все величины относительного расхода охлаждающего воздуха $\bar{G}_{\text{охл}}$ рассчитываются относительно расхода воздуха через горло межлопаточного канала первого соплового аппарата турбины.

Таблица 3.1 – Таблица рекомендаций по использованию регрессионных зависимостей для выбора значений относительного расхода охлаждающего воздуха через сопловые аппараты и рабочие лопатки турбины

Зависимости для выбора расхода охлаждающего воздуха через СА первой ступени	$\theta = 0,3793 \cdot G_{\text{отн}}^{0,3049}$ – для конвективных схем охлаждения; $\theta = 0,4337 \cdot G_{\text{отн}}^{0,2671}$ – для конвективно-плёночных схем охлаждения
Зависимости для выбора расхода охлаждающего воздуха через РЛ первой ступени	$\theta = 0,2961 \cdot G_{\text{отн}}^{0,4936}$ – для конвективных схем рабочих лопаток; $\theta = 0,4830 \cdot G_{\text{отн}}^{0,1760}$ – для конвективно-плёночных схем рабочих лопаток
Зависимости для выбора расхода охлаждающего воздуха через СА второй ступени	$\theta = 0,3793 \cdot G_{\text{отн}}^{0,3049}$ – для конвективных схем охлаждения
Зависимости для выбора расхода охлаждающего воздуха через РЛ второй ступени	$\theta = 0,2961 \cdot G_{\text{отн}}^{0,4936}$ – для конвективных схем рабочих лопаток
Зависимости для раздела расхода охлаждающего воздуха на плёночное и конвективное охлаждение СА первых ступеней	$\frac{\bar{G}_{\text{плёнк.}}}{\bar{G}_{\text{конв.}} + \bar{G}_{\text{плёнк.}}} = 0,1959 \cdot T_{\text{КС.}}^* / T_{\text{В.}}^* - 0,4542$ – часть плёночного охлаждения
Зависимости для раздела расхода охлаждающего воздуха на плёночное и конвективное охлаждение РЛ первых ступеней	$\frac{\bar{G}_{\text{плёнк.}}}{\bar{G}_{\text{конв.}} + \bar{G}_{\text{плёнк.}}} = 0,2630 \cdot T_{\text{КС.}}^* / T_{\text{В.}}^* - 1,246$ – часть плёночного охлаждения

Таблица 3.2 – Таблица рекомендаций по выбору относительного расхода охлаждающего воздуха, выдуваемого из притраковых полостей турбины

Относительный расход воздуха через притраковую полость перед РК первой ступени	$\bar{G}_{\text{пр. до РК1.}} = 0,1764 \cdot T_{\text{КС.}}^* / T_{\text{В.}}^* - 0,4108$
Относительный расход воздуха через притраковую полость за РК первой ступени	$\bar{G}_{\text{пр. за РК1.}} = 0,8\%$
Относительный расход воздуха через притраковую полость перед РК второй ступени	$\bar{G}_{\text{пр. до РК2.}} = 0,5\%$
Относительный расход воздуха через притраковую полость за РК второй ступени	$\bar{G}_{\text{пр. за РК2.}} = 0,2\%$

Таблица 3.3 – Таблица рекомендаций по выбору относительного расхода охлаждающего воздуха, выдуваемого на периферию рабочих лопаток турбины

Выдув охлаждающего воздуха из статора на периферию РЛ первой ступени	$\bar{G}_{\text{охл БП РЛ1}} = 0,5685 \cdot T_{\text{КС}}^* / T_{\text{В}}^* - 2,1128$ $\bar{G}_{\text{охл пер РЛ1}} = 0,1140 \cdot T_{\text{КС}}^* / T_{\text{В}}^* - 0,2305$
Выдув охлаждающего воздуха из статора на периферию РЛ второй ступени	$\bar{G}_{\text{охл пер РЛ2}} = 0,2878 \cdot T_{\text{КС}}^* / T_{\text{В}}^* - 1,2671$

Таблица 3.4 – Таблица рекомендаций по выбору относительного расхода охлаждающего воздуха, обусловленного перетеканием в проточную часть турбины

Утечки между сопловыми блоками СА первой ступени	$\bar{G}_{\text{ут. СА1}} = 0,5\%$
Утечки в замковых соединениях рабочих лопаток РК первой ступени	$\bar{G}_{\text{ут. РК1}} = 0,4\%$
Утечки между сопловыми блоками СА второй ступени	$\bar{G}_{\text{ут. СА2}} = 0,4\%$
Утечки в замковых соединениях рабочих лопаток РК второй ступени	$\bar{G}_{\text{ут. РК2}} = 0,1\%$

Таким образом, обобщение существующих данных о параметрах систем охлаждения двигателей и тепловом состоянии охлаждаемых лопаток турбин позволило сформировать типовую схему охлаждения первых двух ступеней современных турбин ГТД.

Составлены рекомендации по выбору относительных расходов охладителя через охлаждаемые лопатки турбин, а также через притрактовые полости, выдувы на периферию рабочих лопаток и на утечки между блоками сопловых аппаратов и через замковые соединения рабочих лопаток. Обобщённый алгоритм оценки значений относительных расходов охлаждающего воздуха в турбине на начальном этапе газодинамического проектирования представлен на рисунке 3.21.

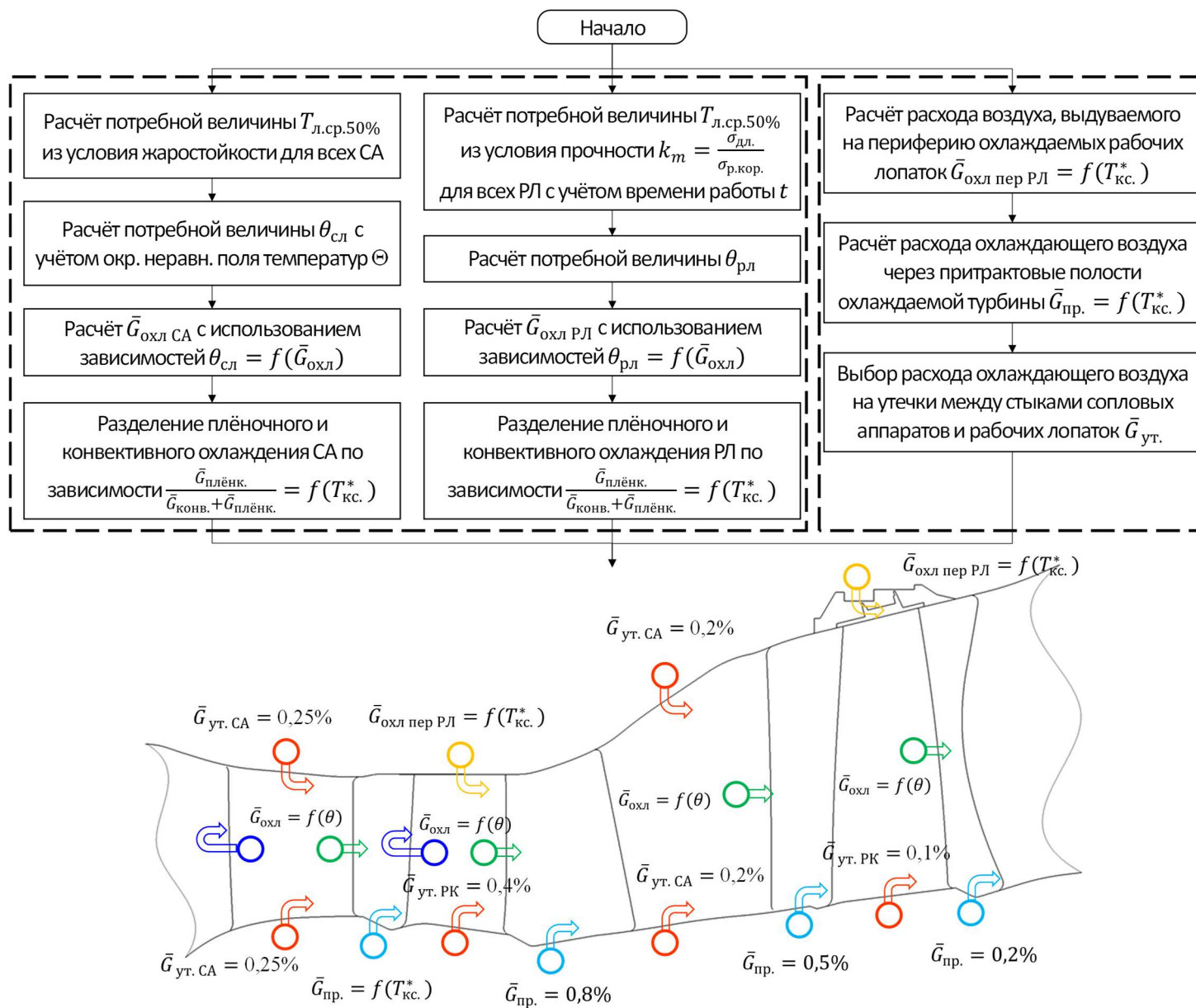


Рисунок 3.21 - Обобщённый алгоритм оценки значений относительных расходов охлаждающего воздуха в турбине на начальном этапе газодинамического проектирования

Предложенный в рамках данной главы метод определения расходов воздуха в системе охлаждения турбины на этапе начального газодинамического проектирования позволяет выполнить первоначальную оценку распределения расходов в системе охлаждения. Сформированные на этапе начального проектирования данные о рабочем процессе в системе охлаждения турбины являются исходными при переходе на следующие этапы разработки и выполнении уточняющих теплогидравлических расчётов. Результаты расчёта по полученному комплексу регрессионных зависимостей формируют исходные данные для последующей конструкторской проработки системы подводов вторичного воздуха двигателя и теплогидравлических расчётов её рабочего процесса.

3.4 Апробирование метода определения расходов воздуха в системе охлаждения турбины на этапе начального газодинамического проектирования

С использованием разработанного метода были выполнены расчёты расходов воздуха в системе охлаждения турбины газогенератора ГТД, для которой в открытых источниках приведены все необходимые данные [6, 109]. На рисунке 3.22 представлена схема охлаждения турбины. Данные о параметрах рассматриваемой охлаждаемой турбины не использовались в массиве статистических данных при формировании комплекса регрессионных зависимостей, используемых в разработанном методе. Результаты расчёта с использованием предложенного метода были сопоставлены с результатами, полученными с использованием зависимостей представленных в литературе.

Как было указано в разделах 3.1–3.3, в литературе приведены зависимости для оценки величины относительного расхода охлаждающего воздуха на основе требуемого значения коэффициента эффективности охлаждения сопловых аппаратов и рабочих лопаток θ . Для сопоставления результатов расчёта был собран комплекс зависимостей, прогнозирующих минимальное значение потребного расхода охлаждающего воздуха $\bar{G}_{\text{охл}}$

(оптимистичная оценка) и максимальное значение $\bar{G}_{\text{охл}}$ (пессимистичная оценка) для конвективно-плёночных и конвективных схем охлаждения сопловых аппаратов и рабочих лопаток. Результаты сопоставления представлены на рисунке 3.23.

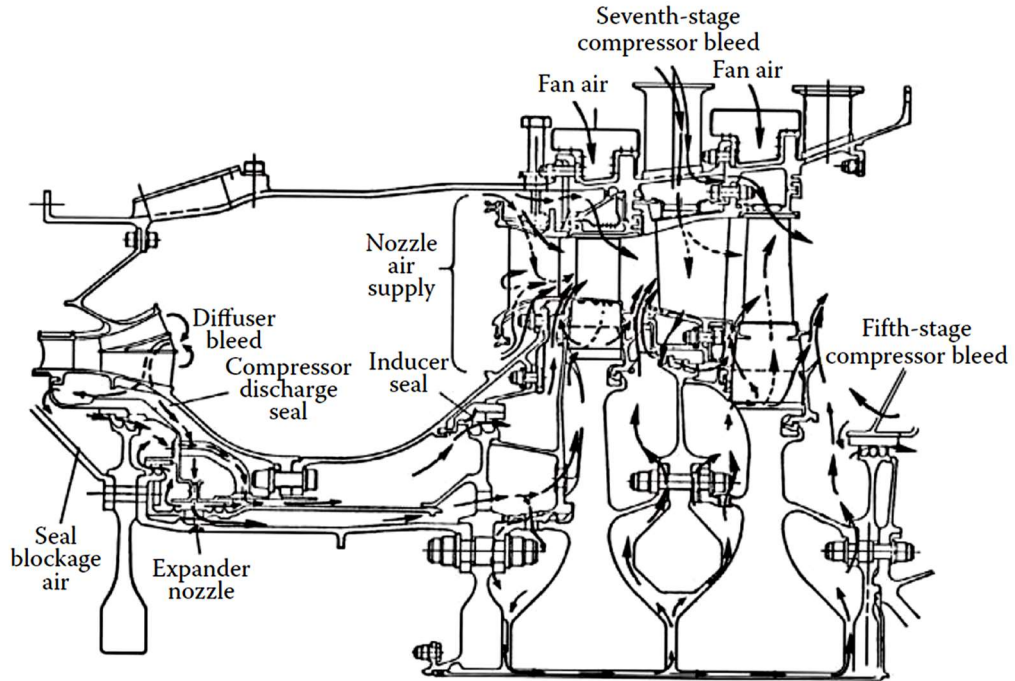


Рисунок 3.22 – Схема охлаждения турбины [6]

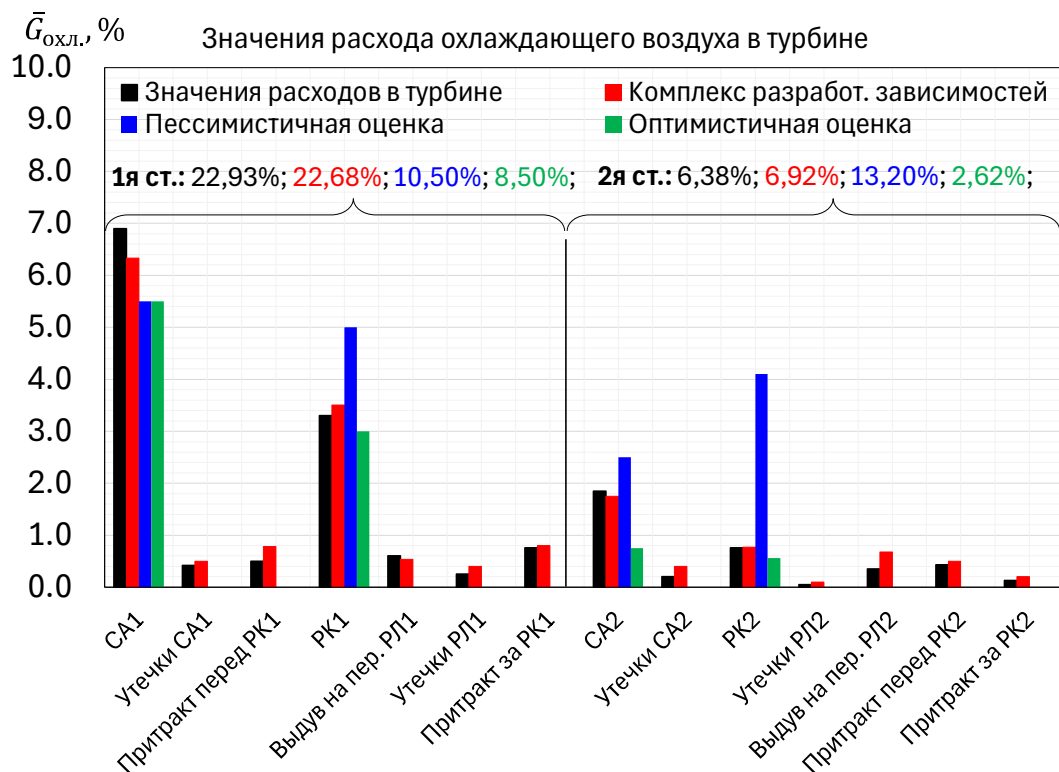


Рисунок 3.23 – Сопоставление результатов расчёта значений расходов охлаждающего воздуха в турбине

Суммарное значение расхода затрачиваемого охлаждающего воздуха в первой ступени турбины, полученное с использованием комплекса разработанных зависимостей составило $\bar{G}_{\text{охл}} = 22,68\%$, что на $\Delta\bar{G}_{\text{охл}} = 0,25\%$ меньше, чем в турбине рассматриваемого газогенератора ГТД. При пессимистичной и оптимистичной оценке с использованием существующих в литературе зависимостей получены ошибки $\Delta\bar{G}_{\text{охл}} = -12,43\%$ и $\Delta\bar{G}_{\text{охл}} = -14,43\%$ в определении значений относительного расхода охлаждающего воздуха соответственно. Для второй ступени турбины суммарное значение расхода охлаждающего воздуха, полученное с использованием комплекса разработанных зависимостей составило $\bar{G}_{\text{охл}} = 6,92\%$, что на $\Delta\bar{G}_{\text{охл}} = 0,54\%$ больше, чем в турбине рассматриваемого газогенератора ГТД. При пессимистичной и оптимистичной оценке с использованием существующих в литературе зависимостей получены ошибки $\Delta\bar{G}_{\text{охл}} = +6,82\%$ и $\Delta\bar{G}_{\text{охл}} = -3,76\%$ в определении значений относительного расхода охлаждающего воздуха соответственно.

Следовательно, в рассматриваемом случае разработанный метод позволил с точностью до 3% ($\frac{\Delta\bar{G}_{\text{охл}}}{\bar{G}_{\text{охл}}} \cdot 100\%$) определить суммарное значение расхода охлаждающего воздуха через турбину и учесть расходы через притрактовые полости, выдувы на периферию рабочих лопаток и на утечки между блоками сопловых аппаратов и через замковые соединения рабочих лопаток.

Таким образом, разработанный метод определения расходов воздуха в системе охлаждения турбины на начальном этапе газодинамического проектирования позволяет повысить точность оценки параметров системы охлаждения.

4 МЕТОД МОДЕЛИРОВАНИЯ ТЕПЛОВОГО СОСТОЯНИЯ ОХЛАЖДАЕМЫХ ЛОПАТОК ТУРБИН В ПРОЦЕССЕ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

4.1 Описание обобщённого алгоритма проектирования и расчётной доводки системы охлаждения лопаток турбин

Наряду с доводкой формы и размеров наружных обводов профилей в процессе проектирования выполняется доводка системы охлаждения турбины и, в частности, охлаждаемых лопаток. При доводке теплового и прочностного состояния охлаждаемых лопаток предъявляется перечень требований, которые можно разделить на несколько групп:

- жаропрочность;
- функциональность;
- возможность производства.

Жаропрочность обеспечивается ограничением максимальной температуры материала лопатки значением, не превышающим предельно допустимое для длительной эксплуатации, например, 1100°C для монокристаллических никелевых сплавов [3,110]. Помимо эффективных систем охлаждения лопаток, для обеспечения требования по максимальной температуре материала в современных ГТД используется теплозащитное покрытие (ТЗП) с низкой теплопроводностью ($\leq 2-3 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$ при 1000°C) [111,112]. Прочность охлаждаемых лопаток турбин обеспечивается при соответствии охлаждаемых лопаток турбин требованиям «Норм прочности» [4] на устанавливаемый ресурс.

Функциональность подразумевает интеграцию схемы охлаждения лопаток в общую систему охлаждения турбины. Например, при наличии в сопловых аппаратах транзитных дефлекторов, необходимо на этапе проектирования внутренних полостей лопатки контролировать их пропускную способность. В зависимости от системы охлаждения турбины определяются места подвода охлаждающего воздуха в рабочие лопатки и сопловые аппараты.

Требование возможности производства (технологичности) ограничивает геометрию элементов системы охлаждения в зависимости от используемого метода изготовления.

Совокупность всех требований и целевых параметров формирует ограничения для охлаждаемой турбины и её деталей, включая сопловые аппараты и рабочие лопатки. До выполнения экспериментальных исследований обеспечение требований подтверждается с помощью трёхмерных теплогидравлических и прочностных расчётов [3]. В общем виде последовательность решения задач при проектировании и доводке систем охлаждения лопаток турбин можно представить в виде схемы рисунка 4.1.

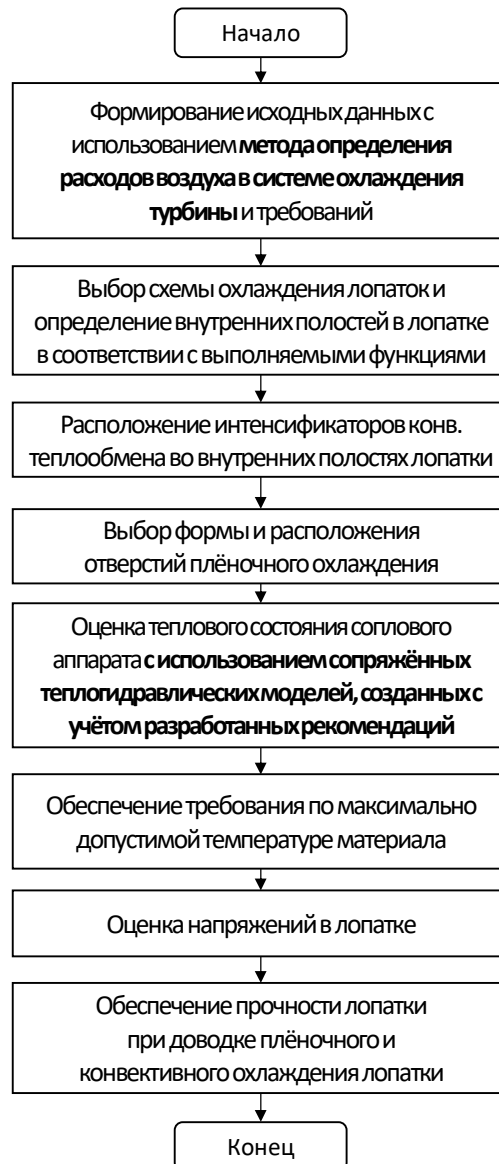


Рисунок 4.1 – Схема обобщённого алгоритма проектирования и расчётной доводки охлаждаемых лопаток турбин

На этапе формирования требований и исходных данных собирается полный комплект информации, необходимый для проектирования и расчётной доводки системы охлаждения лопаток. Обязательными исходными данными являются:

- геометрические параметры профилей охлаждаемых лопаток, параметры потока на входе и выходе в рассматриваемую ступень, в том числе результаты расчёта параметров на выходе из камеры сгорания;
- эскиз системы охлаждения турбины: схема отбора и подвода воздуха от компрессора и вторичной зоны камеры сгорания, распределение расходов в системе охлаждения, значения параметров воздуха в полостях;
- используемые материалы и их свойства: свойства используемых жаропрочных сплавов, толщина ТЗП, свойства рабочего тела для воздуха и газа;
- конструкция связанных между собой элементов: геометрия дисков турбин, хвостовиков, надроторных вставок, расположение лабиринтных уплотнений, соединение сопловых аппаратов с деталями статора и геометрия системы подвода охлаждающего воздуха к рабочим лопаткам.

С учётом всех исходных данных и ограничений проектируется конструкция систем охлаждения лопаток в соответствии с алгоритмом на рисунке 4.1. Затем выполняется расчётная доводка теплового состояния с целью обеспечения требований.

В настоящей работе внимание сосредоточено на доводке теплового состояния охлаждаемых сопловых аппаратов и рабочих лопаток турбин с использованием *CFD*-моделирования, поскольку эффективная схема охлаждения лопатки во многом определяет долговечность и надёжность конструкции в целом [114-119]. Оценка прочности лопаток опирается на существующие методики. [117-124].

4.2 Моделирование теплового состояния охлаждаемых сопловых аппаратов в процессе проектирования

В соответствии с обобщённым алгоритмом, представленным на рисунке 3.1, на первых этапах проектирования выполняется проработка системы внутренних каналов соплового аппарата на основе выбранной схемы охлаждения. При выборе толщины стенки соплового аппарата помимо радиусов входной и выходной кромки, необходимо учитывать толщину ТЗП (100...200 мкм для первых ступеней и 50...100 мкм для вторых ступеней) и металлического подслоя (50 мкм) [3, 46]. Внутреннюю полость сопловых аппаратов с конвективно-плёночной системой охлаждения обычно разделяют на три части: полость входной кромки, средняя полость и полость выходной кромки (рисунок 4.2).

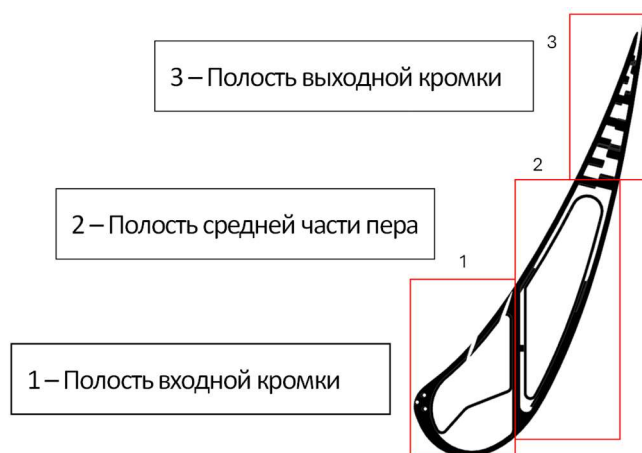


Рисунок 4.2 – Схема разделения внутренней полости соплового аппарата с конвективно-плёночной системой охлаждения на характерные части

Полость входной кромки изолирована и служит для организации плёночного охлаждения на пере лопатки. В полости входной кромки располагается дефлектор, который служит для организации лобового натекания на внутренние стенки лопатки. Он также может использоваться для разделения передней полости на несколько частей.

В средней полости конвективно-плёночной схемы охлаждения размещается дефлектор, из которого осуществляет лобовое натекание на внутренние стенки лопатки. Дефлектор также служит для распределения

расхода по высоте пера лопатки во внутренних каналах. Дефлектор в средней полости может быть транзитным, при подводе охлаждающего воздуха к рабочему колесу через сопловой аппарат, но существуют варианты с размещением изолированного транзитного дефлектора в полости плёночного охлаждения.

В полости выходной кромки располагаются интенсификаторы конвективного теплообмена: вихревая матрица, штырьки, дефлектор, отверстия [3, 46, 12, 125]. В таблице 3.1 представлены типы интенсификаторов в характерных областях полости лопатки.

Таблица 4.1 – Основные интенсификаторы теплообмена, располагающиеся в полостях систем охлаждения современных сопловых аппаратов с конвективно-плёночной системой охлаждения

Характерные области внутри СА первой ступени ТВД	Полость входной кромки	Полость охлаждения средней части пера	Полость выходной кромки
Характерные особенности полости	Изолированная полость для обеспечения плёночного охлаждения на входной кромке.	В полости располагается транзитный / распределяющий дефлектор. Полость соединяется с выходной полостью	В полости располагаются интенсификаторы конвективного теплообмена
Интенсификаторы конвективного теплообмена	Отверстия в дефлекторе для внутреннего лобового натекания	Отверстия в дефлекторе для внутреннего лобового натекания	Вихревая матрица / штырьки / дефлектор / отверстия

Помимо перечисленных интенсификаторов конвективного теплообмена в полостях внутри пера лопатки они располагаются ещё во внутренних полостях полок [58]. Примеры расположения интенсификаторов теплообмена показаны на рисунке 4.3.

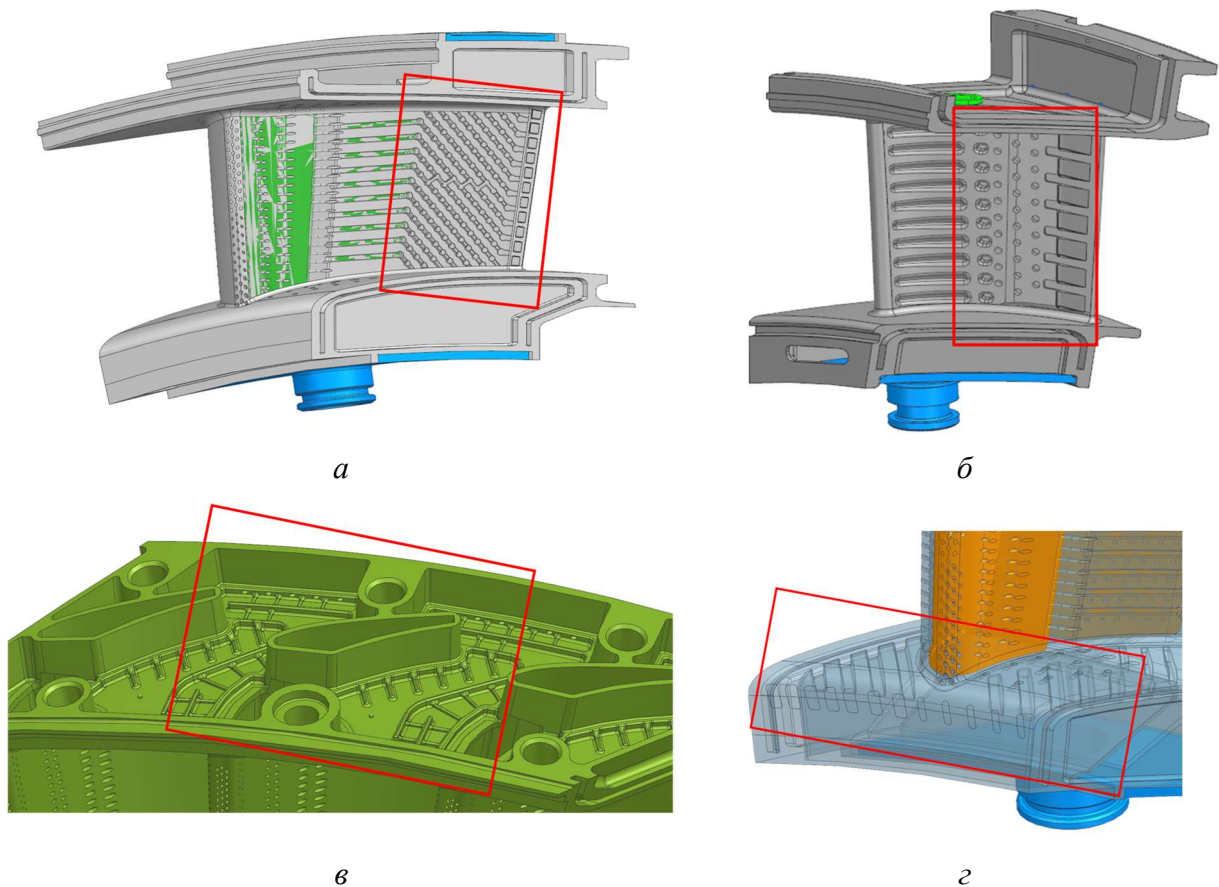


Рисунок 4.3 – Примеры схем расположения интенсификаторов конвективного теплообмена в геометрической модели охлаждаемого соплового аппарата:

- а* – схема с перекрещивающимися рёбрами, образующими вихревую матрицу в выходной полости соплового аппарата с конвективно-плёночной системой охлаждения;
- б* – схема со штырьковыми интенсификаторами теплообмена в выходной полости соплового аппарата с конвективной системой охлаждения;
- в* – схема с рёбрами в полости периферийного подвода охлаждающего воздуха к передней части соплового аппарата с конвективно-плёночной системой охлаждения;
- г* – схема с рёбрами в полости втулочного подвода охлаждающего воздуха к передней части соплового аппарата с конвективно-плёночной системой охлаждения

На рисунке 4.4 представлены некоторые варианты конфигурации внутренних полостей в сопловых аппаратах первых ступеней современных двигателей.

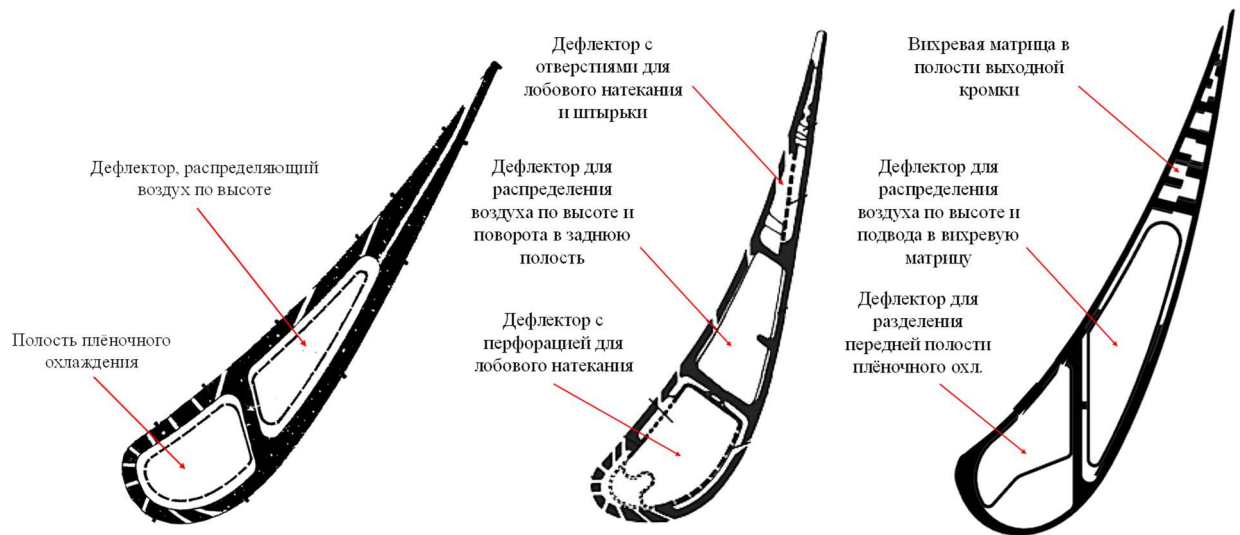


Рисунок 4.4 – Конфигурация внутренних полостей в некоторых сопловых аппаратах первых ступеней современных двигателей

В сопловых аппаратах с конвективной системой охлаждения отсутствует изолированная полость плёночного охлаждения. Полость внутри лопатки разделяется на две части: полость, в которой располагается дефлектор и выходная полость с конвективными интенсификаторами теплообмена. Примеры конфигурации внутренних полостей сопловых аппаратов с конвективной системой охлаждения представлены на рисунке 4.5.

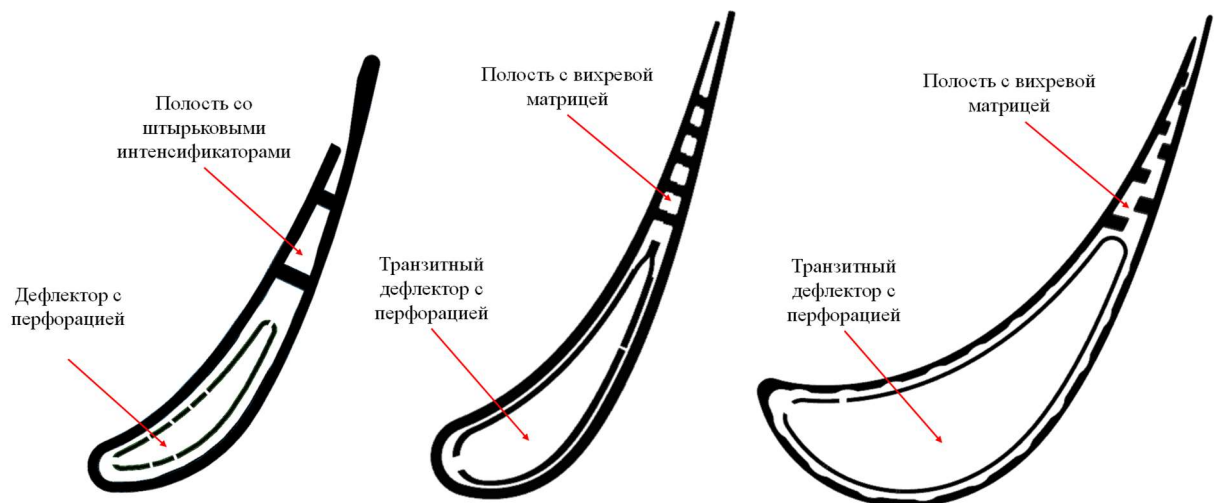


Рисунок 4.5 – Конфигурация внутренних полостей в некоторых сопловых аппаратах с конвективной системой охлаждения

Характерные особенности полостей и используемые интенсификаторы теплообмена для передней полости сопловых аппаратов с конвективной схемой охлаждения совпадают с рекомендованными для средней полости конвективно-плёночной системы охлаждения. Выходная полость заполняется штырьковыми интенсификаторами теплообмена или перекрещивающимися рёбрами, образующими вихревую матрицу.

После проработки системы охлаждения во внутренних полостях лопатки с использованием интенсификаторов конвективного теплообмена, на поверхности пера и полок сопловых аппаратов с конвективно-плёночной системой охлаждения располагаются отверстия пленочного охлаждения.

Область с максимальными значениями коэффициента теплоотдачи по обводу профиля лопатки совпадает со входной кромкой [40], где наблюдается наибольшая турбулентность потока горячего газа, высокие градиенты скорости и интенсивный обдув. Перепад давления между внутренней полостью лопатки и внешним потоком в этой зоне минимальный из-за близости к зоне максимального давления на профиле пера лопатки. Поэтому большая часть рядов системы охлаждения располагается именно на входной кромке. На рисунке 3.6 представлен пример распределения расходов воздуха между рядами плёночного охлаждения соплового аппарата современного двигателя с конвективно-плёночной системой охлаждения.

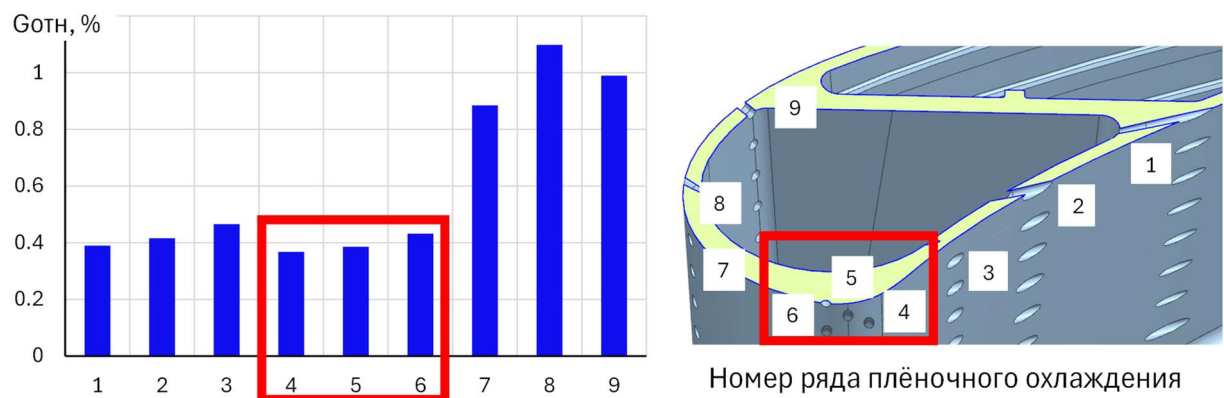


Рисунок 4.6 – Пример распределения охлаждающего воздуха между рядами плёночного охлаждения

Как видно из рисунка 4.6, при равном давлении в полости лопатки, расход воздуха через отверстия входной кромки меньше, чем через отверстия спинки и корытца из-за градиента давлений на наружной поверхности профиля пера.

Отдельно стоит выделить задачу доводки плёночного охлаждения на полках [46]. Для охлаждения полок сопловых аппаратов используется не только отверстия плёночного охлаждения на самой лопатке. Конструкция места соединения камеры сгорания и соплового аппарата проектируется так, чтобы обеспечить пелену холодного воздуха на трактовых полках. На охлаждение полок также влияет и выпуск воздуха из последних рядов охлаждения камеры сгорания.

На рисунке 4.7 представлены некоторые варианты соединения камеры сгорания и соплового аппарата первой ступени турбины некоторых современных двигателей.

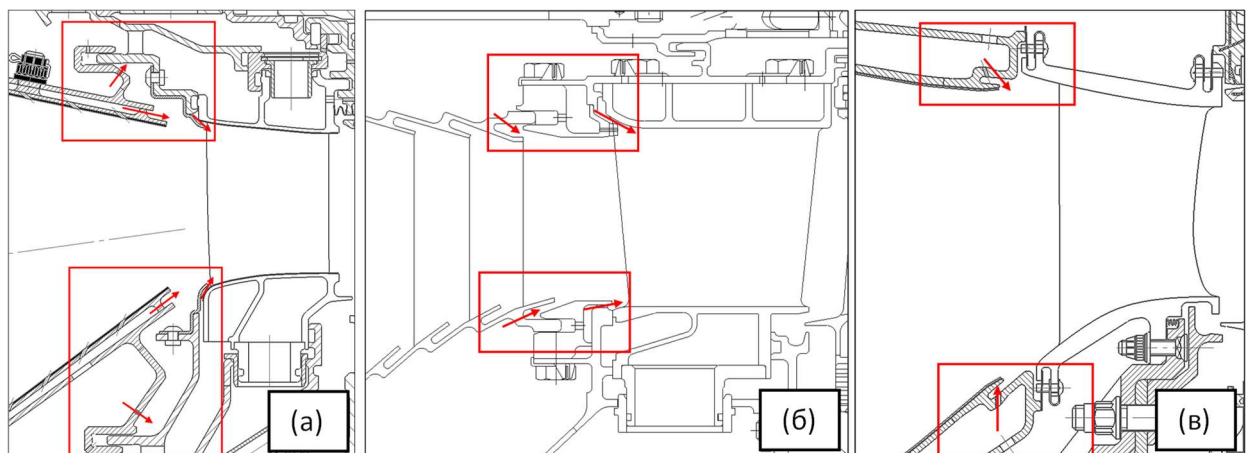


Рисунок 4.7 – Варианты соединения соплового аппарата с камерой сгорания в некоторых современных двигателях:

- а* – вариант с выносом места соединения КС и СА от основного тракта
- б* – вариант с направлением потока охлаждающего КС на трактовые полки СА
- в* – вариант с направлением потока охлаждающего КС на трактовые полки СА

Как видно из рисунка 4.7, существуют различные варианты формирования пелены охлаждающего воздуха в области соединения КС и СА

за счёт отбора воздуха из вторичной полости камеры сгорания двигателя. На рисунке 4.7а представлена конструкция, в которой из-за выноса места соединения КС и СА образуются полости, которые способствуют перетеканию воздуха из последнего ряда охлаждения камеры сгорания на спинку СА первой ступени. Для охлаждения трактовых полок со стороны корытца соплового аппарата в конструкции предусмотрен дополнительный выдув воздуха через щель перед входной кромкой, который дополняет перфорацию на полках соплового аппарата. В конструкции, представленной на рисунке 4.7б, выдув воздуха через щель перед входной кромкой заменяет перфорацию на полках соплового аппарата, где плёночное охлаждение организовано только на пере лопатки.

В соответствии с алгоритмом, представленным на рисунке 3.1, после завершения этапов проработки конструкции соплового аппарата, выполняется сопряжённое моделирование для оценки теплового состояния лопатки. Метод формирования сеточной и расчётной модели на основе геометрической *CAD* модели лопатки для сопловых и рабочих лопаток представлен в главе 2 диссертации.

В процессе расчётной доводки теплового состояния сопловых аппаратов для обеспечения выполнения требований по максимально допустимой температуре материала и прочности проводится несколько проверочных расчётов.

При этом надо учитывать, что в камере сгорания формируется окружная неравномерность из-за конструктивных особенностей горелочных устройств, вихревого смешения топлива с воздухом и локальных зон интенсивного горения. Разброс по температуре достигает $\pm 50 \dots 100$ К по окружности при средней температуре $T_r^* = 1500 - 1800$ К. Это создаёт секторные "горячие пятна", где лопатки подвергаются локальному перегреву [126, 127].

Пример поля температур $T_r^* = f(R, S)$, (где R – радиус, S – окружная координата) за камерой сгорания показан на рисунке 4.8.

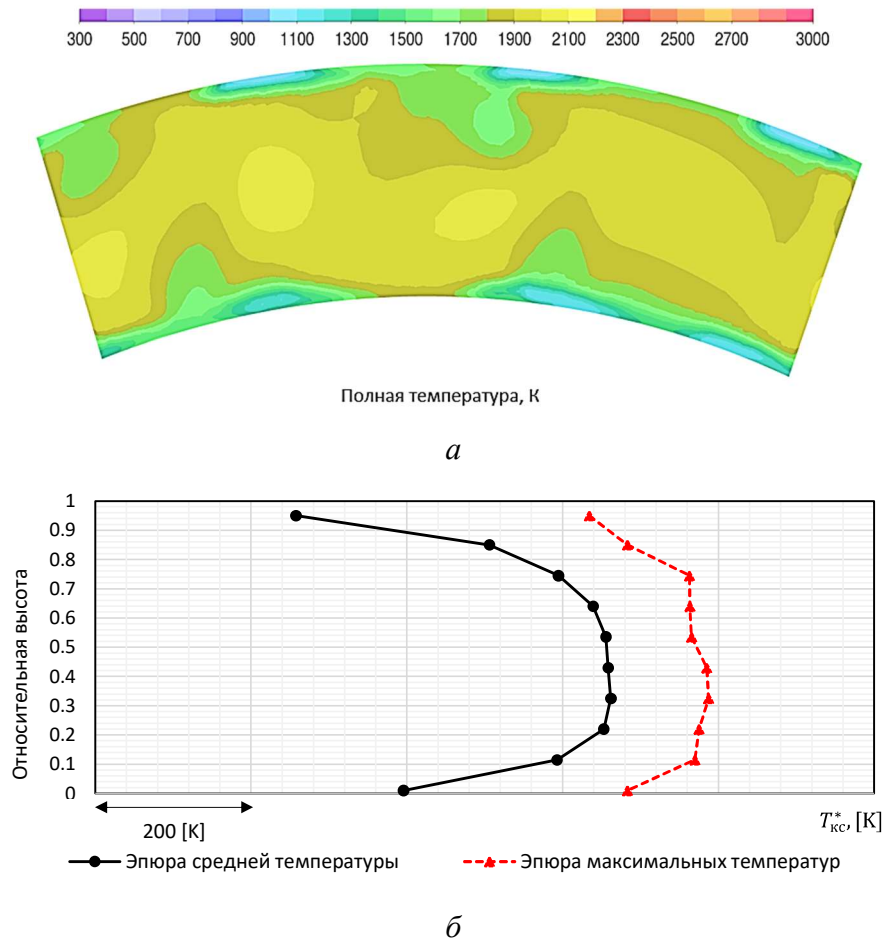


Рисунок 4.8 – Формирование средней и максимальной эпюр температуры на основе окружного поля, полученного по результатам расчёта камеры сгорания
 а - окружное поле температуры $T_{\Gamma}^* = f(R, S)$, полученное по результатам расчёта камеры сгорания, б - Средняя и максимальная эпюры температур $T_{\Gamma}^* = f(R)$ по результатам обработки окружного поля значений температур (а)

В процессе доводки теплового состояния расчёты выполняются с предельной радиальной эпюрой, формирующейся по максимальным значениям (рисунок 4.9б) температуры $T_{\Gamma \text{ пред}}^* = f(R)$ для подтверждения условия жаростойкости сопловых аппаратов:

$$T_{\Gamma \text{ пред } R}^* = \max(T_{\Gamma i R}^*)$$

Для последующей проверки требований прочности необходимо выполнять дополнительные расчёты с полем температур $T_{\Gamma}^* = f(R, S)$, учитывающими "пятно" с максимальной величиной температуры и участок с максимальным значением градиента температур, так как неравномерный

обдув вызывает асимметричные градиенты температуры в металле $\Delta T = 100 - 200^\circ\text{C}$, приводя к увеличению термических напряжений. Алгоритм выполнения проверочных расчётов представлен на рисунке 4.9.

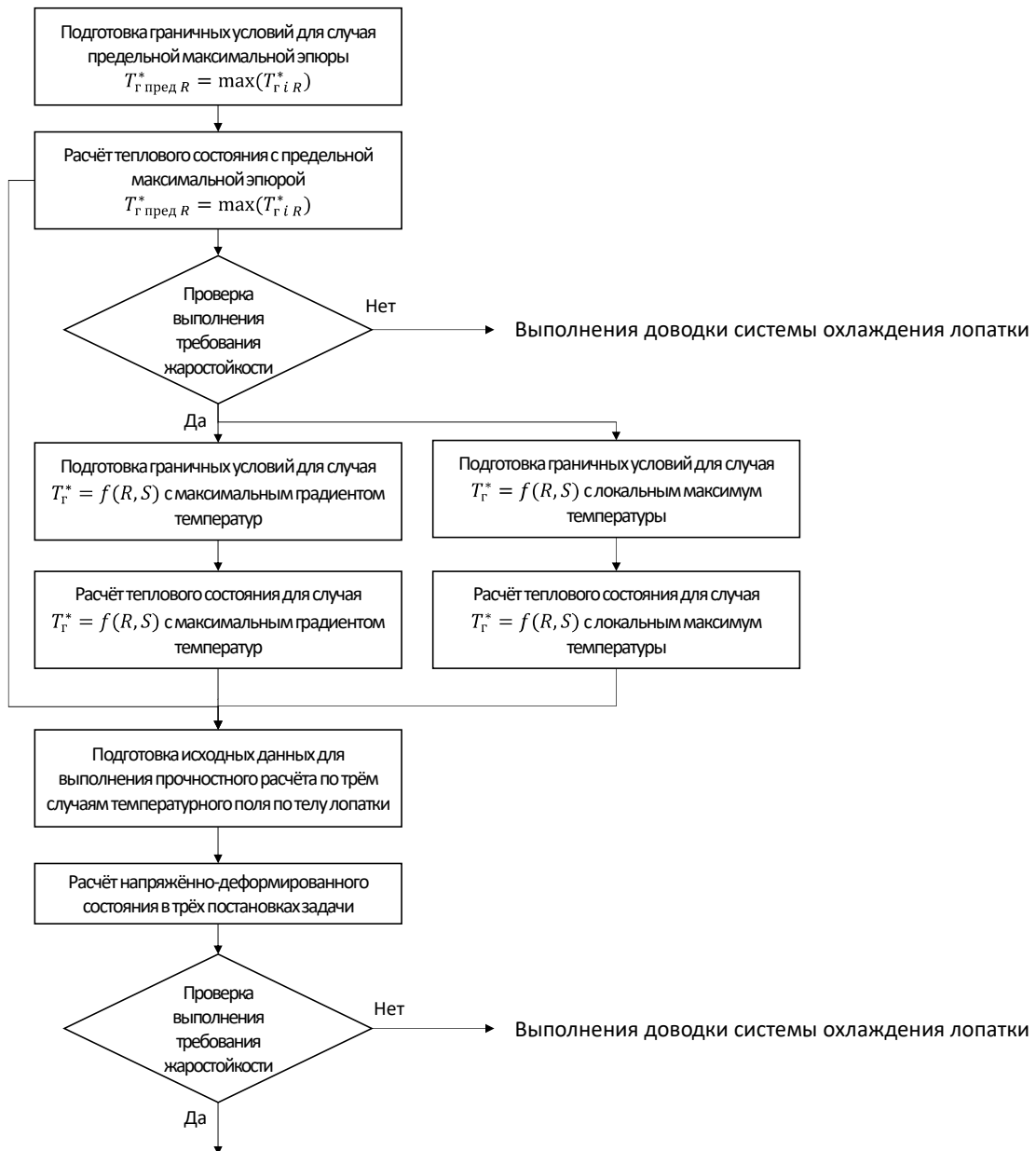


Рисунок 4.9 – Алгоритм подготовки граничных условий и выполнения расчётов теплового состояния охлаждаемых сопловых аппаратов

Для автоматизации процесса подготовки граничных условий и выполнения расчётов теплового состояния сопловых аппаратов было разработано программное обеспечение [128] (рисунок 4.10) (Приложение А). Программное обеспечение позволяет по данным расчёта камеры сгорания и определения поля температур на выходе из КС сформировать:

- предельную радиальную эпюру $T_{\Gamma \text{ пред}}^* = f(R)$,
- окружную эпюру $T_{\Gamma}^* = f(R, S)$, включающую участок поля с максимальным градиентом ΔT_{Γ}^* ,
- окружную эпюру $T_{\Gamma}^* = f(R, S)$, включающую локальный максимум температуры T_{Γ}^* .

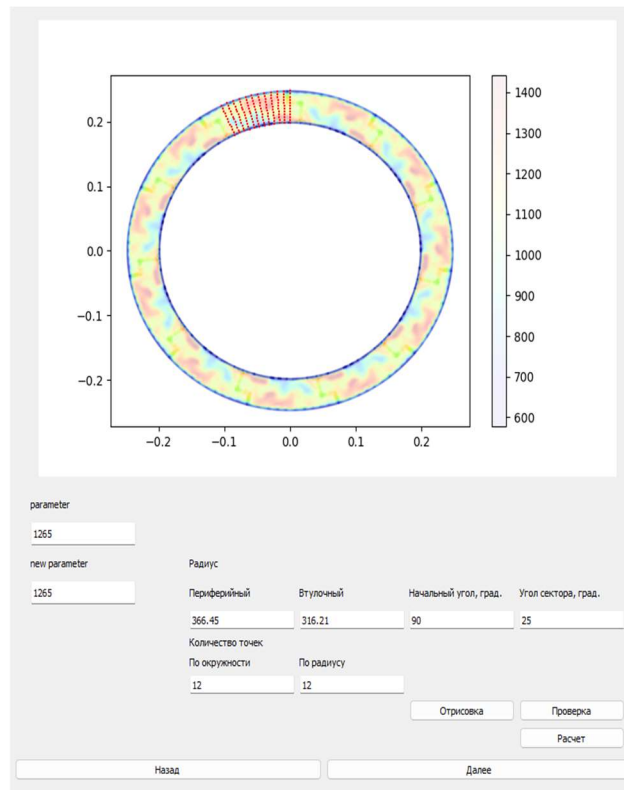


Рисунок 4.10 – Интерфейс программы подготовки граничных условий для расчёта сопловых аппаратов на основе результатов расчёта поля температур за камерой сгорания

В процессе выполнения расчётной доводки используется единый подход к обработке результатов. Его особенностями является то, что он позволят осуществлять анализ:

- распределения значений температуры по наружным поверхностям и сечениям лопатки на различных высотах, а также на полке лопатки (см. рисунок 4.11);
- распределения значений коэффициента эффективности охлаждения по поверхностям лопатки и в сечениях лопатки по её высоте (см. рисунок 4.12);

- распределение расходов воздуха в системе охлаждения, пропускной способности каналов и гидравлических потерь в системе охлаждения, а также подогрева воздуха в системе охлаждения СА ΔT^* (см. рисунки 4.6 и 4.13).

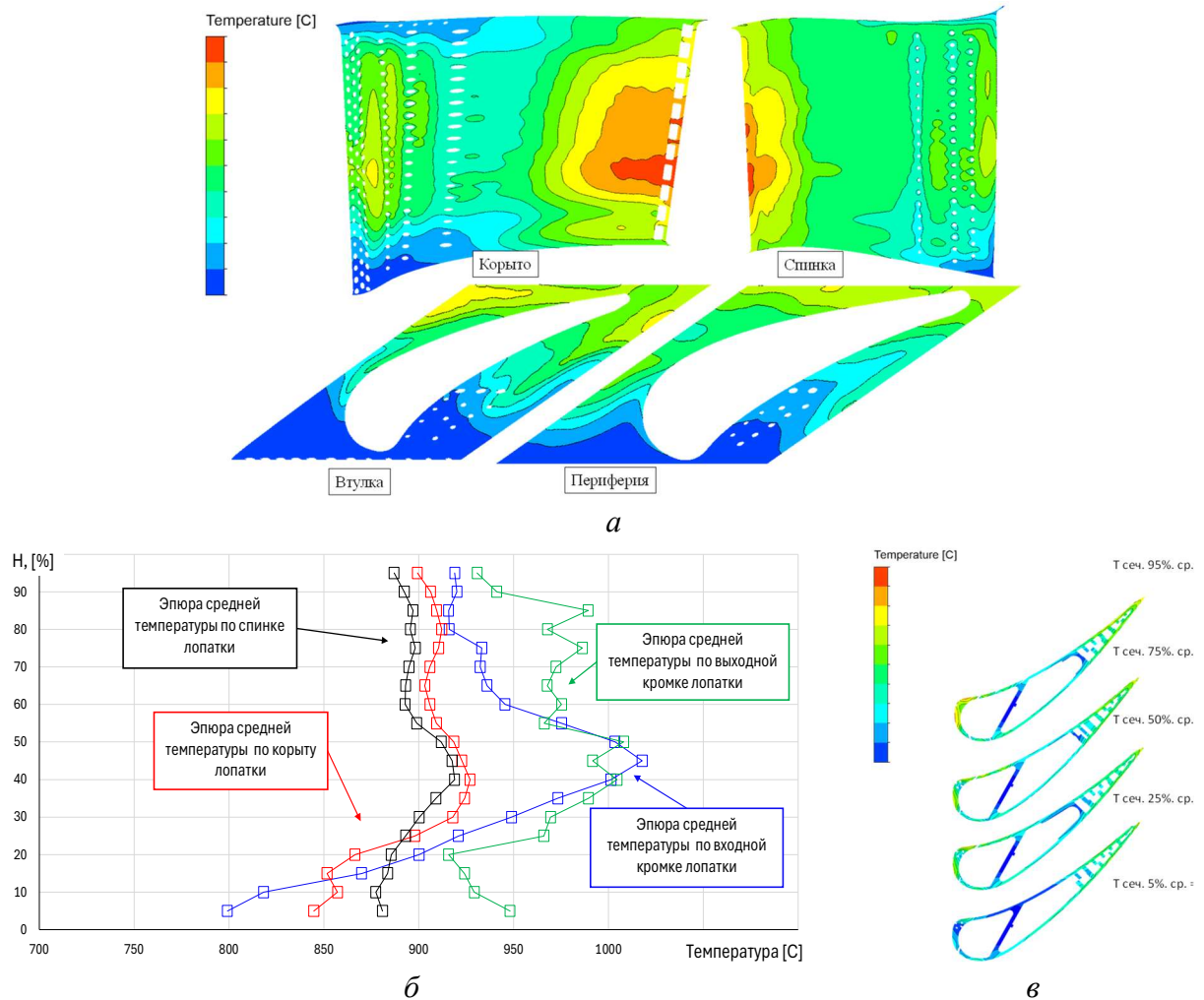


Рисунок 4.11 – Распределения значений температуры по наружным поверхностям (а, б) и сечениям лопатки по её высоте (в)

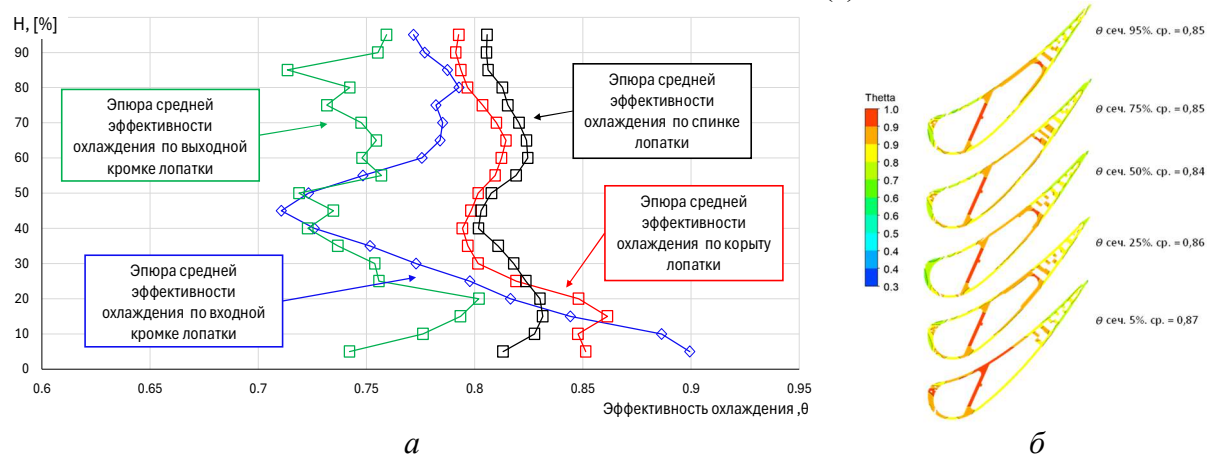


Рисунок 4.12 – Распределения значений коэффициента эффективности охлаждения по поверхностям лопатки (а) и сечениям лопатки по её высоте (б)

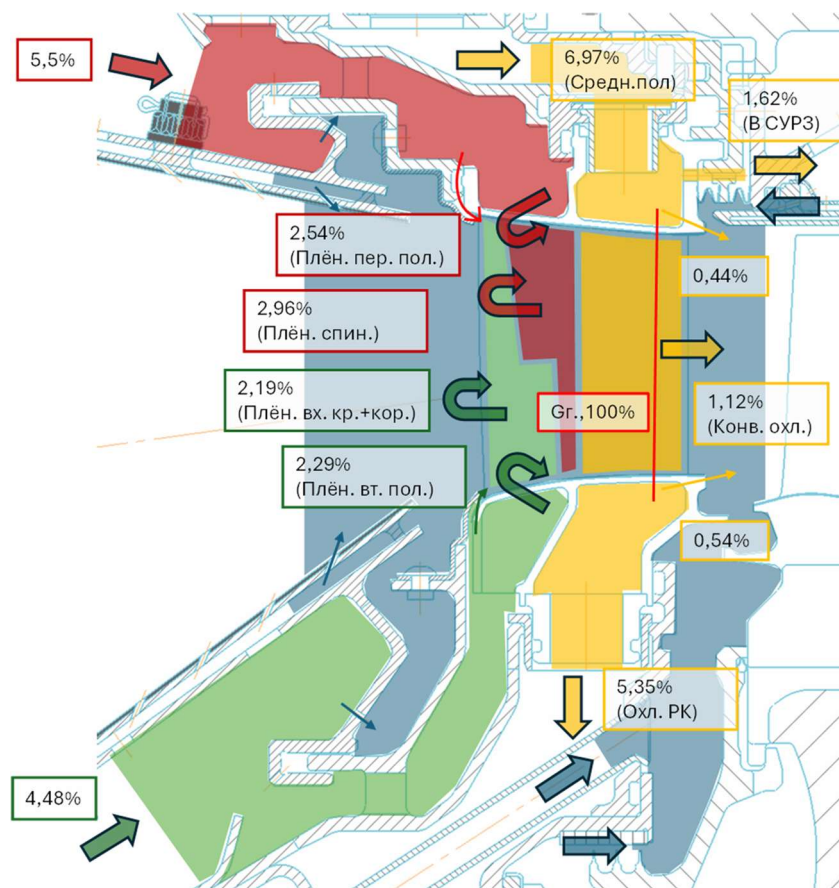


Рисунок 4.13 - Распределение расходов воздуха в системе охлаждения

Указанная выше информация необходима для сопоставления вариантов в процессе расчётной доводки, и для уточнения аэродинамических, гидравлических и термомеханических моделей, используемых в процессе проектирования турбины в целом.

По результатам сопряжённого моделирования принимается решение о работоспособности соплового аппарата с проектируемой системой охлаждения, исходя из требования по максимально допустимой температуре материала лопаток. При несоответствии температуры лопатки установленным требованиям выполняется расчётная доводка теплового состояния. Для сопловых аппаратов с конвективно-плёночной схемой охлаждения доводка в основном выполняется за счёт оптимизации параметров плёночного охлаждения: корректировки количества рядов, диаметра, наклона, шага и формы отверстий.

При наличии в системе охлаждения лопатки вихревой матрицы сеточная модель всей расчётной области содержит более 100–150 млн. элементов. Расчёт в этом случае становится вычислительно затратным, а процесс итерационной доводки — весьма длительным. В связи с этим целесообразно рассмотреть алгоритм выполнения расчётной доводки, в котором предусмотрено использование упрощённых быстродействующих моделей для проработки конструкции плёночной составляющей системы охлаждения лопатки.

4.3 Использование моделей рабочего процесса охлаждаемого соплового аппарата повышенного быстродействия при проектировании системы охлаждения

В литературе [13,40] ещё до интенсивного применения сопряжённого *CFD* моделирования при проектировании и расчётной доводке систем охлаждения турбин использовалась гипотеза о возможности разделения эффектов плёночного и конвективного охлаждения при расчётах:

$$\theta_{\text{сумм}} = \theta_{\text{п}} + \theta_{\text{к}} - \theta_{\text{п}}\theta_{\text{к}}$$

где $\theta_{\text{сумм}}$ — суммарный коэффициент эффективности охлаждения (конвективная + плёночная составляющие);

$\theta_{\text{п}}$ — коэффициент эффективности плёночного охлаждения;

$\theta_{\text{к}}$ — коэффициент эффективности конвективного охлаждения.

Применительно к численным моделям $\theta_{\text{сумм}}$, $\theta_{\text{к}}$ и $\theta_{\text{п}}$ можно представить как поле значений коэффициента эффективности охлаждения по поверхностям лопатки:

$$\theta_{\text{сумм}} = \frac{T_{\text{Г}}^* - T_{\text{л}}}{T_{\text{Г}}^* - T_{\text{охл}}^*},$$

где

$T_{\text{Г}}^*$ — поле значений полной температуры газа по поверхности лопатки, полученное в результате расчёта в адиабатической постановке без учёта охлаждения;

$T_{\text{л}}$ – поле значений температуры металла лопатки по её наружной поверхности;

$T_{\text{охл}}^*$ – значение полной температуры охлаждающего воздуха.

Если представить:

$$\theta_{\text{п}} = \frac{T_{\text{г}}^* - T_{\text{ад}}^*}{T_{\text{г}}^* - T_{\text{охл}}^*}$$

$$\theta_{\text{к}} = \frac{T_{\text{ад}}^* - T_{\text{л}}}{T_{\text{ад}}^* - T_{\text{охл}}^*}$$

где $T_{\text{ад}}^*$ – поле значений полной температуры газа по поверхности лопатки, полученное в результате расчёта в адиабатической постановке с учётом моделирования плёночного охлаждения, то можно получить выражение из работ [13,40]:

$$\theta_{\text{сумм}} = \frac{T_{\text{г}}^* - T_{\text{л}}}{T_{\text{г}}^* - T_{\text{охл}}^*} = \frac{T_{\text{г}}^* - T_{\text{ад}}^*}{T_{\text{г}}^* - T_{\text{охл}}^*} + \frac{T_{\text{ад}}^* - T_{\text{л}}}{T_{\text{ад}}^* - T_{\text{охл}}^*} - \frac{T_{\text{г}}^* - T_{\text{ад}}^*}{T_{\text{г}}^* - T_{\text{охл}}^*} \cdot \frac{T_{\text{ад}}^* - T_{\text{л}}}{T_{\text{ад}}^* - T_{\text{охл}}^*}$$

$$= \theta_{\text{п}} + \theta_{\text{к}} - \theta_{\text{п}} \theta_{\text{к}}.$$

Поэтому была выполнена оценка возможности настройки сопряжённых теплогидравлических моделей для создания их конфигурации, при которой будет рассчитываться эффективность плёночного охлаждения и эффективность конвективного охлаждения от полостей и отверстий плёночного охлаждения:

$$\theta_{\text{сумм пл}} = \theta_{\text{п}} + \theta_{\text{к пл}} - \theta_{\text{п}} \theta_{\text{к пл}}$$

где $\theta_{\text{сумм пл}}$ – суммарная эффективность плёночного охлаждения, $\theta_{\text{к пл}}$ – вклад плёночного охлаждения в конвективную составляющую эффективности системы охлаждения,

$$\theta_{\text{к пл}} = \frac{T_{\text{ад}}^* - T_{\text{л пл сопр}}}{T_{\text{ад}}^* - T_{\text{охл}}^*}$$

где $T_{\text{л пл сопр}}$ – поле значений температуры металла лопатки по её наружной поверхности, полученное в результате сопряжённого расчёта с включением в модель только изолированной полости плёночного охлаждения.

Конвективная составляющая эффективности всей системы охлаждения θ_k складывается из $\theta_{k\text{пл}}$ и $\theta_{k\text{м}}$, где $\theta_{k\text{м}}$ – вклад в суммарную эффективность охлаждения полостей с конвективными интенсификаторами теплообмена (средняя полость с дефлектором и полость выходной кромки с вихревой матрицей). Однако, необходимо осуществить проверку равенства:

$$\theta_k = \theta_{k\text{пл}} + \theta_{k\text{м}} \text{ или } \frac{T_{\text{ад}}^* - T_{\text{л}}}{T_{\text{ад}}^* - T_{\text{охл}}^*} = \frac{T_{\text{ад}}^* - T_{\text{л пл сопр}}}{T_{\text{ад}}^* - T_{\text{охл}}^*} + \theta_{k\text{м}}.$$

С использованием численной модели соплового аппарата значение $\theta_{k\text{м}}$ можно определить из расчёта в сопряжённой постановке, в котором исключается работа изолированной полости плёночного охлаждения:

$$\theta_{k\text{м}} = \frac{T_{\text{г}}^* - T_{\text{л матр сопр}}}{T_{\text{г}}^* - T_{\text{охл}}^*}$$

Таким образом, суммарную эффективность $\theta_{\text{сумм}}$ конвективно-плёночной системы охлаждения соплового аппарата можно определить по формуле:

$$\theta_{\text{сумм}} = \theta_{\text{п}} + (\theta_{k\text{пл}} + \theta_{k\text{м}}) - \theta_{\text{п}}(\theta_{k\text{пл}} + \theta_{k\text{м}})$$

Для вычисления всех необходимых составляющих $\theta_{\text{сумм}}$ выполнена серия расчётов:

- расчёт рабочего процесса во всей системы охлаждения в сопряжённой постановке для определения полей $T_{\text{л}}$ и $\theta_{\text{сумм}}$;
- расчёт рабочего процесса без системы охлаждения в адиабатической постановке для определения полей $T_{\text{г}}^*$ (по поверхности лопатки при отсутствии её охлаждения) и $\theta_{\text{сумм}}$;
- расчёт рабочего процесса только с учётом изолированной полости плёночного охлаждения в адиабатической постановке для определения полей $T_{\text{ад}}^*$ и $\theta_{\text{п}}$;

– расчёт рабочего процесса только с учётом изолированной полости плёночного охлаждения в сопряжённой постановке для определения полей $T_{л\text{ пл сопр}}$ и $\theta_{к\text{ п}}$;

– расчёт рабочего процесса только с учётом изолированной полости конвективного охлаждения в сопряжённой постановке для определения полей $T_{л\text{ матр сопр}}$ и $\theta_{к\text{ м}}$.

Поля значений $T_{л}$, $T_{г}^*$, $T_{ад}$, $T_{л\text{ пл сопр}}$ и $T_{л\text{ пл сопр}}$ обрабатываются загружаемой в *CFD-Post* в формате «*.stl» поверхностью, соответствующей форме наружной поверхности трактовых полок и пера лопатки. Данные значений по поверхности выгружаются из соответствующих расчётов. На рисунке 4.14 представлен пример визуализации выгруженных данных для обработки полей температуры по поверхности лопатки, полученных при проведении расчётов в различной постановке задачи.

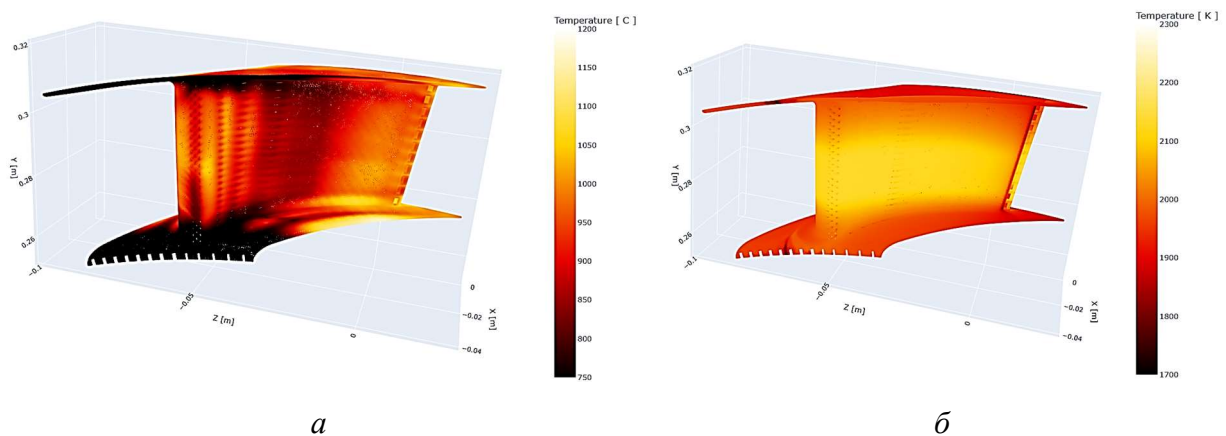


Рисунок 4.14 – Визуализация распределения значений температуры по наружной поверхности СА, полученных по результатам расчётов в различной постановке задачи:

a - распределение величины $T_{л}$ [$^{\circ}\text{C}$], *б* - распределение величины $T_{г}^*$ [K]

С использованием полученных в результате расчётов распределений температуры были рассчитаны поля коэффициентов эффективности охлаждения $\theta_{\text{сумм}}$, $\theta_{\text{п}}$, $\theta_{\text{к}}$, $\theta_{\text{к пл}}$ и $\theta_{\text{к м}}$. На рисунке 4.15 представлен пример визуализации рассчитанных полей значений составляющих коэффициента эффективности охлаждения по поверхности лопатки.

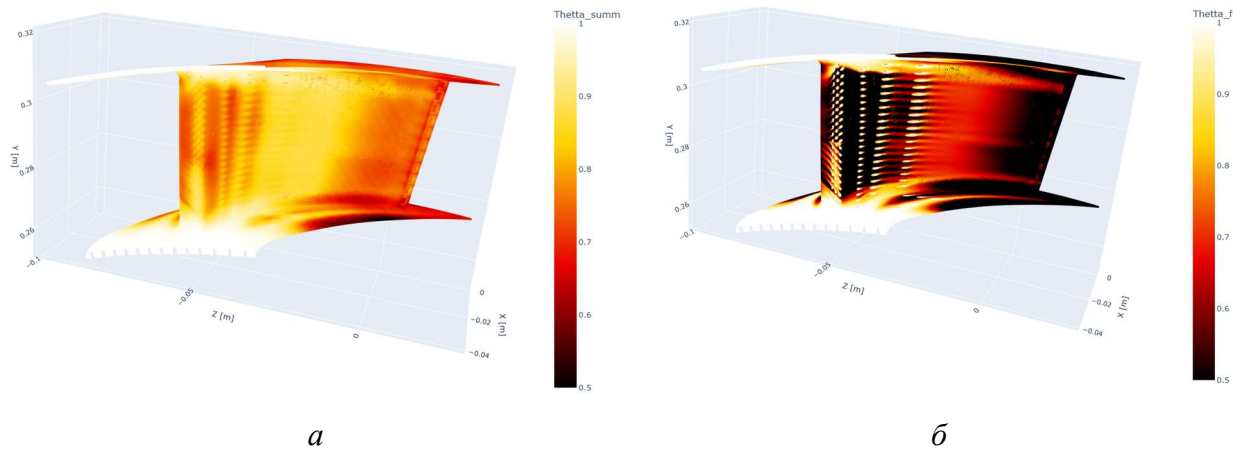


Рисунок 4.15 – Визуализация полей коэффициентов эффективности охлаждения по наружной поверхности лопатки: *а* – распределение величины $\theta_{\text{сумм}}$, *б* – распределение величины $\theta_{\text{п}}$

Для проверки возможности использования рассматриваемого подхода с раздельной доводкой конвективной составляющей системы охлаждения (вихревой матрицы) были сопоставлены поля значений коэффициента эффективности охлаждения, полученного напрямую из *CFD* сопряжённого расчёта матрицы

$$\theta_{\text{к м}} = \frac{T_{\text{г}}^* - T_{\text{л матр сопр}}}{T_{\text{г}}^* - T_{\text{охл}}^*}$$

и поля значений, получаемого из разности суммарного коэффициента конвективной эффективности системы охлаждения и составляющей конвективной эффективности от полости плёночного охлаждения

$$\theta_{\text{к}} - \theta_{\text{к пл}} = \frac{T_{\text{ад}}^* - T_{\text{л}}}{T_{\text{ад}}^* - T_{\text{охл}}^*} - \frac{T_{\text{ад}}^* - T_{\text{л пл сопр}}}{T_{\text{ад}}^* - T_{\text{охл}}^*}.$$

На рисунке 4.16 представлено поле модуля разности значений коэффициента конвективной составляющей эффективности от системы охлаждения в средней полости и полости выходной кромки, полученных по результатам *CFD* моделирования напрямую и косвенно.

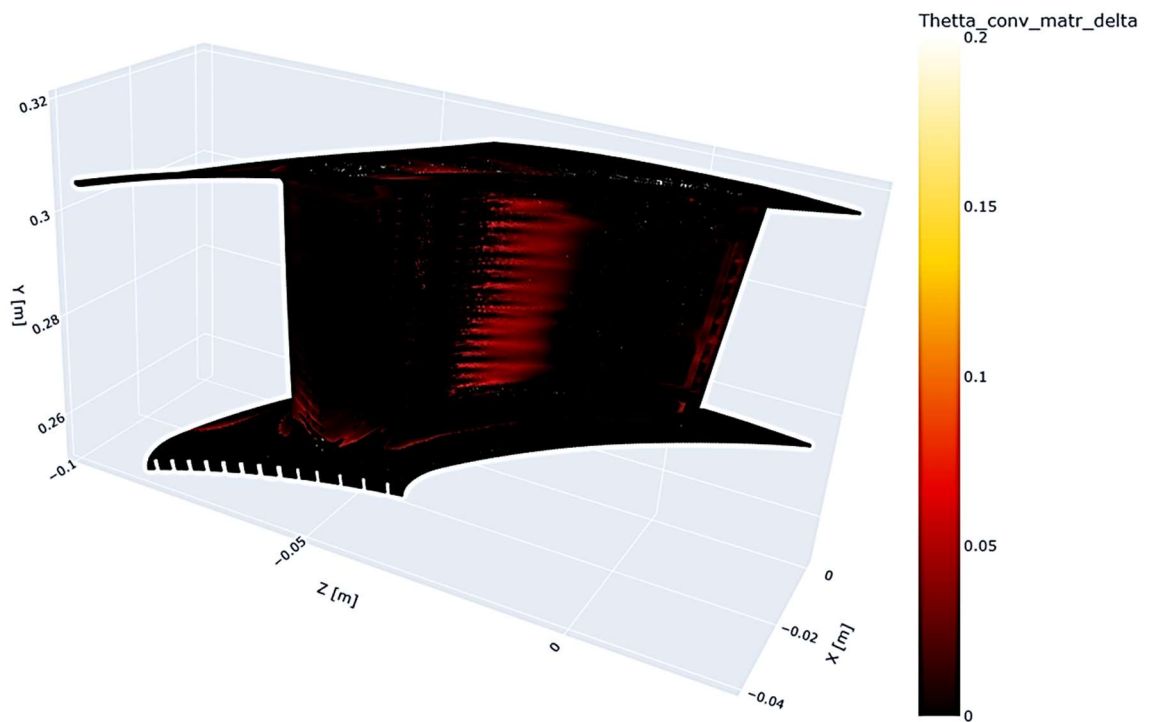


Рисунок 4.16 - Поле модуля разности значений коэффициента конвективной составляющей эффективности от системы охлаждения в средней полости и полости выходной кромки, полученных по результатам CFD моделирования напрямую и косвенно

Из рисунка 4.16 видно, что подход с расчётом $\theta_{км}$ позволяет с точностью до $\Delta\theta = 0,1$ (10,3% от суммарного значения $\theta_{сумм}$ в области выхода из отверстий плёночного охлаждения на корытце) определить составляющую коэффициента эффективности охлаждения от средней полости и вихревой матрицы.

Для проверки работоспособности подхода с отдельной расчётной доводкой вихревой матрицы и доводкой плёночного охлаждения были рассмотрены мероприятия по совершенствованию конструкции системы охлаждения соплового аппарата (рисунок 4.17).

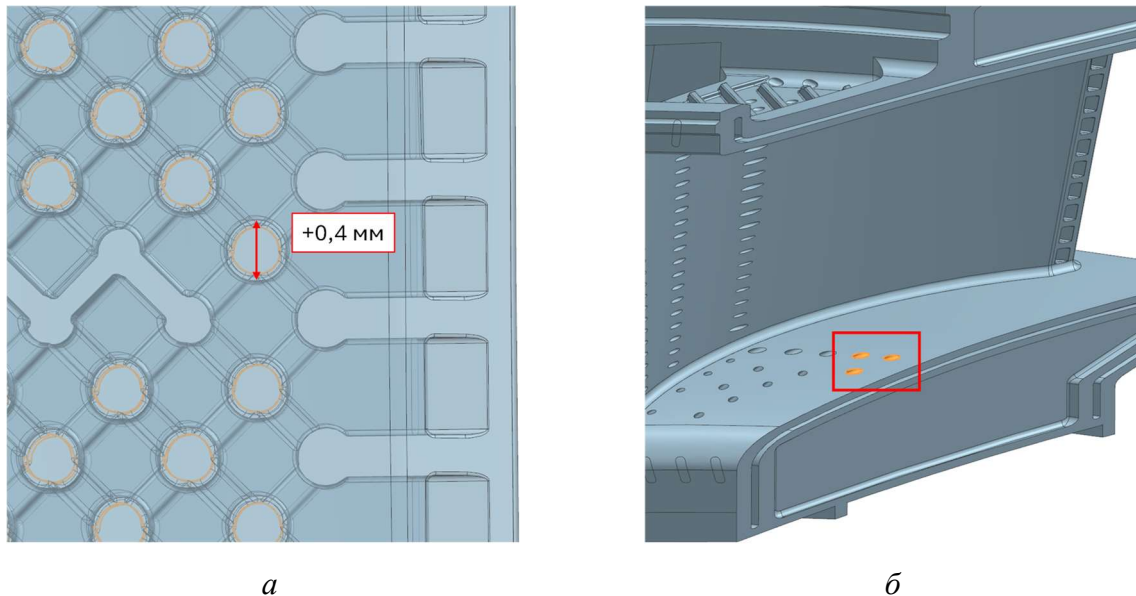


Рисунок 4.17 – Мероприятия по доработке конструкции системы охлаждения соплового аппарата с конвективно-плёночной системой охлаждения: *а* – увеличение отверстий в месте перекрестия рёбер вихревой матрицы СА, *б* – добавление отверстий плёночного охлаждения на трактовой полке СА

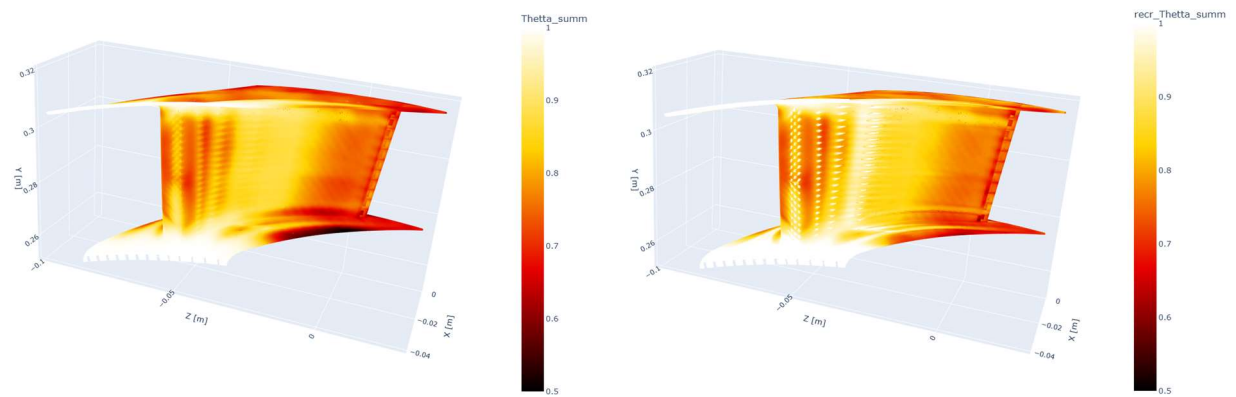
С учётом модифицированной конструкции соплового аппарата были обновлены расчётные модели. Выполнены следующие расчёты в рамках одного цикла расчётной доводки с использованием различных моделей:

- расчёт рабочего процесса во всей системы охлаждения в сопряжённой постановке для определения нового значения $\theta_{\text{сумм}}$;
- расчёт рабочего процесса только с учётом изолированной полости плёночного охлаждения в адиабатической постановке для определения нового значения $\theta_{\text{п}}$;
- расчёт рабочего процесса только с учётом изолированной полости конвективного охлаждения в сопряжённой постановке для определения $\theta_{\text{км}}$.
- расчёт рабочего процесса только с учётом изолированной полости плёночного охлаждения в сопряжённой постановке для определения $\theta_{\text{кп}}$;

На рисунке 4.18 представлено поле коэффициента эффективности охлаждения $\theta_{\text{сумм}}$, полученное по результатам сопряжённого теплогидравлического расчёта соплового аппарата с исходной конструкцией

системы охлаждения и поле, воссозданное с использованием упрощённых моделей при пересчёте $\theta_{\text{п}}$, $\theta_{\text{к}}$, $\theta_{\text{кпл}}$ и $\theta_{\text{км}}$.

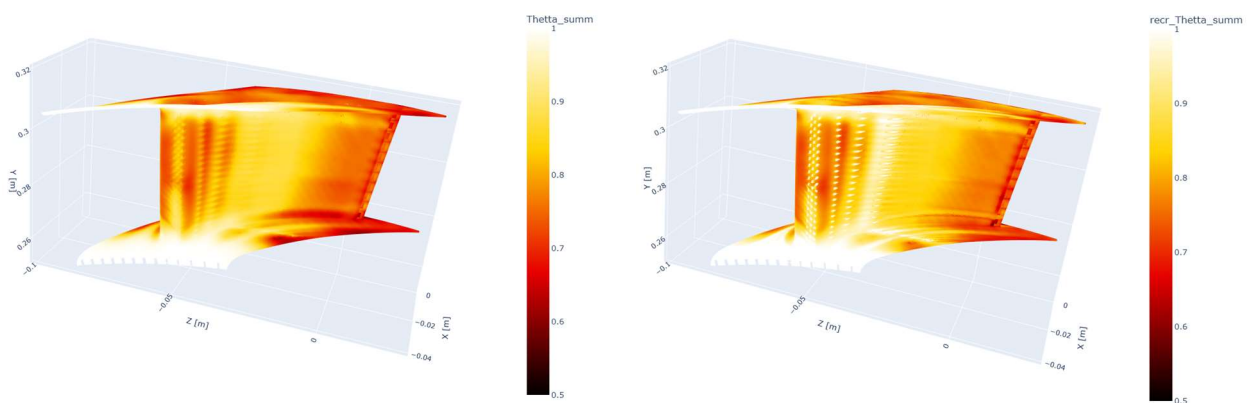
На рисунке 4.19 представлено поле коэффициента эффективности охлаждения $\theta_{\text{сумм}}$, полученное по результатам сопряжённого теплогидравлического расчёта соплового аппарата с модифицированной конструкцией системы охлаждения и поле, воссозданное с использованием упрощённых моделей при пересчёте $\theta_{\text{п}}$, $\theta_{\text{к}}$, $\theta_{\text{кпл}}$ и $\theta_{\text{км}}$.



а

б

Рисунок 4.18 – Визуализация полей коэффициентов эффективности охлаждения $\theta_{\text{сумм}}$ по наружной поверхности для исходной конструкции системы охлаждения лопатки: а – распределение величины $\theta_{\text{сумм}}$, б – распределение величины $\theta_{\text{сумм}}$, полученное с использованием упрощённых моделей



а

б

Рисунок 4.19 – Визуализация полей коэффициентов эффективности охлаждения по наружной поверхности лопатки для модифицированной конструкции системы охлаждения лопатки: а – распределение величины $\theta_{\text{сумм}}$, б – распределение величины $\theta_{\text{сумм}}$, полученное с использованием упрощённых моделей

Как видно из рисунков 4.18 и 4.19, при подходе с пересчётом всех компонентов $\theta_{\text{сумм}}$ локально коэффициент эффективности охлаждения завышается. На рисунке 4.20 показано поле модуля разности значений $\theta_{\text{сумм}}$, рассчитанного при различных подходах.

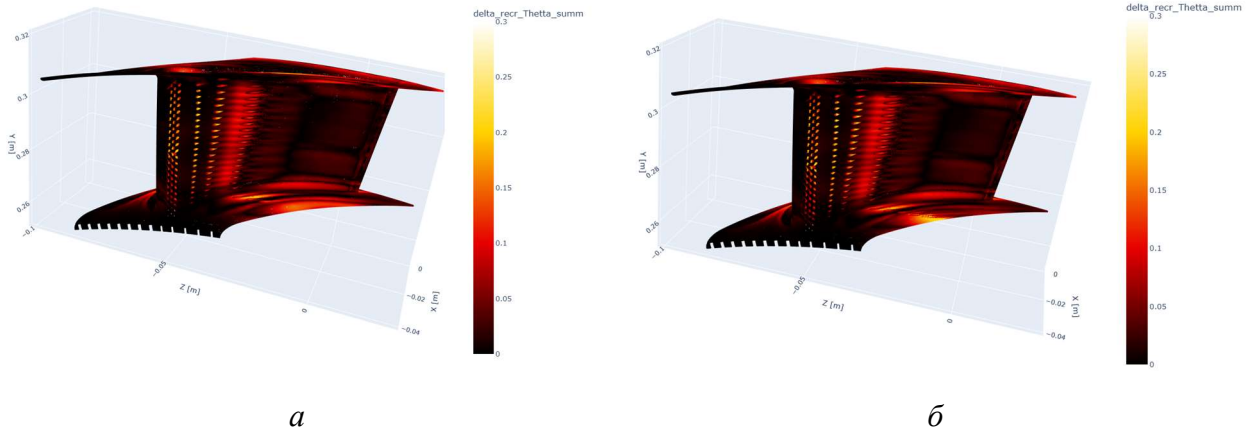


Рисунок 4.20 - Модуль разницы поля $\theta_{\text{сумм}}$, полученного по сопряжённому теплогидравлическому расчёту и при пересчёте компонент по упрощённым моделям:

а – поле $\Delta\theta_{\text{сумм}}$ для исходной конструкции схемы охлаждения, *б* – поле $\Delta\theta_{\text{сумм}}$ для модифицированной конструкции схемы охлаждения

Ошибка определения $\theta_{\text{сумм}}$ при использовании упрощённых быстродействующих моделей не превышает значения $\Delta\theta_{\text{сумм}} = 0,09$ (9,4% от $\theta_{\text{сумм}}$) в области отверстий плёночного охлаждения. В области внутреннего ребра СА между полостью плёночного охлаждения и полостью вихревой матрицы $\Delta\theta_{\text{сумм}}$ достигает значения 0,2 (9,4% от $\theta_{\text{сумм}}$). Такое отклонение возникает при применении сопряжённой модели повышенного быстродействия, включающей только полость вихревой матрицы. При изменении конструкции СА тенденции повышения или снижения эффективности охлаждения $\theta_{\text{сумм}}$ от введённых мероприятий оценивается одинаково верно с использованием разработанных моделей повышенного быстродействия. Аналогичная проверка была выполнена для подхода, при котором пересчитывается только плёночное охлаждения без учёта влияния изменения конвективной составляющей полости (рисунок 4.21).

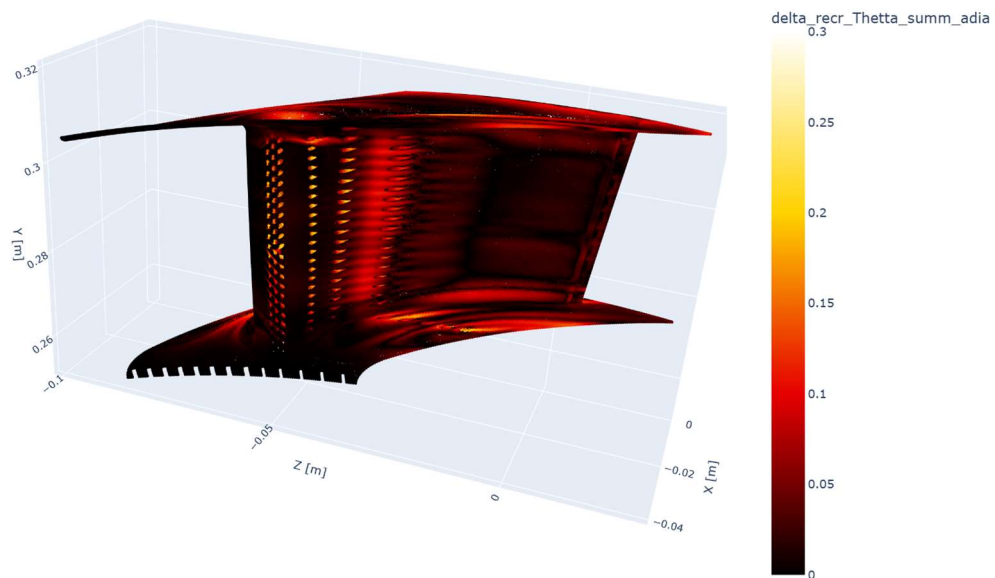


Рисунок 4.21 - Модуль разницы поля $\theta_{\text{сумм}}$, полученного по сопряжённому теплогидравлическому расчёту и при пересчёте компонент по упрощённым моделям без учёта изменения составляющей $\theta_{\text{к пл}}$

Ошибка определения значения $\theta_{\text{сумм}}$ при использовании упрощённой адиабатической модели достигает значения $\Delta\theta_{\text{сумм}} = 0,25$ (26% от значения $\theta_{\text{сумм}}$) локально в области отверстий плёночного охлаждения, при добавлении новых отверстий, так как не учитывается увеличение коэффициента конвективной теплоотдачи при их добавлении.

При этом выявленные тенденции повышения эффективности плёночного охлаждения, полученные по упрощённой адиабатической модели, сохраняются при проверочном расчёте с использованием сопряжённой теплогидравлической модели всей системы охлаждения.

Таким образом, доказана возможность раздельной доводки плёночного и конвективного охлаждения по упрощённым моделям, выполнена оценка возможных ошибок.

В зависимости от применяемых в процессе расчётной доводки численных моделей, можно использовать пять различных способов усовершенствования конвективно-плёночных систем охлаждения соплового аппарата:

- способ с использованием упрощённой адиабатической модели для доводки плёночного охлаждения. Схема этого способа выполнения расчётов представлена на рисунке 4.22. При его использовании принимается допущение о том, что θ_k остаётся постоянным, меняется и пересчитывается в процессе итераций только θ_n . В конце цикла доводки выполняется проверочный расчёт всей системы охлаждения в сопряжённой постановке;
- способ с использованием упрощённой сопряжённой модели для доводки плёночного охлаждения. Схема выполнения расчётов этим способом представлена на рисунке 4.23. В этом случае на каждой итерации рассчитывается θ_n в адиабатической постановке, а затем $\theta_{k,n}$. В конце цикла доводки выполняется проверочный расчёт всей системы охлаждения в сопряжённой постановке;
- способ с использованием упрощённой сопряжённой модели для доводки конвективного охлаждения вихревой матрицы. Схема выполнения расчётов, соответствующая этому способу, представлена на рисунке 4.24. На каждой итерации рассчитывается $\theta_{k,m}$. В конце цикла доводки выполняется проверочный расчёт всей системы охлаждения в сопряжённой постановке;
- способ с использованием упрощённой сопряжённой модели для доводки конвективного охлаждения вихревой матрицы и упрощённой адиабатической модели для доводки плёночного охлаждения. Схема выполнения расчётов этим способом представлена на рисунке 4.25. На каждой итерации рассчитывается θ_n и $\theta_{k,m}$. В конце цикла доводки выполняется проверочный расчёт всей системы охлаждения в сопряжённой постановке;
- способ с использованием упрощённой сопряжённой модели для доводки конвективного охлаждения вихревой матрицы и упрощённой сопряжённой модели для доводки плёночного охлаждения (см. рисунок 4.26). На каждой итерации рассчитывается θ_n и θ_k . В конце цикла доводки выполняется проверочных расчёт всей системы охлаждения в сопряжённой постановке.

В таблице 4.2 представлена информация о расчёте всеми способами при доводке моделей систем охлаждения. С их помощью определено время,

затрачиваемое на расчёт при использовании различных способов доводки. Полученные результаты сопоставлены со «стандартным способом», при котором применяется только сопряжённая теплогидравлическая модель всей системы охлаждения.

Таблица 4.2 – Информация о способах с помощью численных моделей, используемых для раздельной доводки плёночного и конвективного охлаждения лопатки

Конфигурация модели	Количество элементов в сетке, млн.	Время до сходимости, час.	Потребляемая память, Гб.	Кол-во физических ядер для расчёта, шт.
Сопряжённая модель всей системы охлаждения СА	242,57	202,3	597,9	124
Адиабатическая модель без учёта рабочего процесса системы охлаждения	50,47	6,9	132,6	124
Адиабатическая модель с учётом только рабочего процесса полости плёночного охлаждения	83,81	16,7	229,8	124
Сопряжённая модель без учёта рабочего процесса полости плёночного охлаждения	208,19	125,7	504,3	124
Сопряжённая модель с учётом только рабочего процесса полости плёночного охлаждения	129,53	26,7	252,2	124

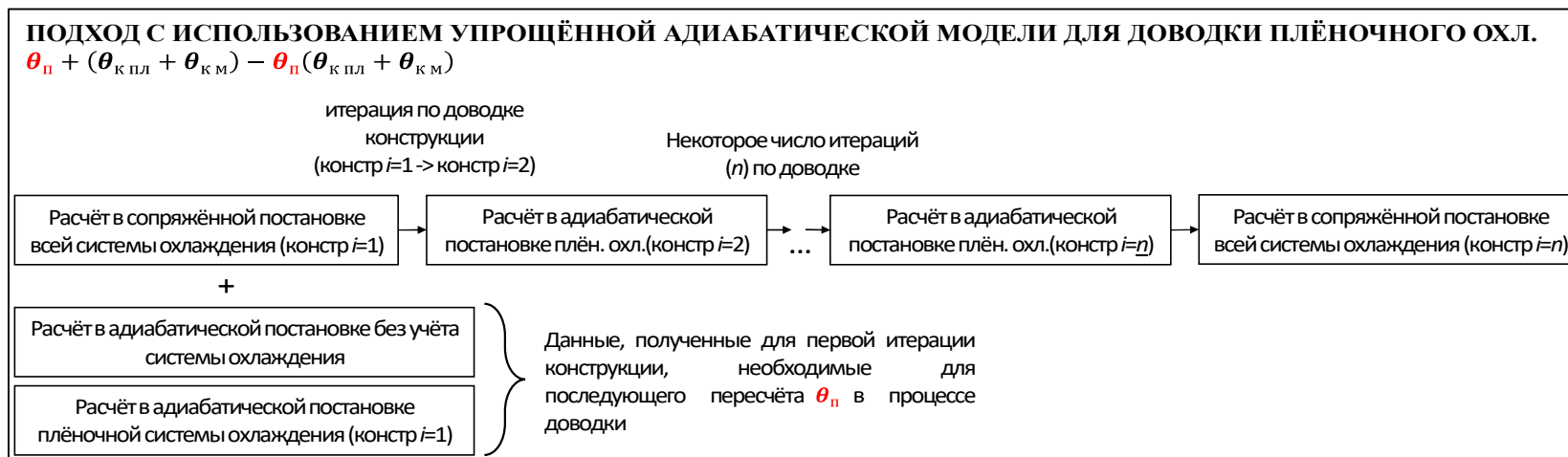


Рисунок 4.22 – Схема расчётной доводки плёночного охлаждения с использованием упрощённой адиабатической модели

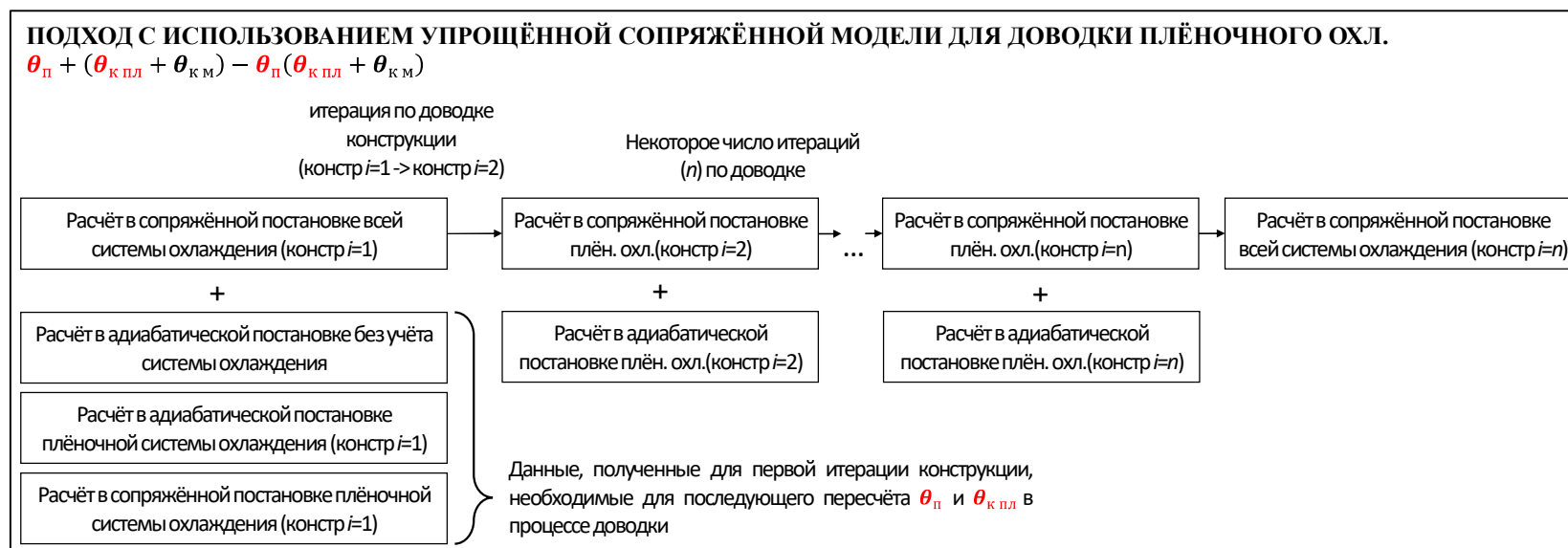


Рисунок 4.23 – Схема расчётной доводки плёночного охлаждения с использованием упрощённой сопряжённой модели

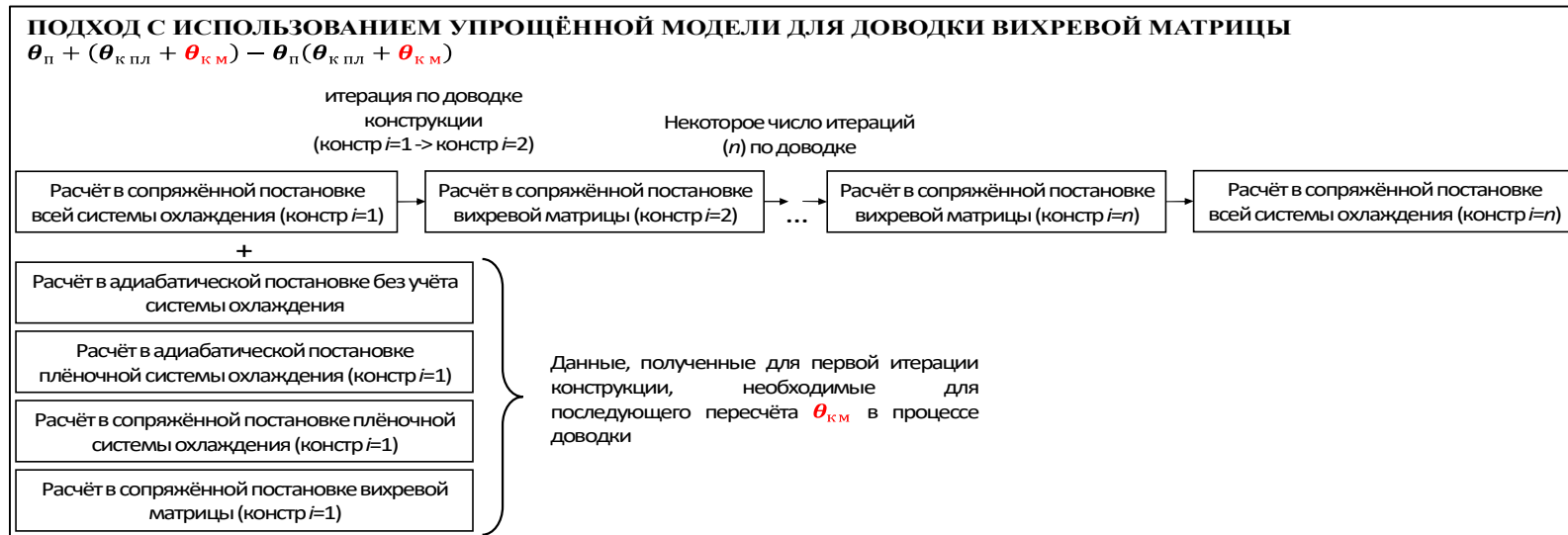


Рисунок 4.24 – Схема расчётной доводки конвективного охлаждения с использованием упрощённой сопряжённой модели

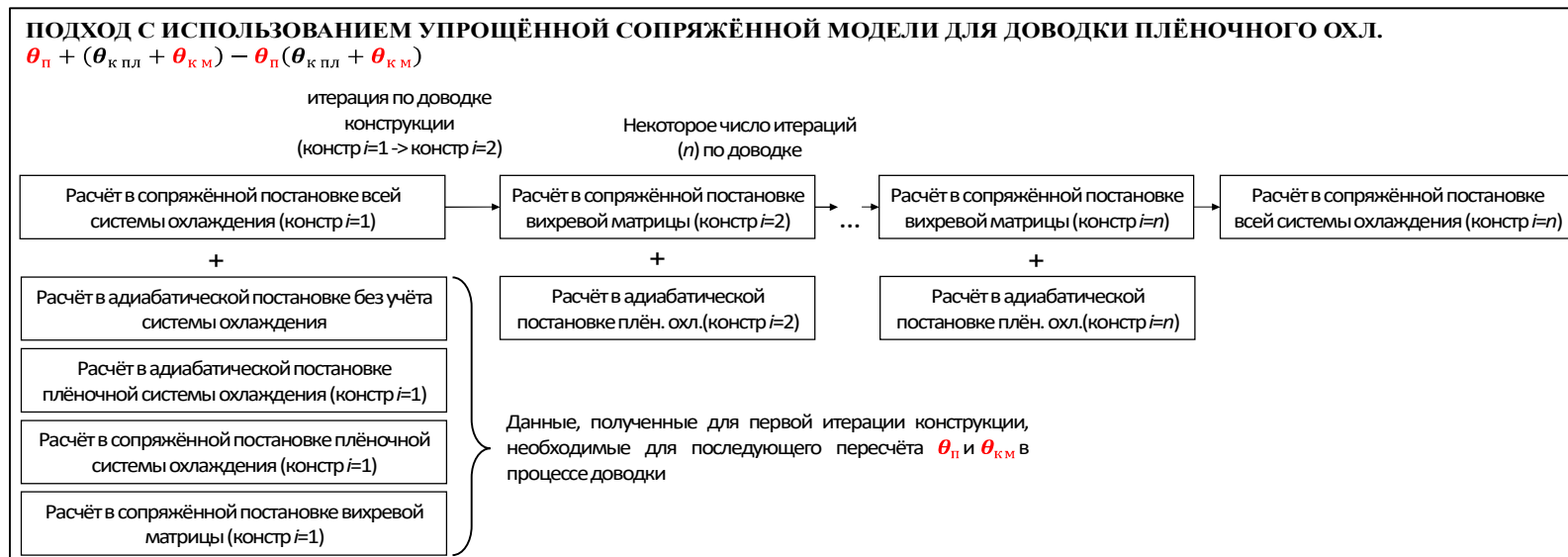


Рисунок 4.25 – Схема расчётной доводки плёночного и конвективного охлаждения с использованием упрощённых моделей

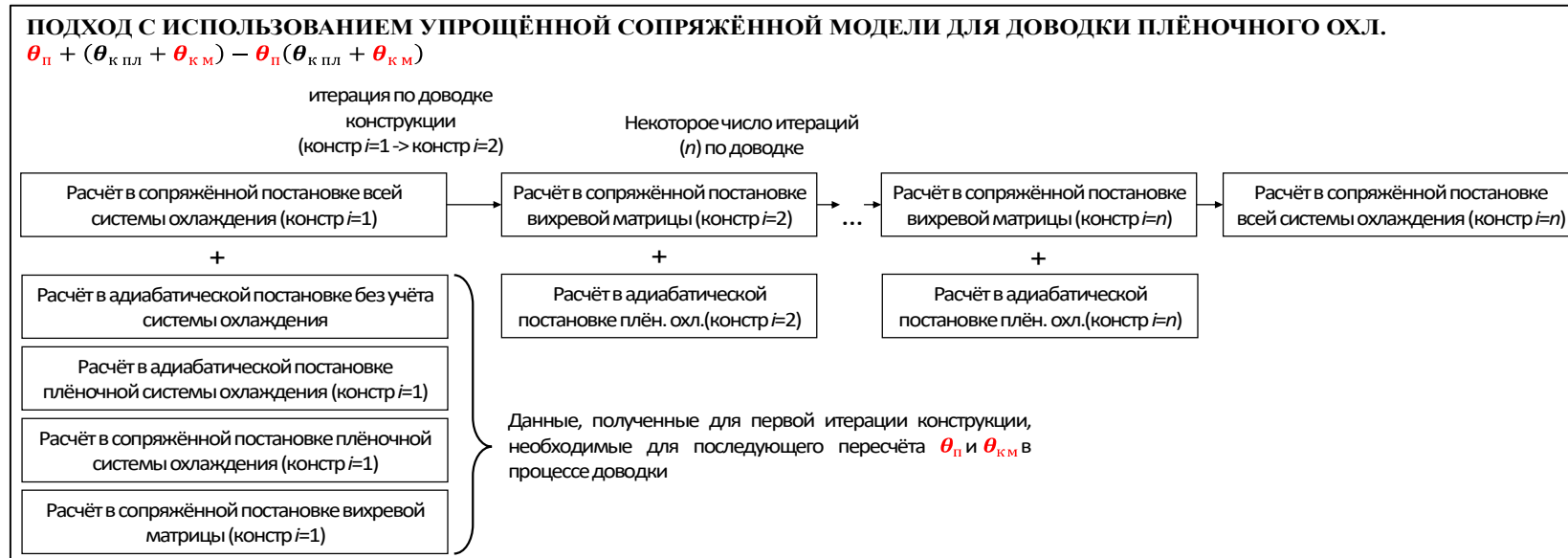


Рисунок 4.26 – Схема расчётной доводки плёночного и конвективного охлаждения с использованием упрощённых моделей

С использованием данных о численных моделях (см. табл. 4.2) и разработанных алгоритмов выполнения расчётов в процессе доводки, показанных на рисунках 4.22 ... 4.26, рассчитано время, затрачиваемое на один цикл расчётной доводки для каждого способа. Результаты сопоставлены со «стандартным способом» для оценки целесообразности используемых упрощений на рисунке 4.27. При оценке затрачиваемого времени было учтено, что в процессе выполнения доводки новые задачи инициализируются с предыдущих результатов и время расчёта уменьшается.

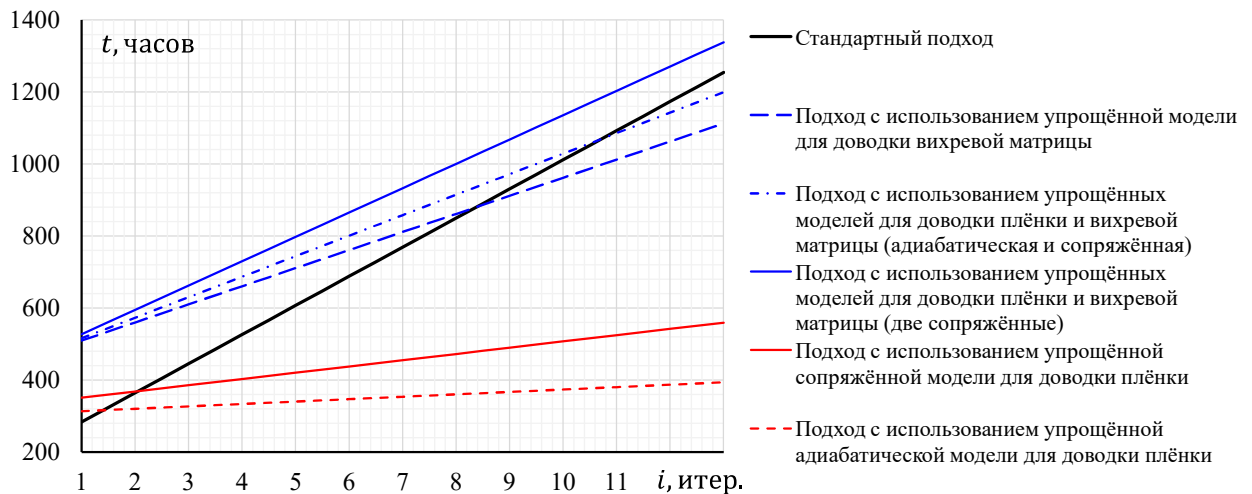


Рисунок 4.27 – График зависимости времени, затраченного на расчётную доводку, от количества итераций для каждого из рассмотренных способов

Как видно из рисунка 4.27, целесообразным с точки зрения затрат времени является использование моделей повышенного быстродействия для расчётной доводки эффективности плёночного охлаждения, так как с их помощью возможно получить выигрыш при выполнении двух и более итераций. Например, при выполнении 6 итераций изменения геометрии был получен выигрыш в 256 часов (37% расчётного времени) с использованием комбинации сопряжённых и адиабатических моделей рабочего процесса полости плёночного охлаждения.

При использовании только адиабатических моделей ошибка определения результирующего значения $\theta_{\text{сумм}}$ возрастает, так как в них не

учитывается изменение конвективной составляющей теплообмена при корректировке положения и формы отверстий.

Подход с пересчётом всех составляющих $\theta_{\text{сумм}}$ даёт выигрыш при выполнении двадцати итераций расчётной доводки и более.

На рисунке 4.28 представлен Алгоритм выполнения моделирования теплового состояния охлаждаемых СА в процессе проектирования и расчётной доводки. Алгоритм на рисунке 4.28 основан на обобщённом алгоритме проектирования и расчётной доводке охлаждаемых лопаток турбин (см. рисунок 4.1), но учитывает возможность применения упрощённых повышенного быстродействия моделей для доводки плёночного охлаждения сопловых аппаратов с конвективно-плёночной системой охлаждения.

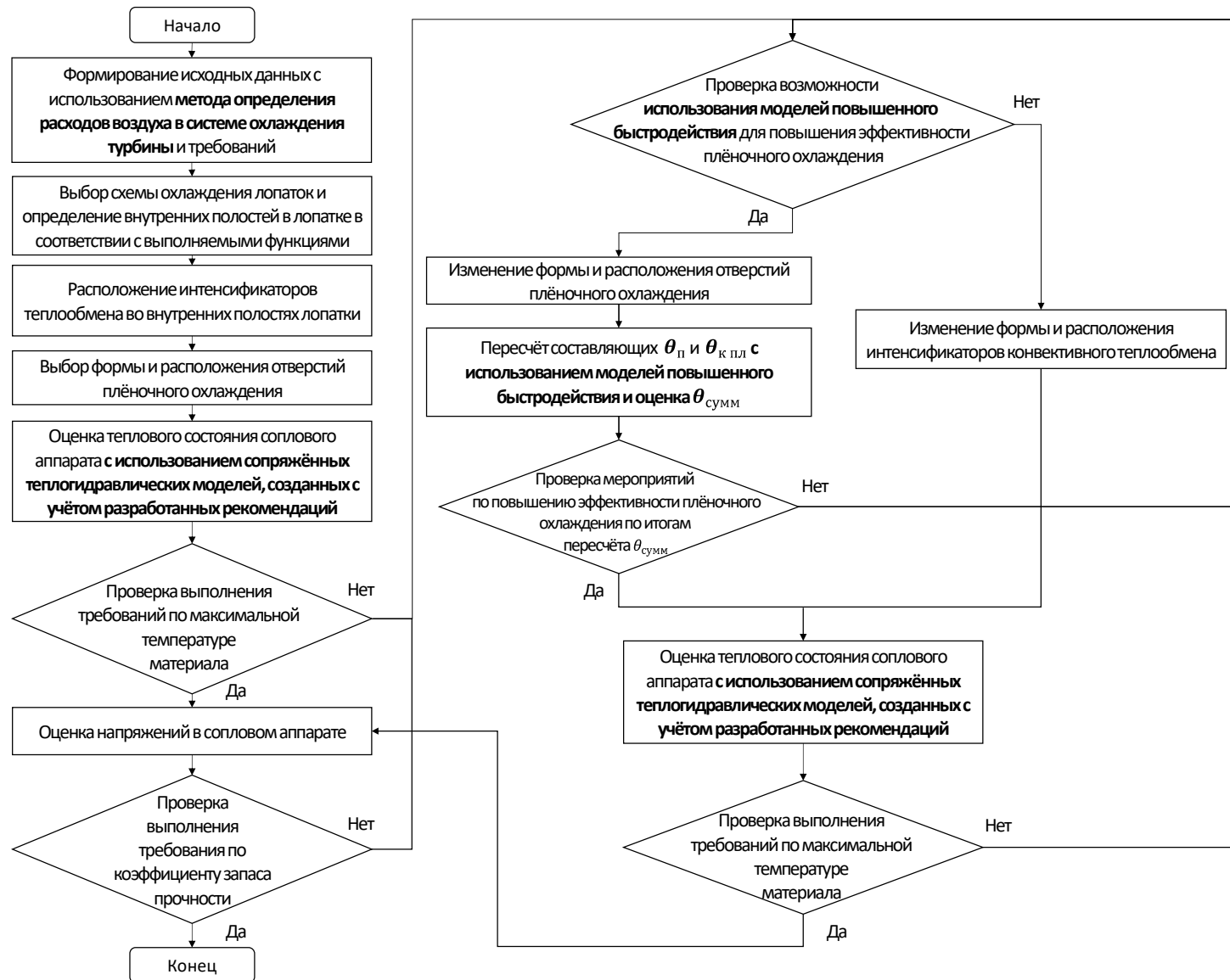


Рисунок 4.28 –Алгоритм выполнения моделирования теплового состояния охлаждаемых СА в процессе проектирования и расчётной доводки

4.4 Моделирование теплового состояния охлаждаемых рабочих лопаток в процессе проектирования

В соответствии с общим алгоритмом, представленным на рисунке 4.1, на первых этапах проектирования выполняется проработка системы внутренних каналов рабочей лопатки. При выборе толщины стенки лопатки помимо радиусов входной и выходной кромки, необходимо учитывать толщину ТЗП (50...150 мкм для первой ступеней, для вторых ступеней ТЗП обычно не используется) и металлического подслоя (50 мкм).

В отличие от соплового аппарата, система охлаждения рабочих лопаток представляет сложную структуру связанных перпендикулярных и параллельных течению потока каналов. В рабочих лопатках с конвективно-плёночной и с конвективной системой охлаждения интенсификаторы конвективного теплообмена располагаются во всей внутренней полости. Наиболее распространено использование сонаправленных или скрещивающихся (вихревая матрица) рёбер, штырьков и лунок [3,13,116,129]. В таблице 4.3 представлены типы интенсификаторов конвективного теплообмена, располагающихся в характерных областях лопаток с конвективно-плёночной системой охлаждения.

Таблица 4.3 – Основные интенсификаторы теплообмена, располагающиеся в полостях систем охлаждения современных рабочих лопаток с конвективно-плёночной системой охлаждения

Элементы системы охлаждения рабочей лопатки	Каналы передней части полости лопатки	Каналы средней части полости лопатки	Каналы задней части полости лопатки
Характерные особенности	На входной кромке располагаются отверстия плёночного охлаждения, каналы которых могут быть изолированы от общей полости лопатки. В каналах располагаются интенсификаторы конвективного теплообмена	Каналы связывают части входной и выходной кромок системы охлаждения. В каналах могут располагаться дополнительные отверстия плёночного охлаждения	В каналах располагаются интенсификаторы конвективного теплообмена
Интенсификаторы теплообмена	Смерчевое охлаждение / Рёбра / Вихревая матрица / Лунки	Рёбра / Штырьки / Вихревая матрица / Лунки	Вихревая матрица / Штырьки / Лунки

После проработки внутренних каналов системы охлаждения лопатки с использованием интенсификаторов конвективного теплообмена, на поверхности пера располагаются отверстия пленочного охлаждения в лопатках с конвективно-плёночной системой охлаждения. На рисунке 4.29 представлено возможное расположение каналов охлаждения в рабочих лопатках первых ступеней современных двигателей.

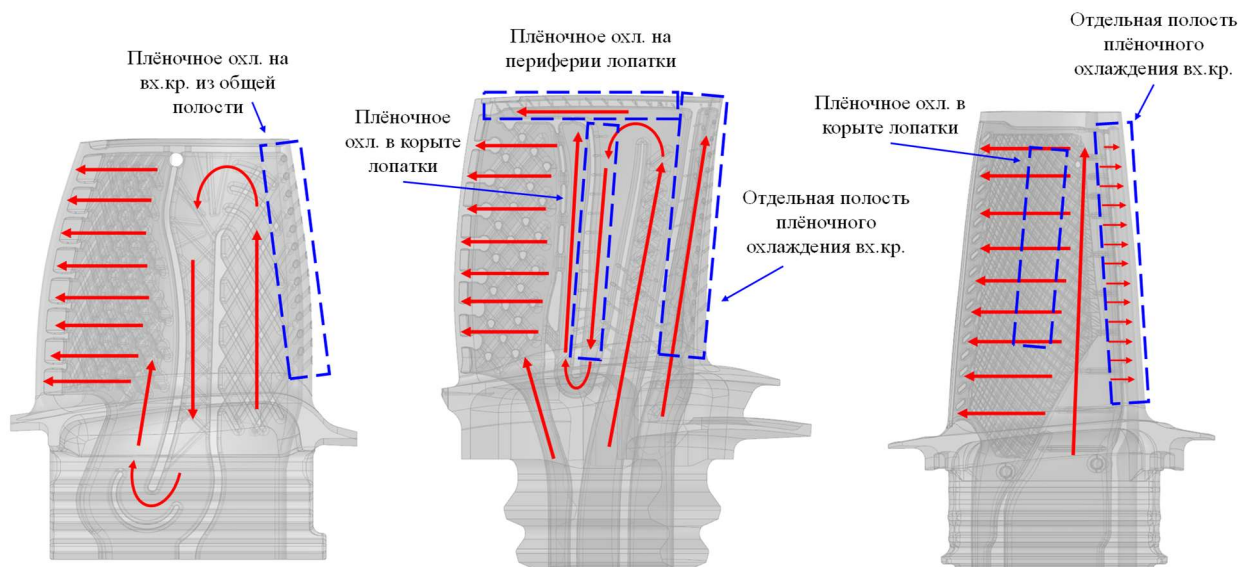


Рисунок 4.29 – Расположение каналов системы охлаждения в некоторых рабочих лопатках первых ступеней современных двигателей

Как видно из рисунка 4.29, в рабочих лопатках с конвективно-плёночной системой охлаждения на входной кромке располагается 3–4 ряда отверстий плёночного охлаждения. На некоторых лопатках дополнительно ряд отверстий располагается на корытце и спинке [130], а также для охлаждения периферии пера. В некоторых случаях внутренняя полость не разделяется на каналы, а заполняется вихревой матрицей. Для охлаждения периферии лопатки вводятся дополнительные мероприятия по изменению формы кончика пера [131-133], как показано на рисунке 4.30.

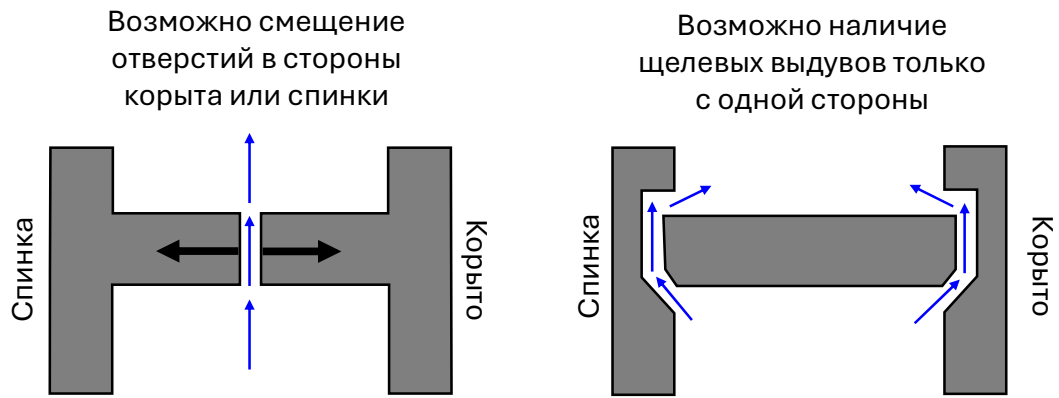


Рисунок 4.30 – Типы подвода охлаждающего воздуха из внутренней полости лопатки на периферию пера лопатки

Также используются дополнительные отверстия для продувки втулочной полки рабочей лопатки (см. рис. 4.31).

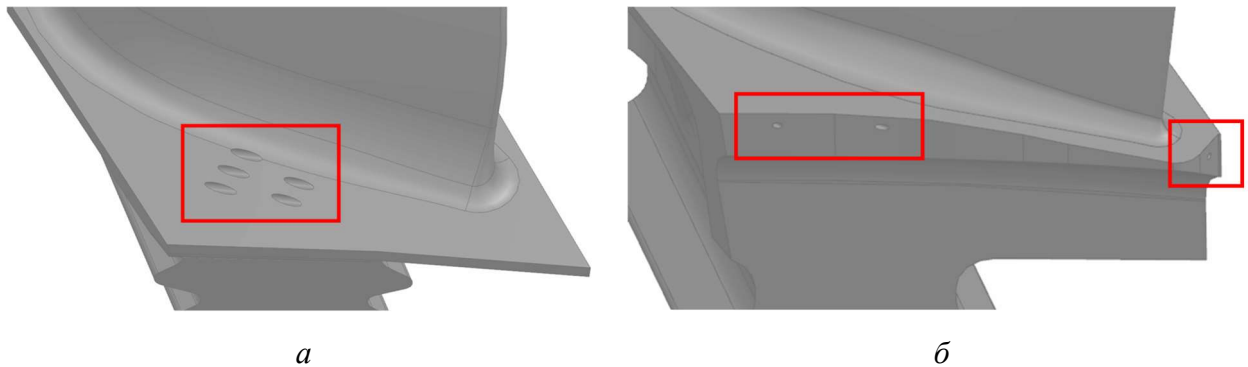


Рисунок 4.31 – Расположение дополнительных отверстий для продувки втулочной полки рабочих лопаток первых ступеней турбины высокого давления: *a* - выдув охлаждающего воздуха из полости под полкой в проточную часть, *б* - выдув охлаждающего воздуха из полости под полкой в притраховую полость

На рисунке 4.32 представлено расположение каналов охлаждения в рабочих лопатках с конвективной схемой охлаждения.

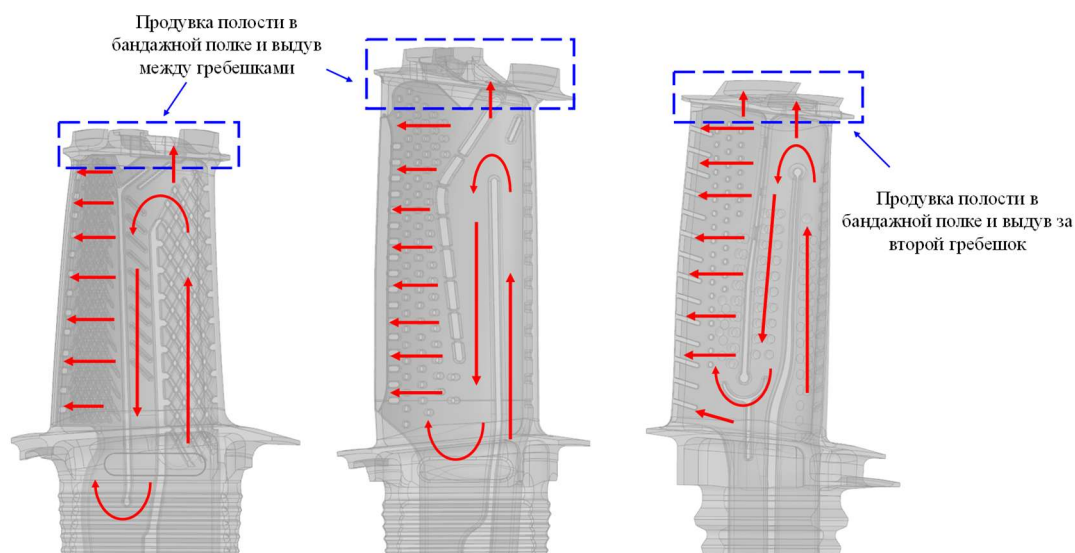


Рисунок 4.32 – Расположение каналов конвективной системы охлаждения в рабочих лопатках первых ступеней современных двигателей

Как видно из рисунка 4.32, широкое распространение в лопатках с конвективным охлаждением получила схема с петлевым внутренним каналом, на стенках которого выполняются лунки, штырьки или перекрещивающиеся рёбра, образующие вихревую матрицу. Для охлаждения бандажных полок, из внутренних каналов системы охлаждения пера воздух подаётся в полость внутри полки или продувается через отверстия в ней.

После завершения этапов проработки конструкции рабочей лопатки выполняется сопряжённое моделирование для оценки её теплового состояния. Метод формирования сеточной и расчётной модели на основе геометрической CAD модели лопатки для сопловых и рабочих лопаток представлен в главе 2 данной работы.

Расчётная доводка теплового состояния рабочих лопаток выполняется без учёта окружной неравномерности поля температур за камерой сгорания.

В процессе выполнения расчётной доводки используется единый подход к обработке результатов моделирования, который позволяет выполнить анализ распределения:

- температур по наружным поверхностям и сечениям лопатки по её высоте (см. рисунок 4.33);

- значений коэффициента эффективности охлаждения по поверхностям и сечениям лопатки по её высоте (см. рисунок 4.34);
- расходов в системе охлаждения (см. рисунок 4.35).

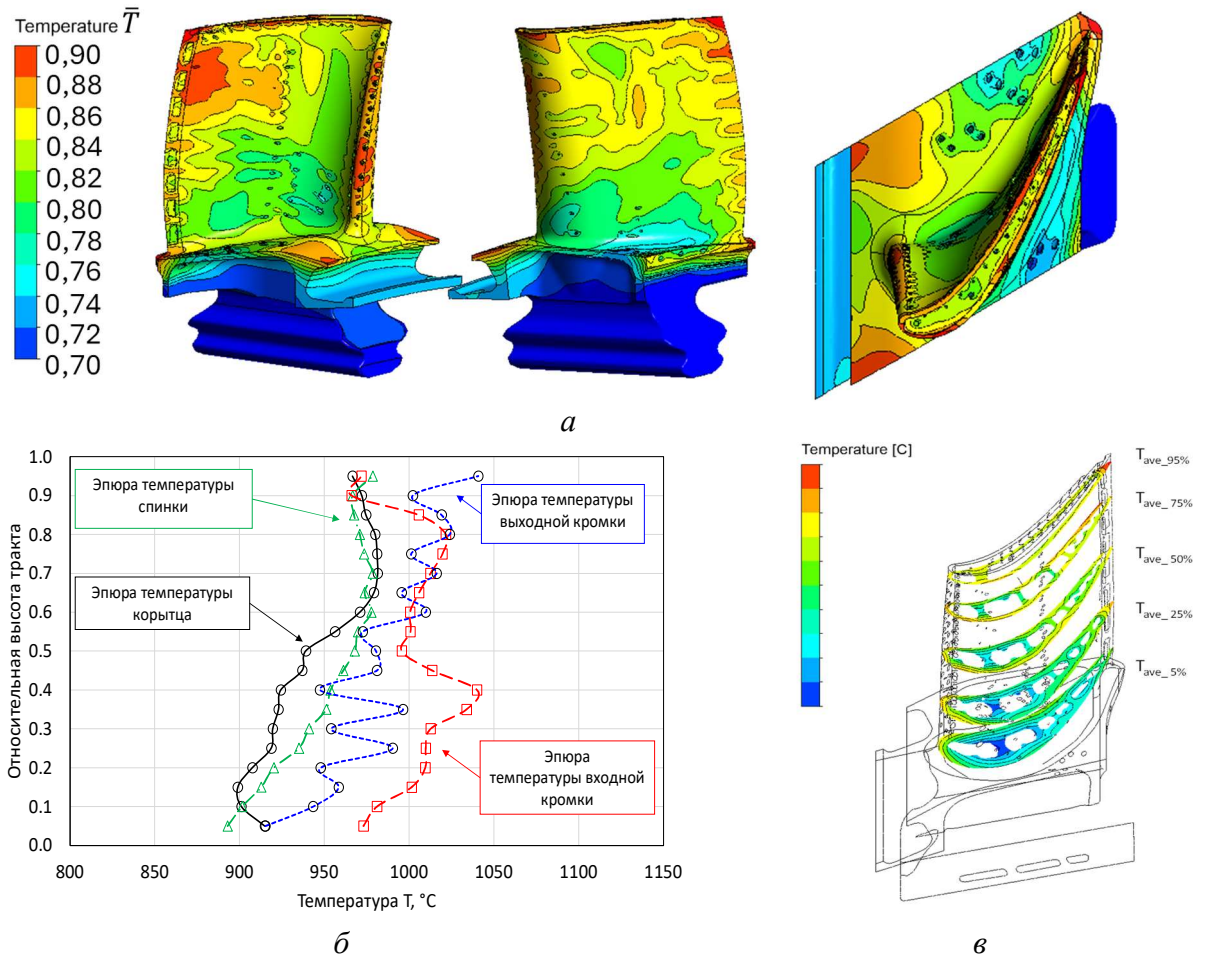


Рисунок 4.33 – Анализ температур по наружным поверхностям (*а*, *б*) и сечениям лопатки по высоте (*в*)

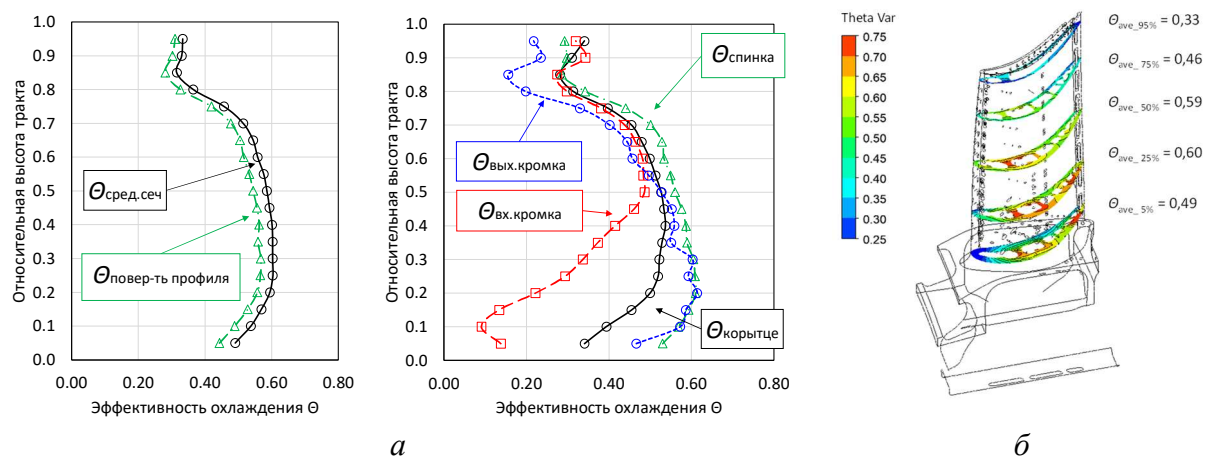


Рисунок 4.34 – Анализ распределений коэффициента эффективности охлаждения по поверхностям (*а*) и в сечениях лопатки (*б*)

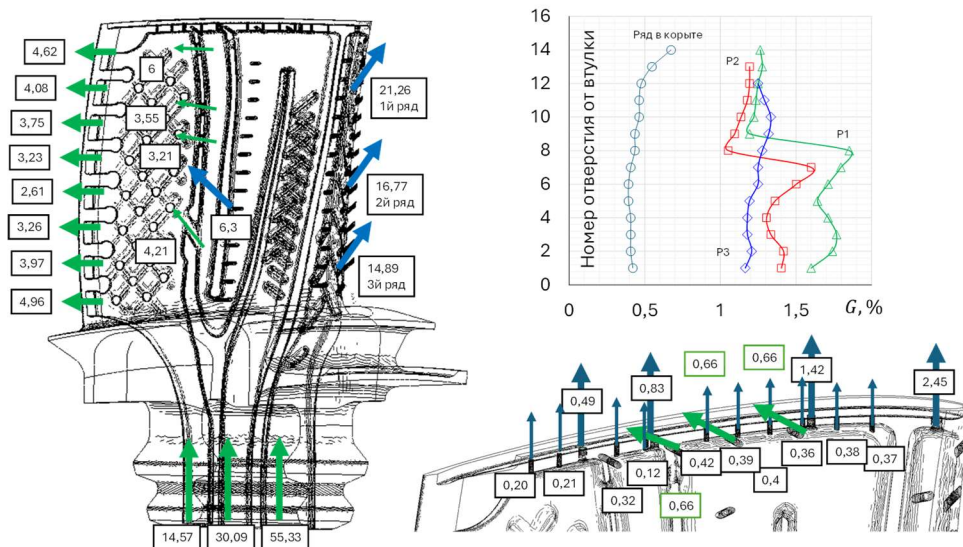


Рисунок 4.35 - Анализ распределения расходов в системе охлаждения

Данная информация необходима для сопоставления вариантов в процессе расчётной доводки, а также для уточнения аэродинамических и теплогидравлических моделей, используемых в процессе проектирования турбины в целом.

По результатам сопряжённого моделирования принимается решение о работоспособности рабочей лопатки с проектируемой системой охлаждения, исходя из требования по максимально допустимой температуре материала. Для рабочих лопаток доводка системы охлаждения в основном выполняется совместно с прочностными расчетами с целью обеспечения требуемого коэффициента запаса по напряжениям. После достижения целевых параметров температуры лопатки система охлаждения дорабатывается итерационно совместно с конечно-элементным анализом напряженно-деформированного состояния (НДС), в рамках которого учитываются и температурные напряжения [134, 135].

При проектировании рабочих колес охлаждаемых турбин расчётная доводка теплового состояния и прочности лопатки выполняется с использованием 3D сопряжённой и прочностной моделей. Форму полотна диска целесообразно доводить по 2D осесимметричной модели НДС с граничными условиями, формируемыми на основании результатов гидравлического и термомеханического расчётов. Конструкцию втулочной

полки и замкового соединения проверяют с помощью полной 3D модели рабочего колеса [136].

В связи с этим была предложена двухэтапная доводка рабочих лопаток. На первом этапе выполнялась расчётная доводка системы охлаждения пера и периферии лопатки (бандажной полки) с использованием трёхмерной теплогидравлической *CFD* модели и трёхмерной модели напряжённо-деформированного состояния лопатки без диска.

На втором этапе проводилась расчётная доводка охлаждения втулочной полки и конструкции замкового соединения с использованием трёхмерной теплогидравлической *CFD* модели и трёхмерной модели напряжённо-деформированного состояния рабочего колеса.

С учётом данных уточнений был сформирован алгоритм расчётной доводки теплового состояния охлаждаемых рабочих лопаток турбин на основе обобщённого алгоритма (см. рисунок 4.1).

Таким образом, разработан метод моделирования теплового состояния в процессе проектирования и расчётной доводки охлаждаемых сопловых аппаратов и рабочих лопаток турбин. Метод включает в себя алгоритмы выполнения процесса проектирования и расчётной доводки теплового состояния для обеспечения требований жаропрочности. Процесс проработки конструкции охлаждаемых сопловых аппаратов и рабочих лопаток выполняется в соответствии с рекомендациями, сформированными для соответствующих этапов алгоритмов. Для выполнения оценки теплового состояния исходной конструкции и последующей расчётной доводки используются сопряжённые теплогидравлические трёхмерные численные модели, рекомендации по формированию которых разработаны во второй главе работы. Для повышения скорости процесса расчётной доводки разработан и апробирован способ выполнения расчётной доводки теплового состояния охлаждаемого соплового аппарата с конвективно-плёночной системой охлаждения с использованием упрощённых повышенного быстродействия адиабатических и сопряжённых моделей.

5. АПРОБИРОВАНИЕ МЕТОДОВ МОДЕЛИРОВАНИЯ ТЕПЛОВОГО СОСТОЯНИЯ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ ОХЛАЖДАЕМЫХ ЛОПАТОК ТУРБИН

Апробирование разработанных метода и средств для проектирования и расчётной доводки теплового состояния охлаждаемых сопловых аппаратов и рабочих лопаток турбин было выполнено при решении ряда задач по расчёту и разработке конструкции систем охлаждения лопаток турбин [105-107,114–116,137].

Проектирование и расчётная доводка охлаждаемых лопаток турбины выполнялась в рамках работ по формированию облика газогенератора для двигателей НК тягой до 24 тонн. Конечный вариант спроектированной турбины представлен на рисунке 5.1.

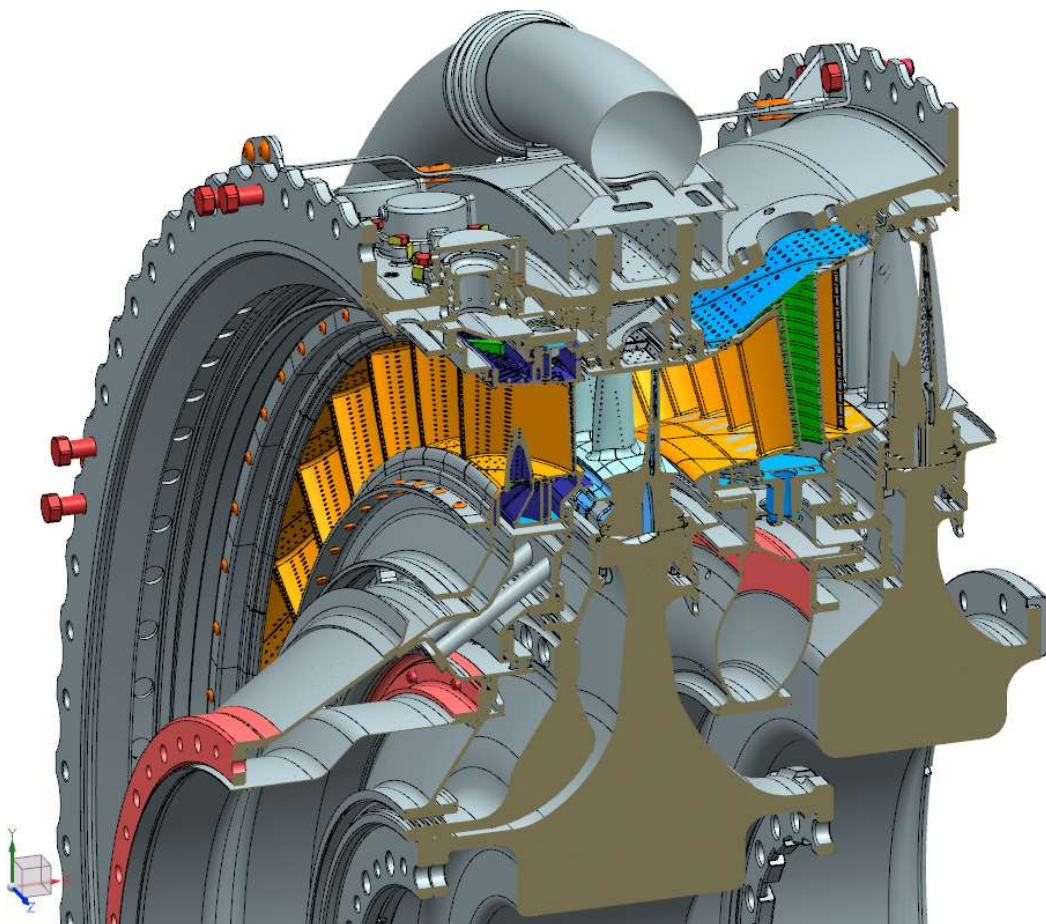


Рисунок 5.1 – Облик турбины газогенератора [105]

В процессе выполнения расчётной доводки соплового аппарата турбины высокого давления использовался подход по расчётной доводке

плёночного охлаждения по изолированной адиабатической модели. Совместно с доводкой расположения и диаметра отверстий на трактовых полках, выполнялась доводка формы полок в области стыковки с камерой сгорания. Результаты представлены на рисунке 5.2.

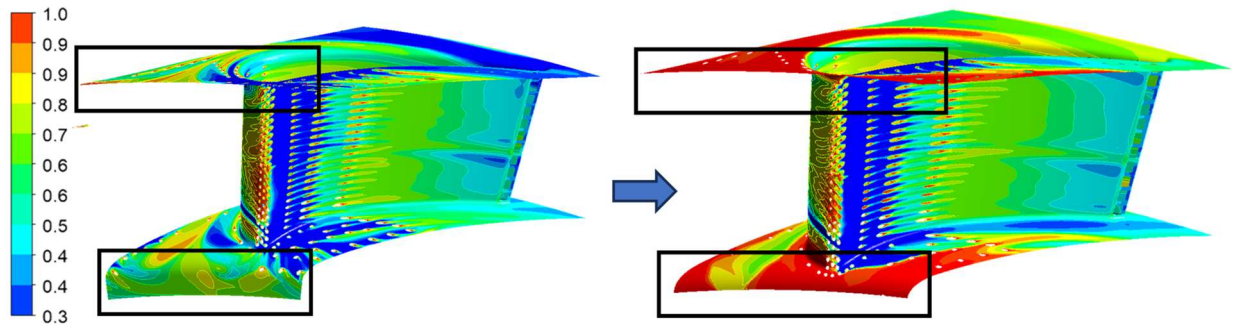


Рисунок 5.2 - Поле значений коэффициента эффективности плёночного охлаждения по результатам доводки охлаждения соединения КС с СА совместной с плёнкой на полках соплового аппарата

С использованием упрощённой адиабатической модели была выбрана окончательная форма трактовых полок и расположение выдувов охлаждающего воздуха из последнего ряда камеры сгорания, а также проведена доводка перфорации на полках соплового аппарата.

В процессе расчётной доводки было выполнено более пяти итераций расчёта, что в сравнении с использованием полноценной сопряжённой теплогидравлической модели для такой задачи, позволило сэкономить более 250 часов расчётного времени. Коэффициент эффективности плёночного охлаждения на трактовых полках был увеличен с $\theta_{\text{п}} = 0,65$ до $\theta_{\text{п}} = 0,95$.

В процессе выполнения расчётной доводки рабочей лопатки турбины высокого давления (РЛ ТВД) рассматривалось одновременно несколько схем организации внутренних каналов лопатки. На рисунке 5.3 представлена итоговая конструкция охлаждаемой лопатки. На рисунке 5.4 представлены различные варианты схемы охлаждения, рассмотренные в процессе расчётной доводки.

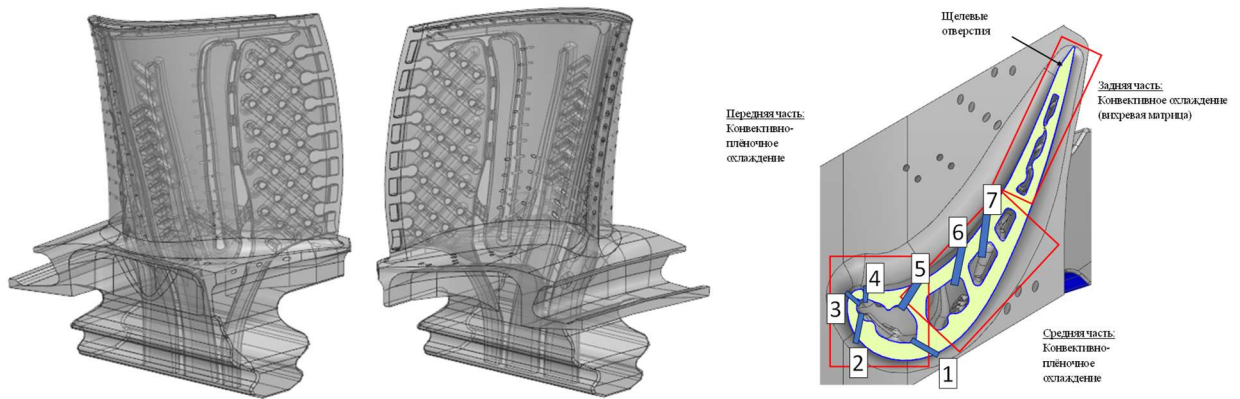


Рисунок 5.3 – Конструкция охлаждаемой лопатки турбины высокого давления

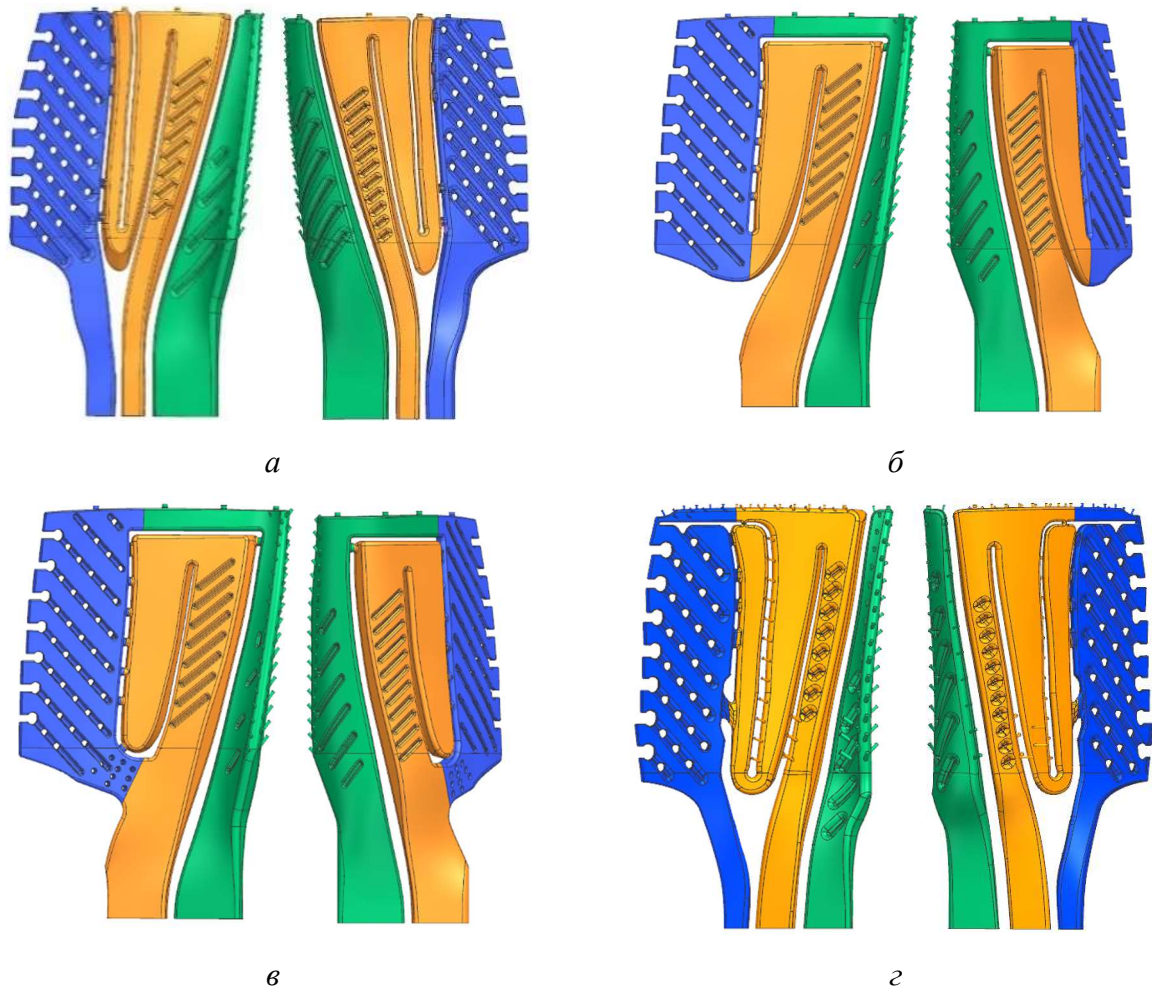


Рисунок 5.4 – Различные варианты схемы охлаждения, рассмотренные в процессе расчётной доводки

а – схема охлаждения с тремя отдельными полостями отдельного канала для охлаждения периферии пера лопатки, *б* – схема охлаждения с двумя отдельными полостями и связывающим каналом на периферии пера лопатки, *в* – альтернативная схема охлаждения с двумя отдельными полостями и связывающим каналом на периферии пера лопатки, *г* – схема охлаждения с тремя отдельными полостями и связывающим каналом на периферии пера лопатки

Внутренняя полость РЛ ТВД имеет сложную систему каналов и включает в себя различные типы интенсификаторов конвективного охлаждения. Охлаждающий воздух, входящий во внутренние каналы системы охлаждения РЛ ТВД, разделяется на три части: переднюю, среднюю и заднюю. В переднем внутреннем канале для интенсификации конвективного охлаждения выполнены ребра со стороны спинки и корытца. Плёночное охлаждение передней части выполнено с помощью пяти рядов отверстий охлаждения.

Охлаждение средней части выполнено по петлевой схеме. Для интенсификации теплообмена в месте поворота потока из второго канала средней части в третий установлено два косых полуребра.

Третий канал средней части служит для подпитки матрицы охлаждения с помощью перемычек. Пленочное охлаждение средней части лопатки осуществляется посредством двух рядов отверстий охлаждения.

Охлаждение задней части лопатки производится с помощью матрицы вихревого охлаждения, образованной скрещивающимися ребрами, отлитыми на внутренних поверхностях спинки и корытца. Выход охладителя из вихревой матрицы в проточную часть осуществляется через восемь щелевых окон вблизи выходной кромки.

При расчётной доводке теплового состояния охлаждаемой рабочей лопатки одновременно с проведением прочностных расчётов была повышена средняя эффективность всей схемы охлаждения пера лопатки.

На рисунке 5.5 представлено сопоставление среднего значения коэффициента эффективности охлаждения лопатки в начале расчётной доводки и после её завершения. Также было выполнено сравнение результатов расчётной доводки с разработанными рекомендациями по выбору величины $\theta = f(\bar{G})$ для начального этапа проектирования.

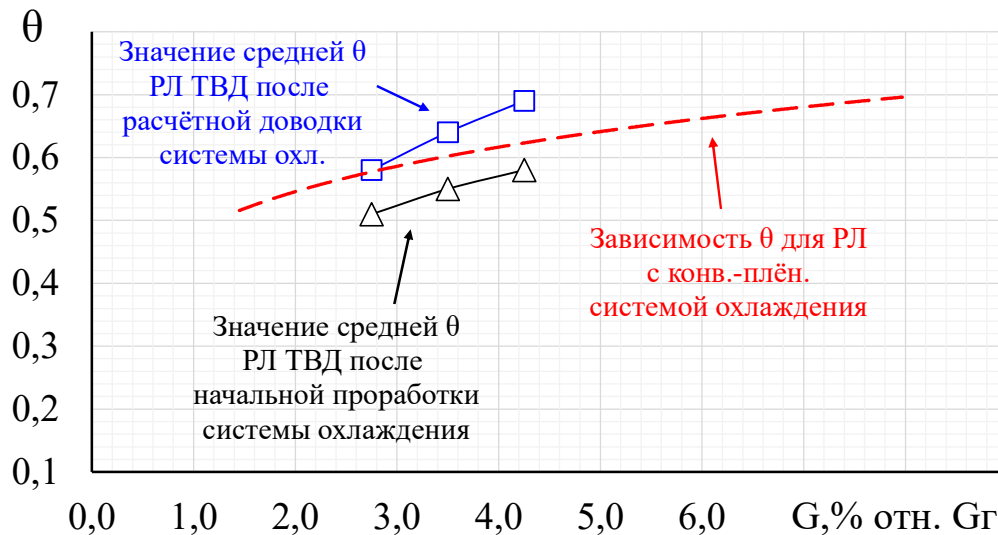


Рисунок 5.5 – Сопоставление значений средней эффективности охлаждения лопатки до и после выполнения расчётной доводки её теплового состояния с разработанными рекомендациями для начального этапа проектирования

Как видно из рисунка 5.5, на расчётном режиме при $\bar{G} = 3,5\%$ среднее значение коэффициента эффективности охлаждения лопатки было увеличено с $\theta = 0,55$ до $\theta = 0,64$ за счёт расчётной доводки системы охлаждения.

Для рабочей лопатки турбины среднего давления (РЛ ТСД) отдельно решалась задача проработки области соединения бандажной полки с пером и охлаждения полости в бандажной полке. На рисунке 5.6 представлена геометрия с исходной конструкцией системы охлаждения в области соединения пера и бандажной полки и модифицированная в процессе расчётной доводки конструкция.

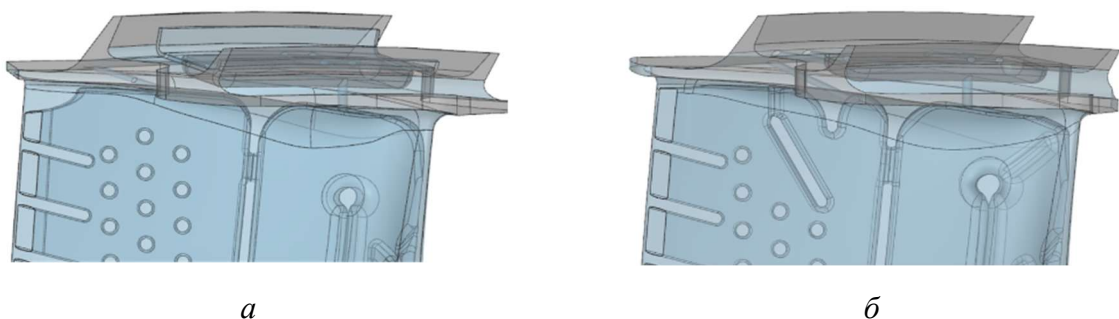


Рисунок 5.6 – Мероприятия по доводке конструкции соединения пера рабочей лопатки с бандажной полкой в турбине среднего давления

а – исходная конструкция, *б* – модифицированная конструкция

На периферии канала со стороны бандажной полки выполнен Y-образный вырез, косое ребро и полуребро от косого ребра к периферии (рисунок 5.7). Введенный Y-образный вырез является силовым элементом, воспринимающим нагрузки от бандажной полки, а остальные перечисленные выше элементы служат для организации интенсивного теплообмена.

Для устранения застойной зоны от Y-образного выреза в первой части разделенного потока (между Y-образным вырезом и вторым несущим ребром) было создано отверстие, выходящее на бандажную полку за второй гребешок.

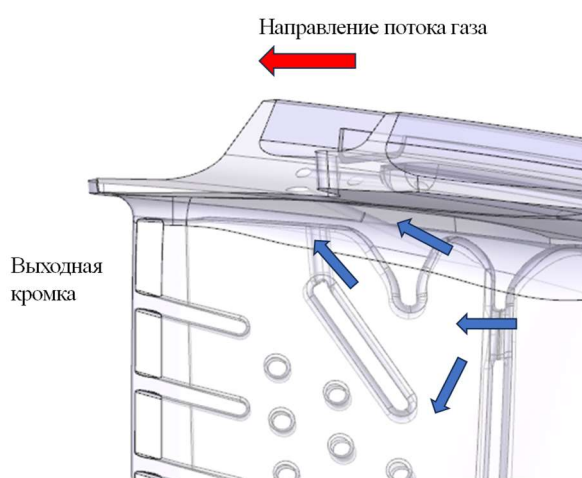


Рисунок 5.7 - Перемычки между каналами в системе охлаждения РЛ ТСД

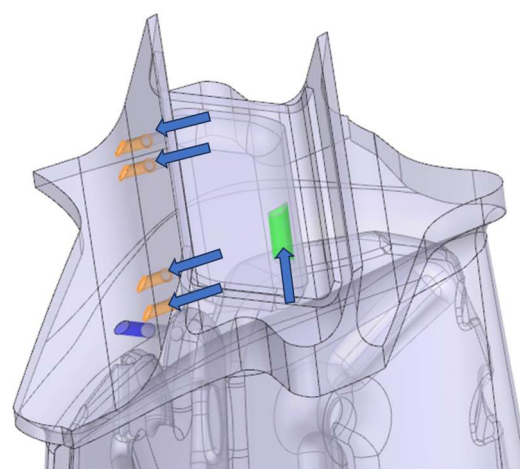


Рисунок 5.8 – Схема продувки полости в бандажной полке РЛ ТСД

На бандажной полке между гребешками сформирована воздушная полость за счёт установки тонкой пластины. Воздух в пространство между полкой и пластиной подаётся из внутренних каналов лопатки через одно отверстие диаметром 1 мм. Выдув охлаждающего воздуха из полости осуществляется через четыре отверстия диаметром 0,6 мм во втором гребешке лабиринтного уплотнения (рисунок 5.8).

На рисунке 5.9 представлено распределение температуры по наружным и внутренним поверхностям охлаждаемой лопатки, а также распределение коэффициента запаса по местным напряжениям для исходной конструкции охлаждаемой лопатки и для конструкции после завершения расчётной доводки.

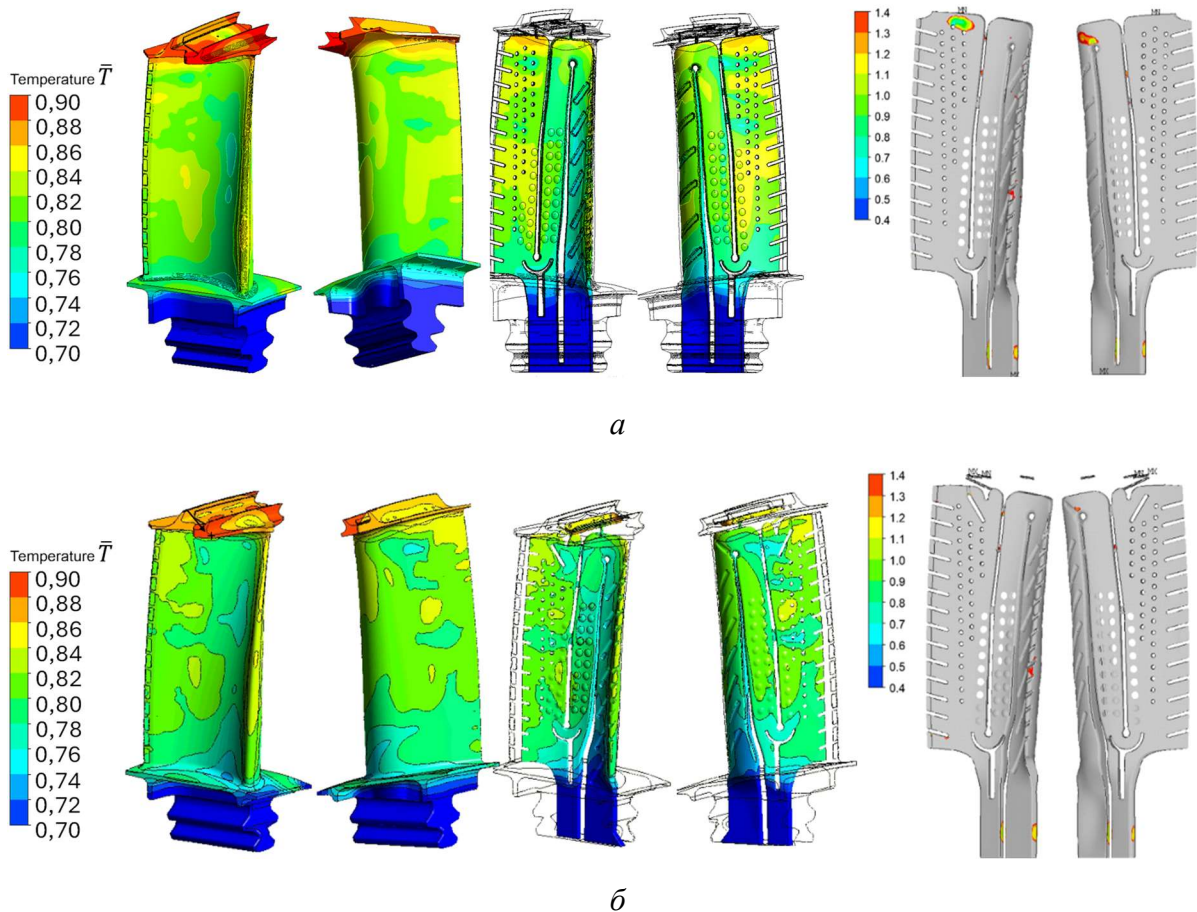


Рисунок 5.9 - Распределение температуры по наружным и внутренним поверхностям охлаждаемой лопатки, а также распределение коэффициента запаса по местным напряжениям по внутренним поверхностям РЛ ТСД

a - распределение температуры по наружным и внутренним поверхностям охлаждаемой лопатки, а также распределение коэффициента запаса по местным напряжениям для исходной конструкции системы охлаждения, *б* - распределение температуры по наружным и внутренним поверхностям охлаждаемой лопатки, а также распределение коэффициента запаса по местным напряжениям для системы охлаждения после завершения этапа расчётной доводки

Как видно из рисунка 5.9 в результате проработки конструкции системы охлаждения в области периферии пера лопатки, температура в подполочном сечении в среднем была снижена на $\Delta T = 45^\circ\text{C}$, коэффициент запаса по местным напряжениям увеличен с $K_m = 0,95$ до $K_m = 1,51$.

С использованием разработанных рекомендаций по созданию численных моделей и метода расчётной доводки теплового состояния для

всех охлаждаемых лопаток турбины были обеспечены требования жаропрочности на рассматриваемых режимах работы двигателя.

Результирующее тепловое состояние охлаждаемых лопаток турбины на наиболее тяжёлом режиме работы представлено на рисунке 5.10.

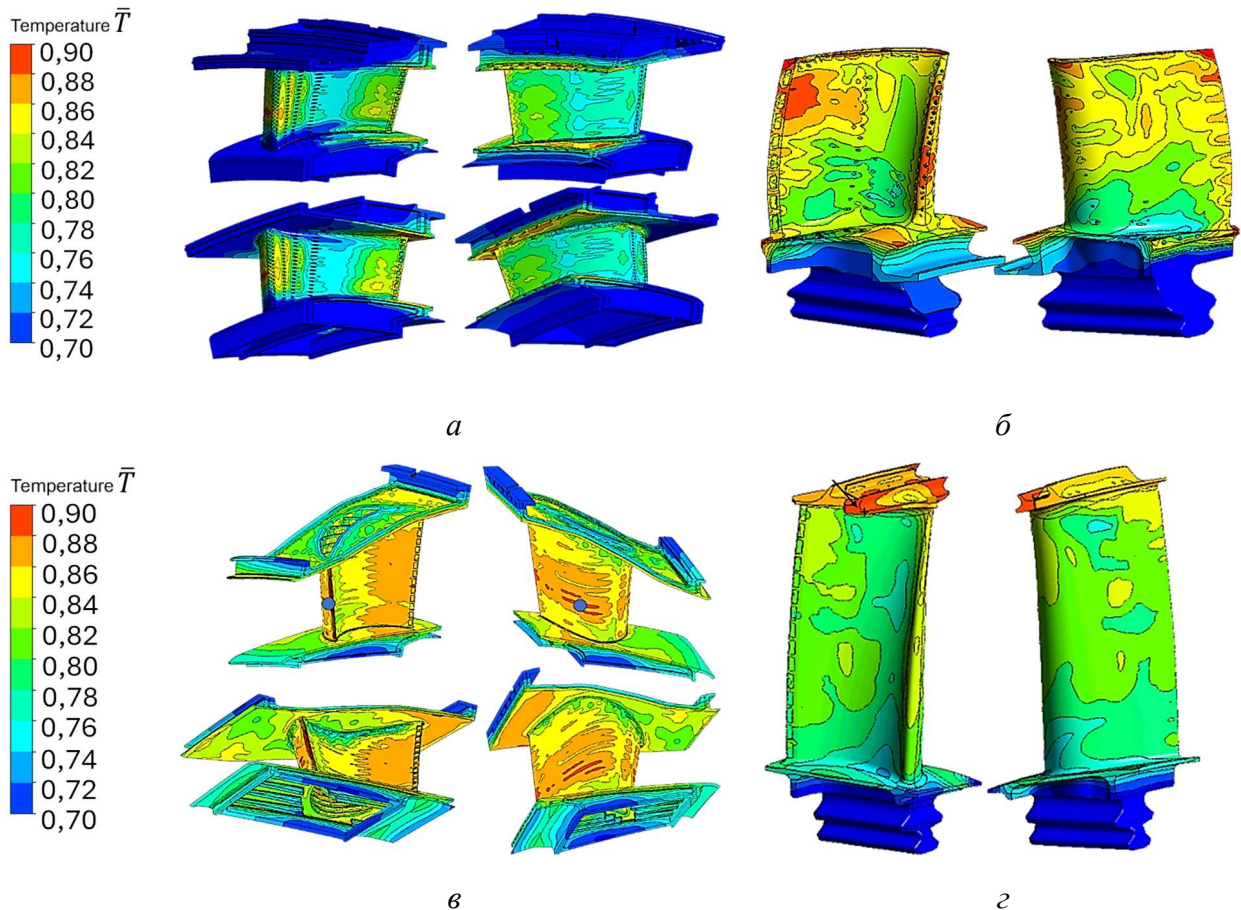


Рисунок 5.10 – Результирующее тепловое состояния охлаждаемых лопаток турбины:
а – тепловое состояния соплового аппарата турбины высокого давления на взлётном режиме; *б* – тепловое состояния рабочей лопатки турбины высокого давления на взлётном режиме; *в* – тепловое состояния соплового аппарата турбины среднего давления на взлётном режиме; *г* – тепловое состояния рабочей лопатки турбины среднего давления на взлётном режиме

Максимальная температура на пере лопатки СА ТВД на взлётном режиме составляет 1093 °С, по трактовым полкам - 1085 °С. Эффективность охлаждения СЛ ТВД средняя по сечению 50% от высоты лопатки составляет 0,84 при расходе охлаждающего воздуха 9,78% на плёнку и 2% на вихревую матрицу.

Максимальная температура по перу РЛ ТВД на взлётном режиме равняется 1103 °С, на полке - 1099 °С. Эффективность охлаждения РЛ ТВД средняя по сечению 50% от высоты лопатки составляет 0,64 при расходе охлаждающего воздуха 4,6%.

Максимальная температура по перу СА ТСД на взлётном режиме составляет 1080 °С, по трактовым полкам - 1085 °С. Эффективность охлаждения средняя по сечению 50% от высоты лопатки равняется 0,4 при расходе охлаждающего воздуха 1,38% на лопатку.

Максимальная температура по перу РЛ ТСД на взлётном режиме 1028,3°С. Эффективность охлаждения РЛ ТСД средняя по сечению 50% от высоты лопатки равна 0,29 при расходе охлаждающего воздуха 1,0%.

Значения расходов на охлаждение приведены относительно расхода через горло межлопаточного канала СА ТВД. Предельная температура, при которой сплав, используемый для производства сопловых лопаток, работоспособен в течение длительного времени не превышена ни для сопловых, ни для рабочих лопаток. Таким образом, можно сделать вывод о выполнении требования по максимально допустимой температуре материала для всех спроектированных лопаток турбины.

С использованием разработанных рекомендаций по созданию численных моделей и метода их расчётной доводки была спроектирована конструкция охлаждаемого соплового аппарата первой ступени турбины энергоэффективного двигателя-демонстратора. В термодинамическую модель были заложены значения расходов воздуха в системе охлаждения турбины, полученные с использованием разработанного метода оценки расходов на начальном этапе проектирования. Итоговое распределение расхода охлаждающего воздуха в турбине представлено на рисунке 5.11.

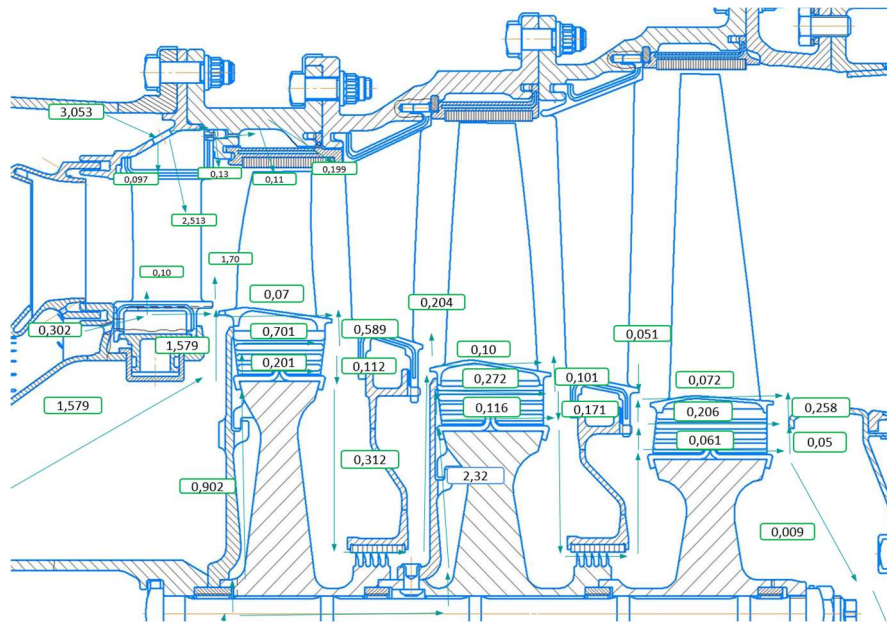


Рисунок 5.11 – Итоговая схема расходов охлаждающего воздуха в турбине двигателя

В дальнейшем было выполнено проектирование и расчётная доводка теплового состояния охлаждаемого соплового аппарата первой ступени турбины (СА1). Конструкция СА1 представлена на рисунке 5.12.

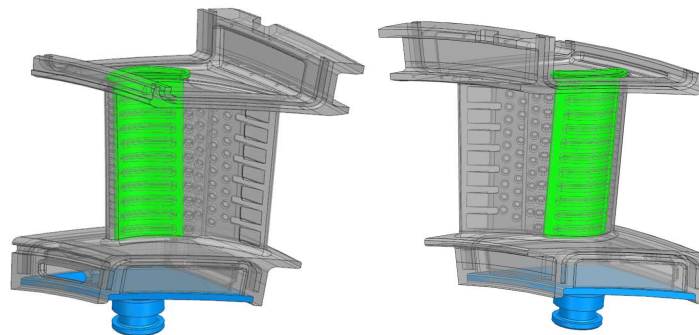


Рисунок 5.12 – Конструкция охлаждаемого соплового аппарата первой ступени турбины

Охлаждающий воздух подводится в сопловой аппарат со стороны периферии из вторичной зоны камеры сгорания. С помощью внутреннего дефлектора лопатки воздух распределяется по всей её высоте. Во внутренней полости лопатки выполнены интенсификаторы охлаждения штырькового типа. Выдув охлаждающего воздуха из лопатки осуществляется через семь щелевых отверстий в выходной кромке. Полость под лопаткой в сопловом аппарате продувается воздухом, забираемым из вторичной зоны камеры сгорания, со стороны втулки вдоль всей втулочной полки лопатки. На

рисунке 5.13 показано результирующее тепловое состояния охлаждаемого соплового аппарата.

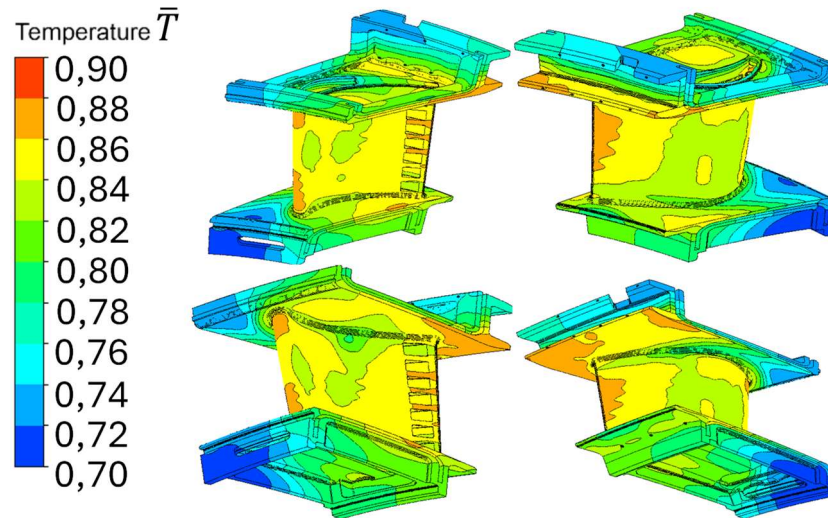


Рисунок 5.13 – Результирующее тепловое состояния охлаждаемого соплового аппарата

Суммарный расход охлаждающего воздуха в результате расчётной доводки составил 2,23% от расхода через горло соплового аппарата: 0,11 % на продувку втулочной полки; 2,12 % на охлаждение пера лопатки. Средняя эффективность системы охлаждения соплового аппарата оказалась равна $\theta_{\text{ср}} = 0,51$. Максимальная температура по результатам расчёта на наиболее тяжёлом режиме работы двигателя на пера лопатки СА1 ТВД составила: 945 °С на входной кромке; 942 °С на выходной кромке, что не превышает предельно допустимую температуру для используемого материала.

Представленные примеры демонстрируют, как использование разработанных методов и средств позволяет решать задачи проектирования и расчётной доводки теплового состояния охлаждаемых сопловых аппаратов и рабочих лопаток турбин.

Результаты диссертационной работы были также внедрены в учебный процесс Самарского университета по направлению подготовки «Проектирование авиационных и ракетных двигателей» в рамках дисциплин «Моделирование термогазодинамических процессов в газогенераторе авиационных двигателей и энергетических установок», «Теория и расчет лопаточных машин» и «CAE-системы в механике жидкости и газа».

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Решена важная научно-техническая задача повышения эффективности проектирования авиационных охлаждаемых турбин с помощью разработанных методов моделирования теплового состояния их сопловых аппаратов и рабочих лопаток.

1. Разработаны рекомендации по формированию численных моделей для расчёта теплового состояния охлаждаемых сопловых аппаратов и рабочих лопаток турбин. Установлено, что для повышения точности моделирования теплового состояния сопловых аппаратов в расчётную область необходимо дополнительно включать притрактовые полости перед и за сопловым аппаратом от выхода из лабиринтного уплотнения, а также область камеры сгорания с последним рядом отверстий её охлаждения и каналами подвода охладителя в корпусе соплового аппарата. Такая конфигурация расчётной области моделей позволяет предотвратить ошибки в определении значения температуры до 100 – 150 °С при невыполнении данных рекомендаций. Для повышения точности моделирования теплового состояния рабочих лопаток в расчётную область необходимо дополнительно включать притрактовые полости перед и за рабочим колесом от выхода из лабиринтного уплотнения, а также область подвода охлаждающего воздуха от входа в аппарат закрутки. Такая конфигурация расчётной области моделей позволяет предотвратить ошибки в определении значения температуры рабочих лопаток до 50 – 80 °С при невыполнении данных рекомендаций.

2. С учётом разработанных рекомендаций выполнено моделирование теплового состояния четырёх охлаждаемых лопаток турбины, результаты которого сопоставлены с экспериментальными данными. Было проведено сравнение распределений значений коэффициента эффективности охлаждения θ по наружной поверхности лопаток, полученных экспериментальным путём, с результатами численного моделирования. Для большинства точек профиля в трёх сечениях по высоте каждой лопатки расчётные значения θ находятся в диапазоне экспериментальных значений.

Максимальное отличие $\Delta\theta_{\text{сумм}}$ при сравнении средних по сечению значений $\theta_{\text{сумм}}$ не превышает 0,03.

Также выполнена оценка пропускной способности лопаток исследуемой турбины и сравнение расчётных данных с результатами эксперимента. Максимальное отличие расчётных данных пропускной способности не превышает $\Delta\bar{G} = 7,9\%$.

Сравнение экспериментальных и расчётных значений изменения температуры входной кромки соплового аппарата первой ступени при замене дефлектора показало следующее. Прогнозируемое по результатам расчёта снижение температуры при замене дефлектора отличается на $\Delta T = 4,2^\circ\text{C}$ от результатов экспериментального исследования (снижение - 51°C по результатам эксперимента, а при численном моделировании - $55,2^\circ\text{C}$).

3. Разработан метод определения расходов воздуха в системе охлаждения турбины на этапе начального газодинамического проектирования. На основе накопленного опыта сопряжённого теплогидравлического моделирования охлаждаемых лопаток турбин и собранных статистических данных о расходах в системах охлаждения турбин разработан комплекс уточнённых регрессионных моделей в виде зависимостей:

- коэффициента эффективности охлаждения от относительного расхода для определения расхода воздуха через охлаждаемые сопловые аппараты и рабочие лопатки $\theta_{\text{лоп}} = f(\bar{G}_{\text{охл}})$,

- относительного расхода охладителя от отношения температуры на выходе из камеры сгорания к температуре на входе в компрессор $\bar{G}_{\text{охл}} = f(T_{\text{КС}}^*/T_{\text{В}}^*)$ для определения относительного расхода воздуха через притрактовые полости, надроторные вставки и на утечки между блоками сопловых аппаратов и через замковые соединения рабочих лопаток в диапазоне значений отношения температур $T_{\text{КС}}^*/T_{\text{В}}^* = 4,0 \dots 7,0$.

На примере турбины газогенератора ГТД, для которой в открытых источниках были приведены значения расходов охлаждающего воздуха, выдуваемого в проточную часть, разработанный метод позволил с точностью до 3% (относительных) определить суммарное значение расхода охлаждающего воздуха через турбину.

4. Разработаны рекомендации по созданию численных моделей повышенного быстродействия для расчётной доводки теплового состояния сопловых аппаратов с конвективно-плёночной схемой охлаждения. В процессе проектирования системы охлаждения соплового аппарата с использованием таких моделей расчётное время было снижено на 256 часов (на 37%) при выполнении шести итераций по сравнению с применением основной сопряжённой теплогидравлической модели.

5. Разработан метод моделирования теплового состояния охлаждаемых лопаток турбин в процессе проектирования. Сформирован обобщённый алгоритм этого метода, отличающийся использованием рекомендаций:

- по формированию исходных данных с помощью предложенного метода определения расходов воздуха в системе охлаждения на этапе начального газодинамического проектирования;
- по созданию конструктивных схем охлаждаемых сопловых аппаратов и рабочих лопаток на основе существующего опыта разработки и производства;
- по формированию численных моделей теплового состояния охлаждаемых сопловых аппаратов и рабочих лопаток;
- по созданию и применению численных моделей повышенного быстродействия для расчётной доводки систем плёночного охлаждения сопловых аппаратов с конвективно-плёночной схемой.

6. Результаты исследований использованы при выполнении ряда хозяйственных и госбюджетных работ, в частности, при формировании облика газогенератора для двигателей НК тягой до 24 тонн, а также при

моделировании и расчётной доводке теплового состояния охлаждаемых лопаток турбин высокого и среднего давления.

Результаты диссертации внедрены в учебный процесс Самарского национального исследовательского университета имени академика С.П. Королёва. Получено свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2024661402. Результаты работы использовались при выполнении государственного задания по изучению рабочих процессов нагнетательных машин на базе сопряжённых математических моделей (код FSSS-2024-0015).

Перспектива дальнейших исследований состоит в адаптации разработанных методов на другие стадии жизненного цикла двигателя. В частности, применение их на стадии подготовки производства для оптимизации турбин с учётом возможностей обеспечения точности изготовления деталей, и на стадии эксплуатации - для оценки в реальном времени деградации характеристик турбин.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Авиационные двигатели и энергетические установки / под ред. А.В. Луковникова. – М. : ФГУП «ЦИАМ им. П.И. Баранова», 2020. – 396 с.
2. Скибин В.А., Солонин В.И., Палкин В.А. Работы ведущих авиадвигателестроительных компаний в обеспечение создания перспективных авиационных двигателей. – М. : ФГУП «ЦИАМ им. П.И. Баранова», 2010. – 673 с.
3. Логунов А.В., Быков Ю.Г. Проблемы проектирования и производства высокотемпературных литых лопаток авиационных ГТД : монография : в 2 кн. – М. : Наука и технологии, 2023. – 24. – ISBN 978-5-93952-042-3.
4. Иноземцев А.А., Сандрацкий В.Л. Газотурбинные двигатели. – Пермь, 2006. – 1204 с.
5. Лукачев В.П., Кулагин В.В. Теория ВРД : Основные закономерности рабочего процесса газотурбинных двигателей : учеб. пособие для авиац. спец. – Куйбышев : КуАИ, 1987.
6. Han J.-C., Dutta S., Ekkad S. Gas Turbine Heat Transfer and Cooling Technology. – 2nd ed. – CRC Press, 2012.
7. Зрелов В.А. Отечественные газотурбинные двигатели. Основные параметры и конструктивные схемы : учеб. пособие для студентов вузов. – М. : Машиностроение, 2005.
8. Малиновский И.М., Нестеренко В.Г., Стародумов А.В., Андреев А.М. Исследование эффективности различных систем охлаждения перспективных газотурбинных двигателей // Инженерный журнал: наука и инновации. – 2022. – Издательство ФГБОУВО МГТУ им. Н.Э. Баумана.
9. Нестеренко В.Г., Нестеренко В.В., Асадоллахи Гохиех А. Исследование и анализ эффективности систем воздушного охлаждения лопаток турбин высокого давления ГТД // Авиационно-космическая техника и технология. – 2014. – № 7. – С. 83–93.

10. Диденко Р.А., Паралишвили Ш.А., Каляева Н.А. Проектирование системы подвода охлаждающего воздуха к рабочей лопатке первой ступени турбины ГТД : учеб. пособие для вузов. – СПб. : Лань, 2025. – 140 с.
11. Копелев С.З., Слитенко А.Ф. Конструкция и расчёт систем охлаждения ГТД. – Харьков : Основа, 1994. – 240 с.
12. Данильченко В.П., Лукачев С.В., Ковылов Ю.Л. и др. Проектирование авиационных газотурбинных двигателей. – Самара : Изд-во СНЦ РАН, 2008. – 620 с.
13. Копелев С.З. Охлаждаемые лопатки газовых турбин: Тепловой расчёт и профилирование. – М. : Наука, 1983. – 146 с.
14. Moustapha H., Zelesky M.F., Baines N.C., Japikse D. Axial and Radial Turbines. – Concepts ETI Inc., 2003.
15. Копелев С.З., Галкин М.Н., Харин А.А., Шевченко И.В. Тепловые и гидравлические характеристики охлаждаемых лопаток газовых турбин. – М. : Машиностроение, 1993. – 193 с.
16. Шевченко И.В. Охлаждаемая лопатка газовой турбины : пат. 2251622 С2 Рос. Федерация.
17. Goreloff V., Goychengerg M., Malkoff V. The Investigation of Heat Transfer in Cooled Blades of Gas Turbines // AIAA Paper. – 1990. – No. 90-2144.
18. Han J.-C. Turbine Blade Cooling Studies at Texas A&M University: 1980–2004 // International Journal of Rotating Machinery. – 2004.
19. Han J.-C. Recent Studies in Turbine Blade Cooling // International Journal of Rotating Machinery. – 2004.
20. Han S., Huang X., Deng D., Qi S., Zhang R., Zhou L., Li L., Zhang H., Du X. Shark-skin-inspired composite configuration for enhancing film cooling performance on turbine blade: A numerical study // International Communications in Heat and Mass Transfer. – 2025. – Vol. 169, Part D.
21. Han J.-C., Dutta S., Ekkad S. Gas Turbine Heat Transfer and Cooling Technology. – 2nd ed. – CRC Press, 2012.

22. Jia Y., Liu Y., He X., Xia G., Shi Z. Review of Turbine Film Cooling Technology for Marine Gas Turbines // Processes. – 2025.
23. Виноградов К.А. Повышение эффективности газовой турбины путём структурно-параметрической оптимизации обводов переходного канала и формы отверстий плёночного охлаждения : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.07.05. – Рыбинск, 2015. – 16 с.
24. Харьковский С.В. Охлаждаемая лопатка : пат. 177804 U1 Рос. Федерация.
25. Huber F. Cooled blade : пат. 5667359 США.
26. ВИАМ. Жаропрочные никелевые литейные и деформируемые сплавы. – [Б. м. : б. и., б. г.].
27. Кабалов Е.Н., Оспенникова О.Г., Вершаков А.В. Редкие металлы и редкоземельные элементы – материалы современных и будущих высоких технологий // Труды ВИАМ : электрон. науч.-технич. журн. – 2013. – № 2. – Ст. 01.
28. Ануров Ю.М. Эффективные методы интенсификации теплообмена в системах охлаждения лопаточных аппаратов высокотемпературных газовых турбин : автореф. дис. ... д-ра техн. наук : 05.04.12. – СПб., 2005. – 32 с.
29. Ануров Ю.М. Охлаждаемая лопатка турбины : а. с. 1071031 СССР.
30. Bosha J.-L. Cooled SA : пат. 2476680 C2 Рос. Федерация.
31. Magglstoun D. Охлаждаемая лопатка : пат. 2587032 C2 Рос. Федерация.
32. Zou Z., Xu P., Chen Y., Yao L., Fu C. Application of artificial intelligence in turbomachinery aerodynamics: progresses and challenges // Artificial Intelligence Review. – 2024. – Vol. 57. – Article number 222.
33. Нагога Г.П. Эффективные способы охлаждения лопаток высокотемпературных газовых турбин : учеб. пособие. – М. : Изд-во МАИ, 1996. – 100 с.

34. Павленко Г.В., Волов А.Г. Газодинамический расчёт осевой газовой турбины : учеб. пособие. – Харьков : ХАИ, 2007. – 76 с.
35. Григорьев В.А., Ждановский А.В., Кузьмичев В.С., Осипов И.В., Пономарев Б.А. Выбор параметров и термогазодинамические расчеты авиационных газотурбинных двигателей : учеб. пособие / Федер. агентство по образованию, Самар. гос. аэрокосм. ун-т им. С.П. Королева. – Самара : Изд-во СГАУ, 2009.
36. Minchenko A., Nesterenko V., Malinovsky I., Revanth Reddy A. Improving the Cooling Air Supply System for the HPT Blades of High-Temperature GTE // Proceedings of the International Conference on Aerospace System Science and Engineering. – 2019. – P. 55–65.
37. Ле Т.З., Нестеренко В.Г. Особенности проектирования охлаждаемых лопаток высокотемпературных турбин высокого давления с бандажной полкой // МНИЖ. – 2018. – № 1-1 (67).
38. Кузьмичёв В.С., Трофимов А.А. Проектный расчёт основных параметров турбокомпрессоров авиационных ГТД : учеб. пособие. – Куйбышев : КуАИ, 1990. – 72 с.
39. Кочеров Е.П., Михеенков Е.Л. Охлаждение ступеней турбин авиационных ГТД. – 2007.
40. Лукачёв В.П., Данильченко В.П., Резник В.Е. Выбор параметров и инженерные основы проектирования систем охлаждения элементов турбин авиационных ГТД. – 1983.
41. Филинов Е.П., Кузьмичев В.С., Ткаченко А.Ю., Остапюк Я.А. Определение потребного расхода воздуха на охлаждение турбин на этапе концептуального проектирования газотурбинного двигателя // Вестник Московского авиационного института. – 2021. – Т. 28, № 1. – С. 61–73.
42. Абианц В.Х. Теория авиационных газовых турбин. – М. : Изд-во Оборонной промышленности, 1979. – 246 с.
43. Сипатов А.М., Гомзиков Л.Ю. Оценка теплового состояния рабочей лопатки турбины высокого давления на основе трехмерного

моделирования // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. – 2010. – Т. 12, № 4. – С. 215–226.

44. Иноземцев А.А., Хайрулин В.Т., Тихонов А.С., Самохвалов Н.Ю. Совершенствование методик проектирования современных газовых турбин // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. академика С.П. Королёва (национального исследовательского университета). – 2014. – № 5-1(47). – С. 139–147.

45. Сендюрев С.И., Тихонов А.С., Хайрулин В.Т., Самохвалов Н.Ю. Современные системы охлаждения сопловых лопаток высоконагруженных газовых турбин // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Аэрокосмическая техника. – 2015. – № 42. – С. 34–46.

46. Тихонов А.С., Самохвалов Н.Ю., Сендюрев С.И., Бажин С.В. Аэродинамическое и тепловое проектирование трактовых поверхностей горячей части турбины современного газотурбинного двигателя // Вісник двигунобудування. – 2012. – № 2.

47. Тихонов А.С., Самохвалов Н.Ю. Анализ использования профилированных отверстий перфорации для повышения качества пленочного охлаждения спинки сопловых лопаток турбин // Вестник Уфимского государственного авиационного технического университета. – 2012. – Т. 16, № 5(50). – С. 20–27.

48. Заваркин В.Н., Улитичев А.Г., Виноградов К.А., Бухалов И.Г., Карпов Ф.В., Крупин В.П. Разработка высокоэффективной турбины для перспективного, малоразмерного ГТД // ОДК «Сатурн».

49. Хайрулин В.Т., Самохвалов Н.Ю., Тихонов А.С., Сендюрев С.И. Оценка влияния шероховатости поверхности лопаток на параметры турбины высокого давления // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Аэрокосмическая техника. – 2014. – № 37. – С. 99–111.

50. Хайрулин В.Т., Самохвалов Н.Ю., Тихонов А.С., Сендюрев С.И. Результаты экспериментального исследования лопаток турбин с различной поверхностной шероховатостью // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Аэрокосмическая техника. – 2015. – № 42. – С. 20–33.
51. Иноземцев А.А., Попова Д.Д., Саженов А.Н. и др. Анализ изменения теплового состояния лопаток газовой турбины после попадания вулканического пепла в авиационный двигатель // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Аэрокосмическая техника. – 2025. – № 81. – С. 5–18.
52. Викулин А.В., Земляная В.А., Жильцова Е.Н. Разработка системы охлаждения и верификация результатов моделирования температурного состояния рабочей лопатки газовой турбины // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. – 2018. – Т. 20, № 6(86). – С. 114–121.
53. Иноземцев А.А., Сендюрев С.И. Исследование и проектирование систем охлаждения сопловых лопаток высоконагруженных газовых турбин // Тяжелое машиностроение. – 2010. – № 9. – С. 2–4.
54. Гаскаров А.В., Пискунов С.Е., Попов Д.А., Сендюрев С.И. Валидация модели турбулентности для определения теплового состояния лопаток газовых турбин // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Аэрокосмическая техника. – 2022. – № 68. – С. 64–76.
55. Петельчиц В.Ю., Халатов А.А., Письменный Д.Н., Дашевский Ю.Я. Адаптация SST модели турбулентности для моделирования пленочного охлаждения плоской пластины // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2013. – Т. 3, № 12(63). – С. 25–29.
56. Ле Т.З., Нестеренко В.Г. Особенности проектирования охлаждаемых лопаток высокотемпературных турбин высокого давления с бандажной полкой // Международный научно-исследовательский журнал. – 2018. – № 1-1(67). – С. 84–90.

57. Ремизов А.Е., Вятков В.В., Харченко Р.В., Осокина Е.С. Совершенствование рабочего процесса в охлаждаемом сопловом аппарате турбины с несимметричными торцевыми поверхностями // Известия высших учебных заведений. Авиационная техника. – 2020. – № 2. – С. 119–124.

58. Горелов Ю.Г., Ананьев В.В., Золотухина Д.А. 3D исследования теплообмена и гидродинамики трактовых полок сопловых блоков турбины высокого давления с различными схемами охлаждения // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. – 2022. – Т. 21, № 2. – С. 16–27.

59. Полетаев В.А., Ремизов А.Е., Вятков В.В., Лебедев В.В. Особенности аэродинамического и теплового совершенствования сопловых аппаратов турбин перспективных газотурбинных двигателей // Известия высших учебных заведений. Авиационная техника. – 2016. – № 1. – С. 81–86.

60. Черкасова М.Г., Крупнов Д.И. Проблема расчета пленочного охлаждения средствами вычислительной аэродинамики // Математическое моделирование. – 2025. – Т. 37, № 5. – С. 193–204.

61. Щербаков М.А. Экспериментальное и численное определение теплового состояния рабочей лопатки турбины // Вісник двигунобудування. – 2013. – № 2.

62. Халатов А.А., Панченко Н.А., Борисов И.И., Северина В.В. Компьютерное моделирование пленочного охлаждения при подаче охладителя через отверстия в траншее // Инженерно-физический журнал. – 2017. – Т. 90, № 3. – С. 670–677.

63. Волков А.А., Попов Г.М., Батулин О.В. и др. Рациональные настройки численной модели для моделирования рабочего процесса лопатки осевой турбины с пленочным охлаждением // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Аэрокосмическая техника. – 2022. – № 70. – С. 74–86.

64. Попов Г.М., Волков А.А., Матвеев В.Н. и др. Исследование влияния параметров конечно-элементной сетки потока на численное

моделирование пленочного охлаждения сопловых лопаток турбин // Насосы. Турбины. Системы. – 2021. – № 1(38). – С. 76–84.

65. Волков А.А., Попов Г.М., Зубанов В.М. и др. Поиск рекомендаций по выбору настроек численной модели для эффективного моделирования рабочего процесса лопатки осевой турбины с конвективным охлаждением // Инженерный журнал: наука и инновации. – 2023. – № 11(143).

66. Aguilar B. Conjugate Heat Transfer Analysis for Gas Turbine Film-Cooled Blade // Volume 5A: Heat Transfer. – American Society of Mechanical Engineers, 2016.

67. Kim K.M., Park J.S., Lee D.H., Lee T.W., Cho H.H. Analysis of conjugated heat transfer, stress and failure in a gas turbine blade with circular cooling passages // Engineering Failure Analysis. – 2011. – Vol. 18, Issue 4. – P. 1212–1222.

68. Gao T., Zhu J., Li J., Xia Q. Numerical study of the influence of rib orientation on heat transfer enhancement in two-pass ribbed rectangular channel // Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics. – 2017.

69. Jäschke J., Ehrhardt M., Günther M., Jacob B. A port-Hamiltonian formulation of coupled heat transfer // Mathematical and Computer Modelling of Dynamical Systems. – 2022. – Vol. 28, No. 1. – P. 78–94.

70. ANSYS CFX-Solver Theory Guide. – Release 14.0. – Canonsburg, USA : ANSYS Inc., 2011. – 418 p.

71. Menter F. Best Practice: Scale-Resolving Simulations in ANSYS CFD. – 2015.

72. Гарбарук А.В. и др. Современные подходы к моделированию турбулентности : учеб. пособие. – СПб. : Изд-во политехн. ун-та, 2016. – 234 с.

73. Никущенко Д.В. Численные методы в механике жидкости : учеб. пособие. – СПб. : Изд-во СПбГМТУ, 2025. – 144 с.

74. Павловский В.А., Никущенко Д.В. Вычислительная гидродинамика. Теоретические основы. – 2-е изд., стер. – СПб. : Лань, 2021. – 368 с.
75. Menter F., Kuntz M., Langtry R.B. Ten years of industrial experience with the SST turbulence model // Heat and Mass Transfer. – 2003. – Vol. 4.
76. Ho K.-S., Urwiller C., Konan S., Liu J., Aguilar B. Conjugate Heat Transfer Analysis for Gas Turbine Cooled Stator // ASME Paper GT2012-68196. – 2012.
77. Сальников А.В., Французов М.С., Виноградов К.А., Пятунин К.Р., Никулин А.С. Верификация и валидация компьютерных моделей // Известия вузов. Машиностроение. – 2022. – № 9 (750).
78. Yuen C.H.N., Martinez-Botas R. Film Cooling Characteristics of a Single Round Hole at Various Streamwise Angles in a Crossflow: Part I Effectiveness // International Journal of Heat and Mass Transfer. – 2003. – Vol. 46. – P. 221–235.
79. Yuen C.H.N., Martinez-Botas R. Film Cooling Characteristics of Rows of Round Holes at Various Streamwise Angles in a Crossflow: Part I. Effectiveness // International Journal of Heat and Mass Transfer. – 2005. – Vol. 48. – P. 4995–5016.
80. Hylton L.D., Mihelc M.S., Turner E.R. et al. Analytical and Experimental Evaluation of the Heat Transfer Distribution Over the Surfaces of Turbine Vanes. – NASA CR-168015, 1983.
81. Виноградов К.А., Добровольский И.С., Пятунин К.Р. и др. Комплексная модель для оценки теплового состояния 1-й ступени турбины ГТД-110 // Турбины и дизели. – 2017. – № 4(73). – С. 4–7.
82. Андреев К.Д., Шилов Р.А. Исследование температурного состояния охлаждаемой лопатки высокотемпературной газовой турбины // Международный журнал гуманитарных и естественных наук. – 2023. – № 5-1 (80).

83. Li S., Wang S., Luo L. A cooled turbine blade design and optimization method considering the cooling structure influence // *Physics of Fluids*. – 2024. – Vol. 36, No. 1. – 01613.
84. Rodríguez J.L. HIGH FIDELITY CHT CFD FOR GAS TURBINE HEAT TRANSFER APPLICATIONS. – 2016.
85. Jäschke J., Ehrhardt M., Günther M., Jacob B. A port-Hamiltonian formulation of coupled heat transfer // *Mathematical and Computer Modelling of Dynamical Systems*. – 2022. – Vol. 28, No. 1. – P. 78–94.
86. CFX-Solver Modeling Guide. – Canonsburg, USA : ANSYS Inc., 2022.
87. Andrei L., Innocenti L., Andreini A., Facchini B., Winchler L. Film Cooling Modeling for Gas Turbine Nozzles and Blades: Validation and Application // *Journal of Turbomachinery*. – 2016. – Vol. 139. – DOI: 10.1115/1.4034233.
88. Дорофеев В.М. Термогазодинамический расчёт газотурбинных силовых установок. – М. : Машиностроение, 1973. – 144 с.
89. Батурин О.В. и др. Исследование рабочего процесса в ступени осевого компрессора с помощью универсального программного комплекса Ansys CFX. – Самара : Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2011. – 112 с.
90. Результаты работ по исследованию и доводки теплового состояния турбин двигателей семейства НК-14СТ : техн. отчёт № ТО-86-К-2004НК-14СТ. – 2004.
91. Результаты термометрирования основных деталей статора турбины газогенератора двигателя НК-14СТ : техн. отчёт № ТО-79-95СТ. – 1995.
92. Результаты термометрирования рабочей лопатки 1-ой ступени турбины двигателя НК-14СТ-10 : техн. справка № ТС-180-К-ОЗНК-14СТ-10. – 2003.
93. Термометрирование лопаток первого рабочего колеса и деталей промежуточной опоры турбины газогенератора двигателя НК-14СТ : техн. отчёт № ТО-63-96НК-14СТ. – 1996.

94. Сорокин Л.И. Иностранные авиационные двигатели, 2010 : справочник ЦИАМ – вып. 15. – М. : Изд. ФГУП «ЦИАМ им. П.И. Баранова», 2010. – 592 с.
95. Богомолов Е.Н. Рабочие процессы в охлаждаемых турбинах газотурбинных двигателей с перфорированными лопатками. – М. : Машиностроение, 1987. – 160 с.
96. The Jet Engine. – London : Rolls-Royce, 2005. – 288 p. : col. ill. – ISBN 0-902121-23-5.
97. Малиновский И.М. Исследование и совершенствование воздушных систем газогенераторов турбореактивных двухконтурных двигателей с форсажной камерой сгорания : дис. ... канд. техн. наук : 2.5.15. – М., 2023. – 145 с.
98. Аббаварам Р.Р., Нестеренко В.Г. Совершенствование системы охлаждения современных высокотемпературных ТВД авиационных ГТД // Научно-технический вестник Поволжья. – 2017. – № 6. – С. 75–78.
99. Поткин А.Н. Разработка комплексного подхода к проектированию охлаждаемых высокотемпературных газовых турбин с целью снижения рисков и сроков разработки : дис. ... канд. техн. наук : 05.07.05. – Рыбинск, 2014. – 134 с.
100. Пиралишвили Ш.А., Пиотух С.М., Поткин А.Н., Крупин В.П. Решение комплексной задачи проектирования системы охлаждения рабочего колеса газовой турбины // Вестник РГАТУ. – 2013. – № 2(25). – С. 51–57.
101. Коннов И.А., Ефремов Д.В., Лаврушин М.В., Ненашев Д.А. Модернизация системы охлаждения секции сопловых лопаток ТВД перспективного ТРДД // Перспективы развития двигателестроения : Материалы международной научно-технической конференции имени Н.Д. Кузнецова, Самара, 18–20 июня 2025 года. – Самара : Самарский национальный исследовательский университет им. акад. С.П. Королева, 2025. – С. 857–862.

102. Energy Efficient Engine High-Pressure Turbine Detailed Design Report. – Pratt and Whitney Aircraft Group, 1982. – NASA CR-165608. – 164 p.

103. Energy Efficient Engine High-Pressure Turbine Leakage Technology Report. – Pratt and Whitney Aircraft Group, 1980. – NASA CR-165202. – 82 p.

104. Painter B. High-Pressure Turbine Durability Improvements // PW1100G-JM World Conference, 2019.

105. Уточнение конструкции перспективного газогенератора ПГГ-1 для базового двигателя : отчет о НИР (заключ., этап 3) по теме «Разработка облика перспективного газогенератора для двигателей НК тягой до 24 тонн». – Шифр темы: 203х-001.

106. Разработка для самолётов АН-12, АН-26 и ИЛ-18 энергоэффективного демонстратора ТВД с универсальным газогенератором, обеспечивающим работу двигателя с винтами разной мощности : техн. отчёт по ОКР (промежуточ., этап 2). – Шифр темы: 203х-002.

107. Разработка цифровых средств для автоматизации процессов коррекции газодинамических моделей узлов по результатам термомеханического расчёта для учёта изменения геометрии ДСЕ в процессе работы с демонстрацией работоспособности комплекса ПО на примере расчётной наземного ГТД : отчет о выполненных работах по инновационному проекту (заключ.).

108. Манушин Э.А., Барышникова Э.С. Системы охлаждения турбин высокотемпературных газотурбинных двигателей // Итоги науки и техники, серия «Турбостроение». – М. : Академия наук СССР, 1980. – Т. 2. – 283 с.

109. Energy Efficient Engine High-Pressure Turbine Test Hardware Detailed Design Report. – NASA Lewis Research Center, 1982. – NASA CR-167955. – 194 p.

110. ВИАМ. Жаропрочные никелевые литейные и деформируемые сплавы. – [Б. м. : б. и., б. г.].

111. Кабалов Е.Н., Оспенникова О.Г., Вершаков А.В. Редкие металлы и редкоземельные элементы – материалы современных и будущих высоких

технологий // Труды ВИАМ : электрон. науч.-технич. журн. – 2013. – № 2. – Ст. 01.

112. Кабалов Е.Н., Мубояджян С.А. Теплозащитные покрытия для лопаток турбин высокого давления перспективных ГТД // Металлы. – 2012. – № 1. – С. 5–13.

113. Нормы прочности авиационных газотурбинных двигателей гражданской авиации. – М. : ЦИАМ, 2004. – 260 с.

114. Popov G.M., Zubanov V.M., Melnikov S.A. et al. Numerical Simulation of the Thermal State of the Turbine Nozzle Guide Vane of a Modern Gas Turbine Engine // 2024 10th Asia Conference on Mechanical Engineering and Aerospace Engineering (MEAE 2024). – 2024. – P. 275–282.

115. Zubanov V.M., Popov G.M., Melnikov S.A. et al. Improving the thermal condition of the high-pressure turbine blade // Proceedings of the International Conference on Simulation and Modeling Methodologies, Technologies and Applications. – 2023. – Vol. 1. – P. 234–242.

116. Матвеев В.Н., Мельников С.А., Попов Г.М. и др. Результаты сопряжённого моделирования и анализа теплового состояния рабочей лопатки турбины высокого давления // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. – 2023. – Т. 22, № 1. – С. 98–111.

117. Cai L., He Y., Wang S., Li Y., Li F. Thermal-Fluid-Solid Coupling Analysis on the Temperature and Thermal Stress Field of a Nickel-Base Superalloy Turbine Blade // Materials (Basel). – 2021. – Vol. 14, No. 12. – 3315.

118. Rezazadeh Reyhani M., Alizadeh M., Fathi A., Khaledi H. Turbine blade temperature calculation and life estimation – a sensitivity analysis // Propulsion and Power Research. – 2013. – Vol. 2, Issue 2.

119. Tunçil İ., Çakır M.T. Analysis and optimization of film cooling parameters for turbine blades using CFD // Applied Thermal Engineering. – 2025. – Vol. 275.

120. Zhang T., Ding K., Wang Y., Wang Z. Flow and heat transfer characteristics of turbine blades with thermal barrier coatings under multi-physics coupling and identification of failure-sensitive areas // *Aerospace Science and Technology*. – 2026. – Vol. 169.

121. Архипов А.Н., Пучков И.В., Равикович Ю.А., Романова О.В., Ивановский А.А. Оценка статической прочности турбинных лопаток энергетических установок большой мощности // *Теплоэнергетика*. – 2024.

122. Зверев А.А. Построение и расчёт рабочей лопатки ЦНД турбины К-500-65/3000 ХТГЗ им. Кирова // *Universum: технические науки : электрон. научн. журн.* – 2024. – № 1(118).

123. Равикович Ю.А., Холобцев Д.П., Архипов А.Н., Шахов А.С. Расчетно-экспериментальное исследование динамики и прочности основных деталей ГТД с учетом геометрических отклонений // *Вестник УГАТУ*. – 2023. – № 1(99).

124. Сальников А.В., Мельник Г.В. Оптимизация спектра частот колебаний рабочих колес турбин с охлаждаемыми лопатками // *Вестник УГАТУ*. – 2015. – № 3(69).

125. Попов Г.М., Волков А.А., Батулин О.В., Зубанов В.М. Создание численной модели рабочего процесса охлаждаемого соплового аппарата для выполнения доводочных и оптимизационных расчетов // *International Conference on Aviation Motors – ICAM 2020*. – Moscow, Russia, May 18–21, 2021.

126. Маркушин А.Н., Бакланов А.В. Влияние формы горелочного устройства на неравномерность температурного поля камеры сгорания при различных режимах работы ГТД // *Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение*. – 2016. – № 3.

127. Матвеев С.Г., Ланский А.М., Орлов М.Ю., Абрашкин В.Ю., Дмитриев Д.Н., Зубрилин И.А., Семёнов А.В. Моделирование процессов горения пропана при переводе камеры сгорания ГТД на газообразное топливо // *Вестник СГАУ*. – 2011. – № 5.

128. Combustion Chamber Field Parameters Recalculation :
свидетельство о гос. регистрации программы для ЭВМ № 2024661402 Рос.
Федерация. – Заявл. 07.05.2024 ; опубли. 17.05.2024 / Г.М. Попов, И.А.
Кудряшов, С.А. Мельников и др.

129. Popov G.M., Zubanov V.M., Baturin O.V., Melnikov S.A., Scherban A.I. Development and Improvement of the High-Pressure Turbine Cooled Blade Design // Simulation and Modeling Methodologies, Technologies and Applications (SIMULTECH 2023). – Lecture Notes in Networks and Systems, vol. 1211. – Springer, Cham, 2024.

130. Gao Z., Narzary D.P., Han J.-C. Film cooling on a gas turbine blade pressure side or suction side with axial shaped holes // International Journal of Heat and Mass Transfer. – 2008. – Vol. 51, Issues 9–10.

131. Bang M., Choi S., Choi S.M., Rhee D.-H., Moon H.K., Cho H.H. Augmented cooling performance in gas turbine blade tip with slot cooling // International Journal of Heat and Mass Transfer. – 2023. – Vol. 201, Part 1.

132. Bang M., Choi S., Lee N., Cho H.H. Enhanced cooling performance of blade tip slot cooling: Effect of slot open length // International Communications in Heat and Mass Transfer. – 2024. – Vol. 158.

133. Du K., Li H., Meng X., Chen Q., Liu C., Sunden B. Effects of the multicavity tip coolant injection on the blade tip and the over tip casing aerothermal performance in a high-pressure turbine cascade // Numerical Heat Transfer, Part A: Applications. – 2022. – Vol. 84. – P. 1–15.

134. Викулин А.В., Земляная В.А., Жильцова Е.Н. Разработка системы охлаждения и верификация результатов моделирования температурного состояния рабочей лопатки газовой турбины // Известия Самарского научного центра РАН. – 2018. – № 6.

135. Ле Т.З., Нестеренко В.Г. Исследование и оптимизация теплового состояния и уровня допустимых напряжений в бандажных полках рабочих лопаток турбин газогенераторов высокотемпературных авиационных ГТД // Труды МАИ. – 2018. – № 102.

136. Kaufman A. Advanced Turbine Disk Designs to Increase Reliability of Aircraft Engines. – NASA TM X-71804, 1976. – 396 p.

137. Popov G.M., Melnikov S.A., Goriachkin E.S. et al. Selection of the Required Cooling Air Flow Through the Blades of the Axial Turbine at the Initial Design Stage // 2024 10th Asia Conference on Mechanical Engineering and Aerospace Engineering (MEAE 2024). – 2024. – P. 61–65.

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



СВИДЕТЕЛЬСТВО

о государственной регистрации программы для ЭВМ

№ 2024661402

Combustion Chamber Field Parameters Recalculation

Правообладатель: *федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования «Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королева» (RU)*

Авторы: *Попов Григорий Михайлович (RU), Кудряшов Иван Александрович (RU), Горячкин Евгений Сергеевич (RU), Зубанов Василий Михайлович (RU), Щербань Анастасия Ивановна (RU), Мельников Сергей Александрович (RU)*

Заявка № 2024660208

Дата поступления 07 мая 2024 г.

Дата государственной регистрации

в Реестре программ для ЭВМ 17 мая 2024 г.



Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

Ю.С. Зубов

ПРИЛОЖЕНИЕ А (продолжение)

Текст файла разработанного ПО для подготовки граничных условий при моделировании теплового состояния сопловых аппаратов турбин.

```

import re
import pandas as pd
import math as m
from openpyxl.workbook import Workbook

import matplotlib.pyplot as plt
from matplotlib.backends.backend_qt5agg import FigureCanvasQTAagg as
FigureCanvas
from matplotlib.figure import Figure

import sys
import numpy as np

from PyQt5.uic import loadUi
from PyQt5 import QtWidgets
from PyQt5.QtWidgets import QDialog, QApplication, QMainWindow,
QFileDialog, QMessageBox, QWidget

class MainWindow(QMainWindow):
    def __init__(self, window = None):
        super(MainWindow, self).__init__()
        loadUi("./ui/main_window.ui", self)

        self.path_file = ""
        self.input_param_field = pd.DataFrame()
        self.export_field = pd.DataFrame()

        self.pushButton_4.clicked.connect(self.open_file)
        self.pushButton_3.clicked.connect(self.calculate_input_field)
        self.pushButton_2.clicked.connect(self.save_file)
        self.pushButton.clicked.connect(self.calculate_export_field)

        self.horizontal_layout_4 = QtWidgets.QHBoxLayout(self.frame)
        self.horizontal_layout_4.setObjectName("horizontal_layout_4")
        self.figure = plt.figure()
        self.canvas = FigureCanvas(self.figure)
        self.horizontal_layout_4.addWidget(self.canvas)

    def open_file(self):
        getOpenFile = QFileDialog.getOpenFileName(self, "Open a file", "", "Prof
Files(*.prof)")
        if len(getOpenFile) > 0:
            self.path_file = getOpenFile[0]
            if self.path_file:
                self.lineEdit_4.setText(str(self.path_file))

    def save_file(self):
        self.save_path_file = str(QFileDialog.getSaveFileName(self, "Save File", "",
"Excel Files(*.xlsx)")[0])
        if (self.save_path_file != "")

```

```

        and self.lineEdit_8.text() != ""
        and self.lineEdit_9.text() != ""
        and self.lineEdit_11.text() != ""):
    self.export_field = get_scale_field(self.export_field,
                                       new_r_max=float(self.lineEdit_8.text()),
                                       new_r_min=float(self.lineEdit_9.text()),
                                       radial_axis=self.axis["radial"],
                                       theta_axis=self.axis["theta"])

    self.need_param = float(self.lineEdit_11.text())

    self.export_field[self.parameter_name] =
self.export_field[self.parameter_name] * self.need_param / self.average_param
    self.export_field.to_excel(self.save_path_file)
else:
    self.show_msg_box_error("Заполнены не все поля с параметрами")

# Определение входного поля
def calculate_input_field(self):
    if self.path_file != "" and self.lineEdit.text() != "" and self.lineEdit_5.text() !=
    "":
        self.input_param_field = pd.DataFrame()
        self.full_circle_data = pd.DataFrame()

        self.axis = get_axis(str(self.lineEdit.text()))
        self.parameter_name = str(self.lineEdit_5.text())
        self.input_param_field = get_input_data(self.path_file,
                                                axial_axis=self.axis["axial"],
                                                radial_axis=self.axis["radial"],
                                                theta_axis=self.axis["theta"])

        self.number_of_sectors = get_sector_num(self.input_param_field, 0.5)

        self.full_circle_data = get_full_circle_input_data(self.input_param_field,
self.number_of_sectors,
                                                parameter=self.parameter_name,
                                                axial_axis=self.axis["axial"],
                                                radial_axis=self.axis["radial"],
                                                theta_axis=self.axis["theta"])

        self.average_param = self.full_circle_data[self.parameter_name].mean()
        self.lineEdit_10.setText(str(round(self.average_param, 5)))
        self.draw_inpt_field()
    else:
        self.show_msg_box_error("Не все поля заполнены")

# Подготовка выходного поля
def calculate_export_field(self):
    if (len(self.lineEdit_2.text()) > 0
        and len(self.lineEdit_3.text()) > 0
        and len(self.lineEdit_6.text()) > 0
        and len(self.lineEdit_7.text()) > 0):
        fi_start = self.lineEdit_2.text()
        sector_angle = self.lineEdit_3.text()
        radial_num_pts = self.lineEdit_6.text()
        theta_num_pts = self.lineEdit_7.text()

```

```

if len(self.export_field.columns) > 0:
    self.export_field = clear_df(self.export_field)
    self.draw_inpt_field()

    self.export_field = get_output_data(input_df=self.full_circle_data,
                                        r_min=min(self.full_circle_data["R"].tolist()),
                                        r_max=max(self.full_circle_data["R"].tolist()),
                                        fi_start=float(fi_start),
                                        sector_angle=float(sector_angle),
                                        radial_num_pts=int(radial_num_pts),
                                        theta_num_pts=int(theta_num_pts),
                                        axial_axis=self.axis["axial"],
                                        radial_axis=self.axis["radial"],
                                        theta_axis=self.axis["theta"],
                                        parameter_name=self.parameter_name)

    self.export_field = self.export_field.sort_values(["R"])
    self.draw_calc_field()
else:
    self.show_msg_box_error(self, "Введите параметры для определения
выходного поля")

def draw_inpt_field(self):
    self.figure.clear()

    plt.scatter(self.full_circle_data[self.axis["radial"]],
                self.full_circle_data[self.axis["theta"]],
                c=self.full_circle_data[self.parameter_name],
                cmap='jet',
                s=1,
                alpha=0.05)
    plt.colorbar(orientation="vertical")
    self.canvas.draw()

def draw_calc_field(self):
    plt.scatter(self.export_field[self.axis["radial"]],
                self.export_field[self.axis["theta"]],
                color="red",
                marker="+",
                s=1,
                alpha=1)
    self.canvas.draw()

def draw_color_calc_field(self):
    plt.scatter(self.export_field[self.axis["radial"]],
                self.export_field[self.axis["theta"]],
                c=self.export_field[self.parameter_name],
                cmap='jet',
                s=2,
                alpha=1)
    plt.colorbar(orientation="vertical")
    self.canvas.draw()

# MessageBox с ошибкой
def show_msg_box_error(self, error_txt):

```

```

msg = QMessageBox()
msg.setIcon(QMessageBox.Critical)
msg.setText(error_txt)
msg.setWindowTitle("Error")
msg.exec_()

#region Func
# Подготовка данных в виде DataFrame для дальнейших расчетов
def prepare_dataframe(path_file):
    file_data = str() # Переменная для информации из файла
    file_list = list() # Переменная для разбиения по отдельным строкам файла
    param_dict = dict() # Словарь для описания параметров

    with open(path_file, "r") as file:
        file_data = file.read()

    point_number = int(file_data.splitlines()[0].split(' ')[2].split(' ')[0]) # Кол-во тчк

    match_end = re.findall("\n", file_data)

    for i in range(len(match_end)):
        if i == 0:
            file_list = file_data.split(match_end[i])
        else:
            file_list.append(file_list[-1].split(match_end[i])[-1])

    for l in file_list:
        if len(l.splitlines()) >= point_number:
            param_dict[l.splitlines()[0].split(' ')[1]] = l.splitlines()[1:-1]

    param_df = pd.DataFrame(data=param_dict)
    df_heading = param_df.head()

    for head in df_heading:
        param_df[head] = pd.to_numeric(param_df[head])

    return param_df

# Определение координат ПСК
def calculate_polar_coord(param_df, radial_axis, theta_axis):
    param_df.insert(0, "R", round((param_df[theta_axis]**2 +
    param_df[radial_axis]**2)**0.5, 8))
    coord_x = param_df[radial_axis].tolist()
    coord_y = param_df[theta_axis].tolist()
    fi = list()

    for i in range(len(coord_x)):
        if coord_x[i] >= 0:
            if coord_y[i] >= 0:
                fi.append(round(m.atan(coord_y[i] / coord_x[i]), 8))
            else:
                fi.append(round(m.atan(coord_y[i] / coord_x[i]) + 2 * np.pi, 8))
        else:
            if coord_y[i] >= 0:
                fi.append(round(m.atan(coord_y[i] / coord_x[i]) + np.pi, 8))
            else:

```

```

        fi.append(round(m.atan(coord_y[i] / coord_x[i]) + np.pi, 8))

    param_df.insert(1, "fi", fi)
    param_df = param_df.sort_values(["fi"])
    return param_df

# Определение угла сектора
def determine_sector_angle(param_df, percent):
    r_max = max(param_df['R'])
    r_min = min(param_df['R'])
    h_sector = r_max - r_min
    delta_h = h_sector * percent / 100
    r_i = r_max - delta_h

    sel_params = param_df[param_df["R"].between(r_i, r_max)].sort_values(["fi"])
    fi_max = max(sel_params['fi'].tolist())
    fi_min = min(sel_params['fi'].tolist())

    return np.abs(fi_max - fi_min)

# Определение угла минимального сектора
def determine_angles(param_df, percent):
    r_max = max(param_df['R'])
    r_min = min(param_df['R'])
    h_sector = r_max - r_min
    delta_h = h_sector * percent / 100

    sel_params = param_df[param_df["R"].between(r_max - delta_h,
r_max)].sort_values(["fi"])
    fi_max = [max(sel_params['fi'].tolist())]
    fi_min = [min(sel_params['fi'].tolist())]

    sel_params = param_df[param_df["R"].between(r_min, r_min +
delta_h)].sort_values(["fi"])
    fi_max.append(max(sel_params['fi'].tolist()))
    fi_min.append(min(sel_params['fi'].tolist()))

    return (round(min(fi_max) - max(fi_min), 8), max(fi_min), min(fi_max))

# Поворот сектора
def rotate_df(param_df, rotate_angle, parameter="total-temperature",
axial_axis="x", radial_axis="y", theta_axis="z"):
    df = param_df[[axial_axis, "R", "fi", parameter]].copy()

    df["fi"] = df["fi"] + rotate_angle

    df.insert(1, theta_axis, round(param_df[radial_axis] * np.cos(rotate_angle) +
param_df[theta_axis] * np.sin(rotate_angle), 8))
    df.insert(2, radial_axis, round(param_df[radial_axis] * np.sin(rotate_angle) -
param_df[theta_axis] * np.cos(rotate_angle), 8))

    return df

# Определение координат
def calculate_coord(fi_start, sector_angle, r_min, r_max, radial_num_pts,
theta_num_pts, axial_coord,

```

```

        axial_axis="x", radial_axis="y", theta_axis="z"):
    fi_start_rad = fi_start * np.pi / 180
    sector_angle_rad = sector_angle * np.pi / 180
    df = pd.DataFrame(columns=['R', 'fi', axial_axis, radial_axis, theta_axis])

    radius = list()
    for i in range(radial_num_pts):
        radius.append(r_min + (r_max - r_min) * (i) / (radial_num_pts - 1))

    fi = list()
    for i in range(theta_num_pts):
        fi.append(fi_start_rad + sector_angle_rad * i / (theta_num_pts - 1))

    for i in range(len(fi)):
        for j in range(len(radius)):

            radial_coord = radius[j] * np.cos(fi[i])
            theta_coord = radius[j] * np.sin(fi[i])

            row = {'R': radius[j],
                  'fi': fi[i],
                  axial_axis: axial_coord,
                  radial_axis: radial_coord,
                  theta_axis: theta_coord}

            df.loc[len(df)] = row

    return df

# Определение температуры в точках выходного DataFrame
def get_temperature(input_df, output_df, axial_axis="x", radial_axis="y",
theta_axis="z", parameter_name="total-temperature"):
    temperature = list()
    # print(input_df)
    for param in output_df.iterrows():
        if "distance" in input_df.columns:
            input_df.drop("distance", axis=1, inplace=True)

            input_df.insert(0, "distance", round((((input_df[radietal_axis] -
param[1][radial_axis])**2 + (input_df[theta_axis] -
param[1][theta_axis])**2)**0.5, 8))
            input_df = input_df.sort_values(["distance"])
            temperature.append(input_df.head(4)[parameter_name].mean())
            input_df.drop("distance", axis=1, inplace=True)

    output_df.insert(0, parameter_name, temperature)

    return output_df

# Определение исходного датафрейма с которым необходимо работать
def get_input_data(path_file, axial_axis="x", radial_axis="z", theta_axis="y"):
    df = prepare_dataframe(path_file)
    df = calculate_polar_coord(df, radial_axis, theta_axis)
    return df

# Определение осей в эпюре

```

```

def get_axis(input_text):
    axis = dict()
    axis["axial"] = input_text.split(", ")[0]
    axis["radial"] = input_text.split(", ")[1]
    axis["theta"] = input_text.split(", ")[2]
    return axis

# Определение количества секторов
def get_sector_num(df, relative_height_percent):
    sector_angle = determine_sector_angle(df, relative_height_percent)
    sector_number = int(2 * np.pi / sector_angle)
    return sector_number

# Определение полноокружной эпюры
def get_full_circle_input_data(df, number_of_sectors,
                               parameter="total-temperature", axial_axis="x",
                               radial_axis="y", theta_axis="z"):
    full_circle_df = pd.DataFrame()
    for i in range(number_of_sectors):
        full_circle_df = full_circle_df._append(rotate_df(df, np.pi * 2 /
number_of_sectors * i,
                               parameter,
                               axial_axis,
                               radial_axis,
                               theta_axis))

    return full_circle_df

# Получение выходной эпюры
def get_output_data(input_df, fi_start, sector_angle,
                    r_min, r_max,
                    radial_num_pts, theta_num_pts,
                    x_coord=0.0,
                    axial_axis="x", radial_axis="y", theta_axis="z",
                    parameter_name="total-temperature"):
    df = calculate_coord(fi_start, sector_angle,
                        r_min, r_max,
                        radial_num_pts, theta_num_pts,
                        x_coord,
                        axial_axis, radial_axis, theta_axis)
    df = get_temperature(input_df, df, axial_axis, radial_axis, theta_axis,
                        parameter_name)
    return df

# Очистка DataFrame
def clear_df(df):
    columns_name = list()
    for column_name in df.columns:
        columns_name.append(str(column_name))

    for c_name in columns_name:
        df.drop(columns=c_name)

    return df

# Отмасштабированная эпюра
def get_scale_field(df, new_r_max, new_r_min, radial_axis="y", theta_axis="z"):

```

```

r_max = max(df['R'].tolist())
r_min = min(df['R'].tolist())

if "relative_height" in df.columns.values.tolist():
    df["relative_height"] = round((df['R'] - r_min)/(r_max - r_min), 8)
else:
    df.insert(0, "relative_height", round((df['R'] - r_min)/(r_max - r_min), 8))

df['R'] = (new_r_max - new_r_min) * df['relative_height'] + new_r_min
df['radial_axis'] = df['R'] * np.cos(df['fi'])
df['theta_axis'] = df['R'] * np.sin(df['fi'])

return df

#endregion
app = QApplication(sys.argv)
main_window = MainWindow()
main_window.show()
sys.exit(app.exec_())

```

ПРИЛОЖЕНИЕ Б



УТВЕРЖДАЮ

Первый проректор – проректор по
науке

Розенцвайг А.И.

2026 г.

АКТ

об использовании результатов диссертационного исследования
в научно-исследовательской работе НИИ-201 «Изучение закономерностей рабочих
процессов нагнетательных машин на базе сопряженных математических моделей»
в рамках исполнения государственного задания в сфере научной деятельности
(код проекта №FSSS-2024-0015)

Результаты диссертационного исследования Мельникова Сергея Александровича на тему «Методы моделирования теплового состояния охлаждаемых лопаток турбин», выполненного на кафедре теории двигателей летательных аппаратов имени В.П. Лукачёва использованы в научно-исследовательской работе Института акустики машин НИИ-201 «Изучение закономерностей рабочих процессов нагнетательных машин на базе сопряженных математических моделей» в рамках исполнения государственного задания в сфере научной деятельности (код проекта №FSSS-2024-0015). Указанные результаты использованы для выявления закономерностей теплообмена в системах охлаждения турбин газотурбинных двигателей, в том числе во внутренних полостях охлаждаемых лопаток турбин.

Начальник отдела сопровождения
научных исследований,
к.т.н., доцент

«___» _____ 2026 г. Родионов Л.В.

Директор НИИ-201,
д.т.н., профессор

«___» _____ 2026 г. Крючков А.Н.

Соискатель учёной степени

«___» _____ 2026 г. Мельников С.А.

ПРИЛОЖЕНИЕ В



УТВЕРЖДАЮ

Проректор по учебной работе

Гаврилов А.В.

« 09 » 2026 г.

АКТ

о внедрении результатов диссертационного исследования в учебный процесс

Результаты диссертационного исследования по теме: «Методы моделирования теплового состояния охлаждаемых лопаток турбин авиационных газотурбинных двигателей», выполненного на кафедре теории двигателей летательных аппаратов имени В.П. Лукачёва, внедрены в учебный процесс на кафедре теории двигателей летательных аппаратов имени В.П. Лукачева на основании решения кафедры (протокол № 11 от « 24 » июня 2026 г.).

Указанные результаты включены в курсы «САЕ - системы в механике жидкости и газа», «Теория и расчёт лопаточных машин» направления подготовки 24.03.05 Двигатели летательных аппаратов.

Зам. заведующего кафедрой

Ткаченко А.Ю.

« » 2026 г.

Соискатель ученой степени

Мельников С.А.

« » 2026 г.

Начальник методического отдела
учебно-методического управления
к.т.н., доцент

Вдовин Р.А.

« » 2026 г.

Начальник отдела сопровождения
научных исследований
к.т.н., доцент

Родионов Л.В.

« » 2026 г.

ПРИЛОЖЕНИЕ Г



УТВЕРЖДАЮ

Генеральный конструктор

ОАО «ОДК-Кузнецов»

Н.В. Чупин

» _____ 2026 г.

АКТ

об использовании результатов диссертационной работы
Мельникова Сергея Александровича на тему

«МЕТОДЫ МОДЕЛИРОВАНИЯ ТЕПЛООВОГО СОСТОЯНИЯ
ОХЛАЖДАЕМЫХ ЛОПАТОК ТУРБИН
АВИАЦИОННЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ»
на ОАО «ОДК-Кузнецов»

Мы, нижеподписавшиеся, начальник КО-5 Тисарев А.Ю. и главный конструктор по двигателям НК-12СТ, НК-14СТ, НК-14СТ-10 Улитичев А.Г. составил настоящий акт о том, что результаты, полученные в диссертационной работе Мельникова Сергея Александровича, получены ОАО «ОДК-Кузнецов» в рамках работ по договору предоставления гранта № 1/22-АКД/2022 от 05.08.2022 г. и использованы в процессе моделирования теплового состояния охлаждаемых сопловых аппаратов и рабочих лопаток турбины изделия НК-14СТ. Разработанные Мельниковым Сергеем Александровичем модели использовались при формировании граничных условий для разработки мероприятий по исключению прогаров лопаток СА – техническая справка №ТС-17398-СГК-23-НК-14СТ и разработке мероприятий по охлаждению бандажной полки рабочих лопаток – техническая справка №ТС-17994-СГК-24-НК-14СТ.

В диссертационной работе Мельникова С.А. представлены рекомендации, описывающие процесс формирования моделей для оценки теплового состояния охлаждаемых лопаток турбин. На основе данных рекомендаций Мельниковым С.А. были созданы численные сопряженные теплогидравлические модели рабочего процесса в системах охлаждения лопаток турбины газогенератора НК-14СТ и переданы на ОАО «ОДК-Кузнецов».

Использование созданных с учетом разработанных рекомендаций моделей позволило: определить тепловое состояние охлаждаемых лопаток турбины газогенератора, выполнить анализ теплового состояния и выявить возможные способы повышения эффективности систем охлаждения лопаток, выполнить моделирование теплового состояния лопаток с учетом разработанных мероприятий.

Главный конструктор
по двигателям НК-12СТ,
НК-14СТ и НК-14СТ-10
ОАО "ОДК-Кузнецов"

Начальник КО-5
ОАО "ОДК-Кузнецов"

А.Г. Улитичев

А.Ю. Тисарев