


Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего образования «Московский авиационный институт  
(национальный исследовательский университет)»

На правах рукописи



**Ле Тиен Зыонг**

**КОНСТРУКТИВНЫЕ МЕТОДЫ ОБЕСПЕЧЕНИЯ  
ПРОЧНОСТИ И ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ  
БАНДАЖНЫХ ПОЛОК ЛОПАТОК РАБОЧЕГО КОЛЕСА  
ТУРБИНЫ ГАЗОГЕНЕРАТОРА АВИАЦИОННЫХ ГТД**

Специальность 05.07.05

«Тепловые, электроракетные двигатели и  
энергоустановки летательных аппаратов»

Диссертация на соискание учёной степени  
кандидата технических наук

Научный руководитель:  
кандидат технических наук, доцент  
Нестеренко Валерий Григорьевич

Москва – 2018

## ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	4
ГЛАВА 1 ОБЪЕКТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ И РЕШАЕМЫЕ ЗАДАЧИ.....	10
1.1 Конструктивные схемы системы воздушного охлаждения лопаток турбин.....	10
1.2 Конструктивные схемы турбин современных ГТД.....	11
1.3 Методы снижения температуры охлаждающего воздуха.....	17
1.4 Повышение интенсивности охлаждения лопаток турбин.....	19
1.5 Эффективность теплозащитных покрытий.....	22
1.6 Расчетная оценка допустимой температуры газа перед турбиной.....	23
Выводы по главе 1.....	24
ГЛАВА 2 ИССЛЕДОВАНИЕ ЧИСЛЕННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ТЕЧЕНИЙ И ТЕПЛООБМЕНА В РАБОЧЕМ КОЛЕСЕ ТВД С БАНДАЖИРОВАННЫМИ ЛОПАТКАМИ И НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ ЛОПАТКИ ЭТОГО КОЛЕСА.....	25
2.1 Численное моделирование явлений в рабочем колесе турбины высокого давления ГТД.....	25
2.2 Выбор расчётной схемы и объектов исследования.....	29
2.3 Построение сопряженного расчета и расчета напряженного состояния ..	33
2.4 Результаты расчетов сопряженного, напряженного состояния лопатки и оптимизация теплового состояния бандажной полки.....	40
Выводы по 2 главе.....	42
ГЛАВА 3 ИССЛЕДОВАНИЕ И АНАЛИЗ ВАРИАНТОВ КОНСТРУКТИВНЫХ РЕШЕНИЙ ОХЛАЖДАЕМЫХ ЛОПАТОК ТУРБИН, У КОТОРЫХ ПРИ СОВРЕМЕННОМ УРОВНЕ ТЕМПЕРАТУР ГАЗА ПЕРЕД ТУРБИНОЙ ВОЗМОЖНА УСТАНОВКА БАНДАЖНЫХ ПОЛОК С ЛАБИРИНТНЫМИ УПЛОТНЕНИЯМИ.....	43
3.1 Геометрические характеристики решеток турбин.....	43
3.2 Проектирование профильной части пера охлаждаемых рабочих лопаток ТВД с бандажной полкой.....	46
3.3 Методы обеспечения охлаждения подполочного сечения бандажированных лопаток.....	48
3.4 Способы охлаждения критичных участков бандажных полок.....	49
3.5 Интенсификация охлаждения профильной части пера лопаток ТВД.....	52
3.6 Струйное охлаждение бандажной полки.....	53

3.7 Частичные бандажные полки лопаток ТВД .....	54
ГЛАВА 4 СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОНСТРУКЦИЙ БАНДАЖНЫХ ПОЛОК РАБОЧИХ ЛОПАТОК ПЕРСПЕКТИВНЫХ ТВД С ЛАБИРИНТНЫМИ УПЛОТНЕНИЯМИ, ПРЕПЯТСТВУЮЩИМИ УТЕЧКИ ГАЗА ИЗ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ТУРБИНЫ .....	56
4.1 Повышение КПД ступеней путем установки бандажной полки на торце рабочей лопатки ТВД.....	56
4.2 Течение перетекающего газа в радиальном зазоре .....	60
4.3 Конструктивные способы снижения перетеканий газа через радиальный зазор .....	61
Выводы по 4-ой главе .....	65
ГЛАВА 5 ОБЕСПЕЧЕНИЕ ПРОЧНОСТИ, СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ КРИТИЧНЫХ УЧАСТКОВ БАНДАЖНЫХ ПОЛОК .....	66
5.1 Особенности охлаждения рабочих лопаток современных высокотемпературных турбин без бандажной полки .....	66
5.2 Нагрузки, действующие на рабочие лопатки с бандажной полкой.....	68
5.3 Конфигурация бандажной полки и её оптимизации .....	72
5.4 Обеспечение прочности профильной части рабочих лопаток с бандажной полкой ТВД.....	77
5.5 Конструктивные способы конвективно-пленочного охлаждения бандажной полки рабочих лопаток ТВД .....	81
Выводы по главе 5 .....	89
ГЛАВА 6 КОНСТРУКТИВНЫЕ СПОСОБЫ ПОВЫШЕНИЯ КПД НА КОНЦЕВЫХ УЧАСТКАХ БАНДАЖИРОВАННЫХ РАБОЧИХ ЛОПАТОК ТУРБИНЫ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ АГТД .....	90
6.1 3D лопатки турбин ВД, проектируемые с изменением угла наклона в плоскости вращения.....	90
6.2 Конструктивные способы снижения уровня вторичных течений в решетках турбин.....	92
Выводы и рекомендации по главе 6: .....	99
ЗАКЛЮЧЕНИЕ .....	100
СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ.....	101
СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ .....	102

## ВВЕДЕНИЕ

### Актуальность темы диссертации

Повышение степени сжатия давления воздуха в компрессоре  $\pi_k^*$ ; температуры воздуха за компрессором  $T_2^*$  и температуры газа на выходе из основной камеры сгорания перед турбиной  $T_3^*$  является тенденцией развития современных авиационных двигателей различного назначения.

При этом повышение эффективности системы охлаждения высокотемпературных газовых турбин является одной из наиболее важных задач, решение которой во многом обеспечивает достижение с одной стороны высоких температур в турбине газогенератора, а с другой стороны требуемый для перспективных авиационных двигателей повышенный уровень их экономичности, надёжности и ресурса.

Как известно, постановка бандажной полки позволяет уменьшить концевые гидравлические потери из-за отсутствия потерь энергии газа при его перетекании в радиальном зазоре с корыта на спинку профиля, так как установка бандажных полок исключает эти перетекания. Кроме этого, бандажная полка позволяет снижения влияния динамического нагружения от газодинамических воздействий.

Установка бандажной полки на рабочих лопатках турбины высокого давления высокотемпературных современных и перспективных авиационных ГТД ограничена следующими причинами:

- увеличилось напряжение растяжения от действия центробежных сил в несущей части лопатки рабочего колеса турбины;
- увеличился изгибающий момент, действующий на консольные части бандажной полки при повышении частоты вращения;
- появились вторичные потери энергии газа, связанные с перетеканиями газа на нижней стороне полки с корыта на спинку профиля;
- усложнилось обеспечение температурного состояния бандажной

полки при высоком уровне температуры газа.

Таким образом, исследования конструктивных методов обеспечения работоспособности бандажированных лопаток ТВД являются актуальной задачей. И эти исследования имеют большое практическое значение, поскольку для современных рабочих лопаток турбин, а также для всей горячей части ТРДД, требуется существенное повышение их уровня КПД, ресурса и надёжности, которые в настоящее время примерно существенно меньше, чем значения этих параметров для их холодной части. Установка на лопатках ТВД бандажных полок во многом будет способствовать решению этой задачи

**Цель работы:** разработка конструктивных методов по обеспечению прочности и повышению эффективности бандажных полок лопаток рабочего колеса ТВД высокотемпературных современных и перспективных ГТД.

**Задачи работы:**

- 1) Выполнить анализ различных вариантов проектирования бандажных полок охлаждаемых лопаток турбин.
- 2) Выявить критичные участки бандажной полки, которые необходимо обеспечить их температурного состояния.
- 3) Снизить перетекания через радиальный зазор за счёт оптимизации конструкции бандажных полок и их лабиринтных уплотнений.
- 4) Провести численные моделирования процессов газодинамики и напряженного состояния бандажированной лопатки системе Ansys Workbench.
- 5) Исследовать методы обеспечения прочности бандажной полки за счёт оптимизации её конфигурации и конвективно-пленочного охлаждения.
- 6) Разработать конструктивный способ снижения интенсивности вторичных токов на периферии лопатки под бандажной полкой.

## **Научная новизна**

1) Разработана новая конструктивная схема конвективно-плёночного охлаждения бандажной полки лопатки рабочего колеса высокотемпературной турбины высокого давления авиационного ГТД, охлаждение её наружной и внутренней поверхностей. Она включает раздаточные каналы, выполненные внутри бандажной полки, обеспечивающие её конвективное охлаждение, и систему отверстий для плёночного охлаждения внутренней поверхности бандажной полки, в месте её перехода к перу лопатки, а также охлаждение серповидного гребня, установленного на спинке лопатки под полкой.

2. Серповидный гребень, установленный на спинке профильной части пера лопатки, вблизи внутренней поверхности бандажной полки, осуществляет локализацию вторичных токов газа в этой пристеночной области, появляющихся на внутренней поверхности полки, в пристеночной области. Благодаря этому гребню, концевые потери энергии газа снижаются, поскольку под гребнем не допускается течение вторичного газа поперёк основного потока.

3. Организация на входе и выходе из лабиринта бандажной полки, в полостях над проточной частью турбины, перед радиальным зазором и за ним, отрывных течений, создающих дополнительное сопротивление утечке газа из проточной части турбины.

4. Конфигурацию бандажной полки рекомендуется проектировать ассиметричной в окружном направлении, с целью снижения напряжений изгиба от центробежных сил частей полки, расположенных на вогнутой стороне лопатки, где температура стенки лопатки максимальна.

## **Положения, выносимые на защиту:**

1. Методика обеспечения требуемого уровня длительной прочности и интенсивности охлаждения критических элементов конструкции охлаждаемых лопаток при установке бандажных полок.

2. Конструктивный способ локализации вторичных потерь на периферии лопатки рабочего колеса турбины при установке бандажной полки.

3. Рекомендации по конфигурации «закрытого» радиального зазора в корпусе турбины высокого давления, в полости над бандажной полкой с лабиринтными уплотнениями, для снижения перетекания газа в радиальном зазоре.

4. Методика проектирования бандажной полки, оптимизация её формы и размеров с выпуклой и вогнутой стороны профильной части пера лопатки.

### **Методология и методы диссертационного исследования**

Достижение поставленных целей исследований реализовано путем создания оптимальной конструкции бандажной полки, с точки зрения эффективности охлаждения и действующих напряжений. Целесообразность такого проектирования была подтверждена результатами расчётов температур и действующих напряжений, выполненных в системе Ansys Workbench.

**Теоретическая и практическая значимость** работы заключается в том, что разработана методика проектирования бандажированных лопаток ротора ТВД, обеспечивающих повышение КПД этой ступени турбины, который в настоящее время снизился вследствие: не оптимальности наружной формы профильной части лопаток, из-за наличия каналов охлаждения; снижения относительной высоты лопаток из-за роста величины степени сжатия в компрессоре; утолщения входных и выходных кромок охлаждаемых лопаток и т.д., а также ресурса их работы, вследствие повышенной вибрационной прочности бандажированных лопаток.

В настоящее время охлаждаемые бандажированные лопатки турбин применяют, в основном, фирмы «СНТК им. Кузнецова Н.Д.» и Роллс-Ройс. Результаты их исследования представлены ниже.

**Достоверность полученных результатов** определяется тем, что:

– при определении напряжённого состояния бандажной полки и профильной части пера лопаток использовалась методология Ansys Workbench, которая в настоящее время широко используется на практике и при проведении такого рода расчётных исследований.

– имеется хорошее соответствие направленности и ограниченности зоны распространения вторичных линий тока под бандажной полкой, при установке на спинке профиля серповидного гребня, расчётных, по методологии Ansys CFX, линий тока, полученных в области распространения вторичных течений газа, с результатами испытаний решётки профилей, моделирующих периферийное сечение пера лопатки, где этот гребень был установлен на спинке профиля в его концевой части.

### **Личный вклад автора**

1. Автором исследованы конструктивные параметры профильной части пера и конфигурация бандажных полок лопаток ТВД, представлены рекомендации по их форме и размерам, с учётом обеспечения минимальных изгибных напряжений, возникающих в месте крепления бандажной полки на лопатке.

2. Рассмотрены различные схемы конвективно-плёночного охлаждения бандажных полок лопаток ТВД, выбраны предпочтительные варианты, обеспечивающие охлаждение критичных участков внутренней и наружной сторон полок, а также переднего гребня лабиринтного уплотнения, устанавливаемого на полке, с целью снижения перетеканий газа в радиальном зазоре между гребнями и корпусом турбины.

3. Автором разработана конструкция бандажированной лопатки ТВД с гребнем в выходной части решётки, установленным на спинке профильной части пера лопатки, препятствующим распространению вторичных токов газа в направлении к центральной части пера лопатки.



### **Апробация работы.**

Результаты работы были представлены на следующих конференциях:

1. Международной конференции «Авиация и космонавтика», МАИ, 11/2014 г.
2. Международной конференции «Инновации. Технологии и Производство», Рыбинск, 2015 г.
3. Всероссийской научно-технической конференции «Авиадвигатели XXI века», посвященной 85-летию юбилею ЦИАМ» 2015 г.
4. Международной конференции «Гагаринские чтения», МАИ, 2016 г.
5. Международной конференции «Авиация и космонавтика», МАИ, 2016 г.

### **Публикации**

По теме диссертации опубликовано 10 работ, 5 из них – в рецензируемых научных изданиях.

### **Объём работы**

Диссертация состоит из введения, шести глав, заключения, списка литературы из 70 наименований, содержит 73 рисунка, 2 таблицы. Общий объем работы 109 страниц, включая рисунки и таблицы.

# ГЛАВА 1 ОБЪЕКТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ И РЕШАЕМЫЕ ЗАДАЧИ

## 1.1 Конструктивные схемы системы воздушного охлаждения лопаток турбин

Конструктивные схемы системы воздушного охлаждения лопаток турбин считаются высокоэффективными, если они обеспечивают: высокую степень охлаждения, определяемую уровнем требуемого понижения их температуры при минимальных затратах охлаждающего воздуха и охранения высокого уровня КПД ступени; высокие показатели надёжности и технологичности конструкций деталей всей турбины при их изготовлении и эксплуатации.

Как известно, увеличение степени повышения температуры цикла ГТД, которая определяется отношением величины среднемассовой температуры газа на выходе из камеры сгорания  $T_g^*$  к температуре воздуха на входе в двигатель  $T_n^*$ , всегда приводит к росту работы цикла [1, 2, 3]. Поэтому исторически имеет место непрерывный рост максимальных величин  $T_g^*$ , выбираемых при проектировании, от одного поколения ГТД к другому.

Также очевидно, что рост максимальных величин температуры газа требует непрерывного совершенствования всей системы охлаждения и, главное, конструкций самих лопаток турбины. В настоящее время появились так называемые системы «суперохлаждения», сочетающие повышенную эффективность внутреннего конвективного и наружного плёночного охлаждения. Интенсивность плёночного охлаждения увеличивается при снижении диаметральных размеров каналов [14, 16, 22], расположенных в стенках лопаток, через которые охлаждающий воздух подводится к их наружным поверхностям. При оптимизации формы этих каналов при одновременном увеличении их числа, а также плотности их расположения на

единицу охлаждаемой поверхности и при значительном увеличении суммарного количества охлаждающего воздуха.

Эффективность плёночного охлаждения наружных поверхностей лопаток турбин также можно улучшить за счёт обеспечения безотрывного обтекания их профильных частей, создания условий максимального прилегания охлаждающего воздуха к охлаждаемым поверхностям [15, 18].

Следовательно, поскольку лопатки турбин высокого давления (ТВД) ГТД работают при всё более и более высоких температурах газа, омывающих их поверхности, совершенствование системы их охлаждения и повышение её эффективности актуально и имеет важное научное и практическое значение [20, 27, 28].

## **1.2 Конструктивные схемы турбин современных ГТД**

Конструктивные схемы турбин современных ГТД в настоящее время проектируются с одноступенчатой или двухступенчатой ТВД [19, 21, 23]. При этом критериями выбора одного или другого числа ступеней ТВД является уровень возможного максимального КПД, с одной стороны, с другой – требуемое количество деталей и стоимость жизненного цикла ГТД, возможность достижения максимальных значений температур газа перед турбиной и т.д. Рассмотрим несколько конструктивных схем газогенераторов и схемы охлаждения турбин современных ГТД (ТРДД), решаемые этими системами задачи, с целью повышения КПД и охлаждения деталей статора и ротора ТВД и их эффективность.

С точки зрения формирования экономичной системы охлаждения конечно проект одноступенчатой турбины является более предпочтительным, поскольку надо охлаждать лопатки только одной ступени. Кроме того, необходимо отметить, что достижение высокого уровня КПД турбины в целом нельзя связывать только с ростом высот лопаток

рабочих колес в двухступенчатой ТВД и снижением их аэродинамической нагруженности.

Так, например, одноступенчатая ТВД располагается на большем диаметре, поэтому диффузорность переходного канала к турбине ТНД в этом случае уменьшается, и это должно также учитываться при выборе окончательного решения.

Для достижения высокого КПД турбины также важно наличие и относительная толщина стоек в переходном канале между ТВД и ТНД, которые требуется проектировать утолщёнными из-за необходимости подвода и отвода масла от опоры ТВД.

В представленной конструкции на рис. 1.1, эта задача решена оптимально, т.к. сопловой аппарат ТНД выведен из силовой схемы турбины. Этот аппарат не является несущей конструкцией, и он не передаёт усилие от массы ротора на статор турбины.

При проектировании ТВД применяются все возможные способы повышения их КПД. Так, например, на рис. 1.1 в представленной конструктивной схеме одноступенчатой турбины современного двухвального ТРДД реализовано активное управление радиального зазора над лопатками рабочего колеса этой турбины с помощью электронной системы управления, так же, как это выполнено в семействе ТРДД CFM 56-5.

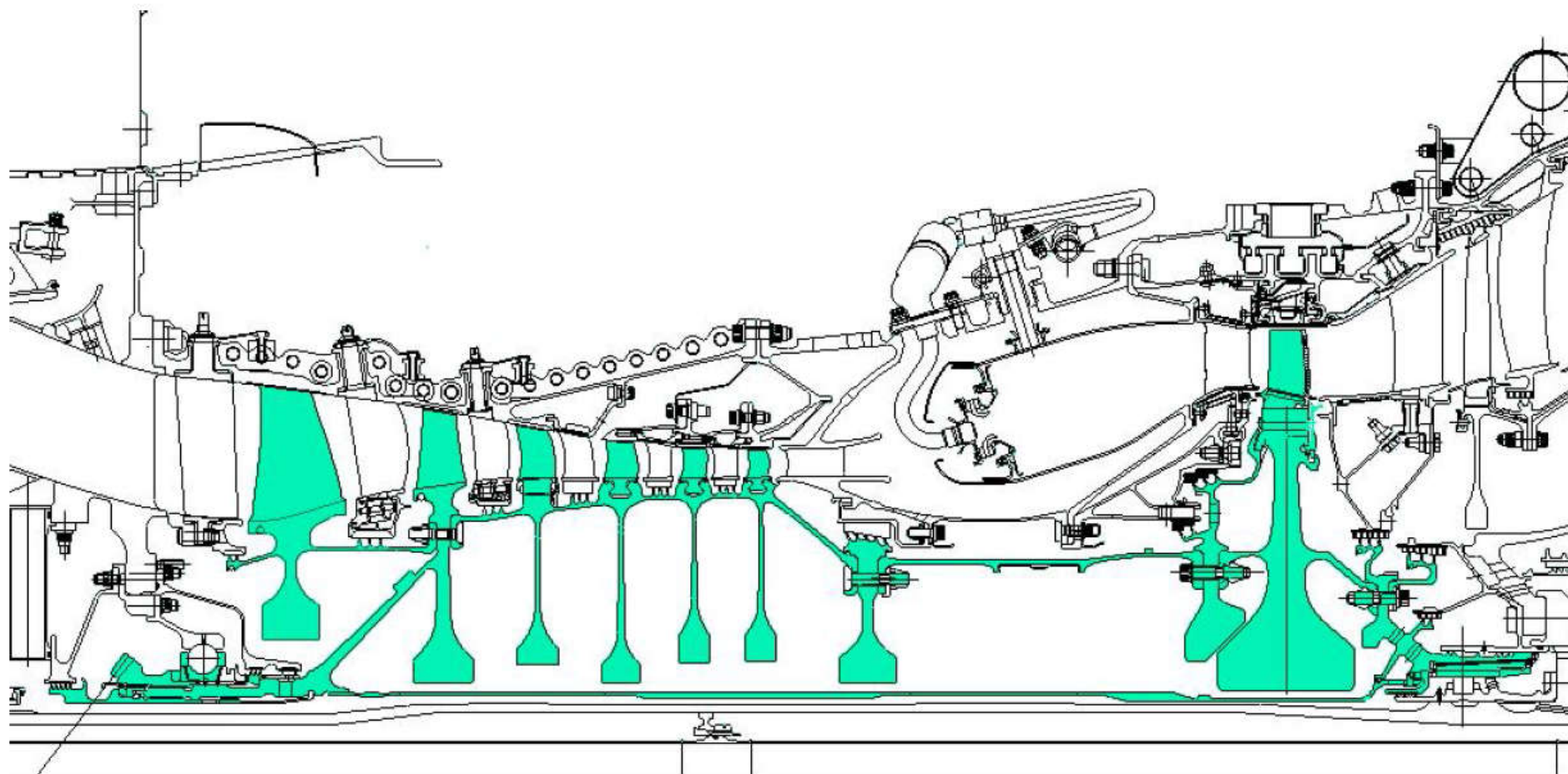


Рис. 1.1 Газогенератор ТРДД с одноступенчатой ТВД и активным управлением радиального зазора над рабочей лопаткой ТВД

Лопатки рабочего колеса ТВД, высота которых в современных ГТД значительно уменьшается из-за применения высоких степеней сжатия в компрессоре, целесообразно выполнять с бандажной полкой и лабиринтом, установленным на её наружной поверхности для снижения утечек газа в радиальном зазоре [4, 5, 6, 6]. Однако бандажная полка требует дополнительного охлаждения и это надо обязательно учитывать при оценке её газодинамической эффективности [7, 9, 11, 12, 13].

На рис. 1.2 представлена конструктивная схема и система охлаждения турбин ТВД и ТСД трёхвального ТРДД [2], имеющая большое число конструктивных элементов, представляющих интерес с точки зрения анализа возможностей достижения высоких КПД и эффективности системы охлаждения деталей этой турбины. Интенсификация охлаждения корпуса 16 и «плавающих» вставок 14 этой турбины обеспечивается за счёт дефлектора 6, который обеспечивает концентрацию воздуха наружного контура вблизи корпуса турбины.

Вторичный воздух камеры сгорания подаётся во внутреннюю полость корпуса турбины, образованную наружными и внутренними деталями конструкции, и через отверстия в плавающих вставках он отдельными струями направляется на бандажную полку для её охлаждения и обеспечения необходимых запасов прочности. Наш опыт показывает, что этот способ охлаждения бандажной полки рабочей лопатки турбины малоэффективен.

На рис. 1.3 показана схема системы охлаждения двухвального ТРДД, где отбираемый закомпрессорный воздух, прежде чем попасть в внутреннюю полость лопатки рабочего колеса ТВД, проходит через воздухо-воздушный теплообменник в котором он охлаждается примерно на 110 °С [10]. Кроме того, в турбине, представленной на рис. 1.3, имеется закручивающая решётка охлаждающего воздуха, установленная в аппарате закрутки 16, в котором температура воздуха также снижается [34]. Рассмотрим этот вопрос более подробно.

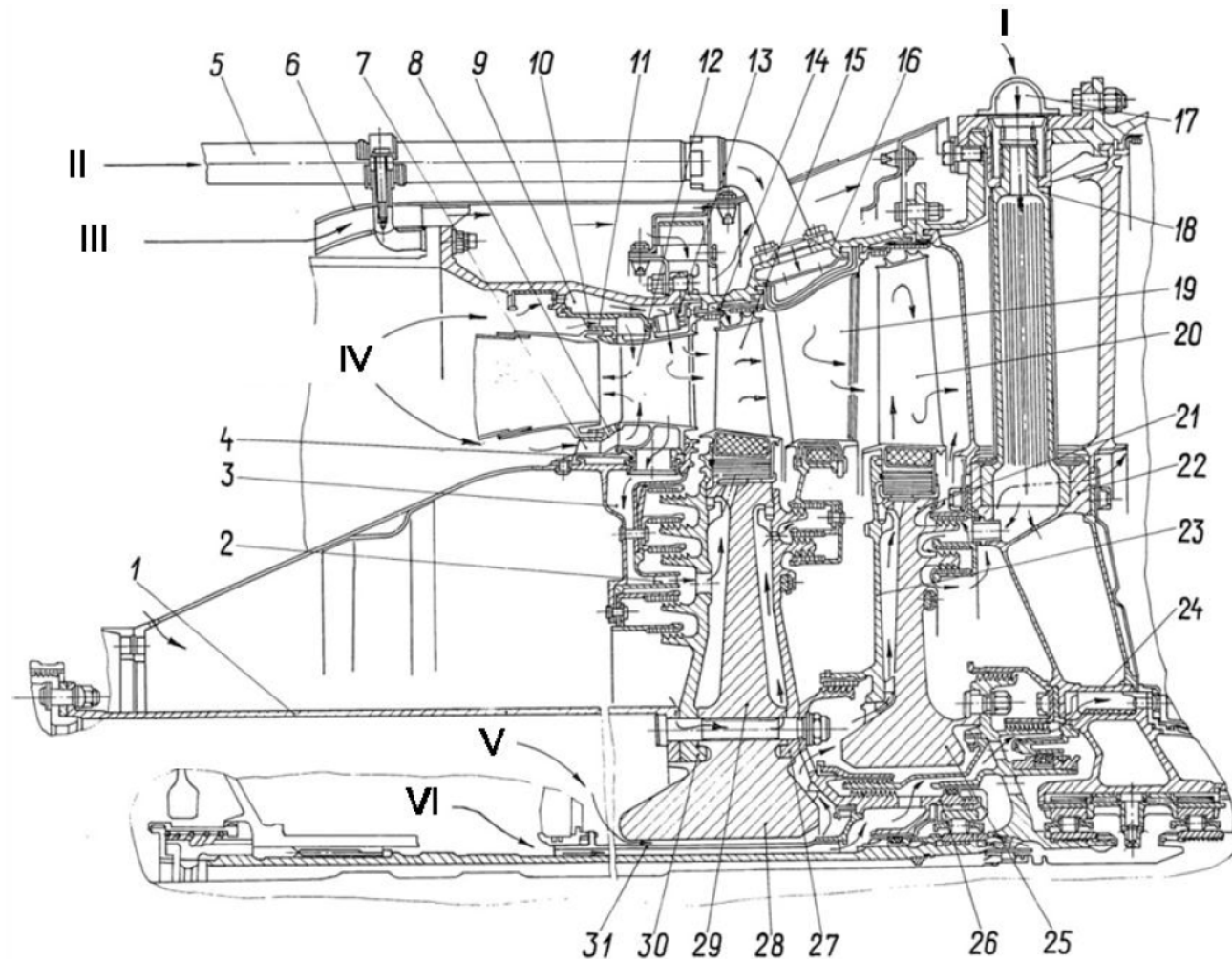


Рис. 1.2 Конструктивная схема и система охлаждения турбины трёхвального ТРДД: I – подвод воздуха из-за двенадцатой ступени компрессора; II – воздух из разгрузочной полости за компрессором; III – воздух второго контура; IV – вторичный воздух камеры сгорания; V – воздух из-за двенадцатой ступени компрессора; VI – воздух из-за восьмой ступени компрессора; 1...31 – детали конструкции турбины

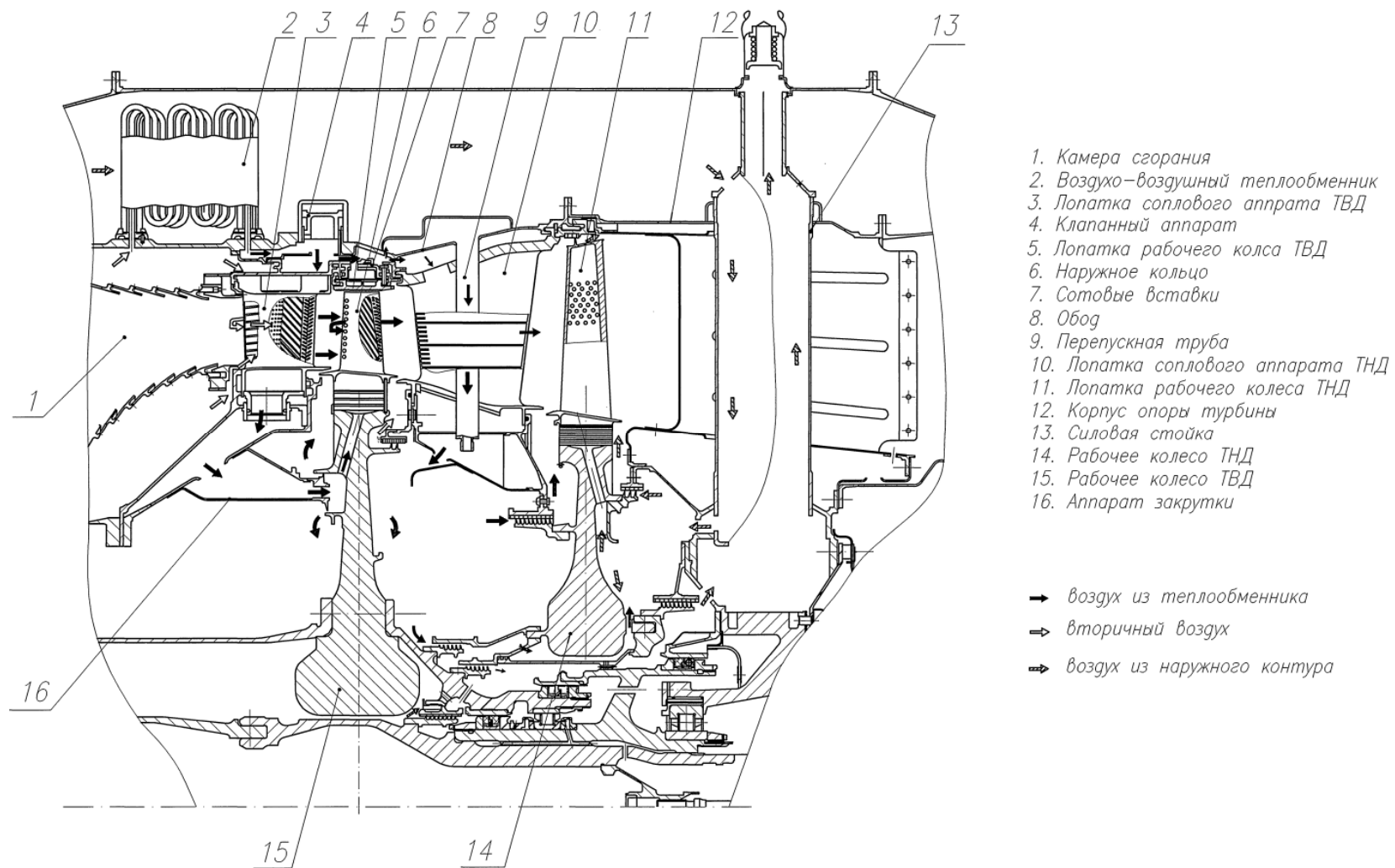


Рис. 1.3 Конструктивная схема и система охлаждения турбины двухвального ТРДД



### 1.3 Методы снижения температуры охлаждающего воздуха

Очевидно, что с целью уменьшения температуры охлаждающего воздуха и создания на максимальном радиусе диска безударного входа в межлопаточные полости (отверстия) корневых частей рабочих лопаток ротора, следует подводить к ротору турбины охлаждающий воздух с предварительной закруткой, равной окружной скорости ротора на этом диаметре, то есть когда  $c_u = u$ , как это показано на рис. 1.4. В результате достигается оптимальный по величине расхода воздуха в ротор осевой вход  $\omega = c_a$ . Снижение температуры охлаждающего воздуха, определяется по формуле

$$\Delta T^* = T_c^* - T_{c_a}^* = T + \frac{c^2}{2 \frac{k}{k-1} R} - \left( T + \frac{c_a^2}{2 \frac{k}{k-1} R} \right) = \frac{u^2}{2 \frac{k}{k-1} R} = \frac{u^2}{2010} \quad (1.1)$$

где:  $\Delta T^*$  - снижение температуры охлаждающего воздуха;

$T_c^*$  - температура охлаждающего воздуха без закрутки;

$T_{c_a}^*$  - температура охлаждающего воздуха с закруткой;

$T$  - статическая температура;

$c$  - скорость закрученного потока;

$k$  - показатель адиабаты;

$R$  - универсальная газовая постоянная;

$c_a$  - осевая скорость охлаждающего воздуха;

$u$  - окружная скорость ротора в месте установки закручивающей решетки. Величина  $\Delta T^*$  зависит от квадрата окружной скорости потока воздуха, подводимого к торцу рабочей лопатки ТВД. Чем выше по диаметру диска мы подводим охлаждающий воздух, тем больше он снижает свою температуру.

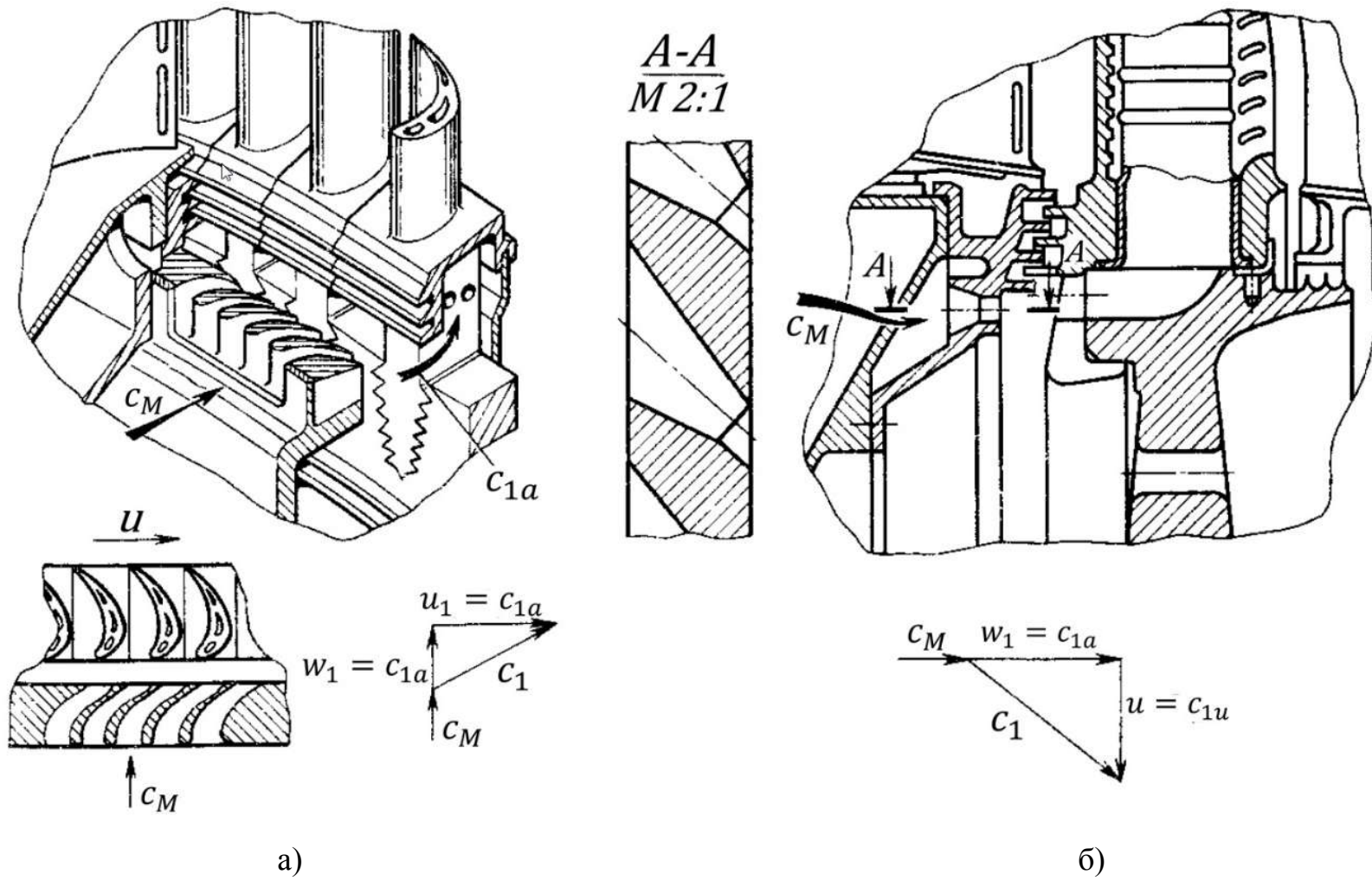


Рис. 1.4 Конструктивные схемы закрутки охлаждающего воздуха, реализуемые с помощью закручивающей решётки «а» (слева) и профильных наклонных каналов «б» (справа)

Величина закрутки, при прочих равных условиях, будет лимитироваться величиной давления в полости за подкручивающей решеткой. Это давление не должно быть больше требуемого для уравнивания осевой силы, действующей на ротор, а также не должно быть меньше статического давления газового потока на выходе из соплового аппарата на внутреннем радиусе турбины. Последнее необходимо для того, чтобы предотвратить проникновение газа из проточной части турбины через уплотнение между диском и сопловым аппаратом в воздушную полость

Подкручивающая решетка может располагаться на любом радиусе по отношению к каналам в диске, подводящим воздух к охлаждаемым лопаткам. Если подкручивающая решетка расположена почти у ступицы диска первой ступени турбины, то, чтобы при таком расположении решетки не ухудшалось охлаждение лопаток, т.е. чтобы эффект понижения температуры воздуха не уменьшился, необходимо придать ему такую закрутку, при которой окружная составляющая скорости несколько превышала бы окружную скорость на радиусе расположения входных каналов.

#### **1.4 Повышение интенсивности охлаждения лопаток турбин**

Далее, рассмотрим интенсивность охлаждения профильной части пера современных охлаждаемых лопаток турбин, поскольку бандажная полка является дополнительной массой, увеличивающей центробежную силу пера лопатки. Компенсирование этой силы может быть реализовано только за счёт уменьшения температуры её несущей части.

Показанный на рис. 1.5 график изменения интенсивности охлаждения в зависимости от расхода охлаждающего воздуха можно разделить на две части: внизу, до величины расхода воздуха примерно 3,5 %, представлены лопатки конвективного охлаждения. Вверху, справа и выше, при расходе охлаждающего воздуха более величины 2,5 % , начиная с малоразмерной лопатки ТРДД АИ 222-25, величина расхода охлаждающего воздуха

увеличивается до 4,5%. Там представлены лопатки конвективно-плёночного охлаждения.

Самая маленькая по высоте и хорде пера лопатка относится к турбине ТВД АИ 450. Имеющийся небольшой расход охлаждающего воздуха определяется малыми размерами этой лопатки.

В ТВД ТРДД Д18Т, он установлен на самом большом в мире самолёте Руслан, охлаждающий воздух подводится не только через входной канал, выполненный в торце её замковой части, но и на поверхности удлинительной ножки. Это позволило обеспечить большую величину охлаждающего воздуха и следовательно, большую интенсивность охлаждения.

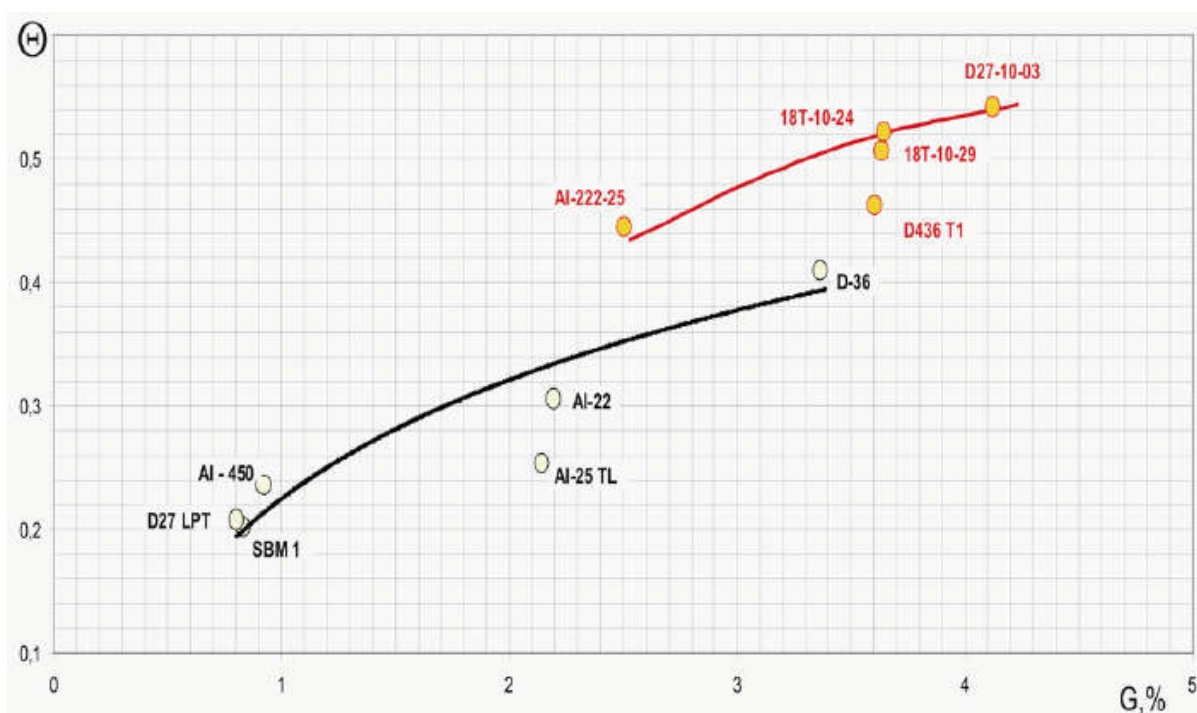


Рис. 1.5 Зависимость интенсивности охлаждения рабочих лопаток ТВД ОКБ «Ивченко-Прогресс» [57] от расхода охлаждающего воздуха

На рис. 1.6 представлена зависимость интенсивности охлаждения от конструктивного выполнения внутренней полости лопатки и особенностей имеющейся системы охлаждения, конвективного или конвективно-

плёночного, а также сугубо перспективной схемы – транспирационного (проникающего) охлаждения.

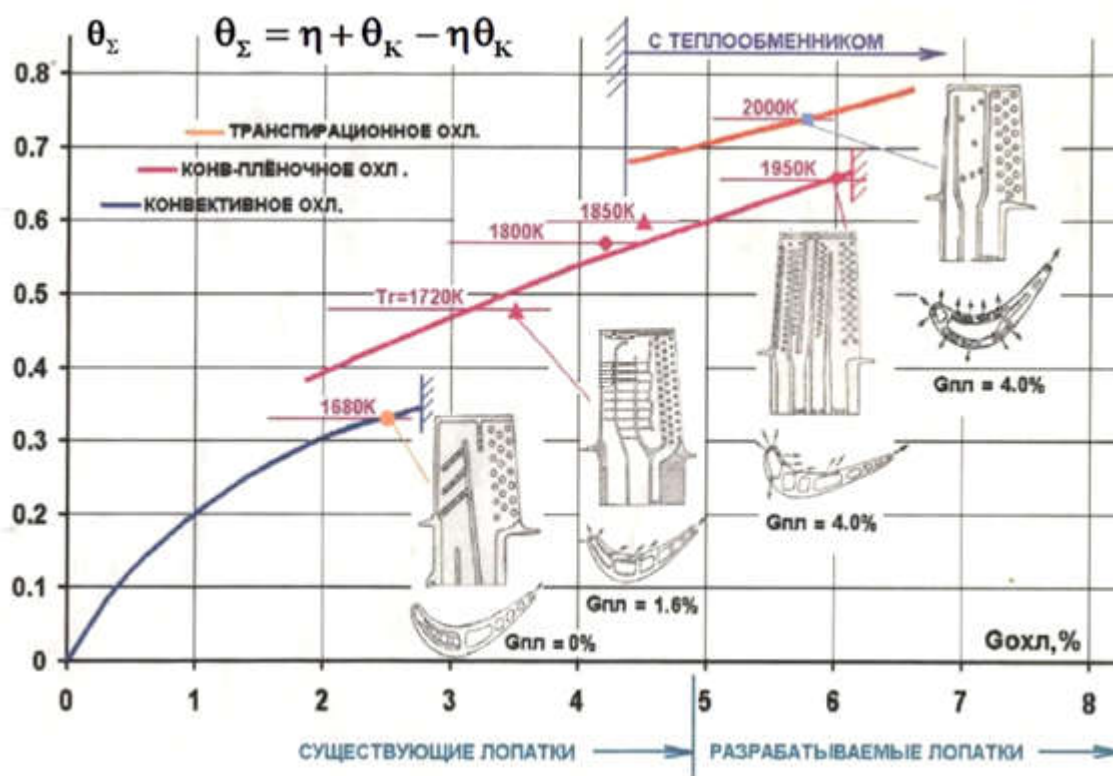


Рис. 1.6 Обобщённая зависимость интенсивности охлаждения рабочих лопаток ТВД от особенностей конструктивной схемы охлаждения и расхода охлаждающего воздуха

В лопатках с конвективно–плёночным охлаждением до недавнего времени ряды перфорации выполнялись с диаметром отверстий минимально 0,65...0,75 мм. В настоящее время технологически возможно выполнять перфорацию с диаметром отверстий, минимально до 0,3 мм, поэтому в перспективных лопатках количество отверстий перфорации может быть примерно в пять раз больше, при сохранении неизменной величины отбора воздуха на охлаждение лопаток турбины.

Для рабочего колеса турбины несущей частью конструкции является её срединная часть. Пропускная способность охлаждающего воздуха замковой части и корневых сечений профильной части лопатки рабочего колеса

турбины, с относительной толщиной профиля 0,35%, равна примерно 4,5...5,0 %.

### 1.5 Эффективность теплозащитных покрытий

На рис. 1.7 [68, 69] показана эффективность применения новых материалов и теплозащитных покрытий, устанавливаемых на поверхности современных лопаток турбин. Как видно, эти покрытия позволяют дополнительно снизить от воздействия горячего газа поверхность металла примерно на 100–150 градусов.

Таким образом, очевидно, что имеется резерв, который можно использовать для компенсации повышенных напряжений в бандажированных лопатках турбин современных и перспективных ГТД.

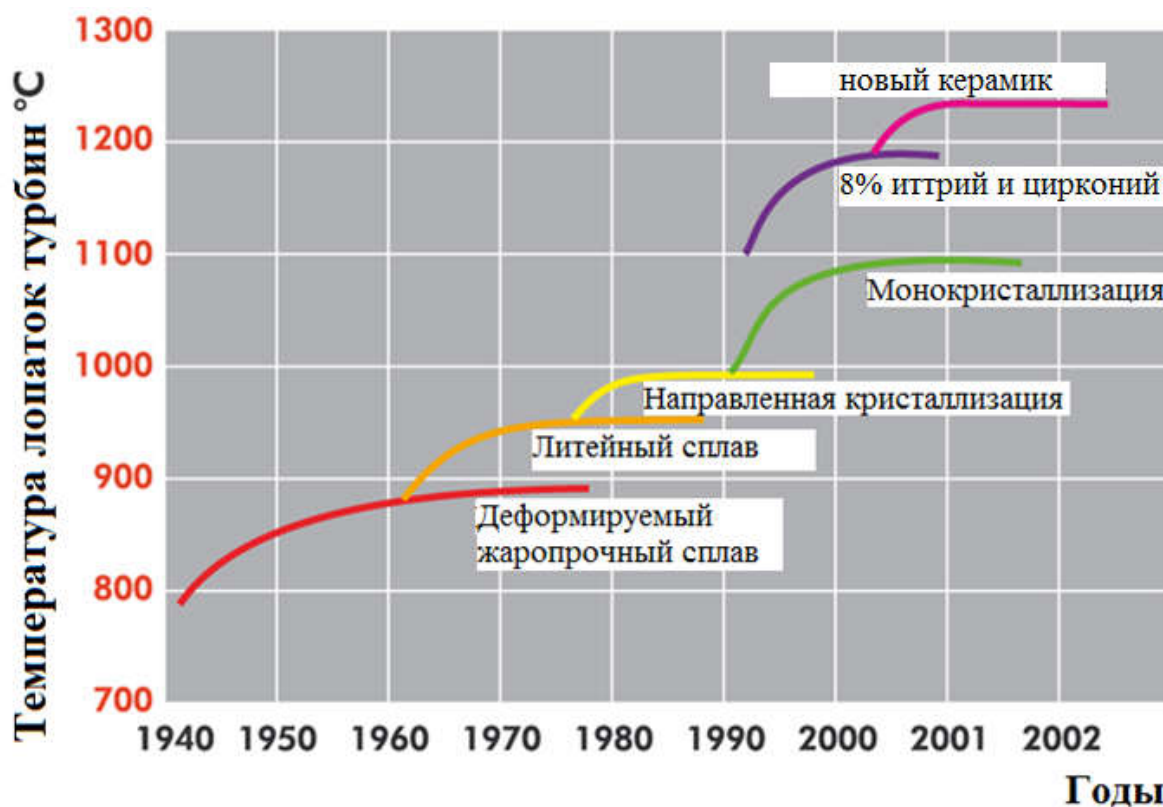


Рис. 1.7 Тепловые характеристики материалов и покрытий современных ГТД

## 1.6 Расчетная оценка допустимой температуры газа перед турбиной

На рис. 1.8 представлена зависимость температуры металла охлаждаемых рабочих лопаток ТВД от величин температуры газа перед турбиной и интенсивности их охлаждения.

Это наиболее удобная характеристика, позволяющая при проведении предварительных расчётов, в которых можно сразу же по температуре пера лопатки перейти к характеристикам прочности по её высоте или скорректировать первоначально выбранный уровень её охлаждения.

Выбранный таким образом уровень охлаждения определяет конструктивный облик лопатки. Далее, при проведении трудоёмких поверочных расчётов с использованием конечно-элементных моделей, возможно, сократить число расчётов при оптимизации проектируемой или модернизируемой системы охлаждения.

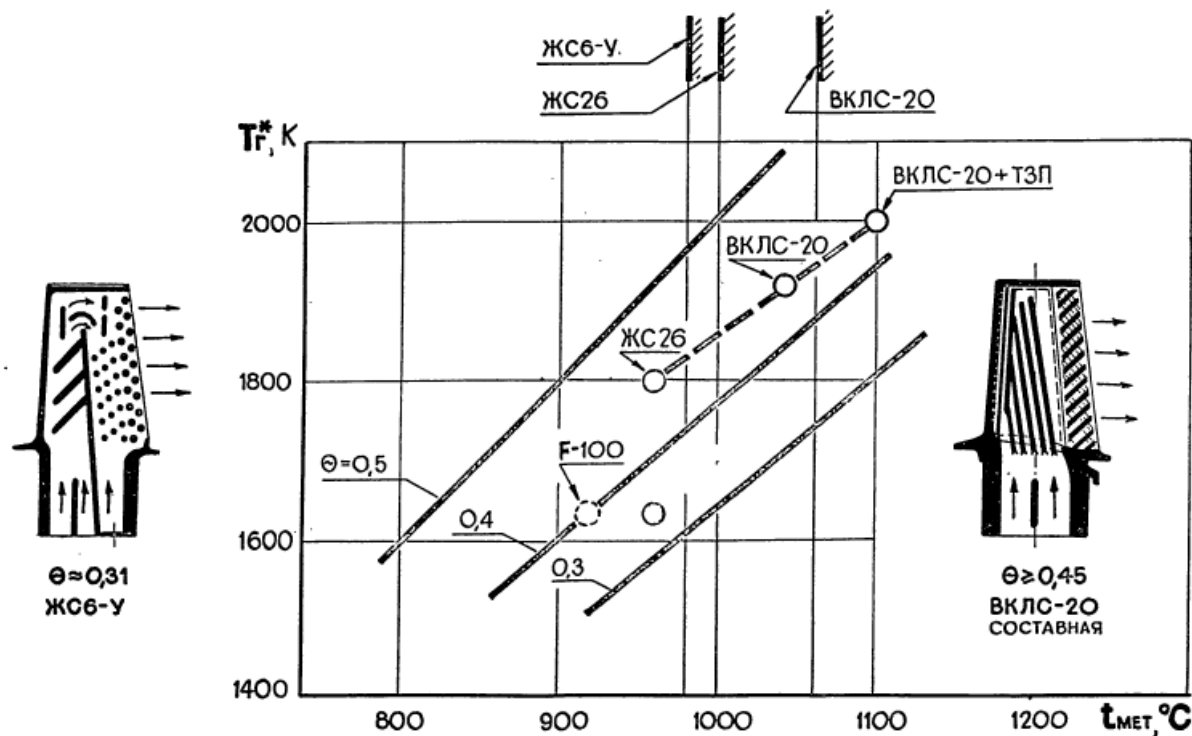


Рис. 1.8 Зависимость изменения температуры металла лопаток ТВД от максимальной величины температуры газа перед турбиной

## **Выводы по главе 1**

Как видно из представленных выше материалов проведенных исследований, имеются определённые резервы в повышении нагруженности рабочих лопаток турбин, которые можно использовать с целью установки на их периферии бандажных полок, способствующих повышению КПД и ресурса современных и вновь проектируемых турбин авиационных ГТД.

**В связи с вышеизложенными сформулированы следующие задачи, решаемые в данной диссертационной работе:**

- 1) Выполнить анализ различных вариантов проектирования бандажных полок охлаждаемых лопаток турбин.
- 2) Выявить критичные участки бандажной полки, которые необходимо обеспечить их температурного состояния.
- 3) Снизить перетекания через радиальный зазор за счёт оптимизации конструкции бандажных полок и их лабиринтных уплотнений.
- 4) Провести численные моделирования процессов газодинамики и напряженного состояния бандажированной лопатки системе Ansys Workbench.
- 5) Исследовать методы обеспечения прочности бандажной полки за счёт оптимизации её конфигурации и конвективно-пленочного охлаждения.
- 6) Разработать конструктивный способ снижения интенсивности вторичных токов на периферии лопатки под бандажной полкой.



## ГЛАВА 2 ИССЛЕДОВАНИЕ ЧИСЛЕННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ТЕЧЕНИЙ И ТЕПЛООБМЕНА В РАБОЧЕМ КОЛЕСЕ ТВД С БАНДАЖИРОВАННЫМИ ЛОПАТКАМИ И НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ ЛОПАТКИ ЭТОГО КОЛЕСА.

### 2.1 Численное моделирование явлений в рабочем колесе турбины высокого давления ГТД.

Существуют три основных групп методов исследования течений, кроме теоретических и экспериментальных методов получают еще методы численного моделирования течений с помощью бурного развития компьютерных технологий вычислительной газовой динамики (CFD – Computational Fluid Dynamics). Методы численного моделирования течений можно разделить на три вида: интегральные методы, конечно-разностные методы и методы конечных элементов.

В настоящее время вычислительная газовая динамика конечно-разностными методами является основным способом исследования газодинамических явлений в проточной части турбины ГТД.

Для описания процессов течений, проходящих в турбине ГТД, используются нижеперечисленные уравнения:

1) Уравнение неразрывности

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = -\text{div}(\rho \vec{W}) \quad (2.1)$$

2) Уравнение количества движения (уравнение Навье-Стокса)

$$\frac{d\vec{W}}{dt} = \vec{J} - \frac{1}{\rho} \text{grad}(p) + \nu \Delta \vec{W} + \frac{1}{3} \nu \text{grad}(\text{div} \vec{W}) \quad (2.2)$$

3) Уравнение энергии

$$\frac{dT}{dt} = \frac{1}{\rho C_p} \frac{dp}{dt} + \chi \Delta T + \frac{1}{C_p} \frac{dq_{mp}}{dt} \quad (2.3)$$

4) Уравнение состояния

$$p = \rho RT \quad (2.4)$$

5) Уравнение второго закона термодинамики

$$ds = \frac{dq + dq_{mp}}{T} \quad (2.5)$$

где:  $\rho$  – плотность жидкости;  $t$  – время;  $\vec{W}$  – скорость движения материальной точки;  $\vec{J}$  – ускорение массовой силы;  $p$  – давление;  $\nu$  – кинематическая вязкость;  $\chi = \frac{1}{\rho C_p}$  – коэффициент температуропроводности;  $T$  – температура;  $C_p$  – постоянная теплоемкость ( $p = \text{const}$ );  $q_{mp}$  – теплота трения;  $R$  – универсальная газовая постоянная;  $s$  – энтропия.

Нет возможности получить точного решения этих уравнений для сложного течения в турбине без допущений. В этом случае действительное течение заменяют их упрощенными моделями, переходят к приближенным численным решениям уравнений на ЭВМ и экспериментальным исследованиям течений на моделях [61].

Уравнение Навье-Стокса в виде уравнений в проекциях на оси координат:

$$\frac{du}{dt} = X - \frac{1}{\rho} \frac{dp}{dx} + \nu \Delta u + \frac{1}{3} \nu \frac{\partial}{\partial x} \text{div} \vec{W} \quad (2.6)$$

$$\frac{dv}{dt} = Y - \frac{1}{\rho} \frac{dp}{dy} + \nu \Delta v + \frac{1}{3} \nu \frac{\partial}{\partial y} \text{div} \vec{W} \quad (2.7)$$

$$\frac{d\omega}{dt} = Z - \frac{1}{\rho} \frac{dp}{dz} + \nu \Delta \omega + \frac{1}{3} \nu \frac{\partial}{\partial z} \text{div} \vec{W} \quad (2.8)$$

где:  $u, v, \omega$  – проекции скорости на оси  $x, y, z$ .

Последние члены этих уравнений мало влияют на их решения, поэтому обычно полагает  $e = \text{div} \vec{W} = 0$ . При этом уравнение Навье-Стокса для несжимаемой жидкости можно записать:

$$\frac{du}{dt} = X - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (2.9)$$

$$\frac{dv}{dt} = Y - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (2.10)$$

$$\frac{d\omega}{dt} = Z - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left( \frac{\partial^2 \omega}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \omega}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \omega}{\partial z^2} \right) \quad (2.11)$$

Точные решения этих уравнений получены только в некоторых простых течениях.

Для математического описания процессов теплообмена используются: первый закон термодинамики, закон сохранения вещества и закон сохранения количества движения [62].

При исследовании процесса теплопередачи, уравнение энергии можем записать в виде:

$$\begin{aligned} \rho c_p \left[ \frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + \omega \frac{\partial T}{\partial z} \right] = \frac{\partial}{\partial x} \left( \lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \\ + \frac{\partial}{\partial y} \left( \lambda \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \lambda \frac{\partial T}{\partial z} \right) + q_v + \mu \Phi \end{aligned} \quad (2.12)$$

где:  $q_v$  – плотность внутренних источников тепловыделения;  $\Phi$  – функция рассеяния (диссипации) механической энергии потока:

$$\Phi = \mu \left\{ \begin{aligned} & 2 \left[ \left( \frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left( \frac{\partial \omega}{\partial z} \right)^2 \right] + \left( \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + \\ & + \left( \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial \omega}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial \omega}{\partial y} \right)^2 \end{aligned} \right\} \quad (2.13)$$

Для определения коэффициента теплоотдачи  $\alpha$  используют критериальные уравнения, называющиеся функциональными зависимостями между критериями подобия. Существуют следующие критерия подобия:

$$\text{Критерий Нуссельта } Nu = \frac{\alpha l}{\lambda};$$

$$\text{Критерий Грасгофа } Gr = \beta \frac{g l^3 \Delta t}{\nu^2};$$

$$\text{Критерий Прандтля } Pr = \frac{\nu}{a};$$

$$\text{Критерий Пекле } Pe = \frac{\omega l}{a};$$

$$\text{Критерий Рейнольдса } Re = \frac{\omega l}{\nu}$$

$$\text{Критерий Эйлера } Eu = \frac{p}{\rho \omega^2};$$

$$\text{Критерий Галилея } Ga = \frac{g l^3}{\nu^2};$$

$$\text{Критерий фазового превращения } K = \frac{r}{C \Delta t}$$

$$\text{Критерий Маха } M = \frac{\omega}{\omega_{3\sigma}}.$$

$$\text{Критерии Нуссельта } Nu = \frac{\alpha l}{\lambda} \text{ или Стантона } St = \frac{\alpha}{\lambda c_p \rho \omega} \text{ называются}$$

определяющими критериями, потому что в них содержится искомую величину коэффициента теплоотдачи  $\alpha$ . Основные критериальные уравнения можно ознакомиться в [24, 25, 61, 62].

Течение в турбине высокого давления является турбулентным течением [61, 66]. Для моделирования турбулентных течений применяются следующие подходы:

1) Прямое численное моделирование (DNS) турбулентности, позволяет получать хорошие результаты, но при этом время для расчета велико требует современных вычислительных мощностей. Применение этого подхода возможно при тестировании или калибровке инженерных методов расчетов.

2) Моделирование крупных вихрей (LES) имеет намного менее требование вычислительных ресурсов, чем DNS. В LES крупные вихри рассчитываются, а мелкие вихри выбираются в масштабе. Поэтому не получаются удовлетворительные результаты.

3) Моделирование на базе осредненных уравнений Рейнольдса (RANS), является оправданным методом. При моделировании применяются следующие основные модели: алгебраические модели, модели с одним дифференциальным уравнением, модели с двумя дифференциальными уравнениями ( $k-\epsilon$  для основного течения и  $k-\omega$  для пристеночного течения). В турбине ГТД обычно применяется комбинированная модель турбулентности для моделирования течений близко к стенке и течений удалено от стенки.

Однако при исследовании лопаток турбин на прочность, важнейшей задачей является оценка напряженного состояния лопаток. Кроме того напряженное состояние лопаток турбин при действиях температур, газодинамических сил и центробежных сил является сложно объемным. Заменяем сложное на эквивалентное напряжение, тогда есть возможность использования условия прочности при простом растяжении. Нужно оценить прочность лопаток по некоторому критерию прочности как: критерию наибольших нормальных напряжений, критерию наибольших линейных деформаций, критерию наибольших касательных напряжений, критерию удельной потенциальной энергии формоизменения (Фон Мизес) или критерию (теории) Мора.

## **2.2 Выбор расчётной схемы и объектов исследования**

В современное время есть возможность применения разных коммерческих программ для моделирования процессов течений, теплообмена и анализа прочностного состояния лопаток турбин высокого давления ГТД. Для CFD моделирования течений в турбине можно применить программы: Ansys CFX (США), Ansys Fluent (США), Numeca (Бельгия), Flow Vision (Россия), Star-CD (Великобритания), Open FOAM (Великобритания) и др.

Применения программного комплекса для получения нужных

информаций зависит от опытов исследователей или от требования вычислительных ресурсов. При изучении работ [14, 29, 30, 31, 32, 41, 54, 55], был выбран программный комплекс Ansys Workbench для исследования газодинамического, теплового и напряженного состояния рабочих лопаток турбин с бандажной полкой (FSI – Fluid Structure Interaction).

Расчетная схема представлена на рис. 2.1: сопряженный расчет по газодинамике и по теплопередаче, выполненный по программе Ansys CFX [67], дает информации о тепловом состоянии и градиенте давлений, возникающих во внутренних и внешних участках лопатки. Расчет напряженного состояния реализован в программе Static structural.

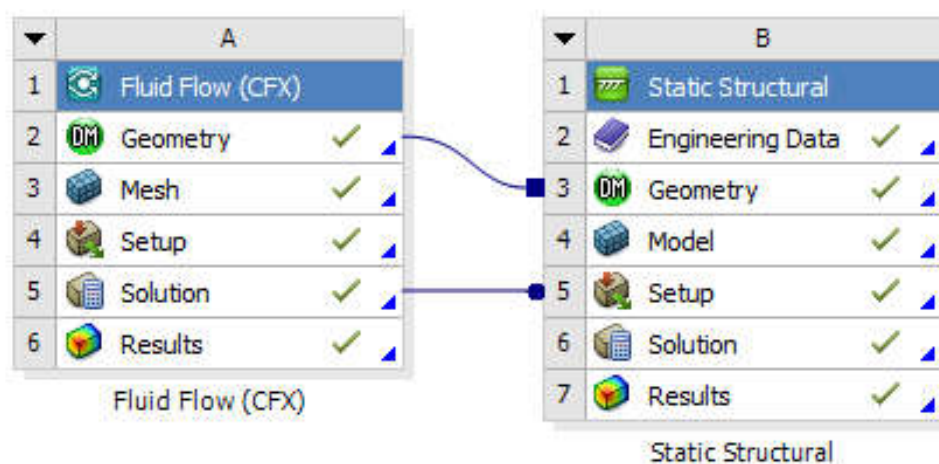


Рис. 2.1 Вычисленный метод исследования температурного и напряженного состояния бандажированной лопатки рабочего колеса ТВД

Требования к результатам расчетов является газодинамическими параметрами течений межлопаточного канала (распределение давления, распределение температуры, распределение скорости течения, градиенты давления и др.), полем распределением температур самой лопатки, областью критических напряжений лопатки и др.

В качестве объекта исследования была выбрана бандажированная рабочая лопатка турбины высокого давления авиационных ГТД типа ТРДД. Геометрические параметры решеток этой лопатки на среднем, верхнем и

нижнем сечениях представлены в рис. 2.2.

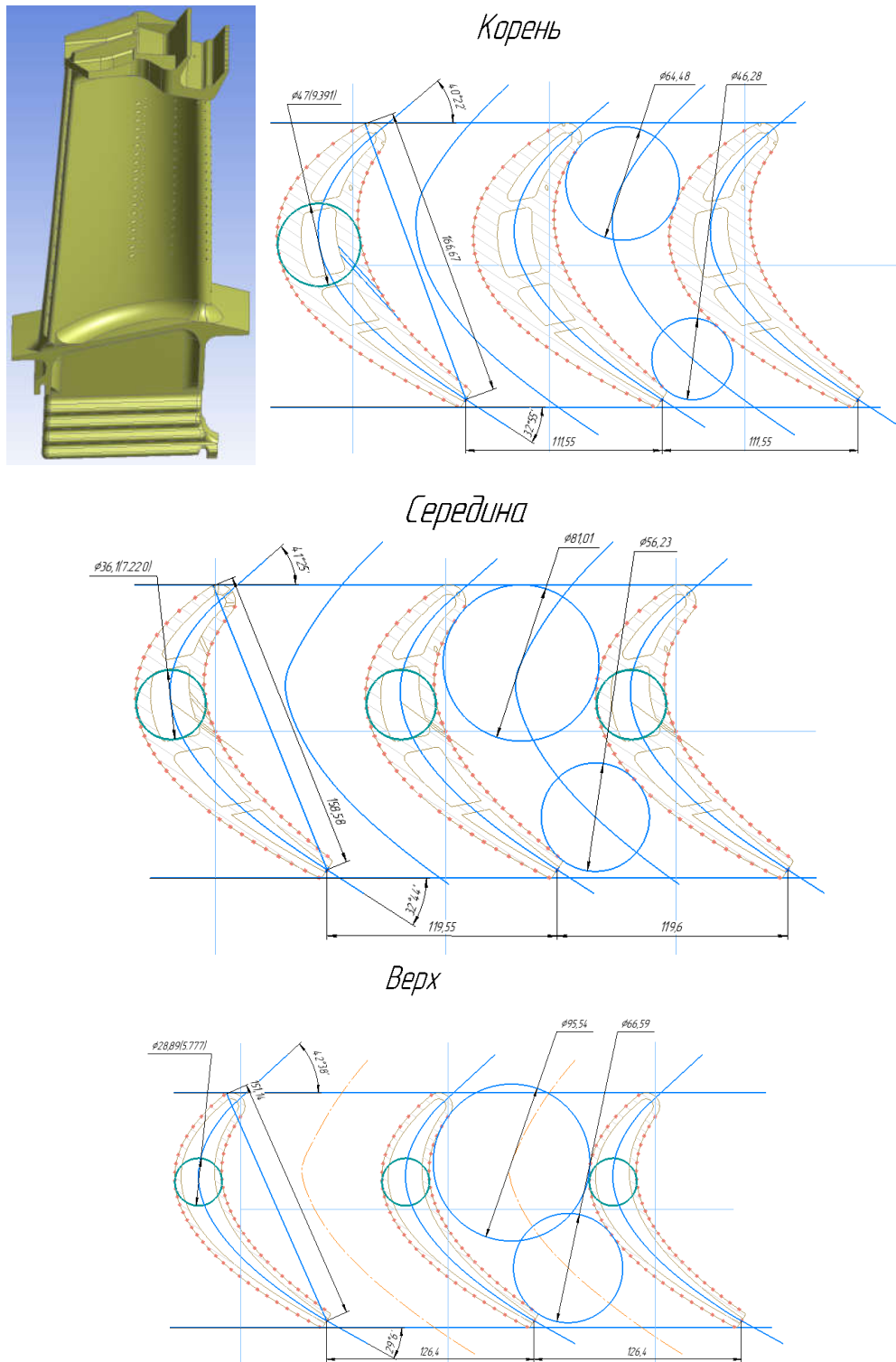


Рис. 2.2 Рабочая лопатка с бандажной полкой и её параметры решетки (масштаб 5:1)

Все расчеты производились в периодичной постановке, с заданным

количеством рабочих лопаток на рабочем колесе [67]. Расчетная модель представлена на рис. 2.3. Модель для сопряженного расчета состоит из одной рабочей лопатки и области, расположенной вокруг лопатки (газовый домен), моделируется один межлопаточный канал. Модель для расчета на прочность состоит из такой же лопатки и упрощенного диска для моделирования реальных условий работы рабочей лопатки на диске. Следует также отметить, что при расчете в системе Ansys CFX, необходимо создавать контактные поверхности между лопаткой и областью газа для передачи градиентов давлений газа в расчет на прочность в раздел Static structural.

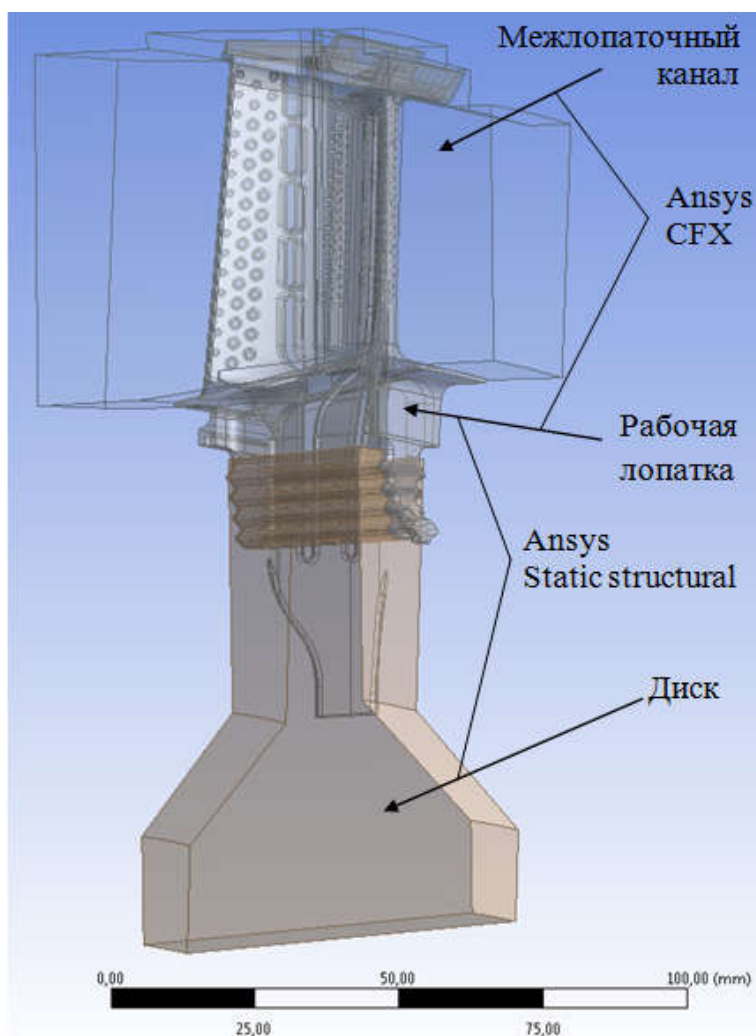


Рис. 2.3 Расчетная модель в Ansys Workbench

Следует отметить, что межлопаточный канал имеет конфигурацию



подробной формы бандажной полки. Это осложняет процесс разбиения на сетки, но позволяет более детально исследовать температурное состояние лопатки.

Расчетные области создают в CAD системе Siemens NX 9. Модели для расчетов были экспортированы из CAD системы и потом импортированы в геометрический модуль для корректировки топологических ошибок и выделения контактных поверхностей между лопаткой и областью газа и прочие поверхности пограничных условий.

### 2.3 Построение сопряженного расчета и расчета напряженного состояния

Были попытки построения структурированных сеточных моделей в полости над бандажной полкой в программе ICEM CFD [31], Ansys Meshing [30], Fluent Meshing [31] и AutoGrid5 Numeca, но не получили результаты при наличии охлаждаемых отверстий конвективного или пленочного охлаждения бандажной полки. Пример сетки такого типа представлен на рис. 2.4.

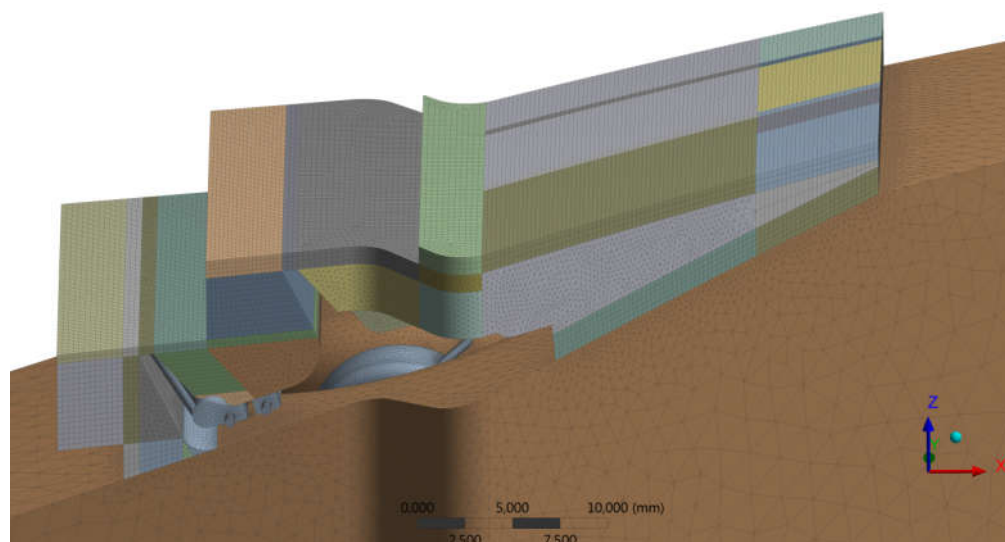


Рис. 2.4 Структурированная сеточная модель в полости над бандажной полкой

По рекомендации [32] область вокруг профильной части лопатки

должна имеет сетки типа H–O–H, при пленочном охлаждении лопатки структурированная сетка тоже не получила из-за ограничения опытов и компьютерного ресурса.

Расчетные конечно-элементные модели были созданы в программе Meshing для разбиения сеток системы Ansys CFX. Была выбрана эта программа потому, что она позволяет реализовать сетки быстрее при сложной геометрической модели без использования блоков. На основании работ [16, 29, 35] при расчете лопаток турбин сложной формы можно применить неструктурированные сетки. Расчетная сетка представлена на рис. 2.5.

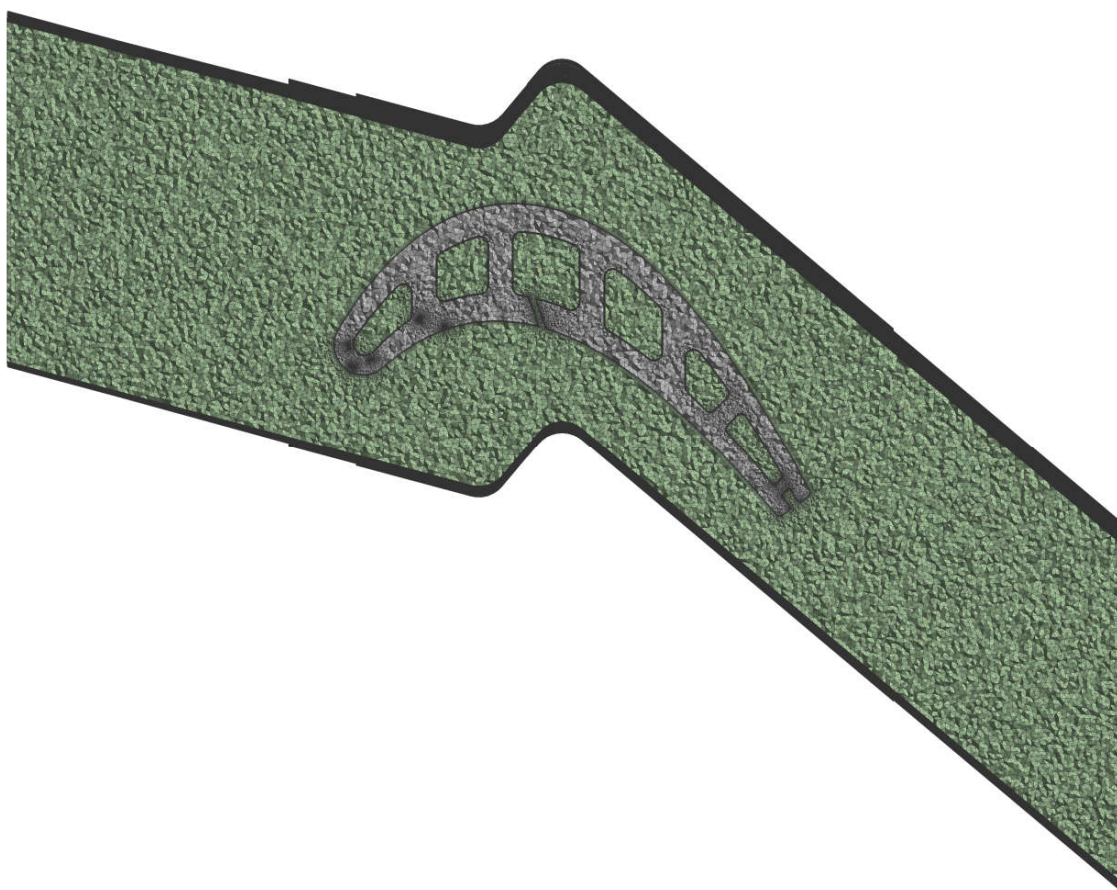


Рис. 2.5 Расчетная сеточная модель в Ansys CFX.

В домене рабочей лопатки и межлопаточного канал использовалась тетра сетка, на поверхности газового домена создавалось сгущение сетки с 10-ю призматическими подслоями. Высота первого пристеночного слоя составляет  $10^{-6}$  м ( $y^+$  меньше единицы) [16] с приростом 1,2 (рис 2.6).

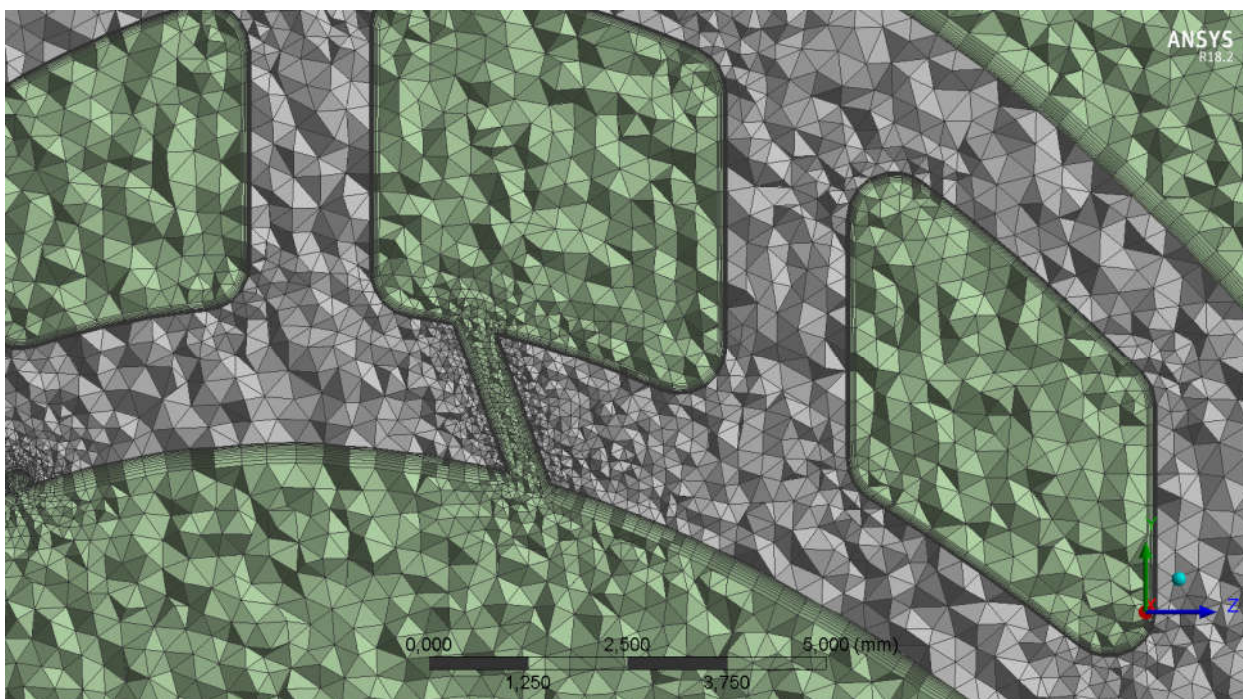


Рис. 2.6 Сетки пристеночного слоя

На рис. 2.7 показана сетка самой лопатки. Сетки на поверхностях лопатки совпадают один к одному с сетками поверхностей газового домена.



Рис. 2.7 Расчетная сеточная модель рабочей лопатки

На основании работ [4, 29, 30] модель турбулентности была выбрана гибридная, с учётом переноса сдвиговых напряжений (Shear Stress Transport –

SST), она наиболее подходит для моделирования течения в турбомашинах. SST-модель представляет собой гибридную модель  $k-\epsilon$  и  $k-\omega$  моделей турбулентности, для расчета течения в свободном потоке используется  $k-\epsilon$  модели, а в области вблизи стенок  $k-\omega$  модель [29].

Пример расчетной области показан на рис. 2.8.

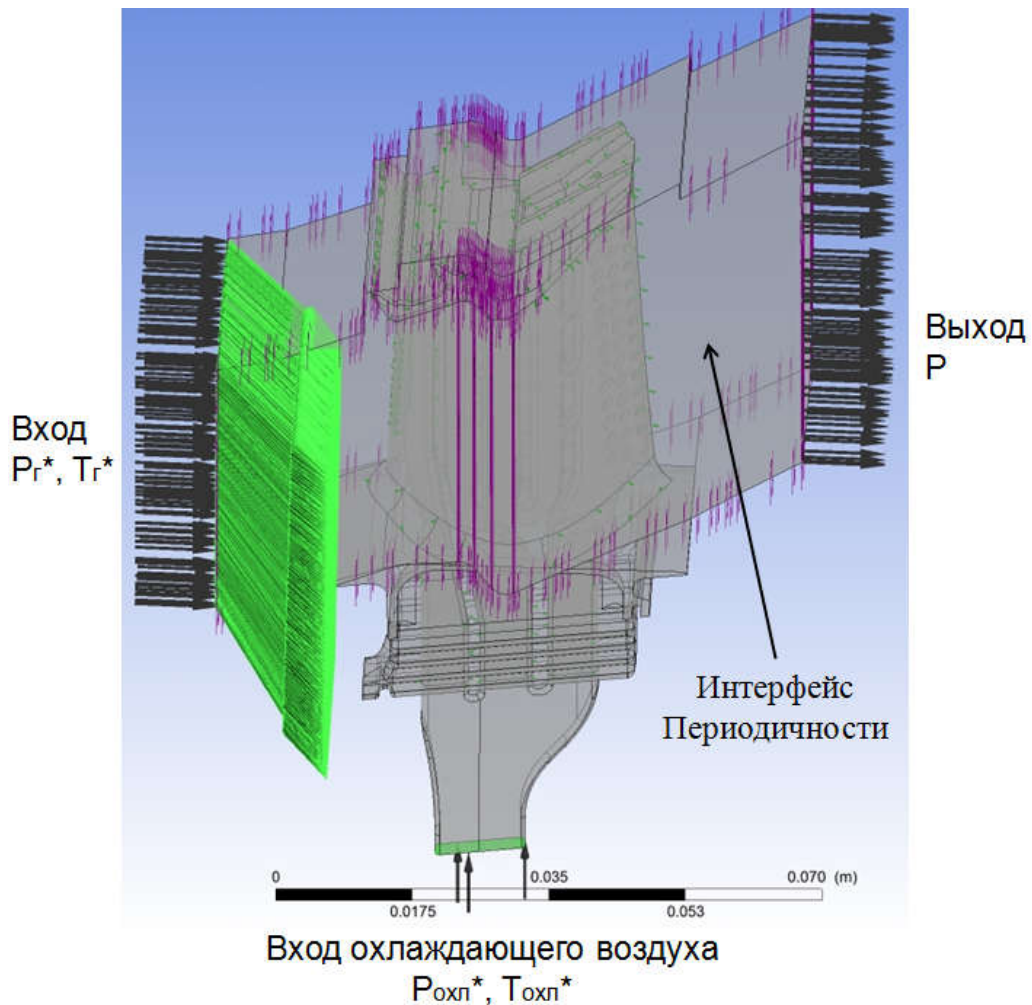


Рис. 2.8 Расчетная область рабочего колеса

Граничные условия выполненных расчётов: давление торможения ( $P_r^*$ ) и температура торможения газа ( $T_r^*$ ) на входе в проточную часть турбины; давление торможения ( $P_{охл}^*$ ) и температура торможения охлаждающего воздуха ( $T_{охл}^*$ ) на входе в охлаждающий канал; статическое давление на выходе ( $P$ ). Частота вращения лопатки рабочего колеса турбины  $n = 15000$  об/мин.

Все численные значения термо-газо-динамических параметров для расчета температурного и напряжённого состояния лопатки определены для максимального режима работы турбины газогенератора, они представлены в таблице 2.1.

Таблица 2.1. Параметры граничных условий

Параметр	Значение	Единицы измерения
$P_{\Gamma}^*$	23,2	[атм]
$T_{\Gamma}^*$	1720	[К]
$P_{\text{охл}}^*$	25	[атм]
$T_{\text{охл}}^*$	720	[К]
$p$	6,7	[атм]
$n$	15000	[об/мин]

Этюра распределения температуры газа по высоте лопатки, перед рабочим колесом турбины,  $T_{\Gamma} = f(h)$  показана на рис. 2.9.

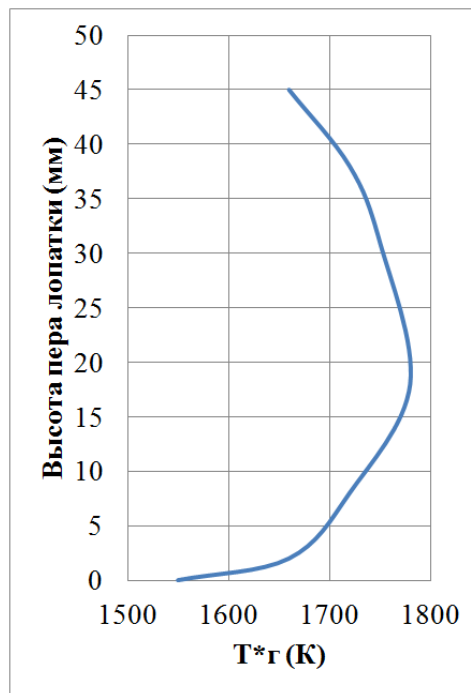


Рис. 2.9 Температура торможения газа перед рабочим колесом турбины

Рабочее тело газового домена: идеальный газ, параметры которого приняты по умолчанию - изобарная теплоемкость, динамическая вязкость и

теплопроводность.

Свойства материала, из которого изготовлена лопатка, подбирались соответственно характеристикам жаропрочного никелевого сплава [3, 65]. Примеры изменения коэффициентов теплового расширения и теплопроводности показаны на рис. 2.10 и рис. 2.11.

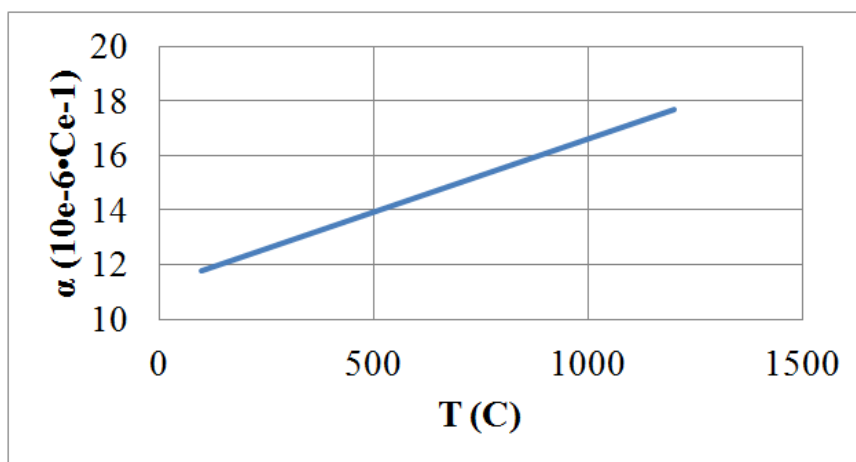


Рис. 2.10 Коэффициент теплового расширения

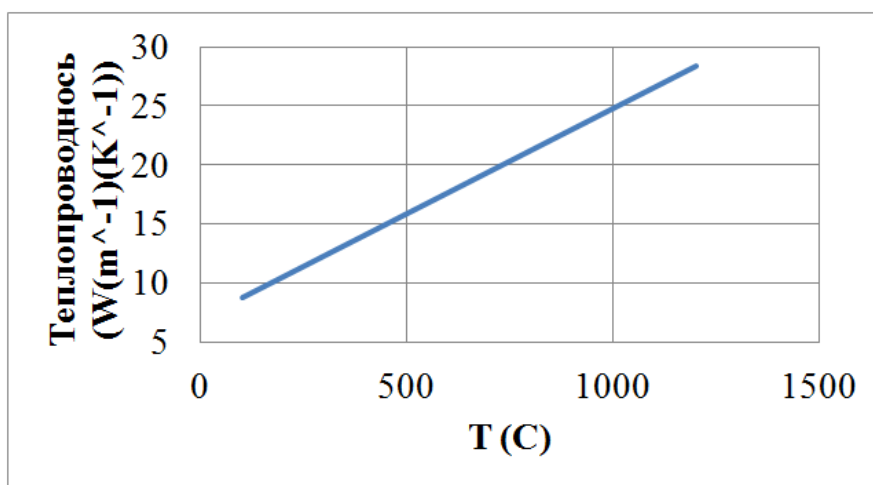


Рис. 2.11 Коэффициент теплопроводности

Решение осуществлялось по схеме «high resolution», где уровень сходимости решения определялся по нормализованным среднеквадратичным невязкам, равно  $1E-4$ , уровень глобальных небалансов 0,01, а физический масштаб времени задавался  $1E-6$  секунд.

На рис. 2.12 представлены граничные условия для расчета

напряженного состояния исследуемой лопатки.

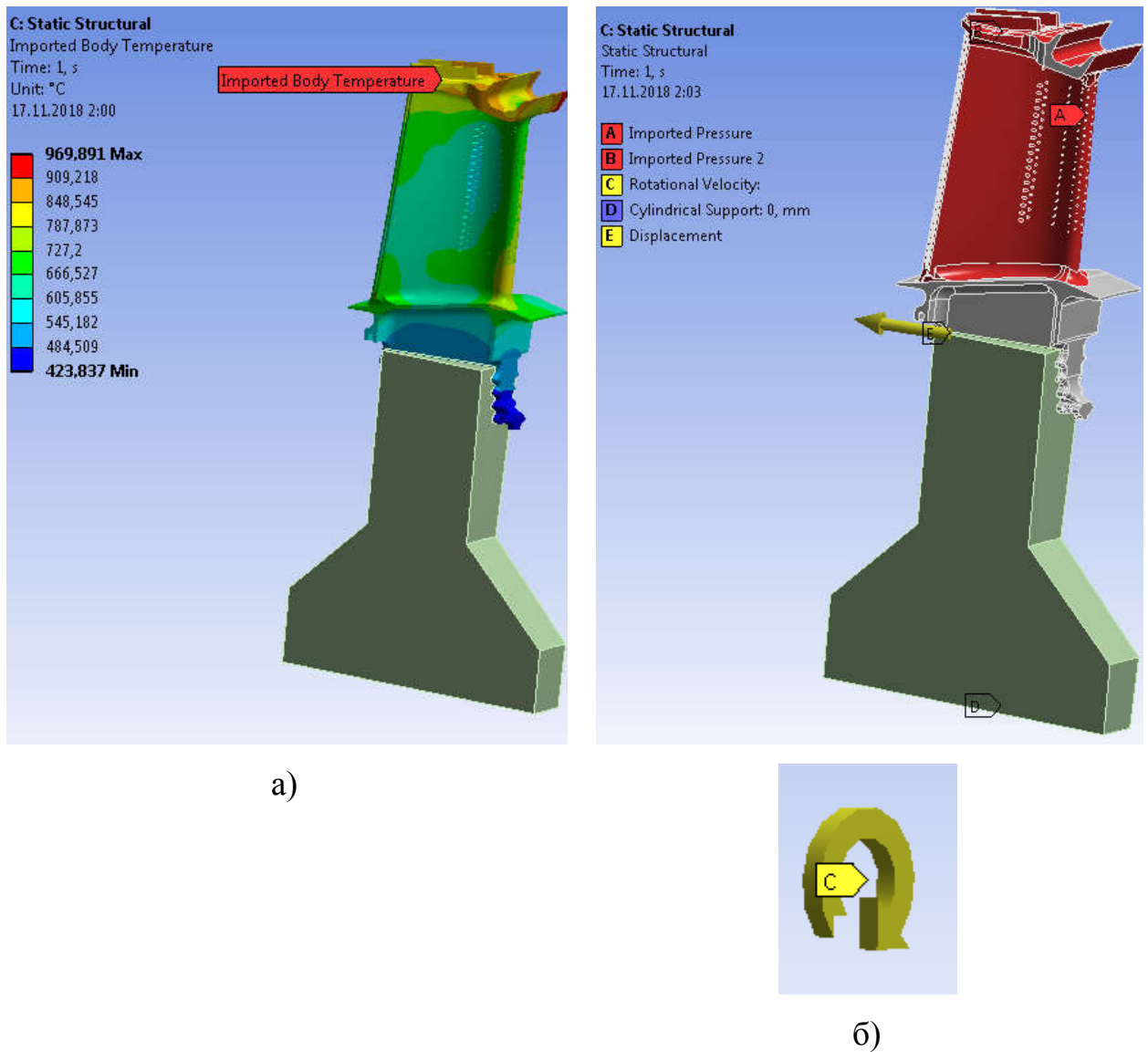


Рис. 2.12 Граничные условия расчетной модели

Согласно [18, 23, 29, 46] граничные условия задаются: условие циклической симметрии на меридиональных плоскостях диска; фиксацию перемещения диска в осевое направление; совместность осевого перемещения диска и лопатки; контактное трение между лопаткой и диском. Поле температур газа и градиенты давления передали из результатов сопряженного расчета в Ansys CFX.

Были приведены расчеты блоков из двух и трех лопаток при моделировании натяга между лопатками на контактных поверхностях.

## 2.4 Результаты расчетов сопряженного, напряженного состояния лопатки и оптимизация теплового состояния бандажной полки

На рис. 2.13 представлены распределение температуры на среднем сечении исследуемой рабочей лопатки турбины и линии тока газа в межлопаточном

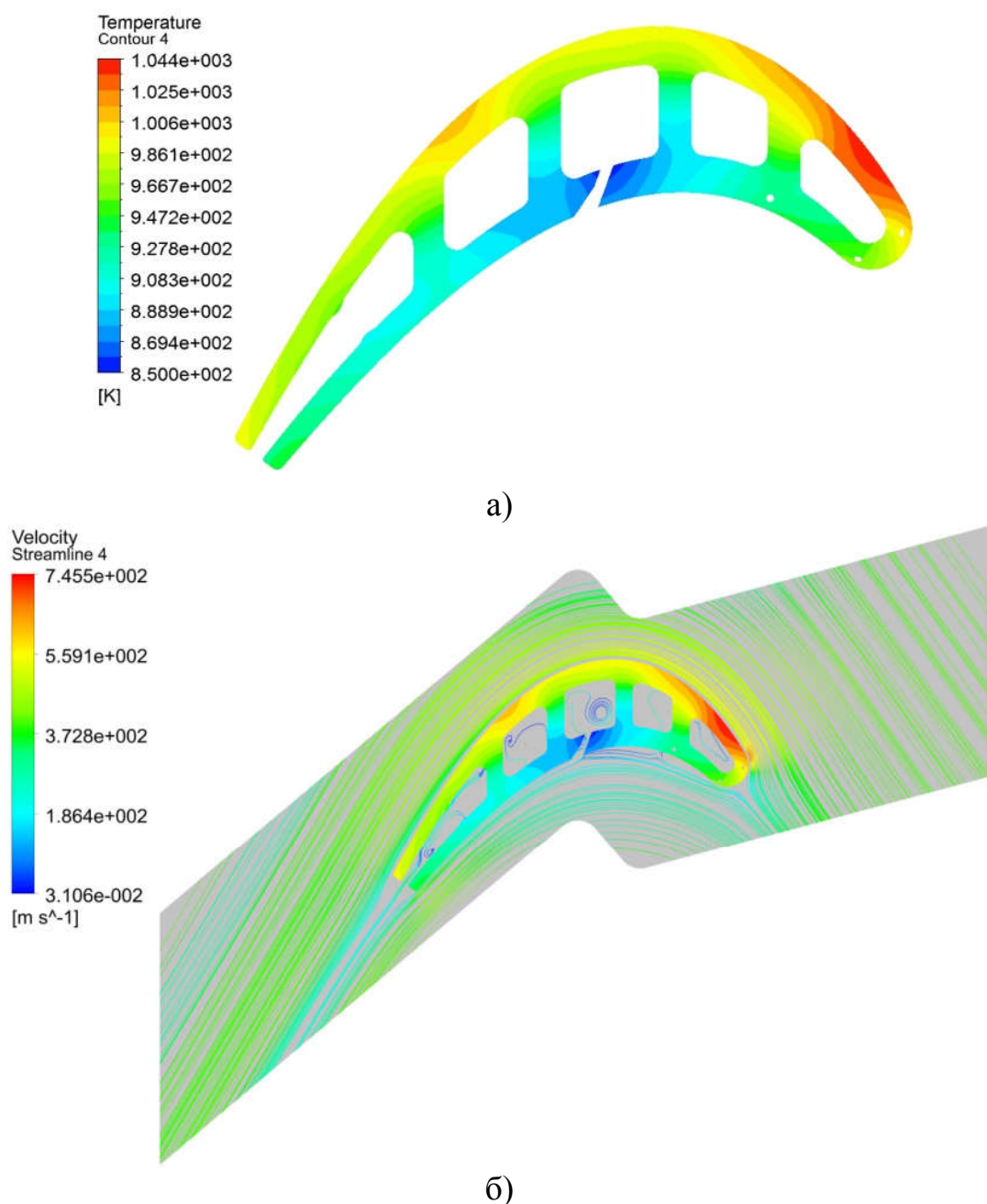


Рис. 2.13 а) Распределение температуры;  
б) линии тока в среднем сечении пера лопатки



На рис. 2.14 представлены различные виды результатов сопряженного расчета, как например поле температуры лопатки, линия тока охлаждающего воздуха, поле температуры обмывающего газа.

Эти результаты используются для дальнейшего исследования и оптимизации теплового состояния лопатки или испытания различных конструктивных решений, которые невозможно реализовать в натурном эксперименте при проектировании.

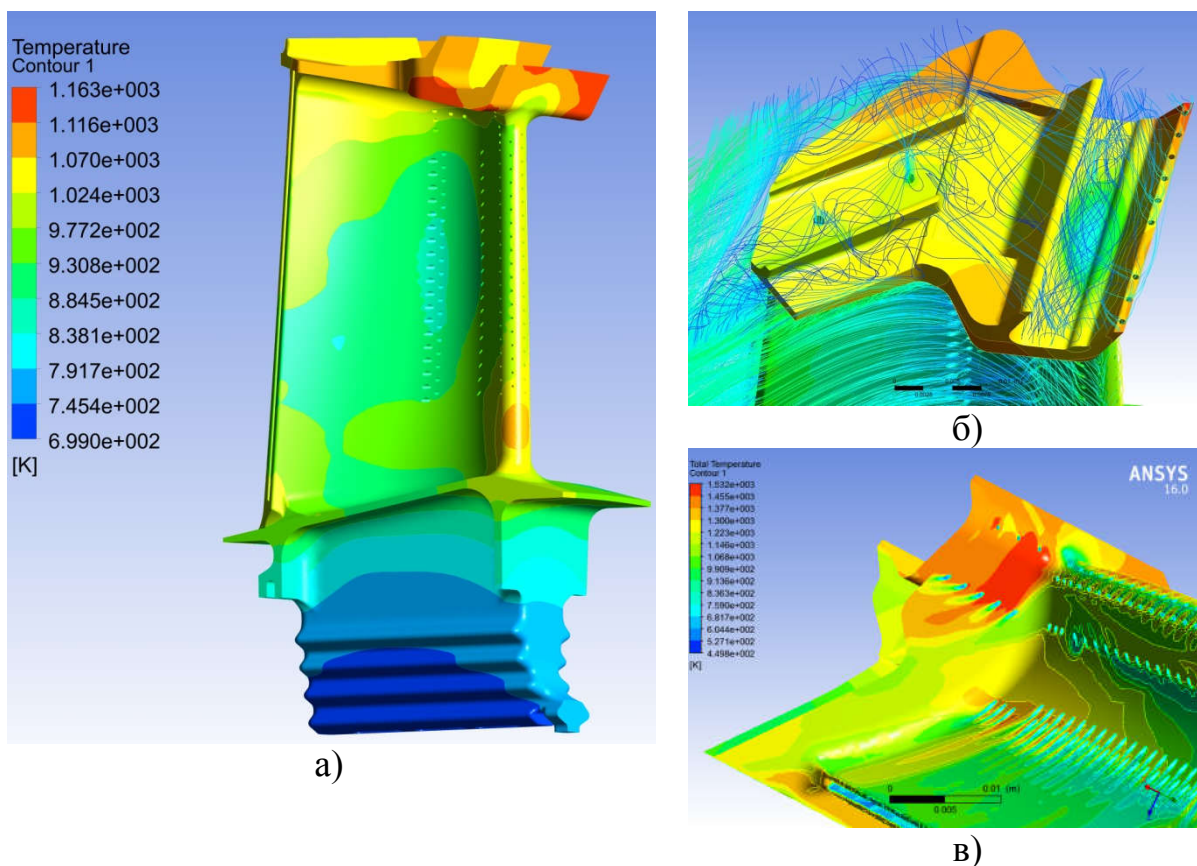


Рис. 2.14 Результаты сопряженного расчета а – поле температуры лопатки; б – линия тока охлаждающего воздуха; в – поле температуры газа

На рис. 2.15 показаны результаты расчета напряженного состояния лопатки, эти результаты необходимы для проверки на прочность и оптимизации формы лопатки или возможности применения новых материалов. Полученное напряжение расчета лопаток включает напряжение растяжения, напряжение изгиба, термическое напряжение и

деформированное напряжение.

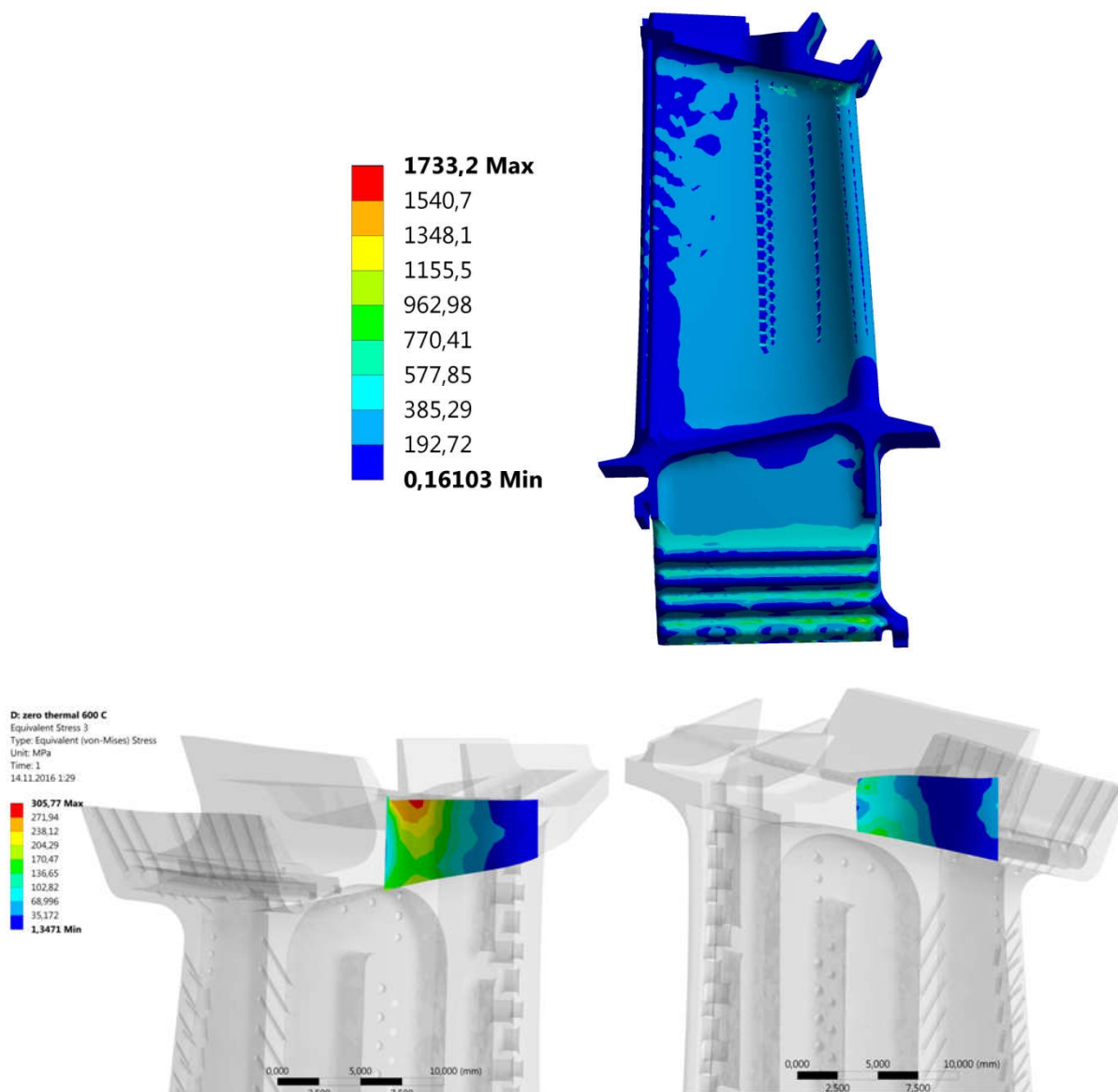


Рис. 2.15 Изменение эквивалентных напряжений по высоте лопатки и в контактных поверхностях

### Выводы по 2 главе

В настоящее время развитие компьютерных технологий позволяет осуществлять сложные экспериментальные исследования, которые сокращают труды, затраты и времени. Эти испытания можно реализовать со сложней моделью, геометрия которой приближена к реальной детали.

**ГЛАВА 3 ИССЛЕДОВАНИЕ И АНАЛИЗ ВАРИАНТОВ  
КОНСТРУКТИВНЫХ РЕШЕНИЙ ОХЛАЖДАЕМЫХ ЛОПАТОК  
ТУРБИН, У КОТОРЫХ ПРИ СОВРЕМЕННОМ УРОВНЕ  
ТЕМПЕРАТУР ГАЗА ПЕРЕД ТУРБИНОЙ ВОЗМОЖНА УСТАНОВКА  
БАНДАЖНЫХ ПОЛОК С ЛАБИРИНТНЫМИ УПЛОТНЕНИЯМИ**

**3.1 Геометрические характеристики решеток турбин**

На рис. 3.1 показана зависимость потерь энергии газа от уровня вторичных потерь в решётке турбины. Эти потери существенно возрастают при уменьшении относительной высоты лопатки турбины. Этот фактор является одной из причин ухудшения КПД современных и перспективных турбин ГТД, поскольку от поколения к поколению новых ГТД суммарная степень повышения давления в компрессоре возрастает.

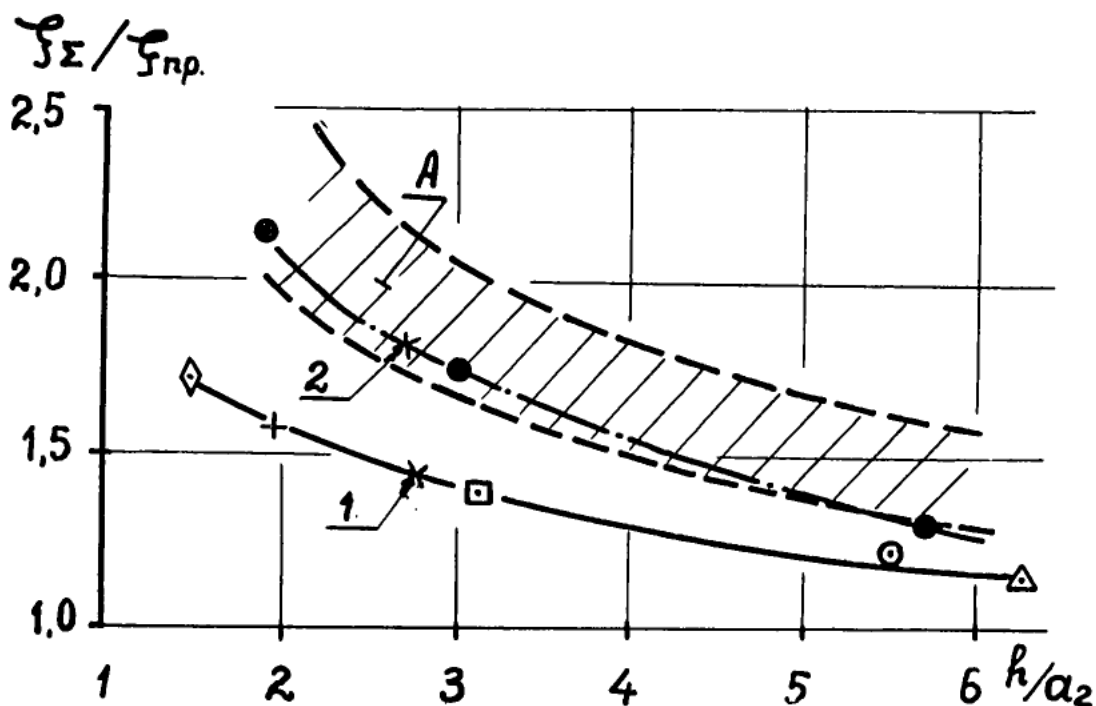


Рис. 3.1 Зависимость изменения соотношения суммарных и профильных потерь энергии газа в решётках турбин от относительной высоты лопатки

Другой проблемой при проектировании авиационных ГТД новых

поколений является увеличение относительной толщины профиля охлаждаемых лопаток рабочего колеса турбины из-за роста требуемого расхода охлаждающего воздуха.

На рис. 3.2 показан график, позволяющий выбрать относительный шаг решётки профилей от величины максимальной толщины профиля охлаждаемых лопаток рабочего колеса ТВД, с учётом величины эффективного угла выхода и, определить требуемое число лопаток. Следовательно, чем больше относительная толщина профиля, тем больше должен быть относительный шаг решётки этого сечения лопатки.

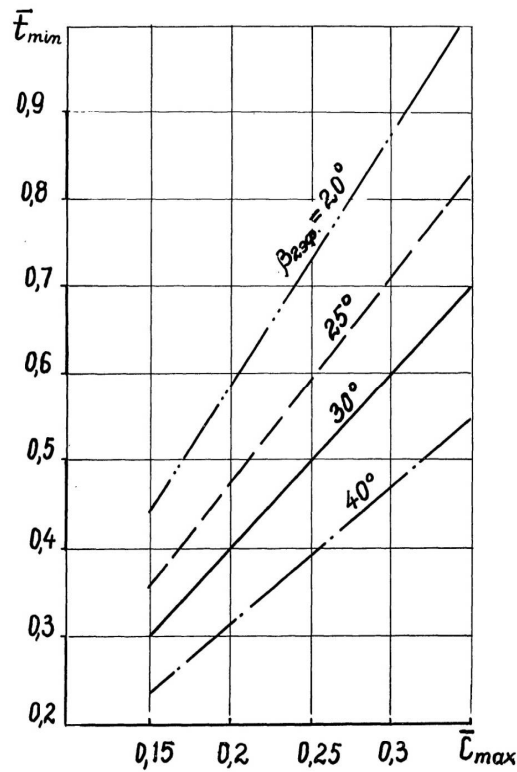


Рис. 3.2 Зависимость изменения относительного шага решётки профилей от величины относительной толщины профиля пера лопатки в корневом сечении пера лопаток рабочего колеса ТВД

То, что мы рассматривали выше относительно корневого сечения лопатки рабочего колеса турбины, относится и к периферийному её сечению, если там установлена бандажная полка. При постановке бандажной полки периферийное сечение пера лопатки должно быть ужесточено, т.е.

спроектировано с большей толщиной. Это показано на рис. 3.3, для группы лопаток под №3.

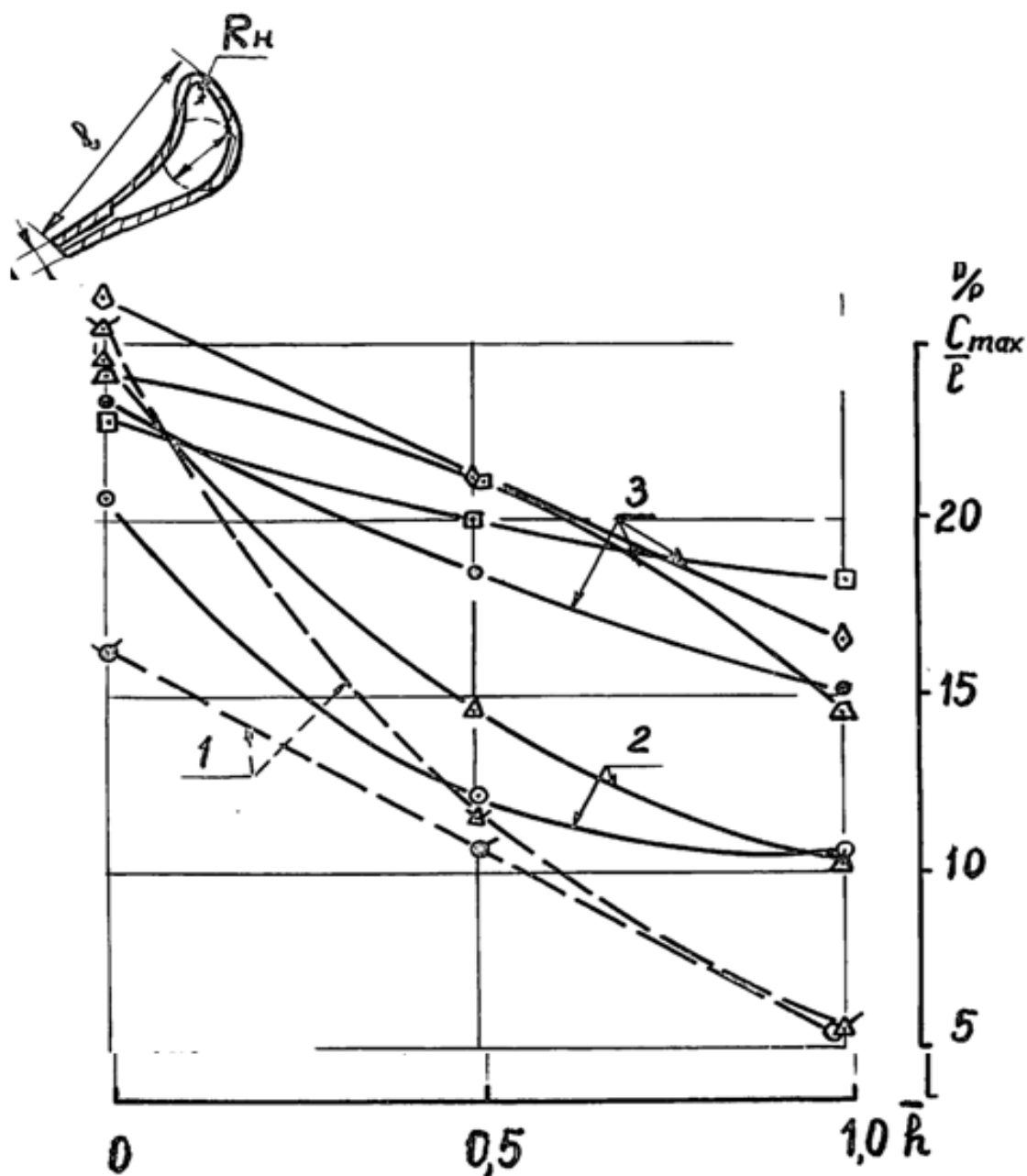


Рис. 3.3 Зависимость изменения относительной толщины профиля от охлаждаемых(3) и не охлаждаемых (1,2) лопаток рабочего колеса ТВД от величины относительной высоты лопатки рабочего колеса ТВД

И последнее, в этом исследовании геометрических характеристик бандажированных лопаток рабочего колеса ТВД, их отличия от

геометрических характеристик профильной части и шага решёток профилей лопаток, не имеющих бандажных полок.

На рис. 3.4 показаны характеристики нескольких реальных лопаток, изменение относительного шага их решёток профилей в зависимости от относительной высоты пера лопатки. Кривая 1 относится к бесполочной неохлаждаемой лопатке, а кривые 2 – это полочные охлаждаемые лопатки. Видно, что для полочных лопаток имеет место снижение относительного шага решётки профилей на её периферии, где устанавливается бандажная полка, и его увеличение – в корне.

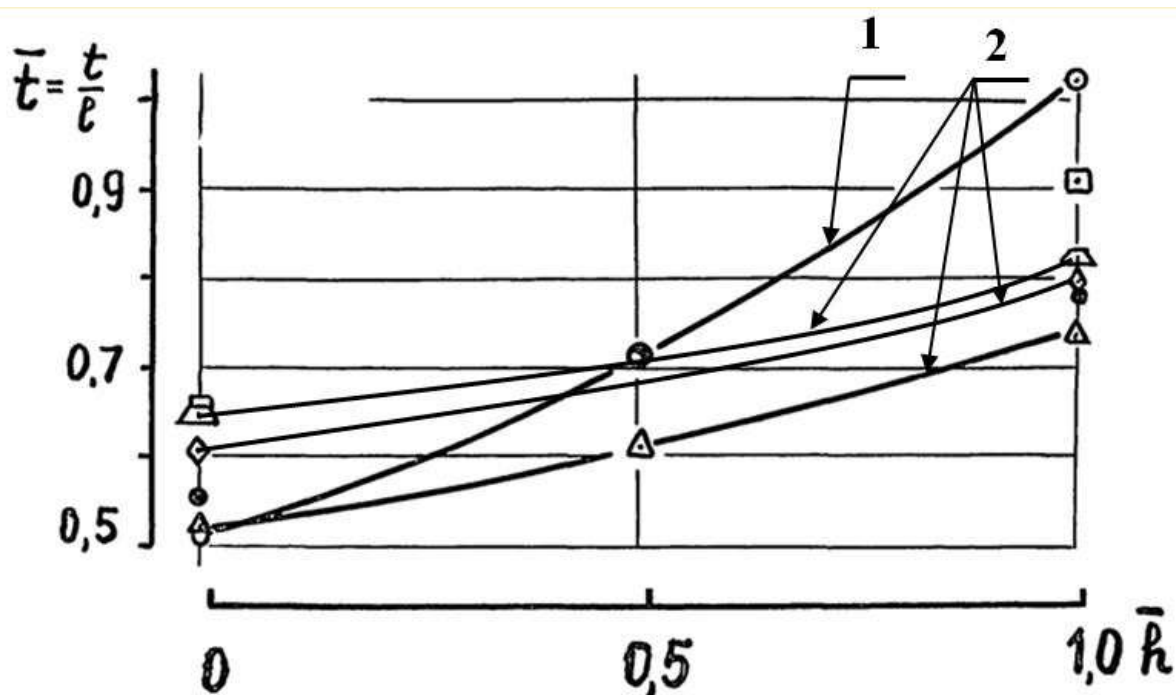


Рис. 3.4 Зависимость изменения относительного шага решёток профилей рабочих лопаток ТВД в зависимости от относительной высоты лопатки рабочего колеса ТВД

### 3.2 Проектирование профильной части пера охлаждаемых рабочих лопаток ТВД с бандажной полкой

На рис. 3.5 приведены узко хордная и широко хордная рабочие лопатки ТВД с бандажной полкой. На узко хордной лопатке бандажная полка должна устанавливаться из-за малой жёсткости конструкции. Примером

конструктивных решений с узко хордной лопаткой является охлаждаемая лопатка рабочего колеса турбины серии ТРДД Роллс-Ройс, как, например, RB211-524 [36] или Трент разных семейств, включая один из самых больших по величине тяги ТРДД Трент ХВВ. Эта охлаждаемая лопатка (см. рис. 3.5а), требует чрезвычайно большой точности изготовления, кроме того, малая жёсткость внутреннего керамического стержня, вокруг которого заливается расплав металла при литье лопатки, вызывает дополнительные технологические проблемы. Другой подход к проектированию реализуется в двигателях НК-32 и НК-25, лопатка этих двигателей существенно шире, с высокой жёсткостью, и бандажная полка выполняет в основном, только газодинамические функции (см. рис. 3.5–б). Такого типа конструкции лучше подходят для технологий, имеющихся в России.



а)



б)

Рис. 3.5 Рабочие лопатки с бандажной полкой

а) узкая лопатка; б) широкая лопатка

### 3.3 Методы обеспечения охлаждения подполочного сечения бандажированных лопаток

Подполочное сечение бандажированных лопаток подвергается действию центробежных сил от бандажной полки, кроме того в месте заделки действует изгибающий момент. При высокой температуре горячего газа применяются методы обеспечения охлаждения подполочного сечения дополнительными отверстиями, позволяющими выпуск охлаждающего воздух, как показано на рис. 3.6 и рис. 3.7 [48, 57].



Рис. 3.6 Дополнительное охлаждение подполочного сечения,  
1 – дополнительные отверстия [57]



Рис. 3.7 Пример охлаждения бандажной полки, в полочном сечении на  
корыте лопатки [48]



### 3.4 Способы охлаждения критичных участков бандажных полок

На рис. 3.8 показаны разные рабочие лопатки с неохлаждаемой бандажной полкой у двигателей предыдущего поколения и с бандажной полкой современного поколения.

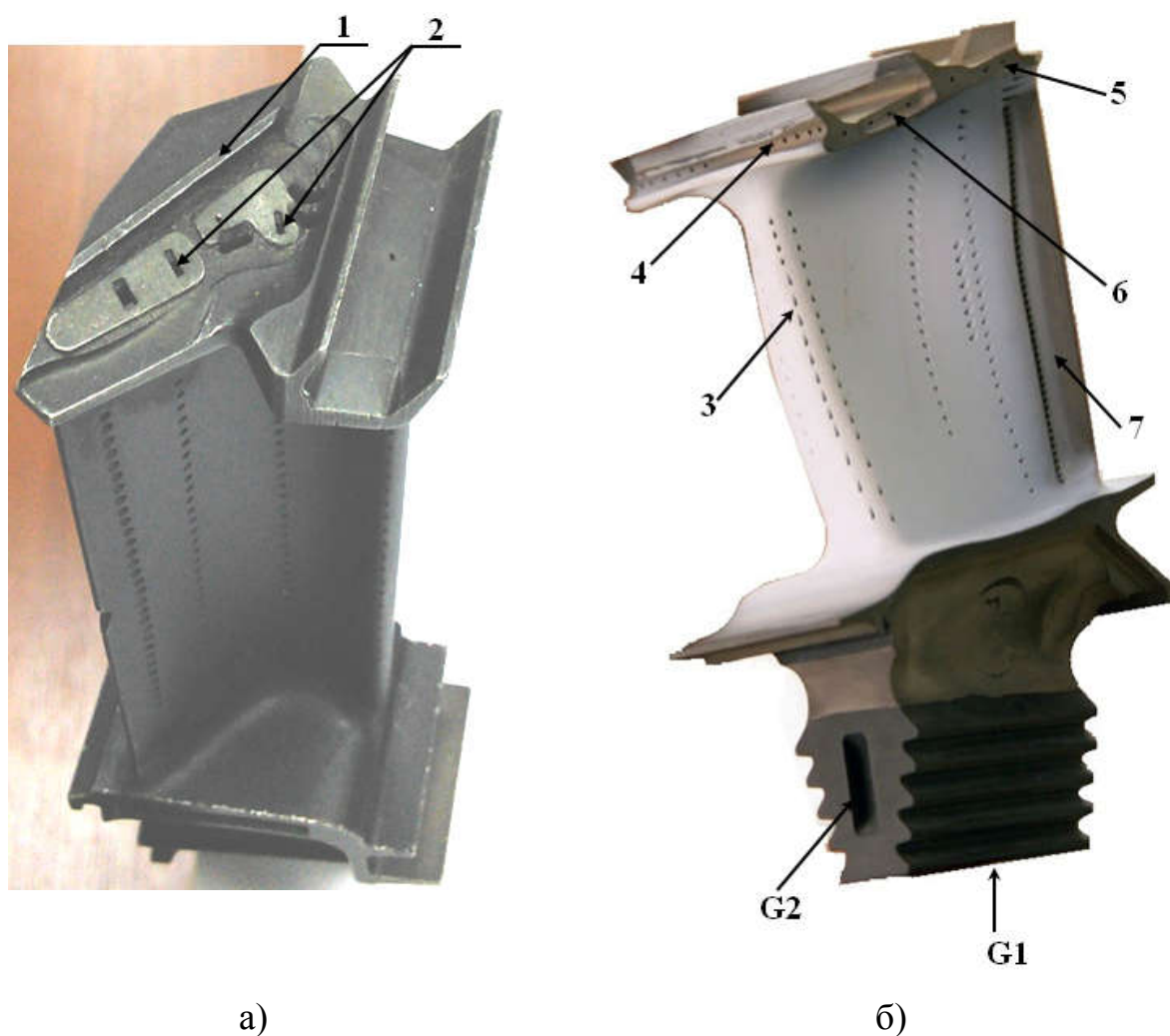


Рис. 3.8 Рабочие лопатки турбин: а – с неохлаждаемой полкой, имеющиеся выпуск охлаждаемого воздуха по радиальному направлению;  
б – с охлаждаемой бандажной полкой

На рабочей лопатке рис. 3.8–а охлаждающий воздух после охлаждения пера лопатки, часть воздух выходит через перфорационные ряды пленного охлаждения на входной кромке и вогнутой стороне пера лопатки; часть

охлаждающий воздух выпускает через щели 1 и 2, располагаемые на внешней поверхности полки. Показаны выходные отверстия каналов конвективного охлаждения полки, через которые охлаждающий воздух выходит на критичные поверхности бандажной полки и обеспечивает ее работоспособность. Выпуск охлаждающего воздуха в первых по необходимости из-за расположенного радиального канала внутри пера лопатки, во вторых для отбирания пыли во время эксплуатации. Во второй лопатке представлена более развитая система охлаждения пера лопатки и бандажной полки. Подвод охлаждающего воздуха через разные подходы  $G_1$ ,  $G_2$  с разными расходами и разными источниками воздух позволяет улучшить охлаждение лопатки. Из внутренних каналов охлаждающий воздух выходит через ряды отверстий 3 для охлаждения входной кромки, ряд отверстий 4 для пленочного охлаждения корневой части переднего гребня, ряды 5 и 6 для конвективного охлаждения бандажной полки и ряд отверстий 7 для пленочного охлаждения выходной кромки лопатки.

В работах [49, 50] представлены некоторые варианты повода охлаждающего воздуха для охлаждения гребней изнутри.

На рис. 3.9 приведены различные способы охлаждения контактных граней бандажной полки. При работе эти грани под действием переменных газовых сил, воздействующих на лопатку, контактируют и бьют друг друга и это приводит к потере материал из-за большой температуры.





Рис. 3.9 Различные способы конвективного охлаждения контактных граней бандажных полок лопаток ТВД

На рис. 3.10 показана развитая система охлаждения бандажной полки. В ТВД ТРДД RB 211-524 бандажная полка рабочего колеса турбины охлаждается воздухом, подводимым из внутренней полости лопатки через ряд отверстий малого диаметра. В этой конструкции охлаждающего воздуха требуется меньше, он подводится в пристеночный слой бандажной полки, непосредственно в места её крепления на лопатке, где возникают максимальные изгибающие напряжения, а не «размывается» по всей поверхности бандажной полки.

На рис. 3.10 представлена рабочая лопатка турбины фирмы Роллс-Ройс [18, 63] с конвективным охлаждением полки, в толщине которой выполнены ряды (см. рис. 3.10–б) 15, 16 и 17 каналов, питаемых из раздаточного канала 14. Аналогично, на рис. 3.10–в, показаны – раздаточные каналы 4, 5, 6, 7 и 9 и каналы конвективного охлаждения 8, 10, 11 и 13. Проектировщиков этих конструкций не смущают технологические сложности и затраты на изготовление такого типа лопаток, поскольку выигрыш в уровне надёжности и ресурса всей турбины существенно важнее.

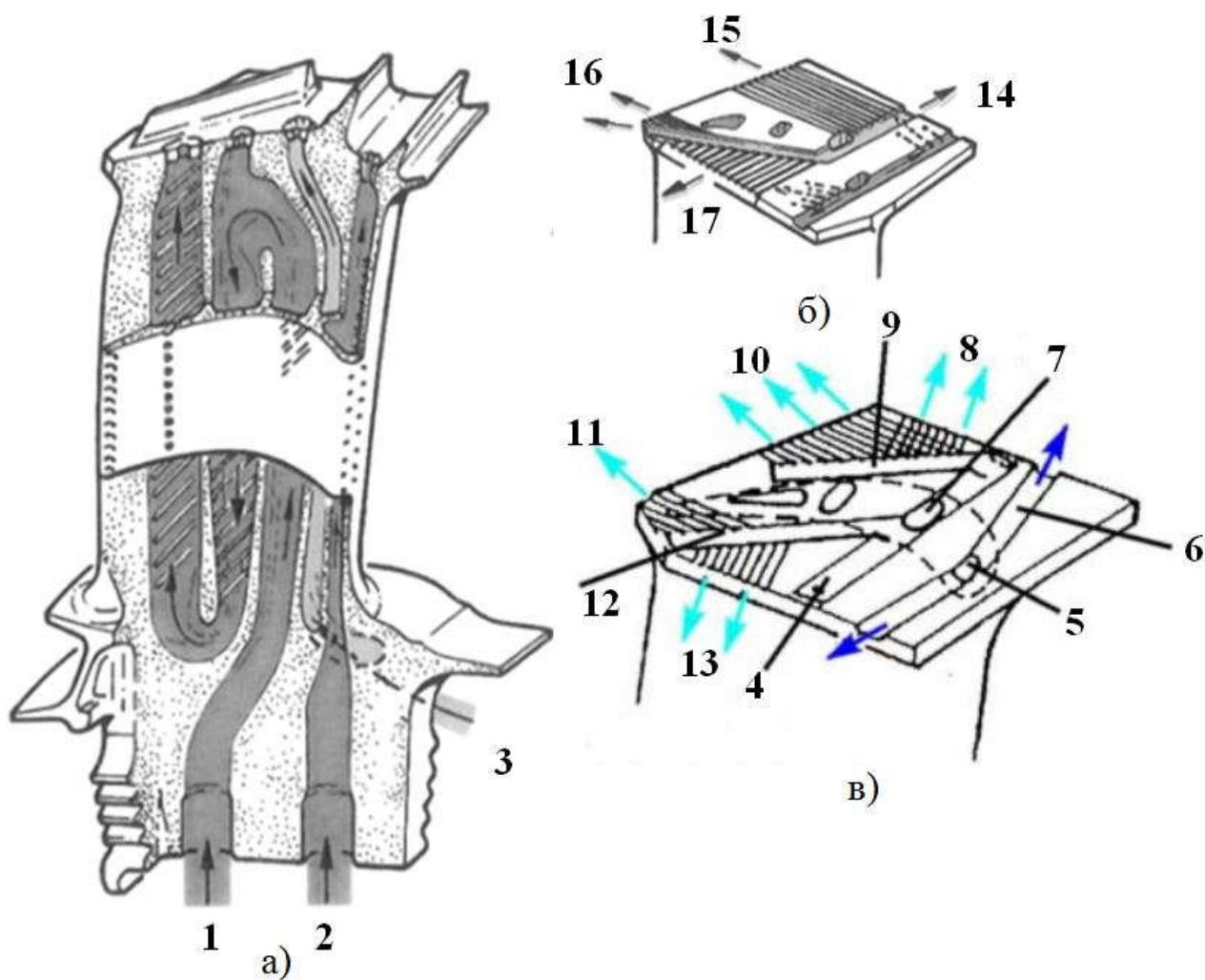


Рис. 3.10 - Лопатка турбины фирмы Роллс-Ройс с развитым конвективным охлаждением бандажной полки

### 3.5 Интенсификация охлаждения профильной части пера лопаток ТВД

На рис. 2.2. представлены охлаждаемые лопатки турбины, разработанные с дополнительными рядами отверстий пленочного охлаждения профильной части [47, 57,]. Проектированы ряды не по всей высоте пера лопатки, а именно в том месте, где необходимо ввести дополнительное пленочное охлаждение [17].



а)



б)

Рис. 3.11 Разные системы интенсификации охлаждения профильной части рабочих лопаток ТВД

### 3.6 Струйное охлаждение бандажной полки

На работах [48, 52, 70] представлены способы струйного охлаждения бандажной полки выпускающим охлаждающего воздуха из корпуса. Но эти методы не эффективны, они требуют большего расхода охлаждающего воздуха, и при смещении охлаждающего воздуха с основным потоком газа снижает КПД ступени.

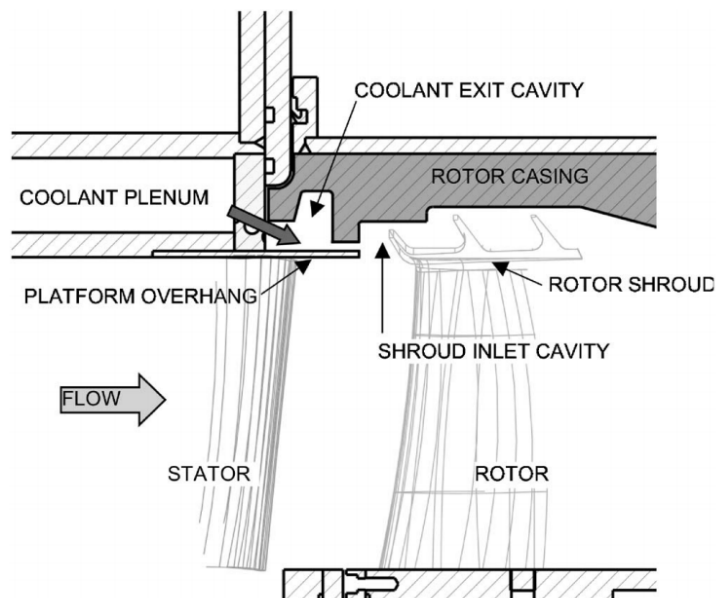
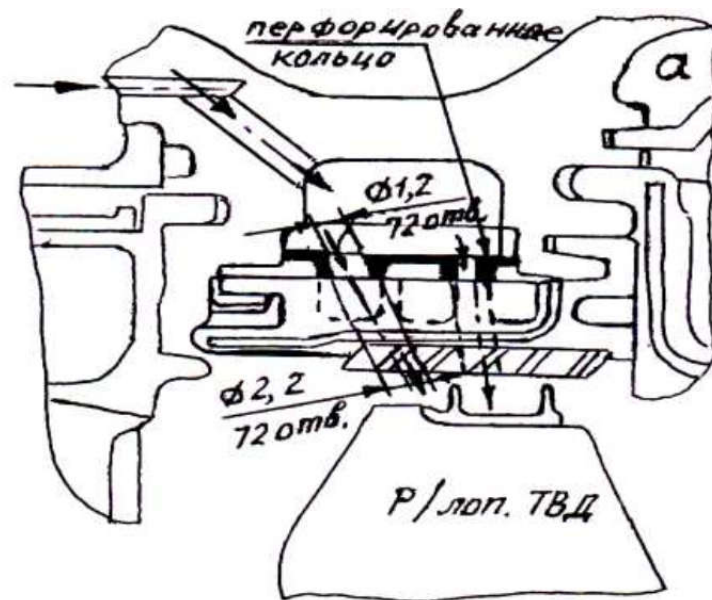


Рис. 3.12 Струйное охлаждение бандажной полки с корпусом [70]

### 3.7 Частичные бандажные полки лопаток ТВД

Другая задача, связанная с установкой бандажной полки, относится к увеличению центробежной нагрузки на перо лопатки, что может быть недопустимо в критическом сечении пера лопатки, где возникает минимальный запас прочности. Поэтому один из способов снижения влияния центробежных сил бандажной полки является частично облечением бандажной полки [44, 52, 53, 56]. На рис. 3.13 показаны разновидности

бандажных полок охлаждаемых рабочих лопаток ТВД, где на рис. 8(а) показана полная полка, обеспечивающая одновременно контакт лопаток между собой и полное перекрытие радиального зазора между ротором со статором ГТД. На рис. 3.13–б, эта полка облегчена, она имеет вырезы со стороны корыта и спинки пера лопатки, поэтому эта бандажная полка не в полной мере перекрытие радиального зазора. На рис. 3.13–в, показана лопатка с интенсивным охлаждением, однако ее бандажная полка сокращена до минимума, остался не большой кусочек полки, разделяющий вогнутую и выпуклую сторону профильной поверхности лопатки, и тем сам несколько уменьшающий количества газа, перетекающего через открытый радиальный зазор. Как мы видим, гребней лабиринтного уплотнения на этой полке нет, поэтому ее эффективность не может высокой.

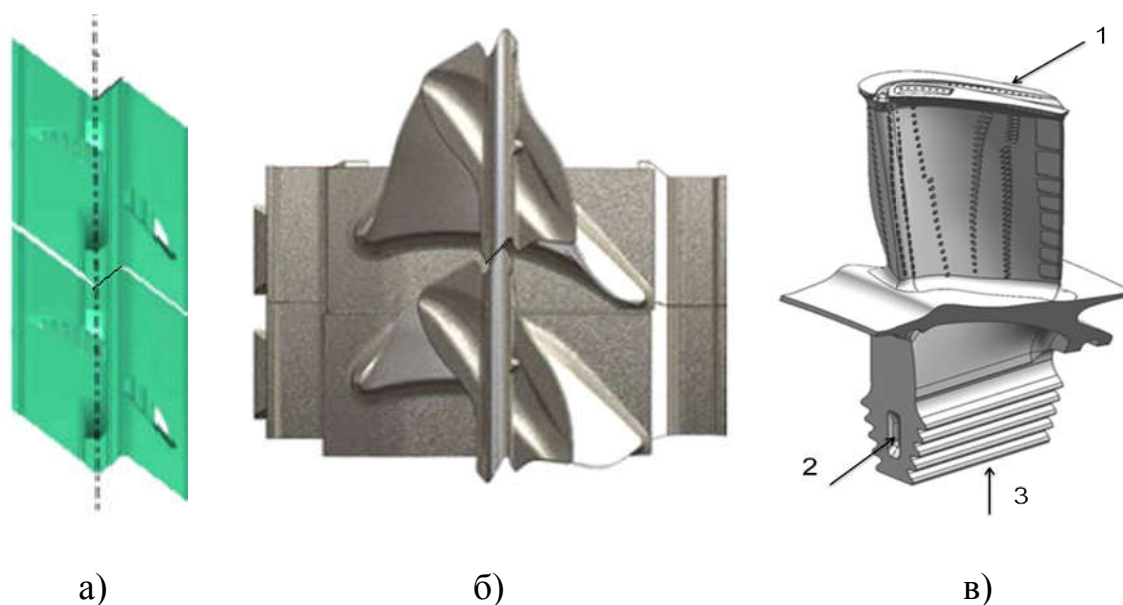


Рис. 3.13 Варианты проектирования бандажных полок рабочих лопаток ТВД а) полная бандажная полка; б) частичная облегченная бандажная полка; в) частичная бандажная полка, не имеющая соединения с соседними лопатками, предназначенная для снижения перетекания в радиальном зазоре

# ГЛАВА 4 СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОНСТРУКЦИЙ БАНДАЖНЫХ ПОЛОК РАБОЧИХ ЛОПАТОК ПЕРСПЕКТИВНЫХ ТВД С ЛАБИРИНТНЫМИ УПЛОТНЕНИЯМИ, ПРЕПЯТСТВУЮЩИМИ УТЕЧКИ ГАЗА ИЗ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ТУРБИНЫ

## 4.1 Повышение КПД ступеней путем установки бандажной полки на торце рабочей лопатки ТВД

На рис. 4.1 представлен результат расчёта течения газа в концевой части рабочей лопатки турбины, видно перетекание газа через открытый радиальный зазор. Этот газ, на спинке лопатки распространяется по её высоте, смешиваясь с основным потоком, при этом происходит не только рост коэффициента потерь энергии, но и увеличение угла выхода потока от расчётного направления, что приводит к снижению степени расширения газа на верхней части рабочей лопатки турбины. При постановке бандажной полки, эти перетекания газа исключаются.

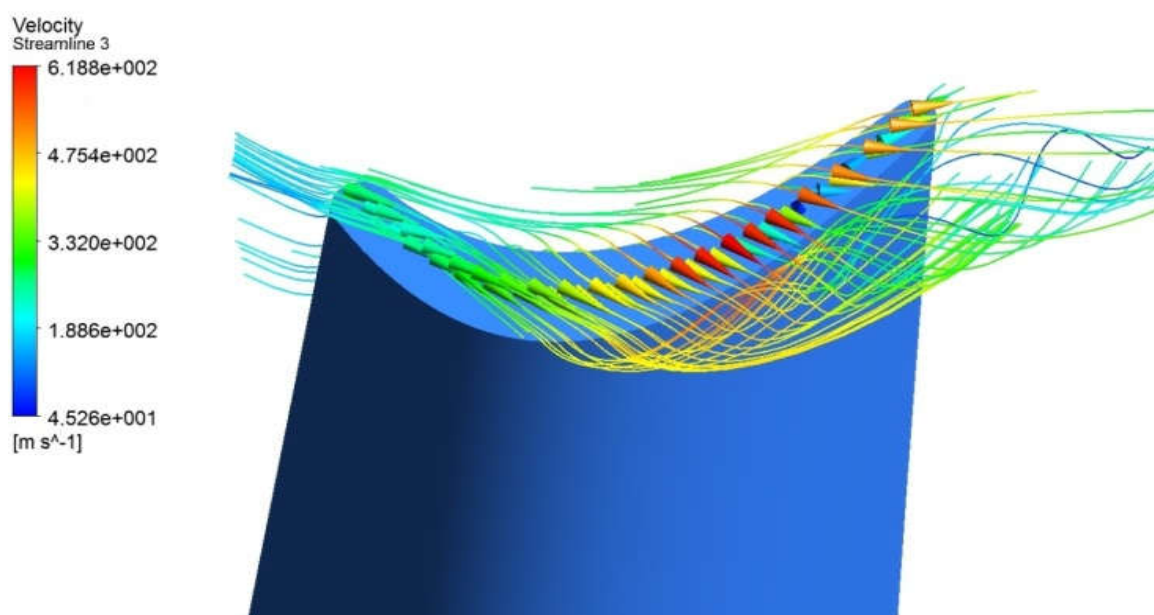


Рис. 4.1 Течение газа через радиальный зазор рабочей лопатки без бандажной полки



При этом часть газа перетекает в осевом, а другая часть газа в окружном направлении. Потери КПД могут быть определены по зависимости:

$$\eta_3 = 1 - \Delta\eta_3 = 1 - \bar{\delta}_k \frac{\rho''}{\rho_{cp}} \left[ 1 + \frac{0,3}{\sin \beta_2} \left( \frac{l}{t} \right) \right] \quad (4.1)$$

где:  $\eta_3$  – потерь КПД в радиальном зазоре;  $\bar{\delta}_k$  – относительный концевой радиальный зазор;  $\rho''$  и  $\rho_{cp}$  – плотность газа в осевом зазоре на периферии на среднем диаметре;  $\beta_2$  – угол выхода газа из решетки;  $l$  и  $t$  – хорда и шаг решетки.

Ниже, на рис. 4.2–б представлены данные по сравнительной эффективности бандажированных (рис. 4.2–а) и не бандажированных (рис. 4.2–в) лопаток ТВД [37].

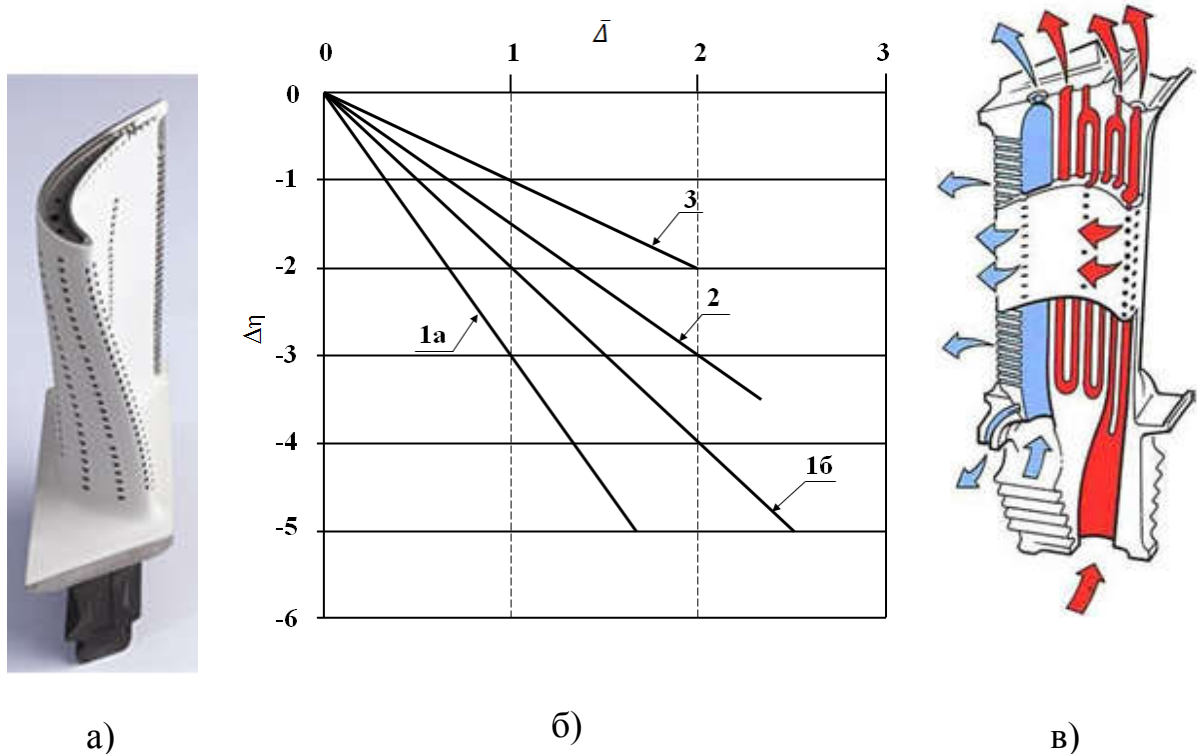


Рис. 4.2 а) и в) – лопатки без бандажной полки и с бандажной полкой;  
 б) зависимость потери КПД ступени турбин от величины относительного радиального зазора для бандажированных и не бандажированных лопаток;  
 $\bar{\Delta} = \frac{\Delta}{h}$  - относительный радиальный зазор (%);  $\Delta\eta$  - потери КПД ступени (%)

Лопатка с бандажной полкой, показанная на рис. 4.2–в, имеет охлаждаемое перо и, по существу, не охлаждаемую бандажную полку. Через полку осуществляется выход воздуха, охлаждающего профильную часть пера лопатки. При установке бандажной полки на перо лопаток современных высокотемпературных турбин её также необходимо охлаждать, используя как конвективную, так и плёночную системы охлаждения, в зависимости от уровня температуры поверхности полки. Таким образом, в современных высокотемпературных ТВД бандажные полки также должны охлаждаться, аналогично тому, как охлаждается профильная часть пера лопатки, омываемая горячим газом. Охлаждение бандажной полки струями холодного воздуха, направляемыми из объема корпуса через «плавающую» ставку, расположенную над кромками пера лопатки не целесообразно, поскольку для этих целей требуется большое количество охлаждающего воздуха, а её эффективность низкая.

Кривые 1–а и 1–б рис. 4.2 относятся к не бандажированным лопаткам турбин. При этом верхняя кривая 1–б относится к лопаткам, у которых внедрены мероприятия по снижению величины перетекания газа в радиальном зазоре. Например, когда лопатка в радиальном направлении выполняется S-образной, с наклоном на спинку профиля, увеличивается давление газа на спинке профиля и уменьшается градиент давления и перетекание газа в радиальном зазоре.

При установке бандажной полки с лабиринтными уплотнениями часть горячего газа протекает через радиальный зазор, после этого поток газа смешивает с основным потоком. Хотя это не большой расход утечки, но приводит к снижению КПД ступени, и требуется совершенствования конструкции ограничения этой утечки. На рис. 4.3 показана зона снижения полного давления на периферии за решеткой рабочего колеса.

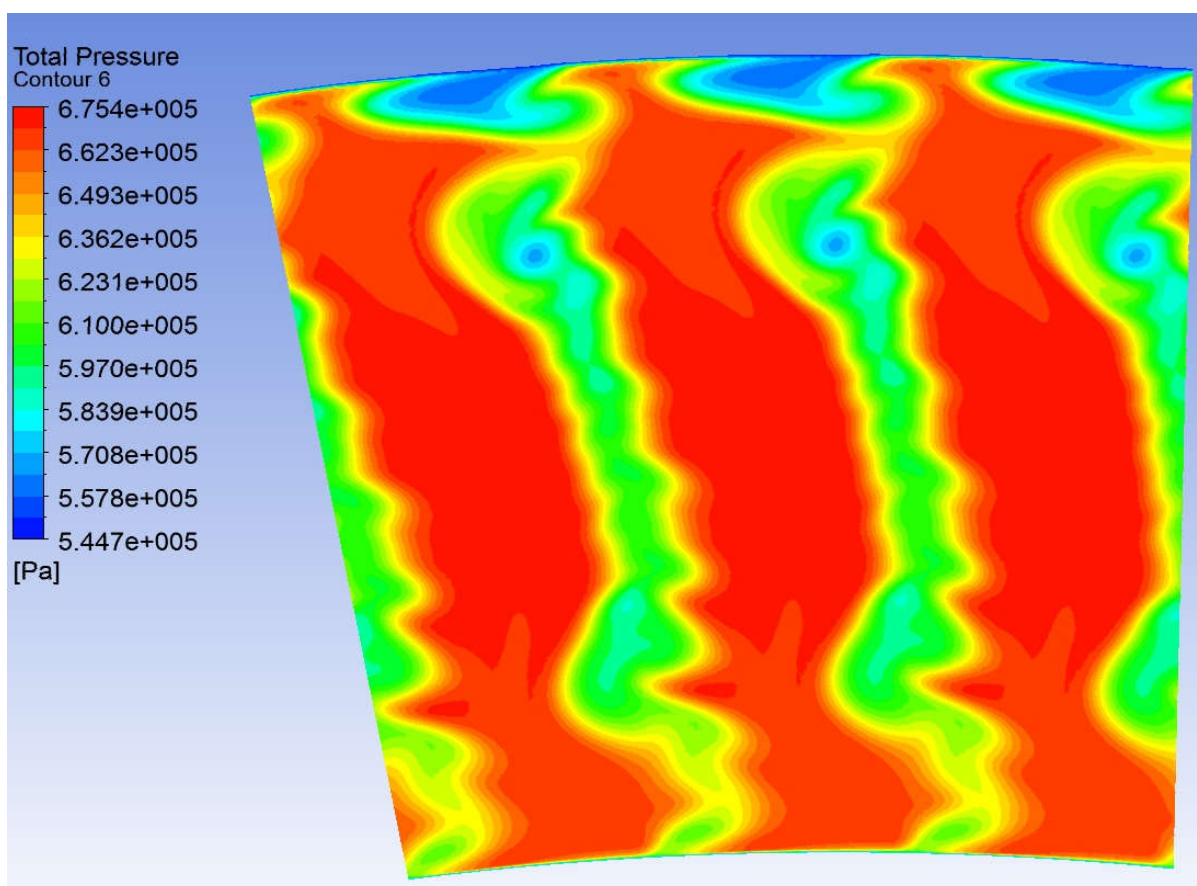


Рис. 4.3 Поле полного давления за решеткой рабочего колеса

Большое число современных турбин ГТД средней и малой тяги спроектированы с малой высотой рабочих лопаток ТВД, где влияние радиального зазора на КПД велико. Например, лопатка рабочего колеса 1-ой ступени двухступенчатой ТВД ТВ7-117, максимальной мощности 2500 л.с., имеет высоту пера на выходе из ступени равную 20 мм, а рабочая величина радиального зазора, отнесённая к высоте пера этой лопатки, равна 2,5%. Потери КПД этой ступени из за влияния радиального зазора могут составлять примерно 5%.

Количество газа, которое проходит через лабиринтное уплотнение, устанавливаемое на бандажной полке, зависит от величины радиального зазора и эффективности самого лабиринтного уплотнения [37, 38, 39]. Показанное на рис. 4.4 ступенчатое лабиринтное уплотнение имеет коэффициент расхода, равный примерно  $\mu = 0,65 \dots 0,7$ , где коэффициент  $\mu$

определяет по формуле Стодолы величину расхода газа при его протекании через лабиринтное уплотнение [26]:

$$G = \mu \cdot F \cdot \sqrt{\frac{P_{\text{ВХ}}^2 - P_{\text{ВЫХ}}^2}{z \cdot R \cdot T^*}} \quad (4.2)$$

#### 4.2 Течение перетекающего газа в радиальном зазоре

Физическая картина процесса торможения газа, который происходит при попадании газа в лабиринтное уплотнение, показано на рис. 4.4 [18]. Бандажная полка, показанная на этом рисунке, имеют прямые гребни. Эти гребни с бандажной полкой и ступенчатым корпусом создают полости с сниженным давлением. При перетекании через радиальный зазор

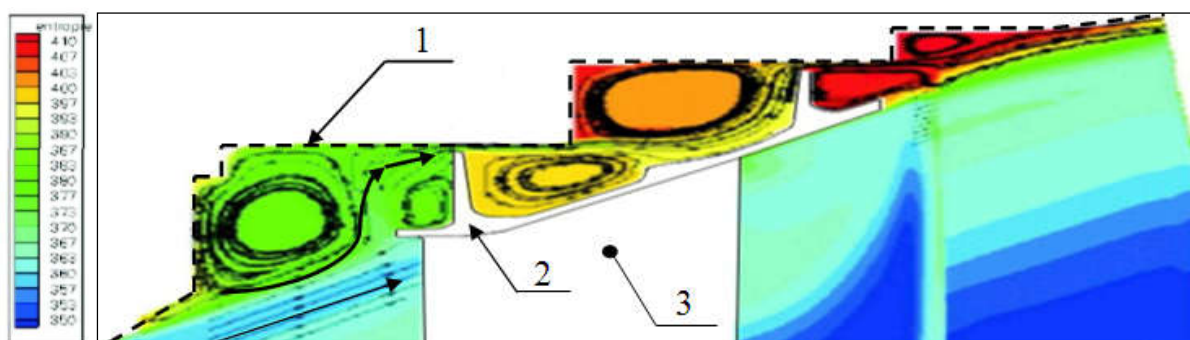
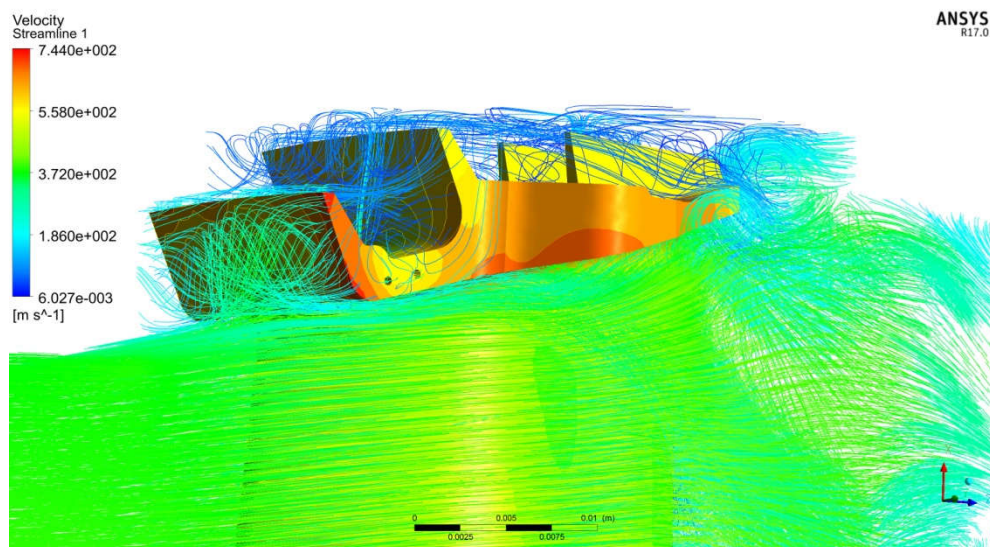


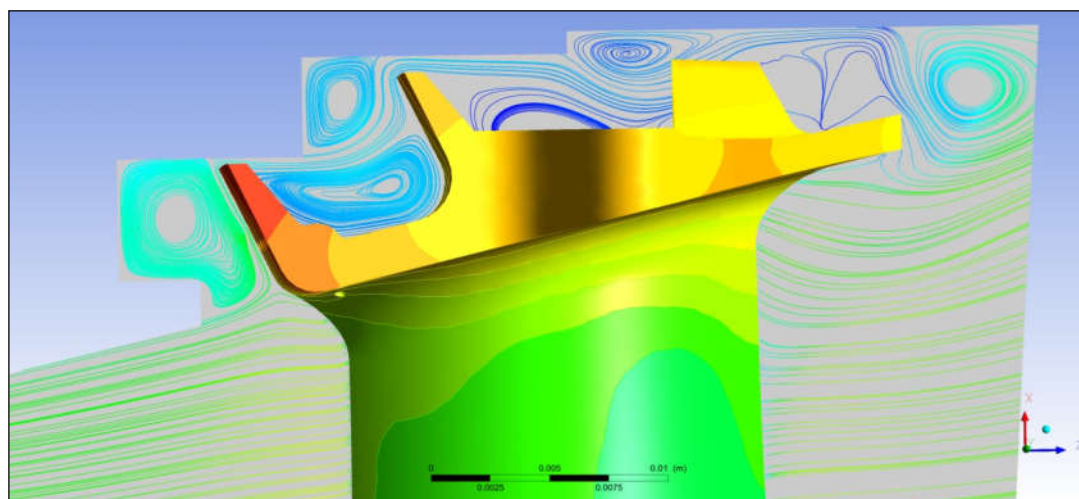
Рис. 4.4 Двухмерное течение газа через ступенчатый лабиринт, установленный на бандажной полке.

1 – контур проточной части турбины; 2 – бандажная полка с гребнями уплотнений; 3 – перо лопатки ТВД

На рис. 4.5 представлен наклонный гребень, который более эффективен, чем прямой. Видно, что течение в радиальном зазоре является трехмерным. Изучение структуры этих течений полезно при оптимизации конструкции бандажной полки, ограничивающей перетекания утечки через радиальный зазор [13].



а)



б)

Рис. 4.5 Трехмерное течение газа через ступенчатый лабиринт, установленный на бандажной полке

### 4.3 Конструктивные способы снижения перетеканий газа через радиальный зазор

На рис. 4.6 представлены два типа радиального зазора. В одном, где кривая 3 образует внутренний контур соплового аппарата 2-ой ступени турбины, этот радиальный зазор называется «открытым радиальным зазором». В другом, где кривая 2 образует модифицированную внутреннюю

сторону СА, на выходе из лабиринтного уплотнения, горячий газ встречает сопротивление полки соплового аппарата, и подтормаживается.

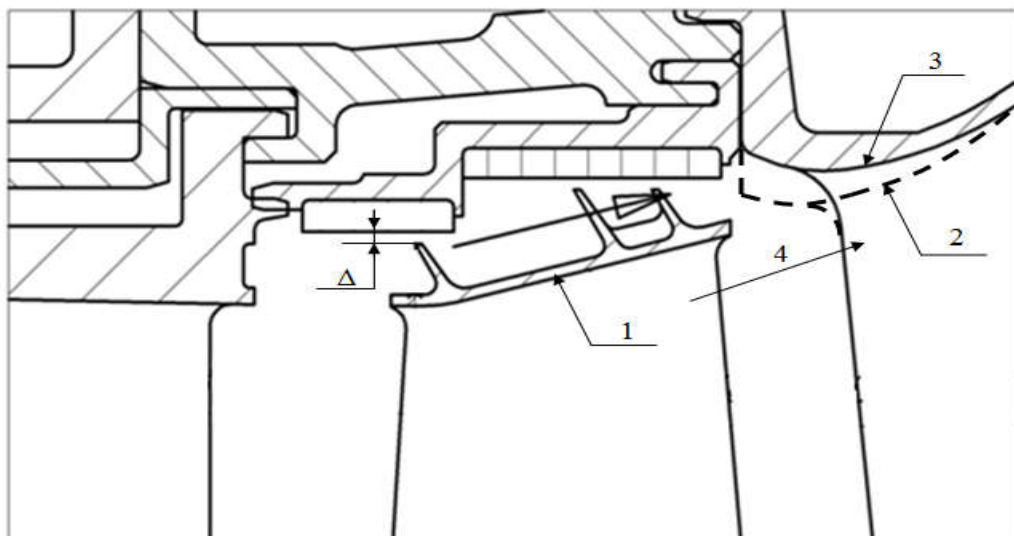


Рис. 4.6 Радиальный зазор над бандажированной лопаткой ТВД  
 1 – бандажная полка; 2 – закрытый радиальный зазор; 3 – открытый радиальный зазор; 4 – линии тока газов;  $\Delta$  – радиальный зазор

Для оценки величины гидравлического сопротивления лопатки, связанного с появлением вторичных течений газа, было проведено экспериментальное исследование решётки турбины при наличии и отсутствии раскрытия проточной части турбины (рис. 4.7–а). Результаты проведенных исследований показаны на рис. 4.7–б.

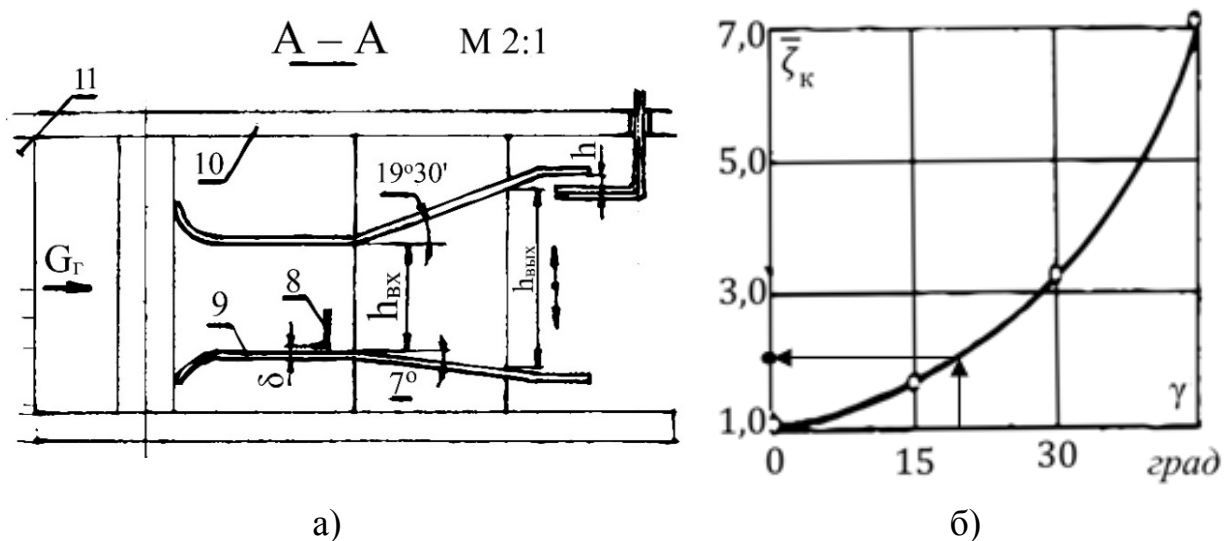


Рис. 4.7 Схема установки для исследования влияния меридионального раскрытия контура проточной части плоской решётки лопаток СА на коэффициент потерь энергии газа (а) и Результаты исследования решеток СА с различными углами меридионального раскрытия профиля проточной части  $\gamma = 0...45^\circ$  (б) [7]

На рис. 4.8 показано перетекание газа через радиальный зазор. При перетекании поток газа создает вихри в полостях, организуемых гребнями бандажной полки и плавающей накладкой корпуса газогенератора. За счет вихрей уменьшение расход газа через радиальный зазор, поэтому КПД ступени увеличивается. При установке бандажной полки на рабочих лопатках ограничивается перетекание от корыта в спинку, но при этом возникают вторичные токи под бандажной полкой.

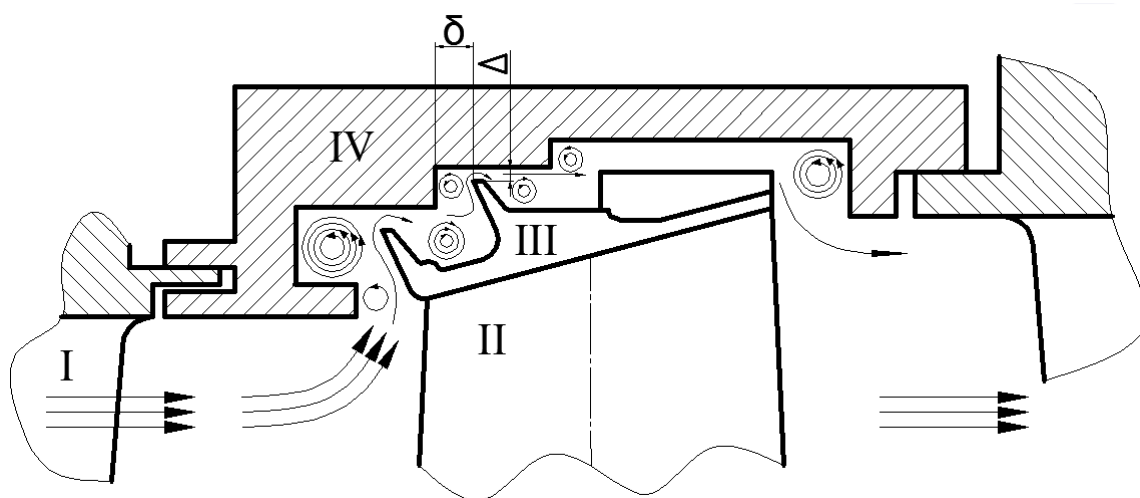
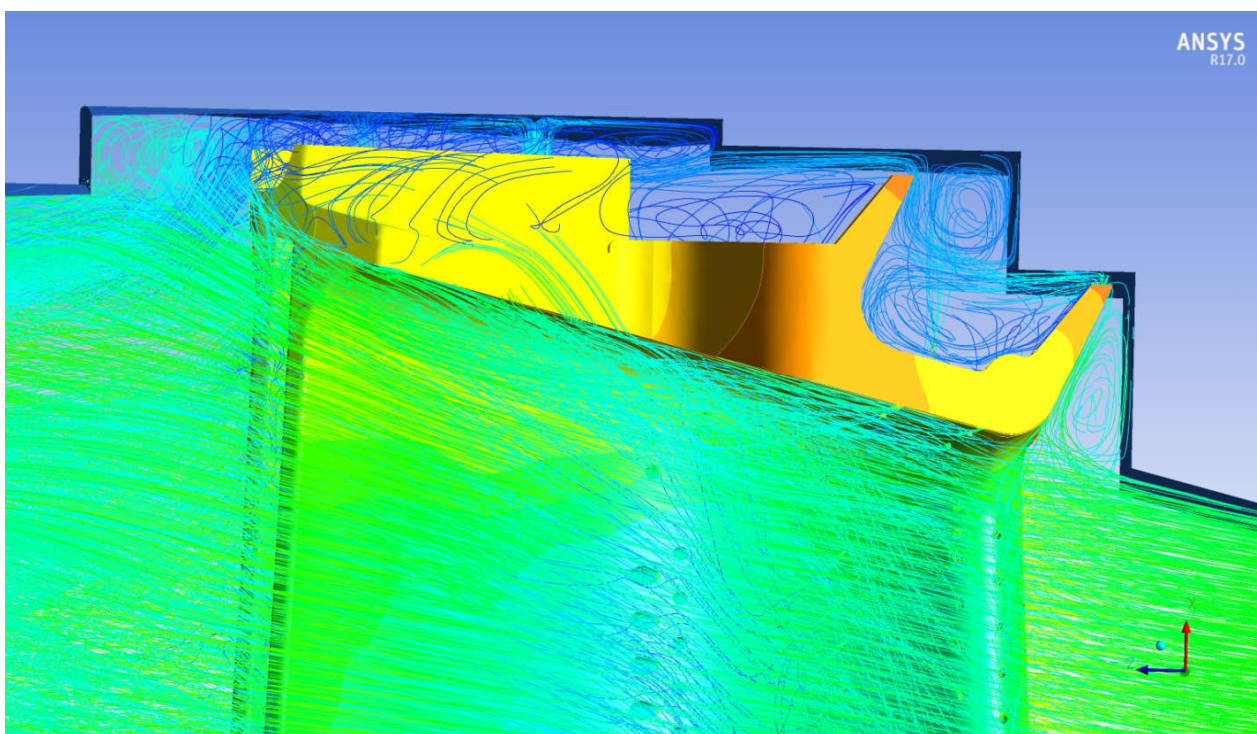


Рис. 4.8 Перетекание в закрытом радиальном зазоре.

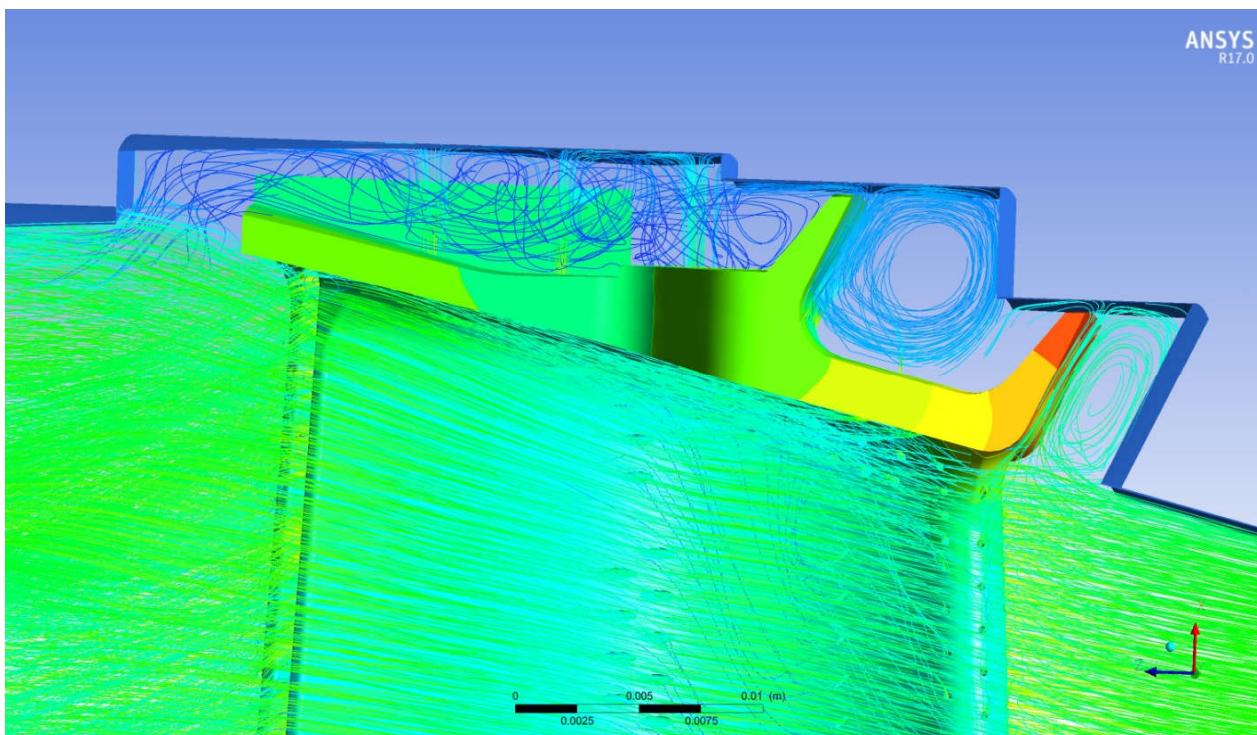
I основной поток газа; II перо лопатки; III – бандажная полка с лабиринтами; IV – плавающая накладка над бандажной полкой

На рис. 4.9 показаны результаты численных экспериментов исследований разных вариантов ограничения перетеканий газа через радиальный зазор, отличающихся входной конструкции. Считаем что, самый

хороший вариант является первым, в этой конструкции создает полость вихри потока.

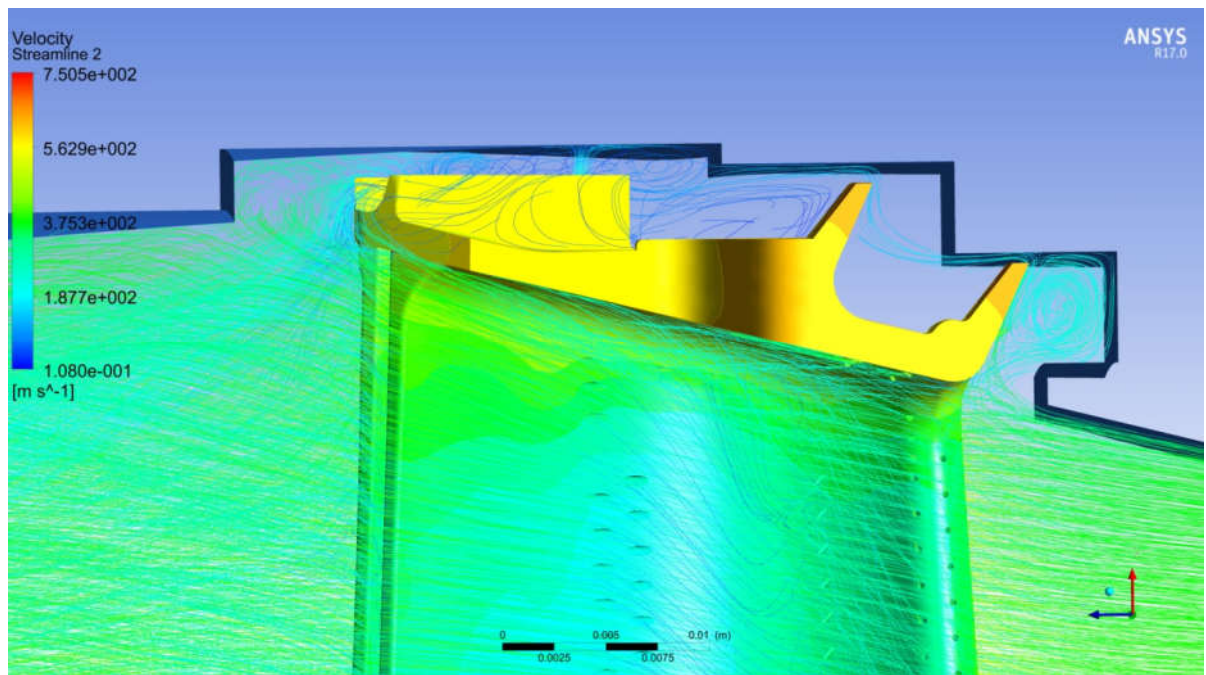


а)



б)





в)

Рис. 4.9 а), б), в). Различные варианты конфигурации входной полости перед радиальным зазором, разработанные с целью ограничения перетеканий газа через радиальный зазор

#### Выводы по 4-ой главе

Конфигурация лопатки рабочего колеса ТВД, обеспечивающая увеличение КПД и ресурса работы турбины, должна иметь бандажную полку с лабиринтными уплотнениями и наклонными гребнями, и закрытым радиальным зазором на входе и выходе газа из лопатки.

## **ГЛАВА 5 ОБЕСПЕЧЕНИЕ ПРОЧНОСТИ, СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ КРИТИЧНЫХ УЧАСТКОВ БАНДАЖНЫХ ПОЛОК**

### **5.1 Особенности охлаждения рабочих лопаток современных высокотемпературных турбин без бандажной полки**

На рис. 5.1 представлены рабочие лопатки современных высокотемпературных турбин без бандажной полки с интенсивным охлаждением профильной части пера лопатки. Эти лопатки имеют систему конвективно-пленочного охлаждения, дополнительные ряды отверстий на входной кромке и на вогнутой стороне пера лопатки. При высокой температуре перед рабочим колесом необходимо интенсификация охлаждения поверхности лопатки с её вогнутой стороны. Например, у первой лопатки (а) только один дополнительный ряд отверстий, а у второй лопатки (б) дополнительные ряды пленочного охлаждения повсюду. У обеих лопаток имеет ряд отверстий на торцевой части пера лопатки для сохранения температурного состояния этого участка. Как мы знаем, при отсутствии бандажной полки горячий газ перетекает из корыта в спинку, и это снижает КПД ступени.

В настоящее время три основные факторы проектирования торцевой части лопаток ТВД представлены на практике с подробным анализом аэродинамики, теплопередачи, охлаждения и недоброжелателей.

Торцевая часть лопаток турбины были и остаются не только одной из основных причин потери эффективности в турбине, но и основным фактором, влияющим на эксплуатацию турбин, что приводит к периодическому удалению из эксплуатации для ремонта. Как и для всех компонентов турбины для горячего газа, торцевые части лопаток должны выполнять множество функций, одновременно подвергаясь многим конструктивным и эксплуатационным ограничениям. Торцевые части

лопаток турбины подвержены воздействию более высоких температурных газов, в некоторых случаях превышающих 1400 °С на первой ступени турбины высокого давления, и эти части также подвержены значительно более высокой газодинамической нагрузке, определяемой степенью расширения газа в ступени. На рис. 5.1–а и 5.1–б показаны продольные ряды отверстий для выхода охлаждающего воздуха из внутренней полости лопатки в проточную часть турбины. Эти отверстия позволяют сформировать внутренние потоки охлаждающего воздуха в лопатке таким образом, чтобы они доходили до самого верха лопатки. То же самое назначение имеют отверстия 3, выполненные на торце пера лопатки в её выходной части, показанные на рис. 5.1–б.

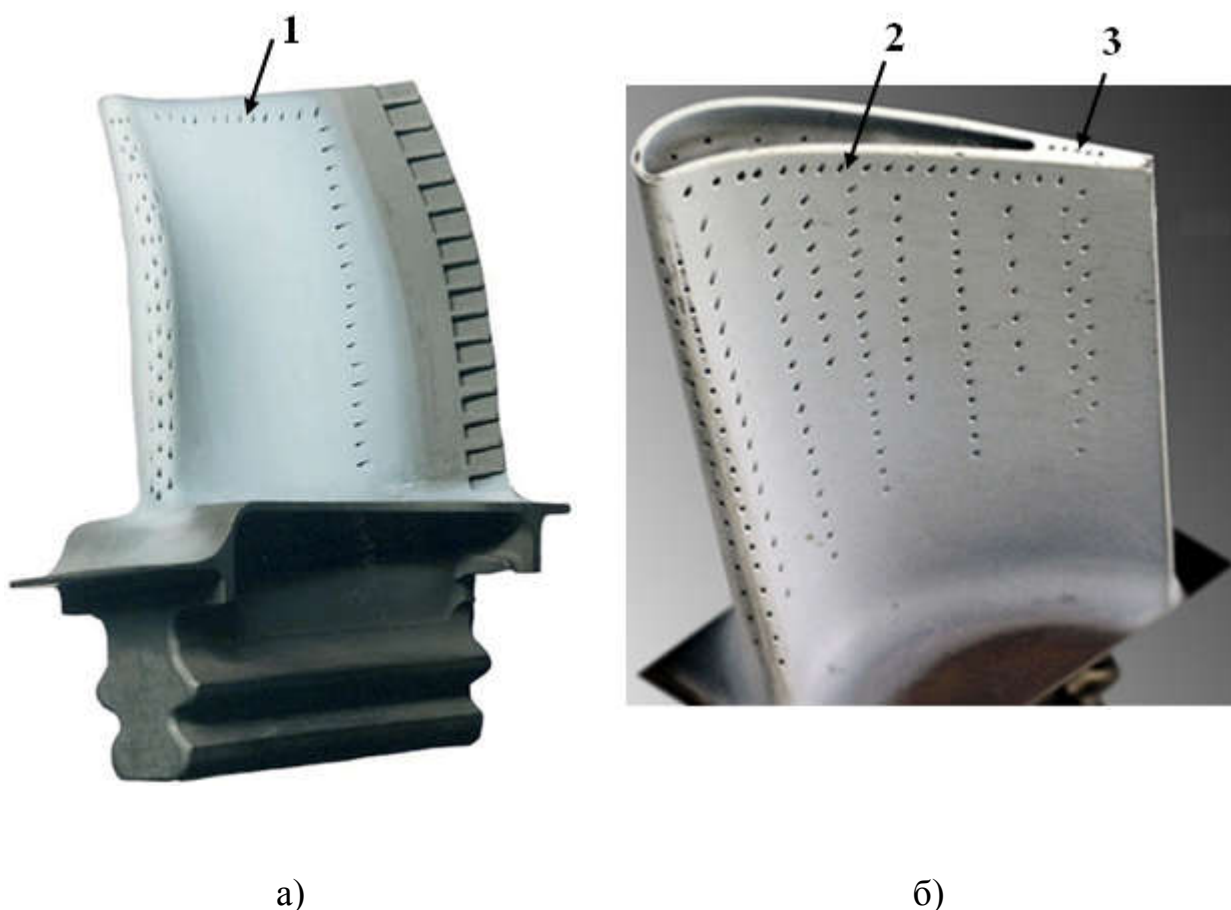


Рис. 5.1 Рабочие лопатки современных высокотемпературных турбин без бандажной полки с интенсивным охлаждением на торце; дополнительные ряды отверстий: 1, 2 – на корыте; 3 – на внешней поверхности пера лопатки

При установке бандажной полки на торце пера лопатки эти выходные каналы будут также полезны, потому что этот охлаждающий воздух позволяет уменьшить температуру несущей переходной поверхности от бандажной полки к перу лопатки. В том месте пера лопатки, где изгибные напряжения от действия центробежных сил, возникающих на полке, максимальны. Отверстия на поверхности торцевой части лопатки не всегда являются отверстиями для выхода охлаждающего воздуха, они могут потребоваться для выхода пыли из каналов охлаждения лопатки. Пленочные отверстия на стороне корыта торцевой части наклонены под большим углом для лучшего прилегания этой плёнки к поверхности пера лопатки.

## **5.2 Нагрузки, действующие на рабочие лопатки с бандажной полкой**

На рис. 5.2 показано распределение напряжений растяжений по высоте охлаждаемой лопатки турбины от действия центробежных сил на режиме «максимал» –  $N = 0$ ,  $M = 0$ , геометрия этой лопатки близка к геометрии реальной лопатки типа ТВД РД 33, при отсутствии бандажной полки. При постановке бандажной полки уровень напряжений по высоте этой лопатки увеличивается значительно.

Следует обратить внимание на то, что в сечении пера лопатки, на высоте 15 мм от корня, рост этих напряжений составил значительную величину, примерно 70 % от исходного значения.

Очевидно, что эту часть лопатки необходимо более существенно охлаждать, чем нижние сечения пера лопатки, например, увеличить густоту плёночного охлаждения или ввести другой ещё более интенсивный тип охлаждения щелевого типа. Что касается остальных несущих поверхностей пера лопатки, находящихся сверху и снизу от критического, то они допускают какое-то увеличение напряжений растяжения, т.е. проектируемую лопатку можно сделать более равнопрочной, имеющую допустимую величину запаса прочности по всей её высоте [42].

Сложной и ответственной технической задачей является обеспечение прочности самой бандажной полки, устанавливаемой на торце лопатки ТВД. Полка требует охлаждения. Наиболее эффективно пленочное охлаждение, осуществляемое в месте полки, где возникают максимальные напряжения. Для этого охлаждающий воздух должен выходить не в перпендикулярном направлении относительно бандажной полке, а «омывать» ее поверхность, т.е. необходимо конструктивно обеспечить ее пленочное охлаждение. Максимальные напряжения бандажной полки возникают в переходной части от пера лопатки к полке. Там возникают изгибные напряжения, которые зависят от объема полки, расположенной со стороны корыта или спинки профиля лопатки.

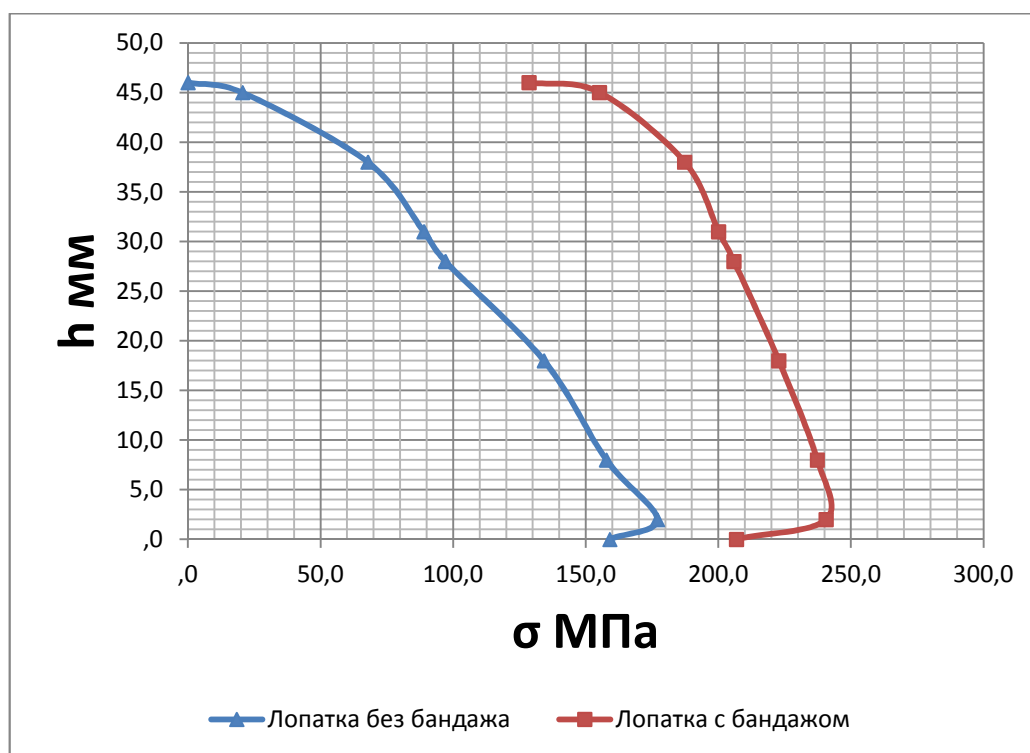


Рис. 5.2 Напряжение растяжения по высоте лопаток турбин

На рис. 5.3 показано поперечное сечение бандажной полки и приложенные центробежные силы, имеющиеся со стороны корыта и спинки профиля, которые создают изгибающие напряжения, максимальные в переходной части пера лопатки к бандажной полке. Именно в этом месте

необходимо иметь минимальную температуру металла, с учетом того, что на вогнутой стороне всегда температуры газа выше, чем на его выпуклой стороне. Поэтому бандажная полка с вогнутой стороны профильной поверхности пера лопатки должна иметь максимальное охлаждение. Кроме того сама форма бандажной полки должна быть таковой, чтобы на горячей стороне полки имела место минимальная центробежная сила, зависящая от того, как эта полка спроектирована.

В практике при разработке рабочих лопаток ТВД с бандажной полкой проектировщик сталкивается с такой проблемой: полка сама себя не несет из-за большого момента изгиба. Бандажная полка рабочих лопаток ТВД обычно располагается на периферии пера лопаток с большой высотой и при высокой скорости вращения, на неё действует изгибающий момент, схема расчета которого представлена на рис. 5.3 [45, 46].

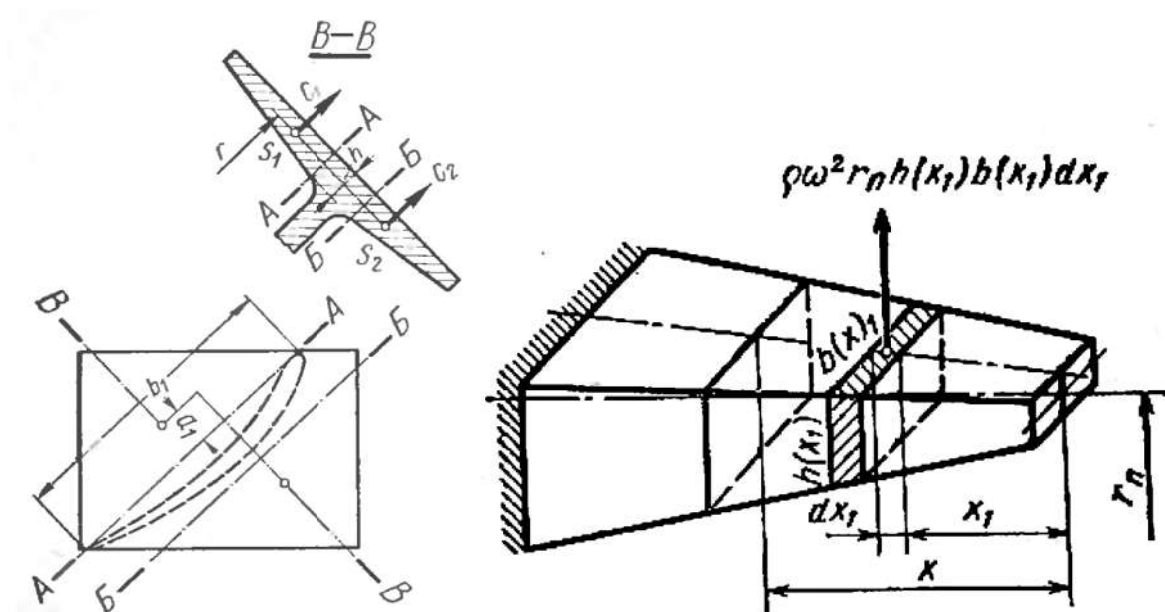


Рис. 5.3 Изгиб бандажной полки рабочей лопатки турбин от действий центробежных сил

Полка рассчитывается на изгиб от центробежных сил как консольная балка переменного сечения, заделанная в сечении, примыкающего к перу. Изгибающий момент в сечении на расстоянии «х» от края полки:

$$M(x) = \rho\omega^2 r_{\Pi} \int_0^x h(x_1)b(x_1)(x - x_1)dx_1 \quad (5.1)$$

Или:

$$M(x) = \rho\omega^2 r_{\Pi} [xV(x) - S(x)] \quad (5.2)$$

где:

$$V(x) = \int_0^x h(x_1)b(x_1)dx_1 \quad (5.3)$$

$$S(x) = \int_0^x x_1h(x_1)b(x_1)dx_1 \quad (5.4)$$

Напряжения изгиба:

$$\sigma(x) = \frac{M(x)}{W(x)} \quad (5.5)$$

где:

$$W(x) = \frac{1}{6}b(x)h^2(x) \quad (5.6)$$

В месте заделки напряжения изгиба есть большое значение. Из-за не изменяемой величины шага бандажной полки, поэтому нужно с обеих сторон (спинки и корыта) лопатки соблюдать значение напряжения изгиба. Для снижения изгибающего напряжения в месте заделки необходимо уменьшить плечо или уменьшение вылет относительно места заделки. Поэтому нужно компенсировать большие вылеты со стороны корыта и спинки с учетом влияния давления и температуры набегающего потока газа.

На рис. 5.4 показана схема действия контактных сил различных существующих бандажных полок. Направления действия этих сил определяет направление угла предварительного закрутки лопаток при сборке, и величины этих сил требует нужного прочностного свойства изготовленного материала и площади контактных граней [43, 51].

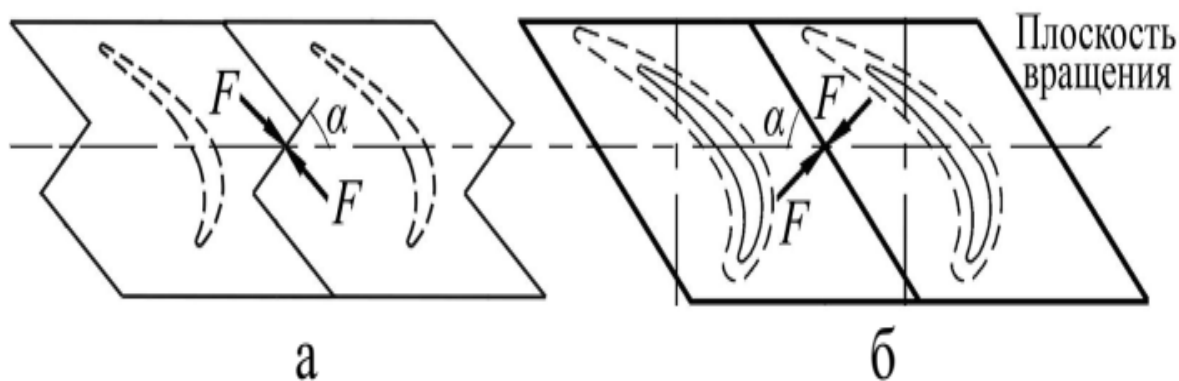


Рис. 5.4 Схема действия контактных сил бандажных полок Z-образных (а) и беззиговых (б)

### 5.3 Конфигурация бандажной полки и её оптимизации

На рис.5.5 показаны разные по ширине рабочие лопатки с неохлаждаемой бандажной полкой, имеющие одинаковую высоту пера  $h_1=h_2$ . В одном и том же рабочем колесе, число рабочих лопаток широких меньше чем число рабочих лопаток узких ( $B_1 > B_2$ ), но при этом ширина бандажной полки широких рабочих лопаток больше чем ширина бандажной полки узких рабочих лопаток ( $s_1 > s_2$ ). Большая бандажная полка приведет к проблеме прочности самой полки, располагающей на большой высоте при большой скорости вращения.

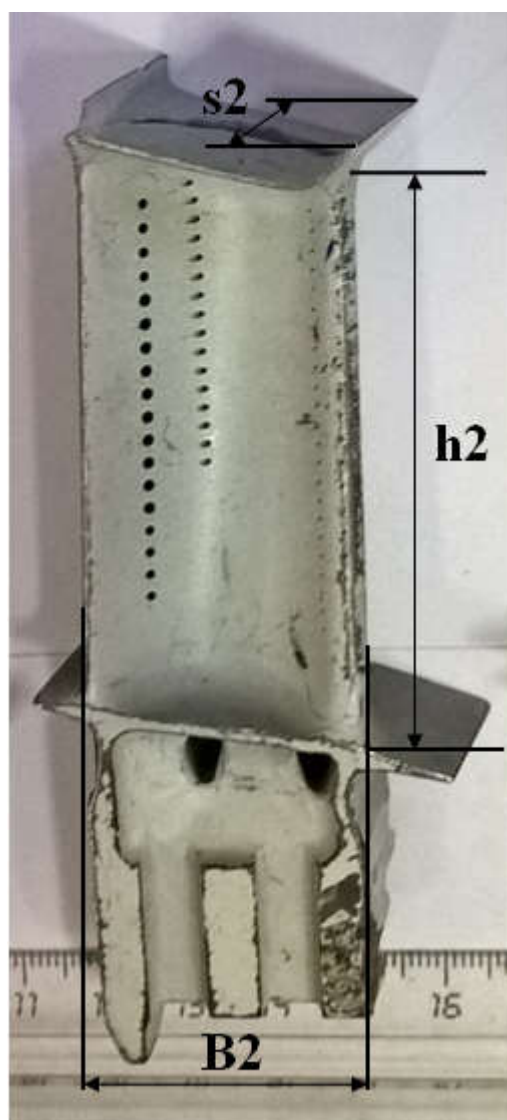
Задача по установке бандажной полки на периферии профильной части пера лопатки разделяется на две связанные между собой и обязательные проектные части. В первой части этой работы необходимо обеспечить прочность самой полки, у которой максимум изгибных напряжений имеется в месте перехода от полки к профильной части лопатки. Показано, что эту критичную величину изгибных напряжений можно уменьшить за счёт уменьшения массы бандажной полки. Для уменьшения массы полки можно проектировать бандажную полку с малой толщиной и минимальным количеством гребней лабиринтного уплотнения, как показано на рис 5.5–б



Эта охлаждаемая лопатка (см. рис. 5.5б), требует чрезвычайно большой точности изготовления, кроме того, малая жёсткость внутреннего керамического стержня, вокруг которого заливается расплав металла при литье лопатки, вызывает дополнительные технологические проблемы. Другой подход к проектированию реализуется в двигателе НК-25 (см. рис. 5.6а), лопатка которого существенно шире, с высокой жёсткостью, и бандажная полка выполняет в основном, только газодинамические функции.



а)



б)

Рис. 5.5 Рабочие лопатки: а) широкая; б) узкая

На рис. 5.6. представлена бандажная полка охлаждаемые лопатки турбины, с расширяющей проточной частью. Эта бандажная полка неохлаждаемая, на её устанавливает три гребни с наклоном на встречу перетекающего потока, препятствующим утечке горячего газа. Как показано на схеме рис. 4.3, в полостях между гребнями создаются зоны вихрей с пониженным давлением, поэтому в этих полостях, особенно в передней полости полки, образованной передним гребнем лопатки, происходит процесс интенсификации теплообмена между горячим газом и переднем гребнем. Поэтому может появиться перегрев переднего гребня из-за большей температуры, превышенной температуру плавления материала.

Передний гребень бандажной полки является важным элементом, при его присутствии сильно уменьшает перетекание горячего газа, и при его наличии позволяет обеспечить прочности тонкой бандажной полки с длинным вылетом полки со стороны корыта или со стороны спинки

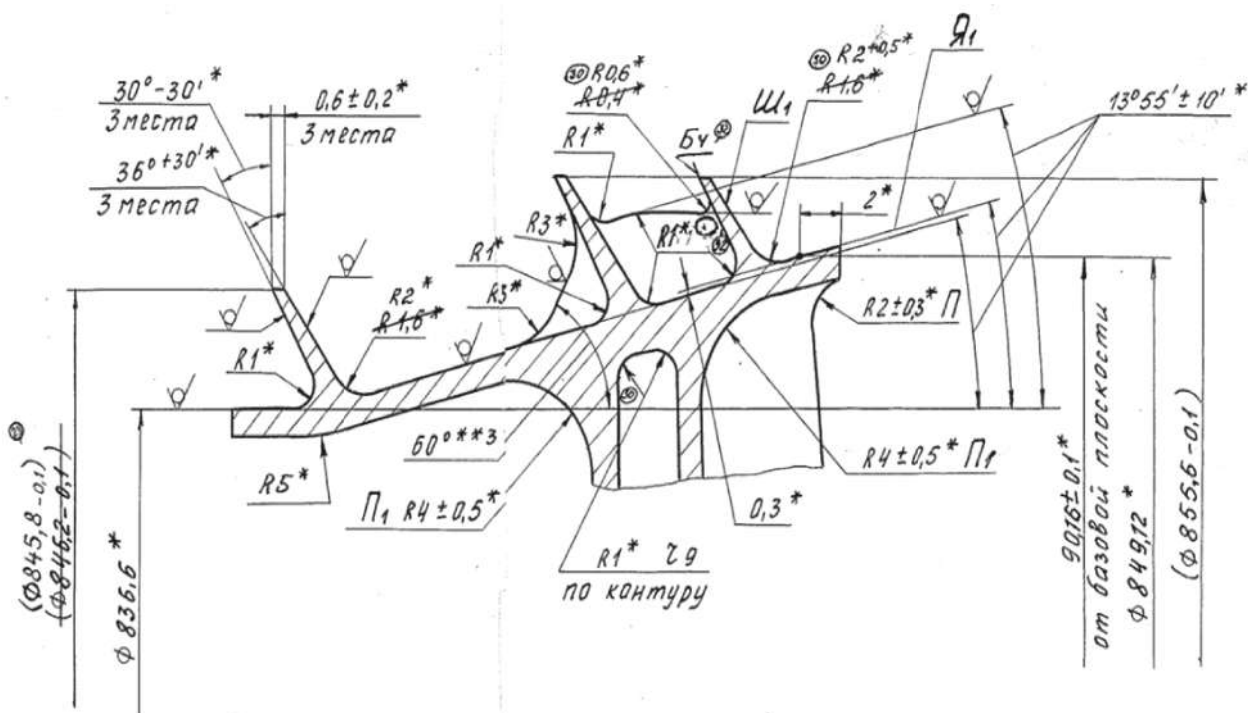


Рис. 5.6 Бандажная полка лопатки с расширяющей проточной частью  
(см. рис. 5.5–а)

На рис. 5.7 представлены варианты проектирования бандажной полки лопатки ТВД, отличающиеся массой полки, расположенной со стороны корыта и спинки профиля, а также местоположения контактной поверхности, по которым индивидуальные лопатки соединяются в не разрывное кольцо, имитирующего «заделку» балки и снижающую уровень вибрации лопаточного аппарата. Показаны выходные отверстия каналов конвективного охлаждения полки, через которые охлаждающий воздух выходит на критичные поверхности бандажной полки и обеспечивает её работоспособность.

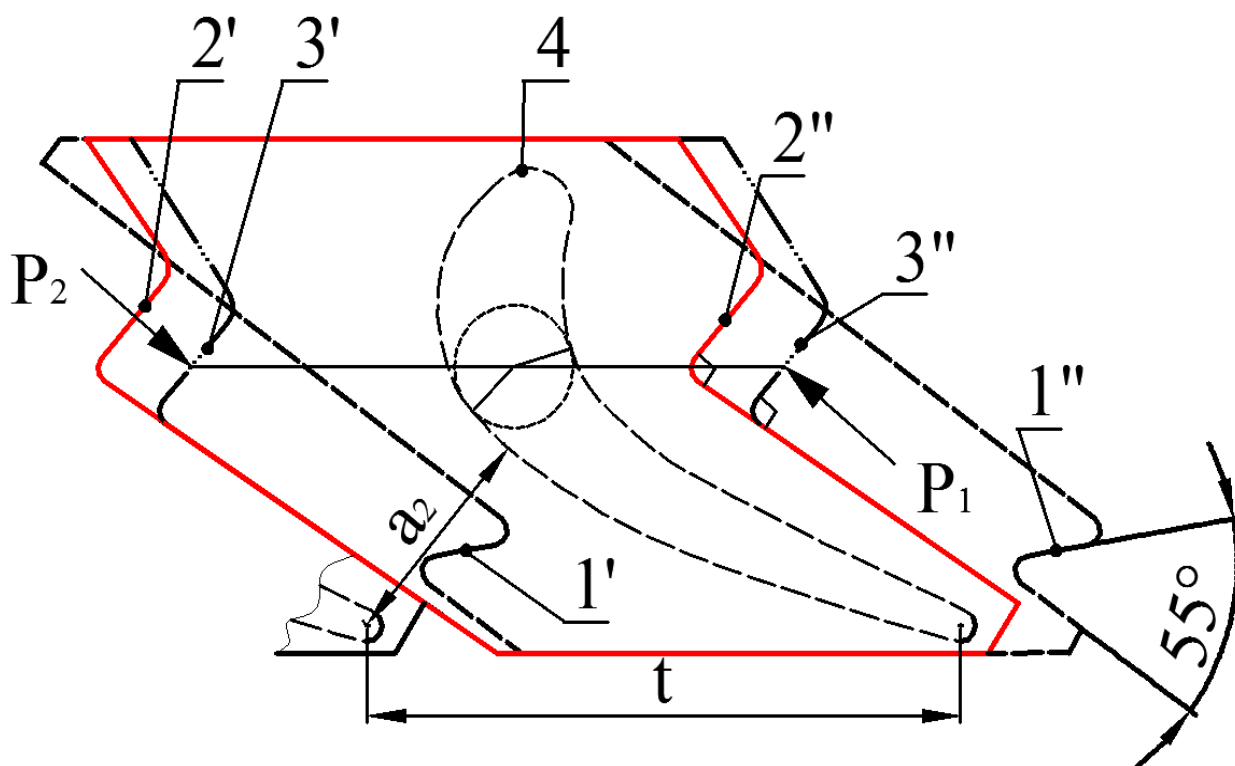


Рис. 5.7 Разновидности бандажной полки, отличающиеся: площадью поверхности и массой полки со стороны корыта и спинки (1); 2 – профиль периферийного сечения рабочей лопатки турбины; 3– контактные поверхности сопрягаемых полок;  $t$  – шаг между профилями периферийного сечения пера лопатки;  $P_2$  и  $P_1$  – силы;  $a_2$  – горло решётки; 4 - профиль лопатки

Расчётная оценка возникающих в бандажной полке и на периферии лопатки напряжений растяжений, и уровня температуры, которую может обеспечить конвективно-плёночная система охлаждения бандажной полки, описанная ниже, показывает, что охлаждаемые лопатки ТВД современных и перспективных ГТД могут проектироваться бандажированными.

Местоположение зацеплений на контактных поверхностях бандажных полок относительно ширины решетки: оно может быть либо в середине, либо в задней части полки. Надо учитывать, что местные утолщения контактных граней, применяемые для уменьшения контактных напряжений, приводят к увеличению массы бандажной полки.

При расположении контактных граней зацепления в середине бандажной полки, где толщина профиля пера лопатки максимальна, максимум изгибающего момента от действия центробежной силы полки находится в оптимальном месте. При смещении контактной поверхности зацепления к выходной кромке, может иметь место перегрузка тонких периферийных сечений, для её устранения контактные грани следует располагать в средней части пера лопатки [43].

Выбирая большее или меньшее число лопаток, можно получить меньшую или большую центробежную силу, действующую на перо лопатки от бандажной полки, установленной на её периферии.

В сечении пера лопатки под бандажной полкой со стороны корыта температура лопатки с вогнутой стороны профиля обычно примерно на 70...100 градусов выше, чем на её выпуклой стороне. Поэтому эта сторона требует более интенсивного охлаждения, как внутренней поверхности полки, так и переходной поверхности от полки к профильной части пера лопатки.

Далее будут рассмотрены несколько вариантов конвективно-плёночного охлаждения бандажных полок с обеих сторон лопатки, примыкающих как к вогнутой, так и выпуклой сторонам лопатки, их внешней и внутренней поверхности, омываемых горячим газом.

## 5.4 Обеспечение прочности профильной части рабочих лопаток с бандажной полкой ТВД

Величина уровня допустимых напряжений и запасов прочности бандажных полок зависит от распределения температуры газа по высоте лопатки, которая определяется эюрой температуры газа на выходе из камеры сгорания.

Показанные на рис.5.8 эюры температуры газа 1 имеют симметричный профиль газа относительно среднего сечения лопатки. Форму этой эюры для бандажированной лопатки целесообразно изменить так, чтобы в верхней части лопатки эта температура газа была уменьшена, а в её нижней части – увеличена.

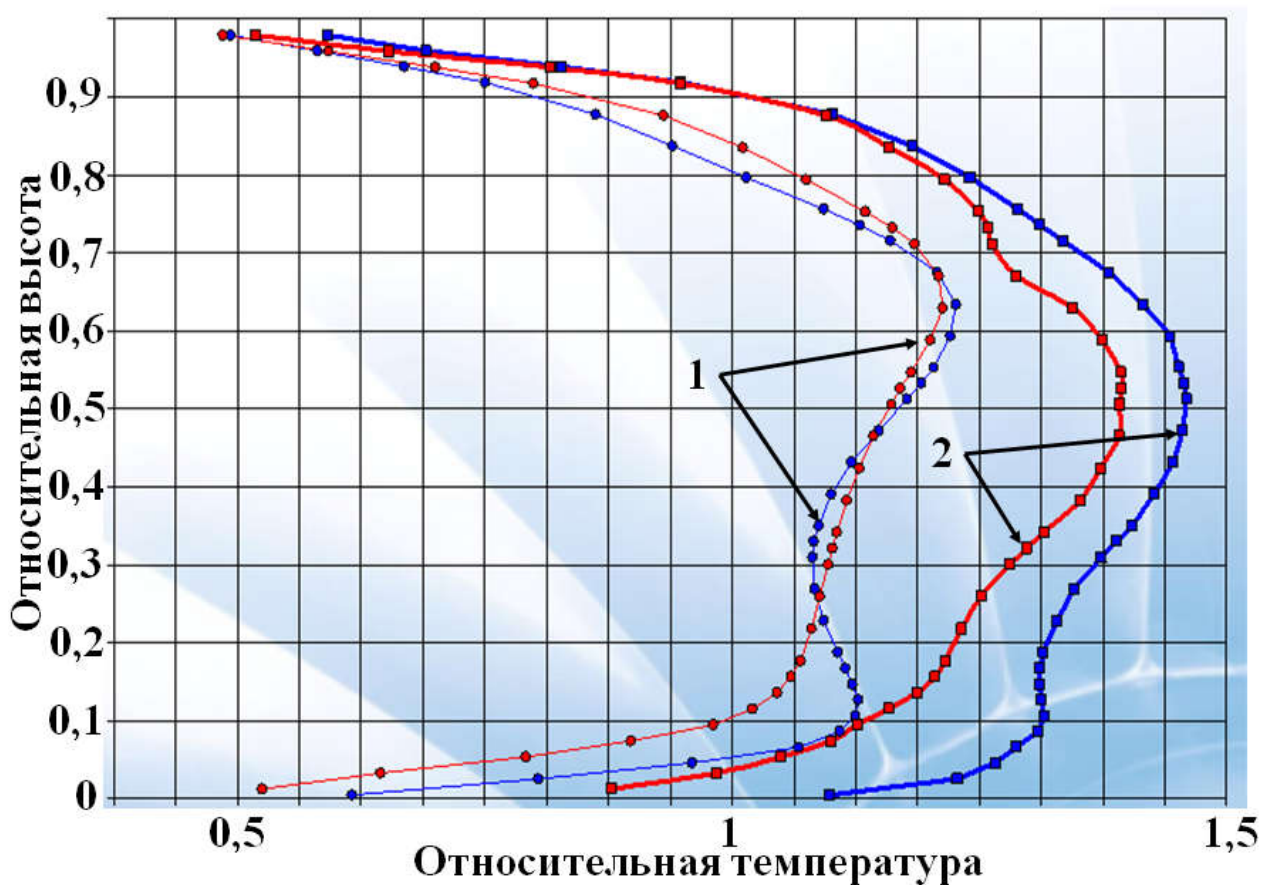


Рис. 5.8 Эюры температур газа на входе в турбину, где величина  $T^*_{mid} \approx 1$  для эюр 1, а величины  $(T^*_{mid})_{max} \approx 1,18 \dots 1,22$  для эюр 2

На рис. 5.9 показаны различные варианты проектирование лопатки типа ТРДД РД 33 с конвективным и с конвективно-пленочным охлаждением профильной части пера лопатки.



а)



б)

Рис. 5.9 Рабочие лопатки с конвективным и конвективно-пленочным охлаждением

Эффективности охлаждения сечений лопатки с конвективным охлаждением -  $T_{\Gamma} = 1680 \text{ K}$ ,  $t_{\text{лоп}} = 960^{\circ}\text{C}$ ,  $\Theta_{\text{ср}} = 0,39$ ,  $G_{\text{возд.охл}} = 2,5 \%$ . При повышенной температуре газа на входе в турбину на 40 градусов и

сниженной температуре лопатки на 36 градусов интенсивность охлаждения лопатки с конвективно-пленочным охлаждением увеличивается до  $\Theta = 0,47$ . Но при этом требуется дополнительно еще 1 % расхода охлаждающего воздуха.

На рис. 5.10 представлены геометрические размеры бандажной полки, установленной на рабочей лопатке турбины, показанной на рис. 5.9–б).

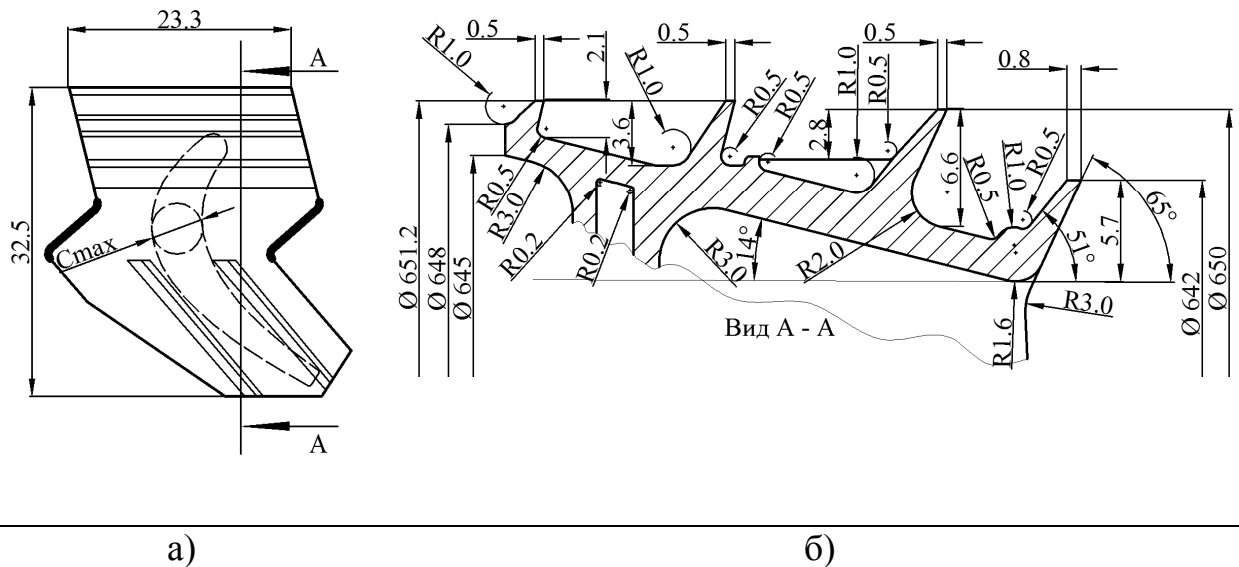


Рис. 5.10 Конфигурация бандажной полки, установленной на лопатке турбины ВД, представленной на рис. 5.9–б

Таблица 5.1. Увеличение площади поперечных сечений модифицированной лопатки турбины ВД ТРДД РД 93 по её высоте

<b>h (мм)</b>	0	2	8	18	28	31	38	45	46
<b>F<sub>1</sub> (мм<sup>2</sup>)</b>	220,5	185,6	170,5	135,3	111,9	100,4	74,2	91,7	129,0
<b>F<sub>2</sub> (мм<sup>2</sup>)</b>	253,2	207,9	184,3	154,8	129,0	121,9	105,7	100,6	116,2

На рис. 5.11–а и рис. 5.11–б показано изменение напряжений растяжения  $\sigma_p$  и запасов прочности (K) лопатки, представленной на рис.5.9–б,

при установке на ней бандажной полки.

В рассматриваемой лопатке удалось обеспечить требуемый запас прочности как бандажной полки, за счёт её конвективно-плёночного охлаждения, так и профильной части пера, по всей её высоте, за счёт увеличения площади поперечных сечений пера лопатки и замены материала ЖС26, из которого она была изготовлена, на более эффективный, сплав ВЖМ8 с добавкой рения [64, 65], характеристики которых показаны на рис.5.12, где параметр  $P = T \cdot [\lg(100) + 20]$ , а величина  $T$  – в градусах Кельвина. В расчётах действующих напряжений заложено следующее изменение температуры лопатки по её высоте: в корне  $T=810$  °С, в середине  $T=965$  °С, на периферии также величина  $T=965$  °С.

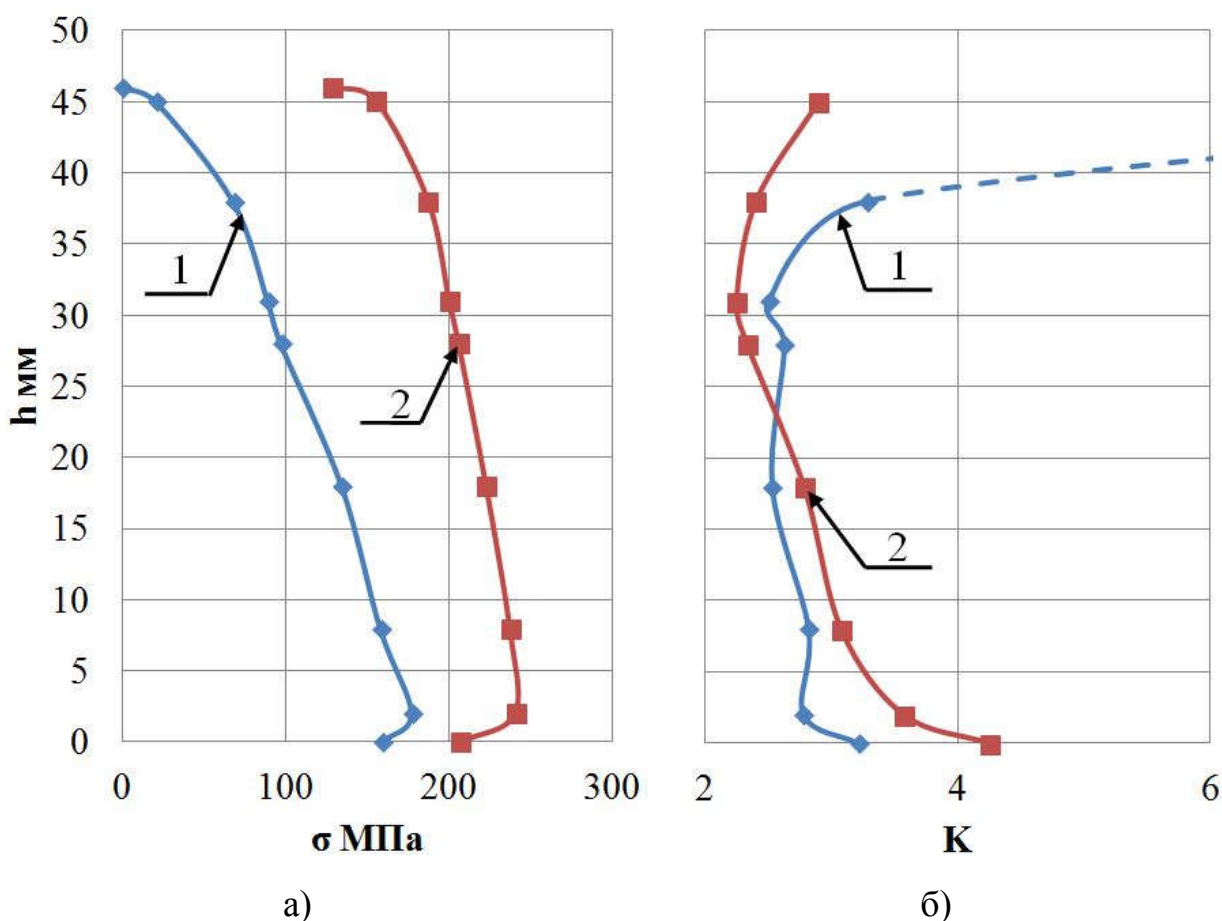


Рис. 5.11 Изменение напряжений растяжения (а) и запасов прочности (б) рабочих лопаток турбины без бандажной полки (1) и с бандажной полкой (2) по их высоте



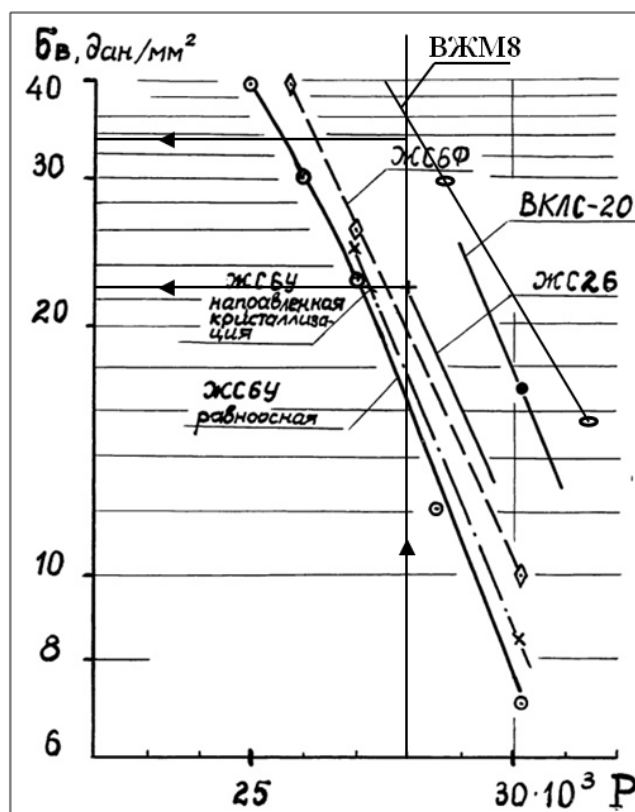
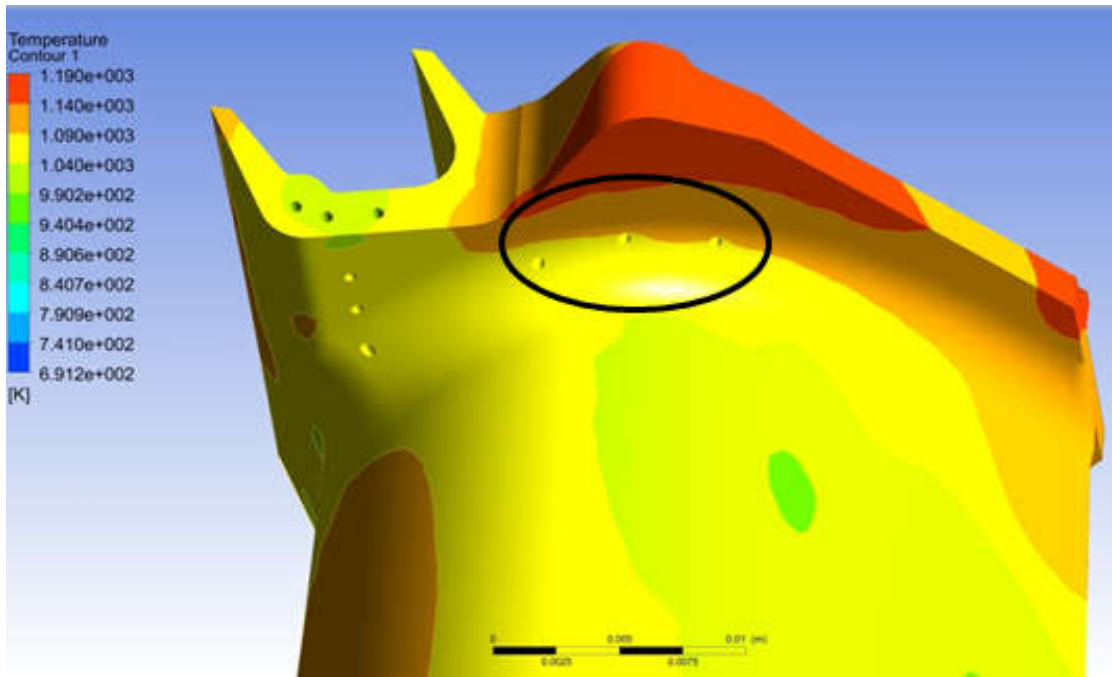


Рис. 5.12 Зависимость изменение величины длительной прочности жаропрочных материалов от параметра Миллера–Ларсена  $P$  [34]

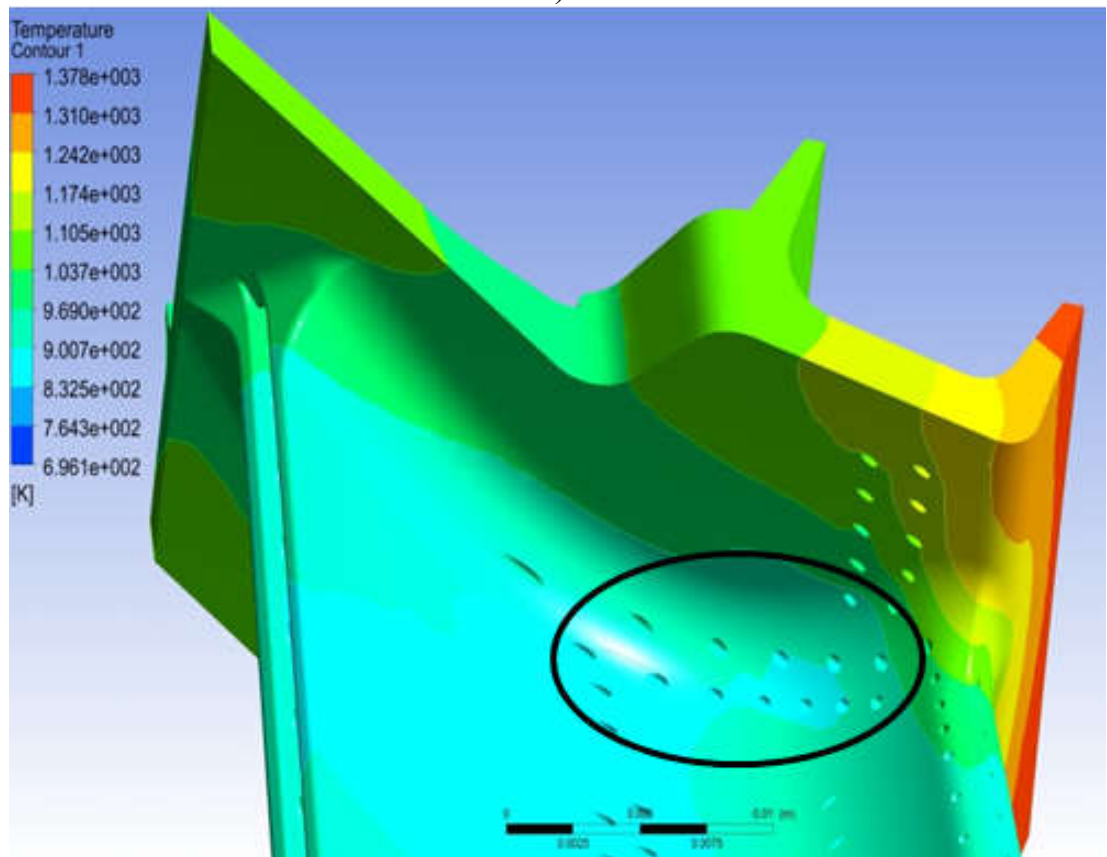
### 5.5 Конструктивные способы конвективно-пленочного охлаждения бандажной полки рабочих лопаток ТВД

Как отмечалось ранее, в подположном сечении исследованной лопатки имеется высокий уровень действующих напряжений изгиба, поэтому здесь необходимо интенсифицировать систему охлаждения с целью снижения уровня температуры в этой части пера лопатки.

На рис. 5.13 а) и б) показаны варианты применения дополнительных рядов отверстий пленочного охлаждения, расположенных на переходной части от бандажной полки к перу лопатки, и результаты его исследования. Получено, что поле температур переходной поверхности пера лопатки имеет существенно сниженный уровень температур со стороны корыта, где уровень изгибных напряжений максимален.



а)



б)

Рис. 5.13 Результаты исследований интенсивности охлаждения переходной поверхности и бандажной полки пера лопатки ТВД: а) сторона корыта; б) со стороны спинки

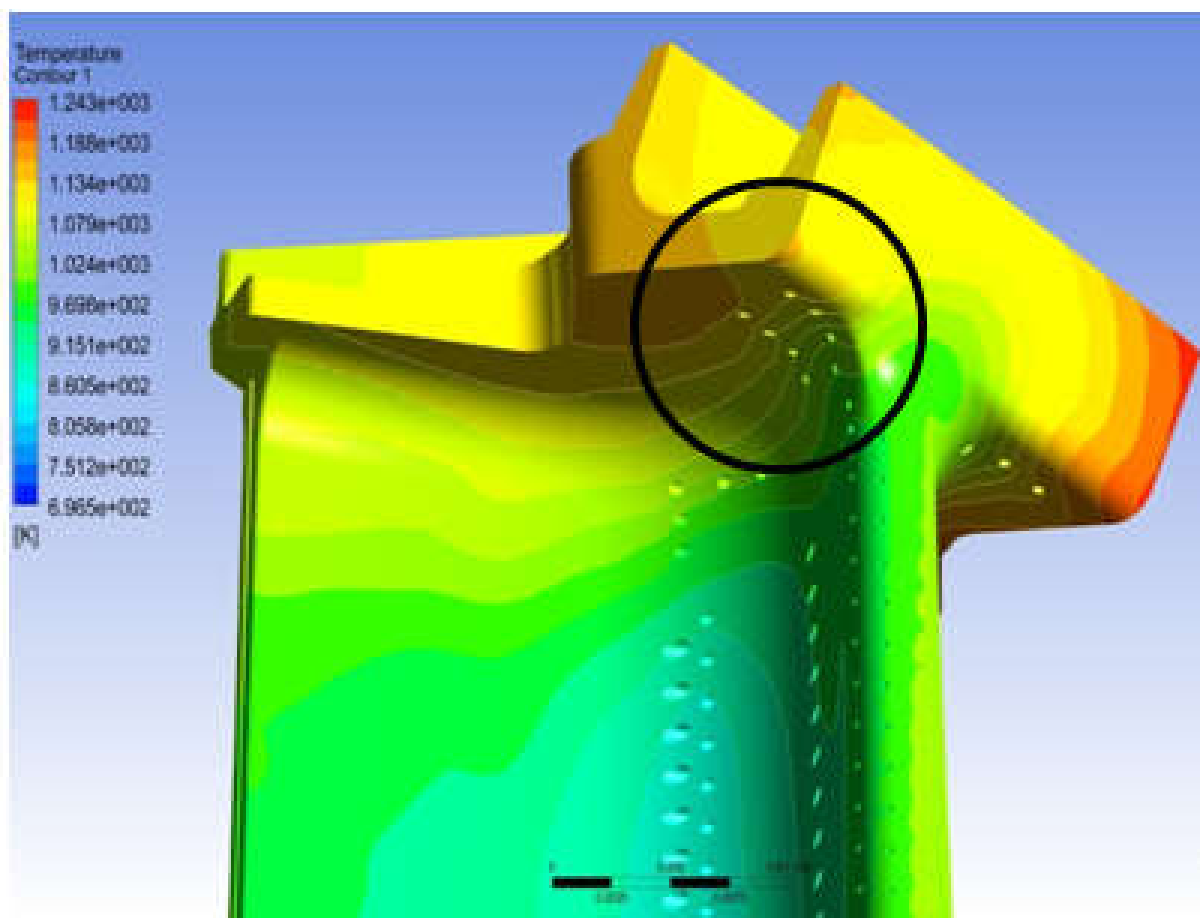
Во втором варианте исследований была реализована схема повышенной интенсивности охлаждения с двумя рядами каналов, расположенных в переходной части пера лопатки с его вогнутой стороны. При этом удалось снизить местную температуру пера лопатки дополнительно, примерно на 100 градусов, по сравнению с температурой варианта охлаждения выпуклой стороны переходной части лопатки, где был установлен один ряд каналов плёночного охлаждения. Благодаря этому был обеспечен требуемый уровень напряжений в этом, наиболее нагруженном месте пера лопатки. Необходимо также указать на то, что в одной и той же охлаждаемой лопатке нельзя использовать ряды отверстий, расположенные по обеим сторонам профиля любого, в частности, подполочного сечения, потому что это приведёт к втеканию горячего газа в полость лопатки со стороны корыта профиля и её разрушению.

Таким образом, внутреннюю поверхность бандажных полок охлаждаемых лопаток турбин, образующих меридиональную поверхность проточной части турбины, как со стороны корыта, так и спинки лопатки можно эффективно охладить с помощью системы каналов пленочного охлаждения. При наличии пленочного охлаждения охлаждающий воздух защищает эти поверхности полок от перегрева, что приводит к уменьшению температуры внутренней стенки полки, со стороны проточной части турбины. На рис. 5.14 и рис. 5.15 показаны другие, более интенсивные схемы охлаждения внутренних, со стороны проточной части, поверхностей полки бандажированных лопаток турбины ГТД. Очевидно, что необходимо рассматривать разные конструктивные схемы подвода охлаждающего воздуха, подводимого из внутренней полости на поверхность пера лопатки, для выявления оптимальной схемы охлаждения самой бандажной полки и охлаждения подполочного сечения пера лопатки со стороны спинки (рис. 5.14) и со стороны корыта (рис. 5.15) профильной части пера лопатки. При анализе этих исследований может быть выбран наиболее целесообразный вариант пленочного охлаждения бандажной полки этой лопатки.

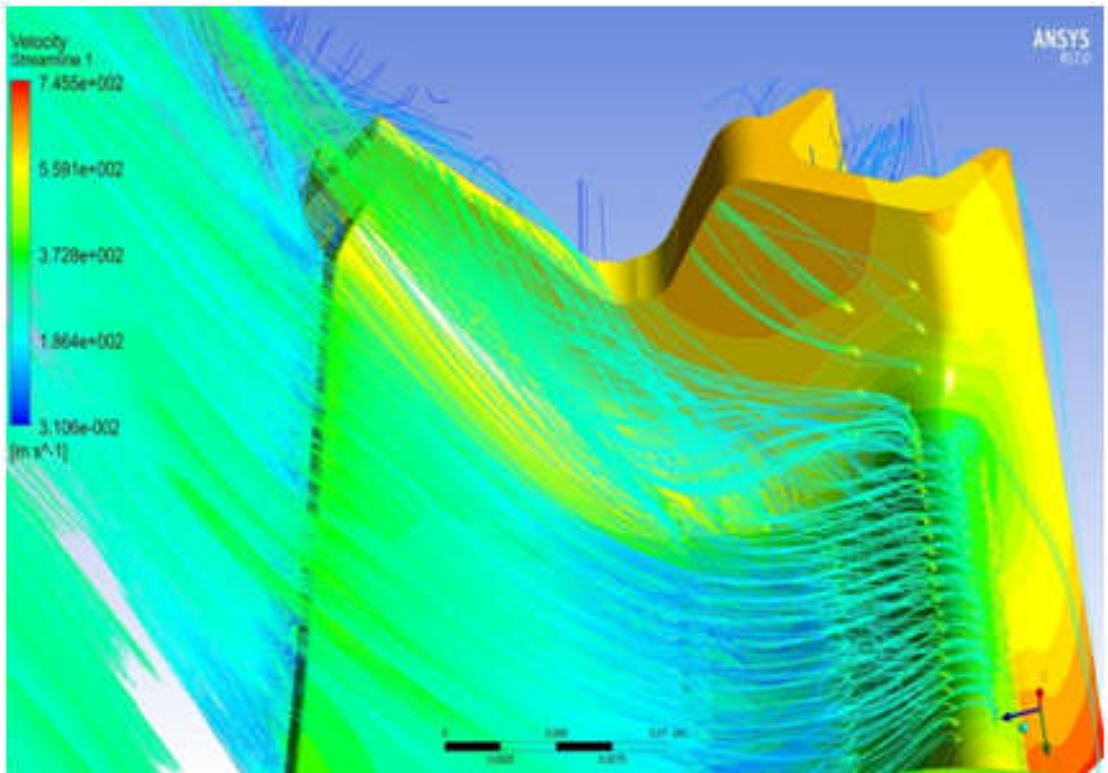
Ряды каналов пленочного охлаждения дополнительно обеспечивают необходимое температурное состояние бандажной полки. Охлаждающий воздух, выходящий из этих каналов, под действием градиента давления основного потока, примыкает к поверхности бандажной полки, создавая защитную пленку от воздействия на эти поверхности горячего газа.

Опыт применения бандажированных лопаток в высокотемпературных турбинах показал, что «слабым» звеном этой конструкции является гребень лабиринта, который требует специального, дополнительного охлаждения.

На рис. 5.16 представлены результаты оптимизации температурного состояния переднего гребня бандажной полки охлаждающим воздухом, подводимым из внутреннего канала, расположенного в бандажной полке этой лопатки.

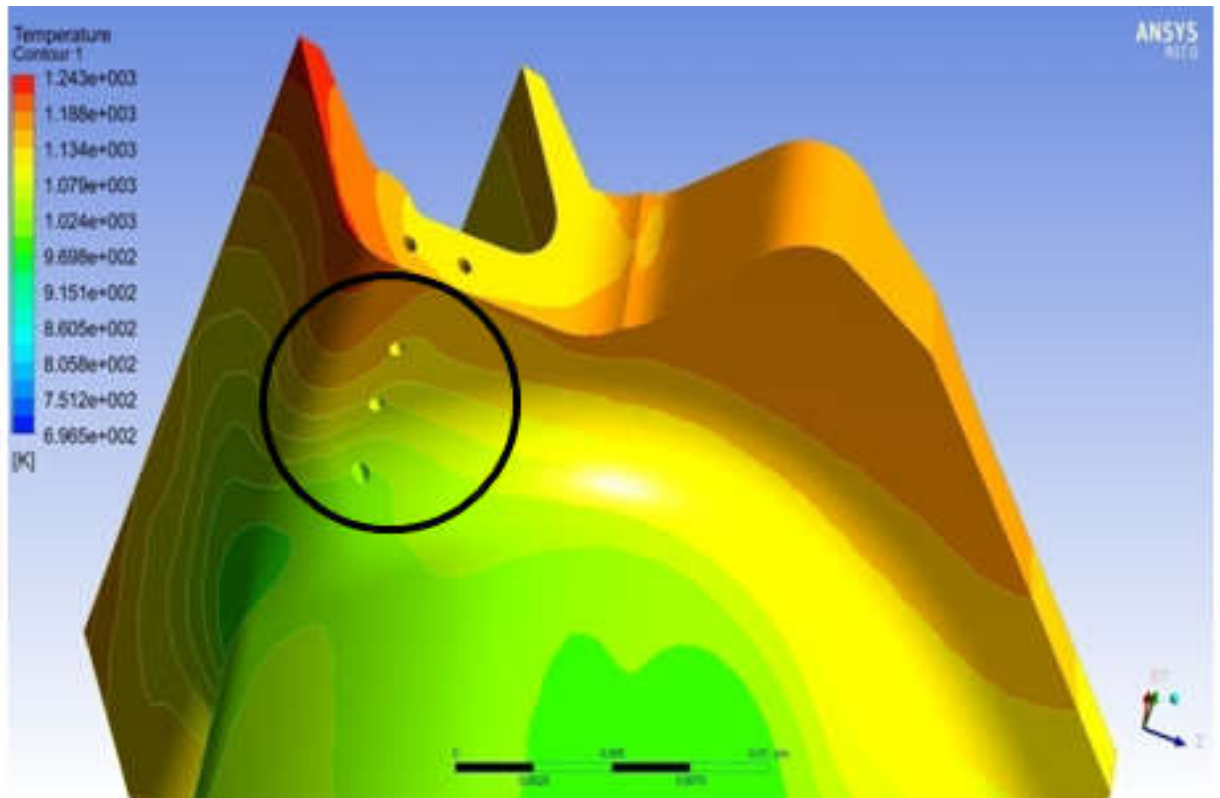


a)

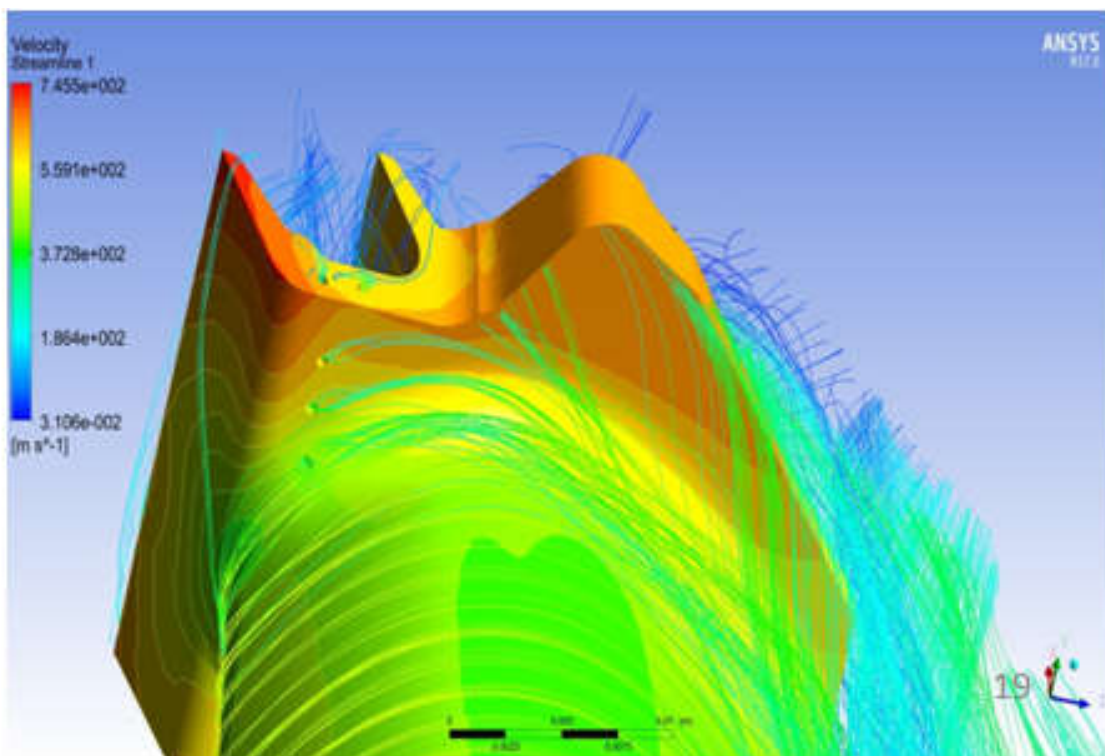


б)

Рис. 5.14 Исследование изменения температур на внутренней поверхности бандажной полки (а) и вектор скорости потока (б) со стороны корыта лопатки



а)



б)

Рис. 5.15 Исследование изменения поля температур (а) и поля скоростей (б) газа на поверхностях бандажной полки и спинки лопатки при их пленочном охлаждении

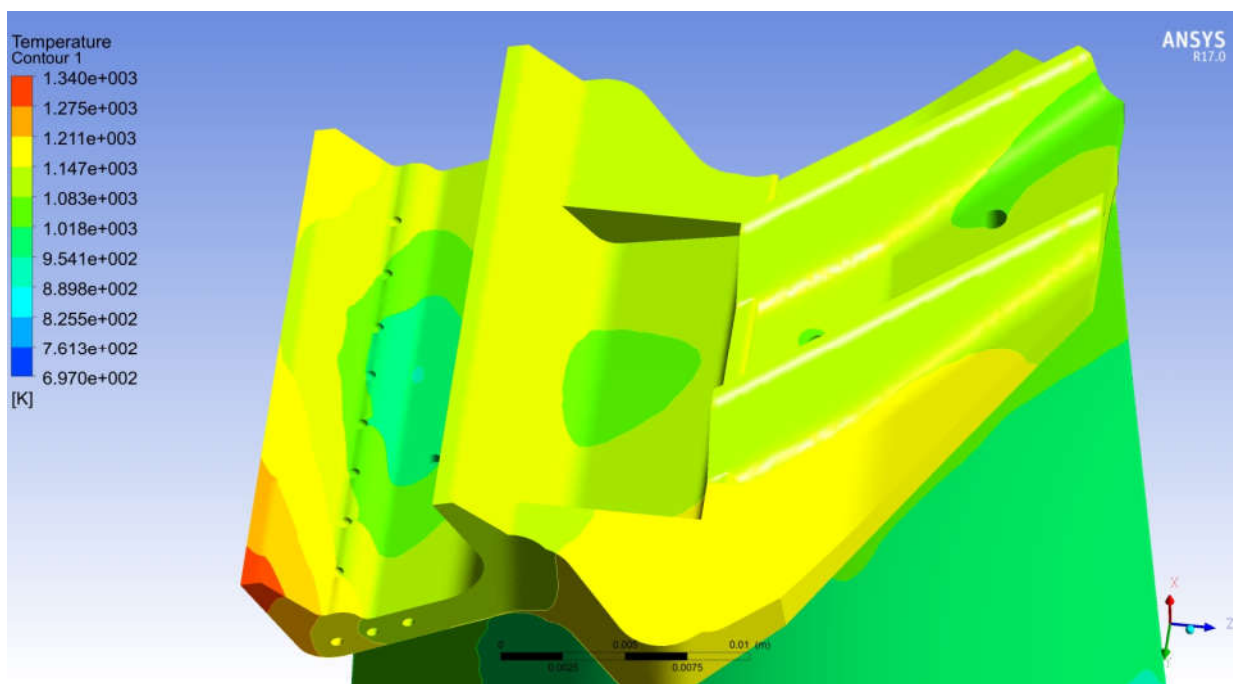


Рис. 5.16 Распределение температур по бандажной полке, передний гребня лабиринта которой охлаждается пленочным охлаждением сзади

Для более интенсивного охлаждения переднего гребня, была разработана конструкция бандажной полки с утолщенным профилем, представленная на рис. 5.17. Из дополнительного переднего канала, выполненного в толщине бандажной полки, охлаждающий воздух через ряд отверстий выдувается на торцевую поверхность переднего гребня, защищая его от перегрева и это важно, при этом снижаются утечки газа в радиальном зазоре в этом лабиринте.

Как видно на рис. 5.16 и рис. 5.17, центральная часть бандажной полки, расположенная между двумя концевыми гребнями и далее, за вторым гребнем, хорошо охлаждается с помощью охлаждающего воздуха, подводимого из внутренней полости. Небольшая часть переднего гребня, располагающаяся на краю полки, у её вершины, имеет повышенную температуру, порядка 1340 К. Эта температура допустима, поскольку здесь нет высоких напряжений, однако и её можно снизить за счёт применения существующих теплозащитных покрытий.

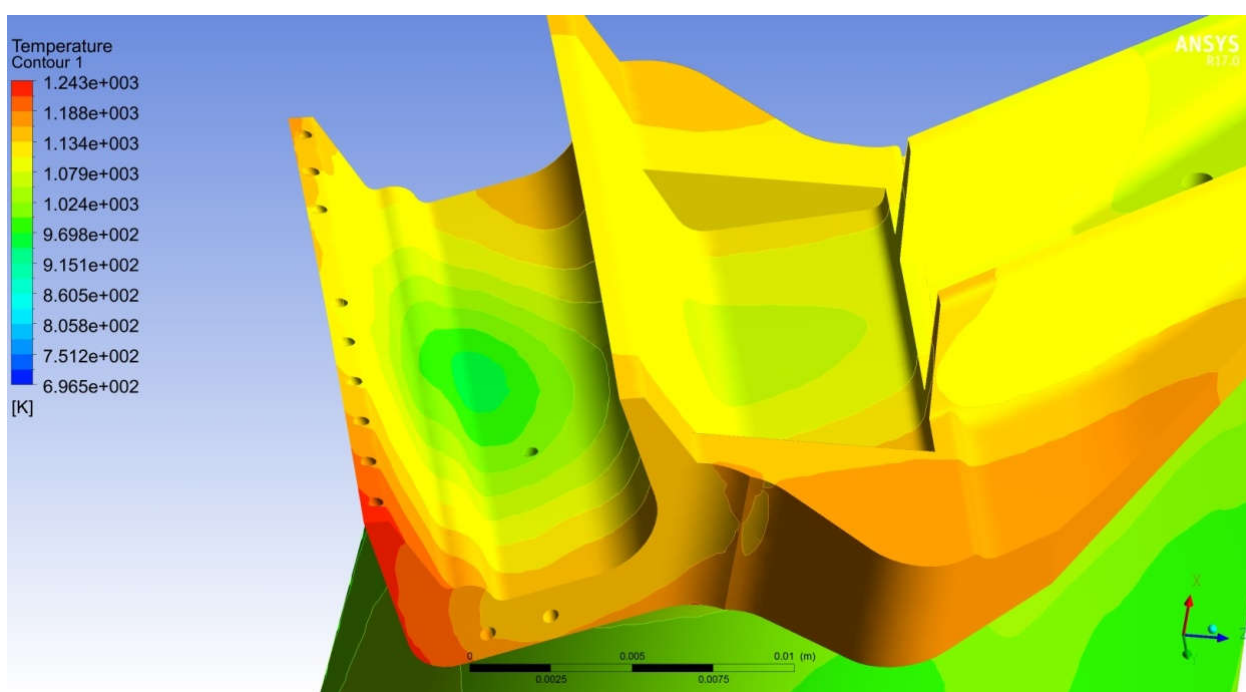


Рис. 5.17 Конвективное охлаждение изнутри переднего гребня лабиринта

Кроме этого, можно использовать более эффективную систему

охлаждения переднего гребня для снижения его локальной максимальной температуры до величины порядка 1243 К (рис. 5.17). Для этого был модифицирован раздаточный канал, расположенный внутри полки и обеспечивающий менее интенсивное снижение перепада давлений охлаждающего воздуха по краям бандажной полки.

На рис. 5.18 показан результат расчета напряженного состояния рабочей лопатки с бандажной полкой. На профильной части пера этой лопатки, максимальные напряжения в интервале 230...270 МПа при температуре пера лопатки от 700 до 850 °С, при этом  $\sigma_{дл}$  примерно равно от 550 до 800 МПа. Это означает, что запас прочности пера лопатки около 2,0. В подполочном сечении пера лопатки имеет место местное повышение уровня напряжений в порядке 430...440 МПа, это место имеет концентрацию напряжения. При такой температуре (850 °С) можно применить сплав с повышенным жестким свойством как ВЖМ4 [64, 65], где  $\sigma_{в} = 860$  МПа, то есть местный запас прочности равен примерно около 2.

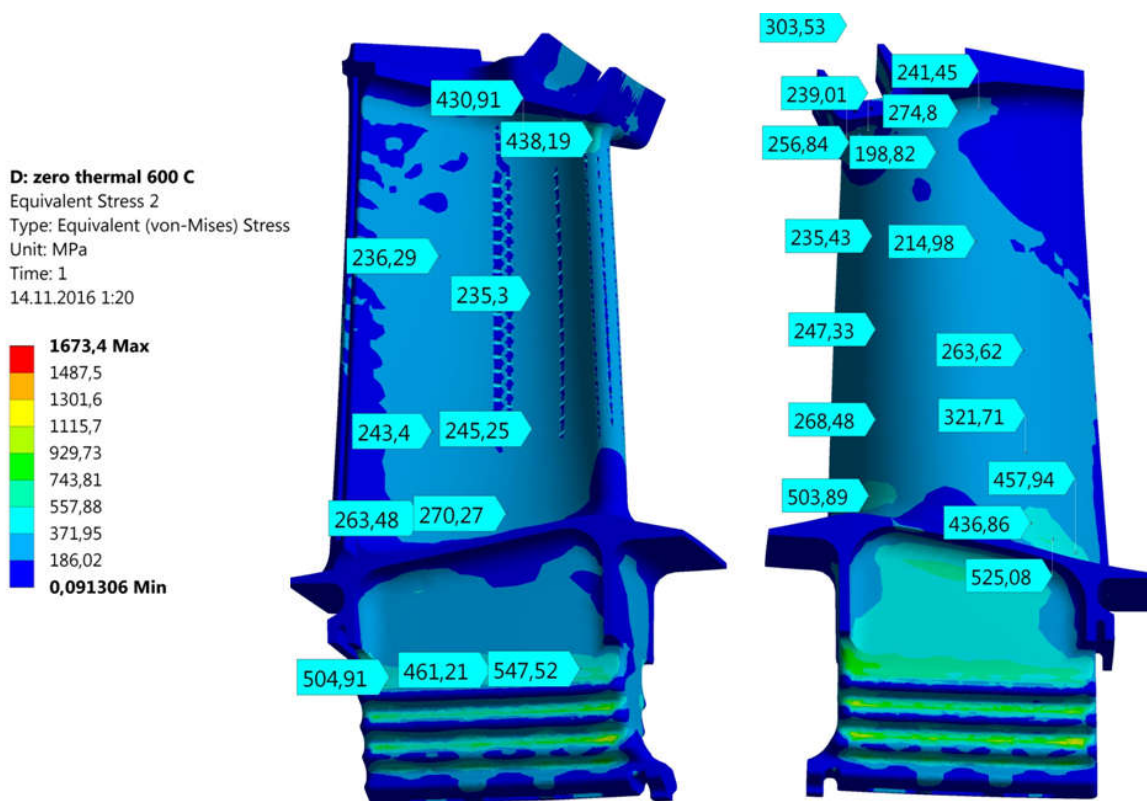


Рис. 5.18 Изменение эквивалентных напряжений по высоте исследованной бандажированной лопатки



Большие напряжения являются либо местную концентрацию напряжения как в контактных поверхностях между замком лопатки и диском, либо из-за не корректной геометрии модели расчета или грубых сеток.

### **Выводы по главе 5**

1. Для охлаждения различных конструктивных элементов полной бандажной полки, перекрывающей весь межлопаточный канал, устанавливаемой на торцевой поверхности охлаждаемой рабочей лопатки турбины газогенератора современного авиационного двигателя, имеющего температуру газа, на входе в рабочее колесо турбины газогенератора, порядка 1720...1740К, можно рекомендовать использовать комбинированную конвективно-плёночную систему охлаждения, представленную выше, для обеспечения необходимого уровня температуры и запасов прочности как полки, так и профильной части пера лопатки.

2. Применение современных ТЗП дендритной структуры, позволяет существенно снизить температуру лопатки порядка 100 градусов.

## **ГЛАВА 6 КОНСТРУКТИВНЫЕ СПОСОБЫ ПОВЫШЕНИЯ КПД НА КОНЦЕВЫХ УЧАСТКАХ БАНДАЖИРОВАННЫХ РАБОЧИХ ЛОПАТОК ТУРБИНЫ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ АГТД**

В главах 3и 4 подробно рассмотрены вторичные течения, которые образуются внутри межлопаточных каналов лопаток турбин. При постановке бандажных полок на безполочные лопатки обычно сравнивают только изменение утечек газа через радиальный зазор, тогда как в полочных лопатках с одной стороны, уменьшаются потери расхода газа в радиальном зазоре, поскольку на полке устанавливается лабиринтное уплотнение. Но с другой стороны появляются новые потери энергии газа из-за возникновения под полкой вторичных течений газа, которые в двигателях новых поколений увеличиваются из-за уменьшения высот лопаток турбин вследствие повышения степени сжатия этого воздуха в компрессоре.

Рассмотрим конструктивные способы снижения интенсивности вторичных течений газа или уменьшения их влияния на основной поток газа в проточной части рабочего колеса турбины из-за ограничения зоны их распространения по высоте лопатки

### **6.1 3D лопатки турбин ВД, проектируемые с изменением угла наклона в плоскости вращения**

В [28, 33] представлены результаты расчётов и экспериментальных исследований четырёх кольцевых решёток, исследованных при различных углах наклона сопловых лопаток турбин, неизменных по высоте лопатки. Отмечается, что при отрицательных углах наклона потери энергии газа возрастают в корневых сечениях, где возникает отрыв потока. Для решёток с наклоном лопаток по потоку, когда осуществляется поджатие потока в корневых сечениях, потери увеличиваются в периферийных сечениях.

Очевиден вывод, который может быть реализован в конструкциях современных лопаток турбин, нижнее сечение наклонить в

противоположных направлениях.

Различают следующие виды трёхмерных лопаток СА турбин:

– межлопаточные каналы с саблевидно-серповидными, стреловидными, с волнообразной поверхностью по ограничивающим поверхностям лопаток (рис. 6.1);

– базовый вариант, прямая входная кромка лопатки;

– саблевидная или серповидная входная кромка лопатки; цилиндрическая лопатка РК.

К настоящему времени предложено три основных способа уменьшения концевых потерь, базирующихся на результатах исследования структуры сложного пространственного потока у концов лопаток.

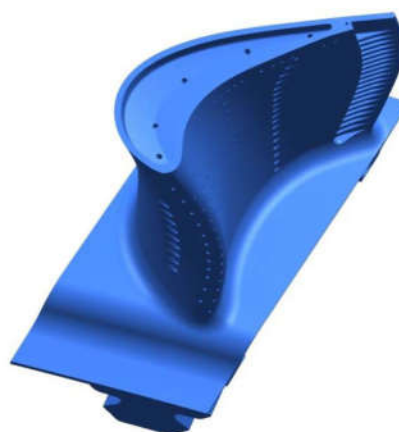
Первый способ снижения концевых потерь заключается в соответствующем выборе рациональной формы профилей, межлопаточных каналов и геометрических параметров решетки, обеспечивающих минимальную интенсивность вторичных течений.

Второй способ реализуется введением дополнительных конструктивных элементов в межлопаточные каналы, препятствующих развитию интенсивных вторичных течений.

Третий способ заключается в непосредственном воздействии на пространственные пограничные слои применением отсоса или наддува.



а)



б)

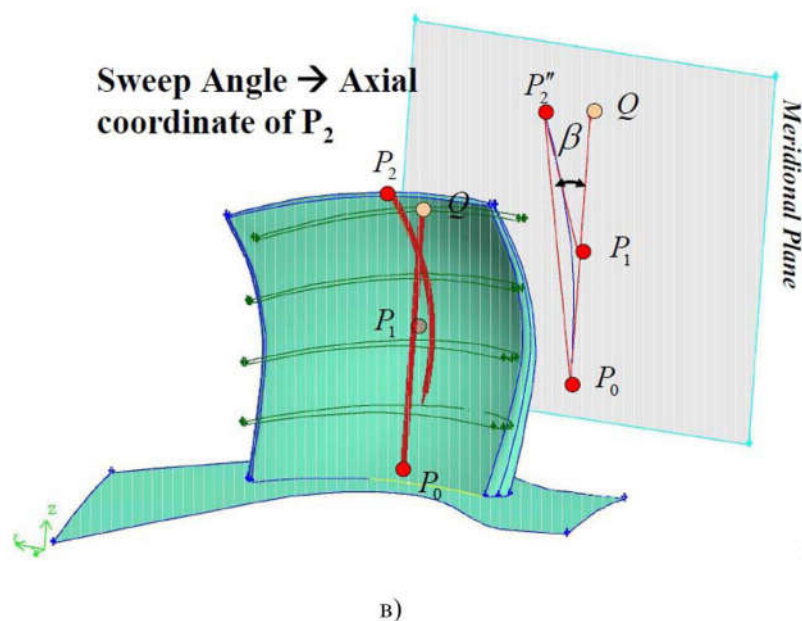


Рис. 6.1 Примеры проектирования лопаток с наклоном:

- 1) Лопатки с наклоном на выпуклую сторону профиля а) рабочая лопатка турбины ВД Д 27; б) сопловая лопатка турбины ВД SAM146;
- 2) Схема лопатки (в) с наклоном на вогнутую сторону профиля

Выбор того или иного способа снижения концевых потерь зависит от типа решетки (реактивного или активного), ее режимных и геометрических параметров и конструктивного оформления проточной части. Отсюда следует, что ни один из предложенных способов нельзя считать универсальным. В настоящее время нельзя считать эту задачу в полной мере решённой, исследования в этом направлении продолжаются. Ниже, в виде рисунка представлена классификация конструктивных элементов, оказывающих воздействие на уровень потерь и область распространения вторичных течений газа в решётках лопаток турбин.

## 6.2 Конструктивные способы снижения уровня вторичных течений в решетках турбин

На рисунках 6.2 и 6.3 показаны две турбинные плоские решётки, у которых в первом варианте исследований на спинке ничего не было

установлено, а на втором варианте там были установлены два идентичных ребра, вверху и внизу.

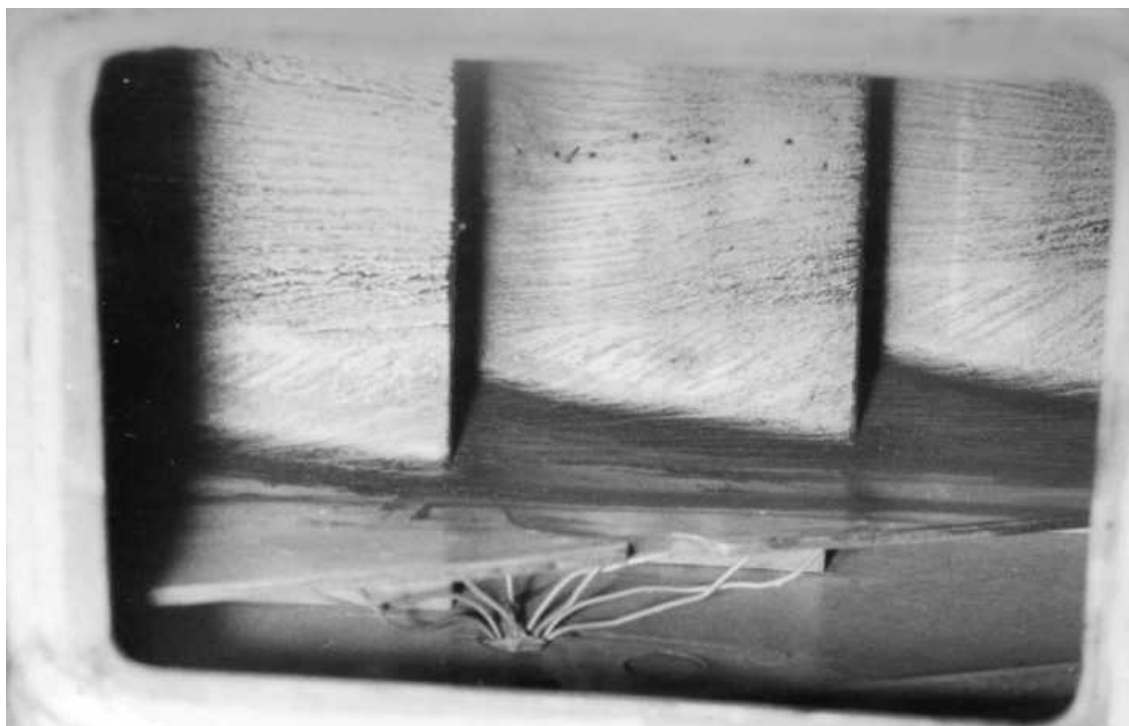


Рис. 6.2 Исследованная плоская решётка турбинных лопаток без рёбер на спинке, показаны линии тока газа на поверхностях межлопаточного канала

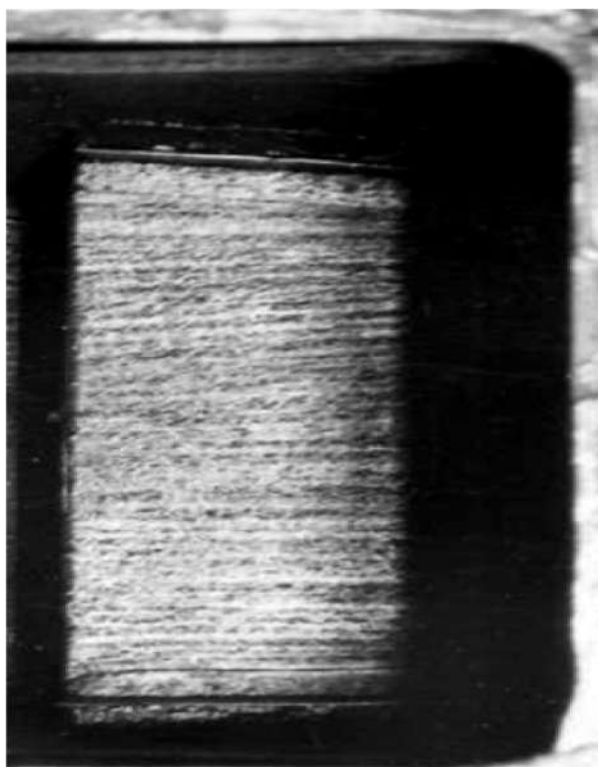


Рис. 6.3 Исследованная плоская решётка турбинных лопаток, использованных ранее для испытаний без рёбер на спинке профилей. Установлены рёбрами и показаны выпрямленные линии тока газа над рёбрами

Как видно, вторичные токи газа, которые сформировались на торцевой поверхности полки, минимально вышли за это ребро, установленное на поверхности спинки лопатки. Вторичный поток газа и потери его энергии в основном сосредоточились под ребром, в той части канала, которая не может ухудшить обтекание пера лопатки и уменьшить угол поворота потока, а, следовательно, и работу ступени турбины.

Эти испытания были повторены на секторе, собранном из реальных охлаждаемых лопаток турбины. На спинке профиля, вблизи полки, устанавливается саблевидный гребень, который является барьером для проникновения вторичных токов на спинку профиля. Геометрические размеры рёбер и результаты испытаний лопаток показаны на рис. 6.4 и рис. 6.5.

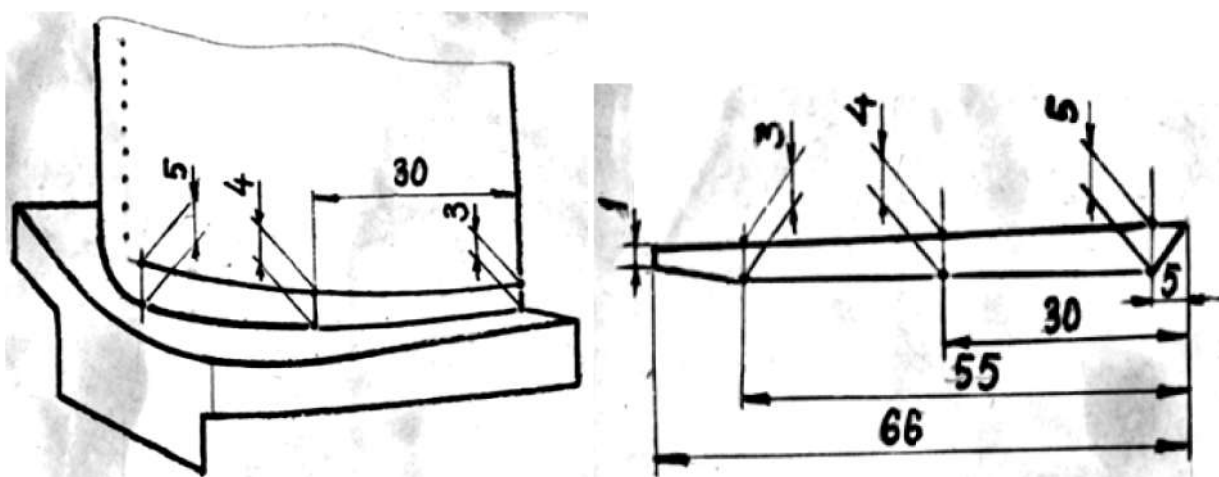


Рис. 6.4 Геометрические размеры ребра и координаты его расположения на спинке сопловой охлаждаемой лопатки турбины

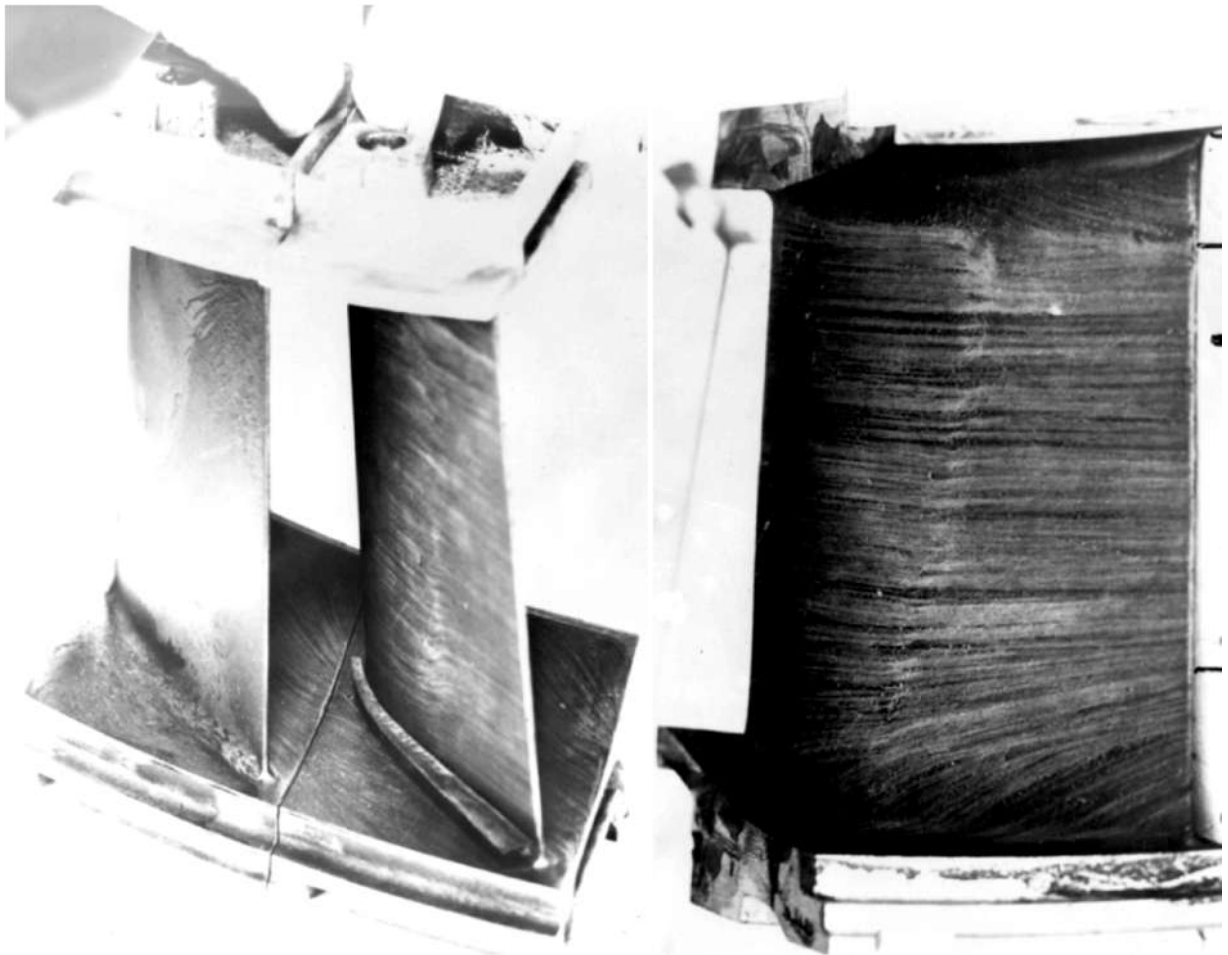


Рис. 6.5 Линии тока на поверхности натуральных охлаждаемых турбинных лопаток, при их исследованиях с ребром и без ребра

На рис. 6.6–б показан результат расчет рабочей лопатки РД 33 ( рис. 6.6–а), при установке на неё бандажную полку видно, что на спинке лопатки распространяются вторичные токи, которые принимают большую зону по высоте лопатки. При малой высоте лопатки концевые зоны решётки, затронутые вторичными токами, могут смыкаться и при этом КПД ступени будет существенно падать. Очевидно, что необходимо разработать методы снижения интенсивности вторичных токов в проектируемых турбинных решётках современных ГТД, в которых применяются профили большой толщины, связанной с необходимостью размещения каналов охлаждения.

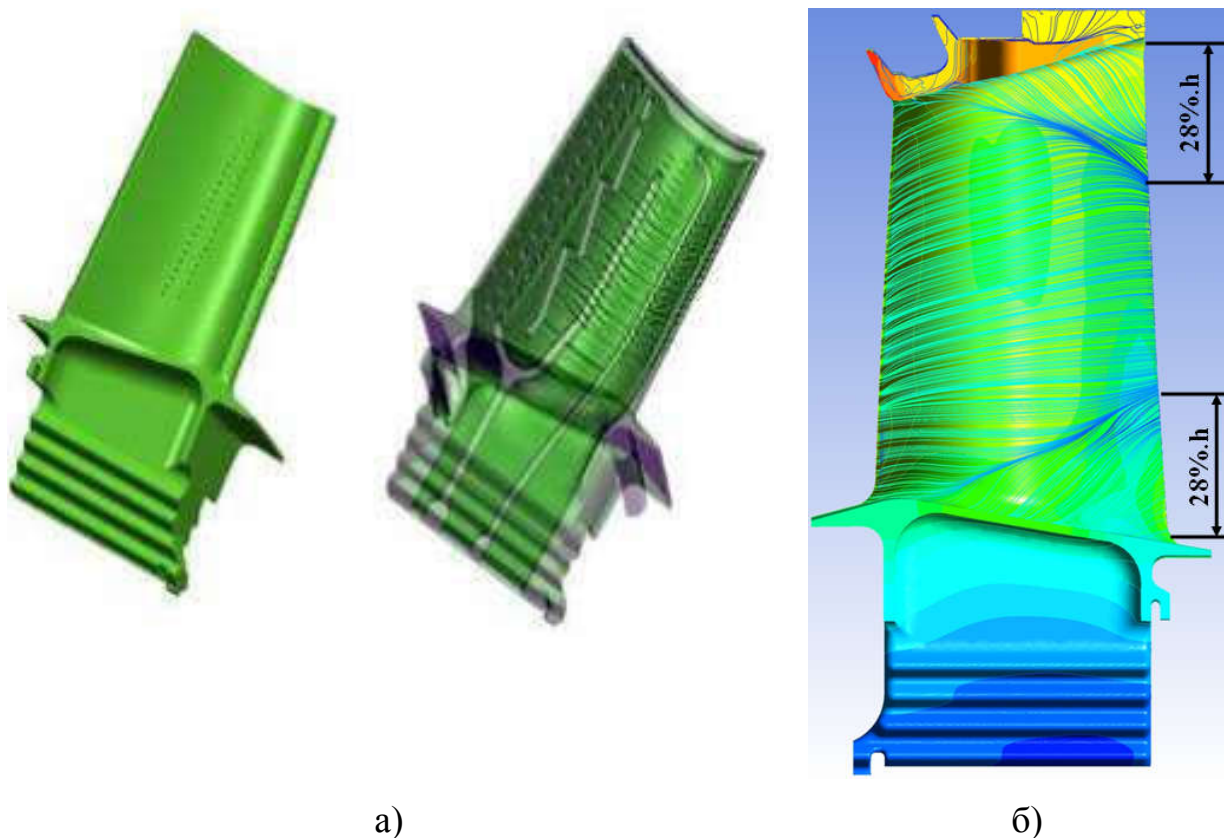


Рис. 6.6 Вторичные токи на спинке лопатки при установке на неё бандажную полку

Для снижения негативного влияния вторичных токов на эффективность ступени были проведены вычислительные эксперименты установки ребра на спинке рабочих лопаток турбин.

Были разработаны некоторые варианты установки ребра на спинке лопатки разными положениями и углами наклоны. Результаты расчётного исследования одного из вариантов аналогичной конструкции с гребнем (рис. 6.7), закреплённым на спинке профильной части пера лопатки турбины, показаны на рис. 6.8 и рис. 6.9.

Из результатов расчета видно что, при установке ребра на спинке лопатки, поле распространения вторичных токов уменьшается на много, а основной поток упорядочит без смещения.



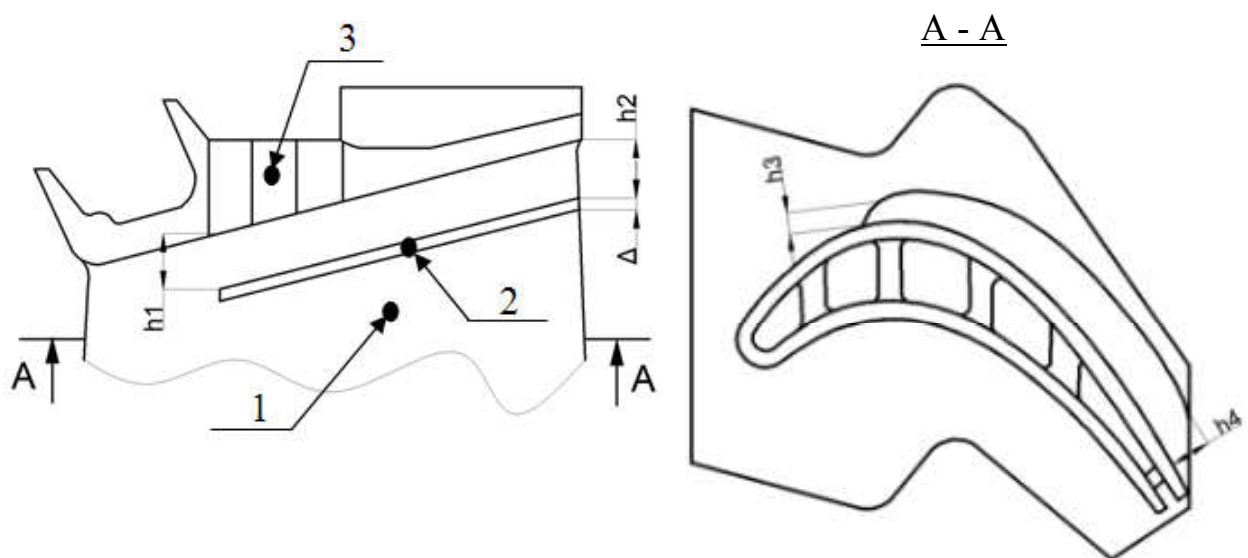


Рис 6.7 Геометрические размеры ребра и координаты его расположения на спинке бандажированной рабочей лопатки турбины.

1 – перо лопатки турбины; 2 – ребро; 3 – контактная поверхность бандажной полки

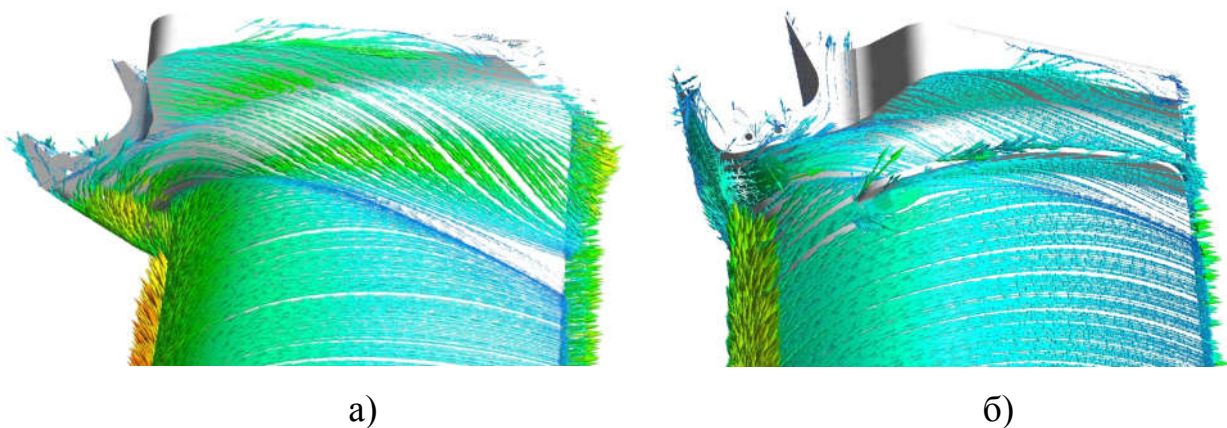


Рис. 6.8 Градиент вторичных потоков на поверхностях рабочих лопаток без ребра и с ребром

Однако при высокой температуре газа необходимо дополнительно охлаждать это ребро для обеспечения отсутствия его обгорания вследствие высокой температуры обтекающего газа.

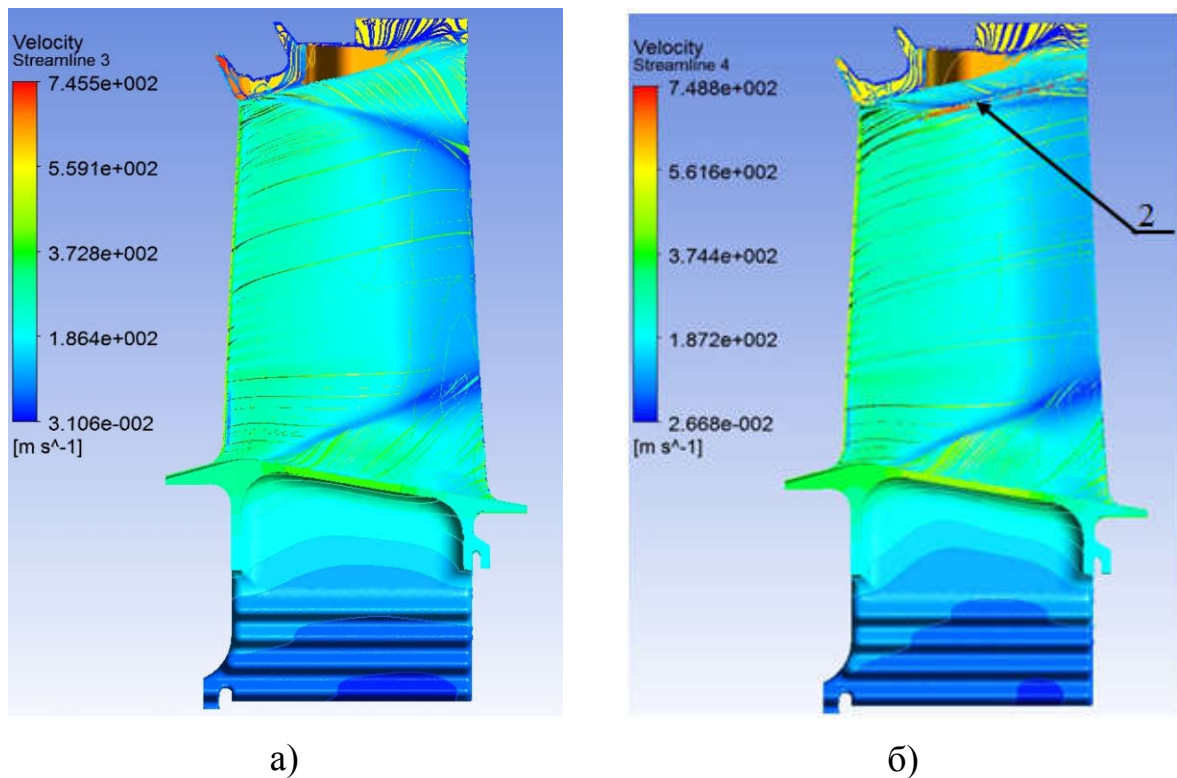


Рис. 6.9 Линии тока на поверхностях рабочих лопаток турбин со стороны спинки без ребра и с ребром

Была разработана конструкция лопаток соплового аппарата турбины с пленочным охлаждаемым ребром, которое показано на рис. 6.10. Были разработаны конструкции охлаждения ребра, охлаждающий воздух выпускает через ряды отверстий, расположенных над и под ребром (см. ряд отверстий на позиции 4). Проведенные исследования показали, что есть возможность повышения эффективности бандажированных лопаток установкой на спинке лопатки ребра, препятствующего распространению вторичных токов. И представлена конструкция охлаждения ребра для обеспечения температурного состояния ребра при высокой температуре обтекающего газа. Представленная на рис. 6.10 система пленочного охлаждения ребра состоит из рядов отверстий, к которым подводится охлаждающий воздух из внутренней полости лопаток, расположенные над и под ребром, для подвода струй охлаждающего воздуха.

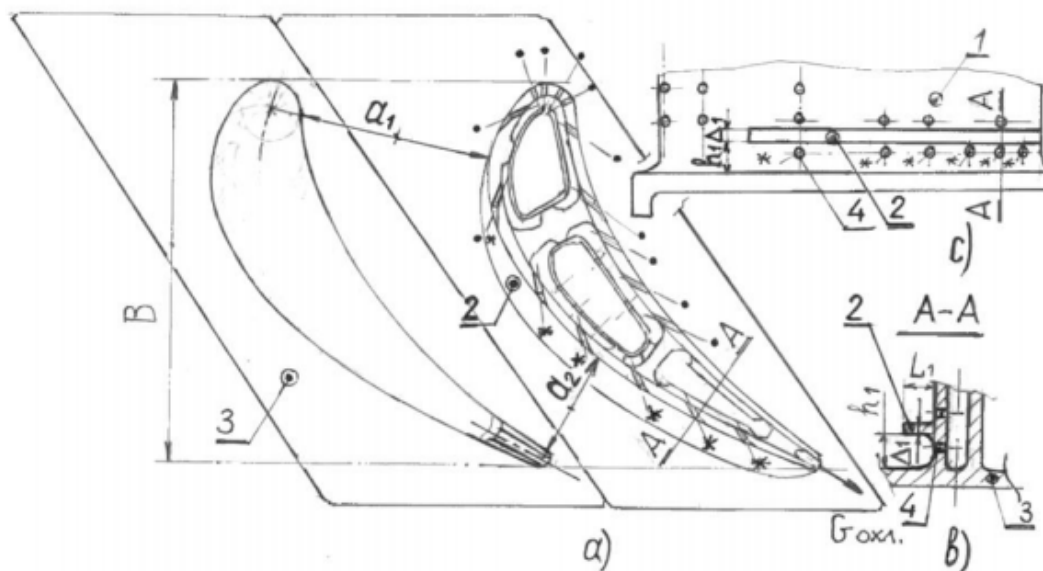


Рис. 6.10 Блок охлаждаемых сопловых лопаток турбины (3), на спинке лопатки установлено ребро (2), которое имеет заградительное охлаждение воздухом, подаваемым из внутренней полости лопатки через каналы (1), выполненные в стенке спинки профильной части лопатки над и под ребром, расположенным в корне лопатки (рисунки а, в, с)

### Выводы и рекомендации по главе 6:

Конфигурация лопатки рабочего колеса ТВД, обеспечивающая повышение КПД ступени, должна иметь:

- профильную часть пера пространственного проектирования, S-образной формы по высоте и с наклоном пера на его выпуклую сторону (спинку профильной части лопатки);

- в концевых частях пера на спинке профильной части лопатки целесообразно располагать гребни, препятствующие распространению вторичных токов в центральную область лопатки.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1) Применение бандажированных лопаток турбин со ступенчатыми лабиринтными уплотнениями, которые «утоплены» в корпусе турбины, позволяет уменьшить перетекания газа через радиальный зазор, увеличить крутящий момент и КПД турбины, а также снизить имеющийся уровень вибрации.

2) При установке бандажной полки необходимо компенсировать повышением интенсивности охлаждения пера лопатки рост центробежной нагрузки на профиль его критического сечения, в котором имеют место минимальные величины запасов прочности, а также обеспечить допустимый уровень напряжений в самой полке.

3) Разработанная схема комбинированного конвективно-плёночного охлаждения бандажной полки, установленной на рабочей лопатке ТВД, требует увеличения пропускной способности каналов подвода охлаждающего воздуха во внутреннюю полость лопатки.

4) Исследованный конструктивный способ локализации вторичных токов, возникающий при установке бандажной полки, рекомендуется для его практического применения.

## СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ

ТРДД – турбореактивный двухконтурный двигатель;  
ТВД – турбина высокого давления;  
КПД – коэффициент полезного действия;  
РЗ – радиальный зазор;  
ГТД – газотурбинный двигатель;  
КВД – компрессор высокого давления;  
СА – сопловой аппарат;  
РК – рабочее колесо;  
РЛ – рабочая лопатка;  
CFD – Computational Fluid Dynamics – численная газовая динамика;  
DNS – Direct Numerical Simulation – прямое численное моделирование;  
LES – Large Eddy Simulation – моделирование крупных вихрей;  
DES – Detached Eddy Simulation – моделирование отсоединенных вихрей;  
RANS – Reynolds-averaged NavierStokes – решение осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье – Стокса;  
URANS – нестационарные уравнения Навье-Стокса, предварительно осредненные по Рейнольдсу;  
FANS – стационарные уравнения Навье-Стокса, предварительно осредненные по Фавру;  
Ansys CFX – модуль гидрогазодинамики;  
Ansys FLUENT – модуль гидрогазодинамики;  
CAD – Computer-Aided Design – система автоматизированного проектирования;  
HPC (High Performance Computing)  
САПР – система автоматизированного проектирования;  
MT – модель турбулентности;  
SST – модель турбулентности Shear Stress Transport;

## СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Вьюнов С.А. Гусев Ю.И., Карпов А.В. и др. Конструкция и проектирование авиационных газотурбинных двигателей / под общ. ред. д-ра техн. наук Хромина Д. В. – М.: Машиностроение, 1989. – 368 с.
2. Иноземцев А.А., Нихамкин М.А., Сандрацкий В.Л. Основы конструирования авиационных двигателей и энергетических установок: Учебник для ВУЗов. В 5 т. Т. 2. Компрессоры. Камеры сгорания. Форсажные камеры. Турбины. Выходные устройства. – М.: Машиностроение, 2008. – 365 с.
3. Крюков А.И. Некоторые вопросы проектирования ГТД. – М.: МАИ, 1993. – 336 с.
4. Ле Т.З., Нестеренко В. Г. Исследование и оптимизации теплового состояния и уровня допустимых напряжений в бандажных полках рабочих лопаток турбин газогенераторов высокотемпературных авиационных ГТД // Труды МАИ. 2018. №102. URL: <http://trudymai.ru/published.php?ID=99685> (дата обращения: 15.12.2018).
5. Ле Т.З., Нестеренко В.Г. Оптимизация системы конвективно-плёночного охлаждения рабочих лопаток турбины высокого давления современных и перспективных ГТД // Научно-технический журнал «Двигатель». 2018. №5(119). с. 2–5.
6. Ле Т.З., Нестеренко В.Г. Исследование конструктивных параметров, определяющих выбор числа охлаждаемых лопаток рабочего колеса высоконагруженных турбин ГТД // Авиация и космонавтика: материалы 13-й Международной конференции (Москва, 17–21 ноября 2014). – Санкт-Петербург: Изд-во Принт-салон, 2014, – С. 254–256 (712 с.).
7. Ле Т.З., Нестеренко В.Г., Нестеренко В.В., Матушкин А.А. Особенности проектирования охлаждаемых лопаток высокотемпературных турбин ВРД с бандажной полкой // Авиадвигатели XXI века: сборник тезисов

докладов Всероссийской научно-технической конференции (Москва, 24–27 ноября 2015). – М.: Изд-во ЦИАМ, 2015. – С. 309 (1133 с.).

8. Ле Т.З., Нестеренко В.Г. Методы обеспечения конструкционной прочности бандажных полок и оптимизации числа охлаждаемых лопаток высокотемпературных турбин газогенераторов современных авиационных двигателей // Инновации. Технологии. Производство: сборник материалов научно-технической конференции, посвященной 100-летию со дня рождения главного конструктора П. А. Колесова (Рыбинск, 23–25 марта 2015). – Т. 2. – Рыбинск: Изд-во РГАТУ имени П. А. Соловьева, 2015. – С. 77–80 (250 с).

9. Ле Т.З., Нестеренко В.Г. Оптимизация системы конвективно–плёночного охлаждения бандажных полок рабочих лопаток высокотемпературных ТВД // Авиация и космонавтика: материалы 13-й Международной конференции (Москва, 14–18 ноября 2016). – М.: Изд-во Люксор, 2016, – С. 302–303 (738 с.).

10. Ле Т.З., Богданович В.И., Ревант Р.А. Конструктивное совершенствование критичных узлов и деталей современных и перспективных авиационных двигателей летательных аппаратов // Гагаринские чтения: сборник тезисов докладов XLII Международной молодёжной научной конференции (Москва, 12–15 апреля 2016). Т. 3. – М.: Изд-во Каллиграф, 2016. – С. 50–51 (750 с.)

11. Ле Т.З., Нестеренко В.Г. Методика проектирования профильной части бандажированных лопаток ротора турбины высокого давления ГТД // Научно-технический Вестник Поволжья. 2017. №4, с. 54–57.

12. Ле Т.З., Нестеренко В.Г. Особенности проектирования охлаждаемых лопаток высокотемпературных турбин высокого давления с бандажной полкой // Международный научно-исследовательский журнал. 2018. №1(67). с. 84-89.

13. Ле Т.З., Нестеренко В.Г. Разработка и исследование

конструктивных способов повышения КПД в концевых участках лопаток ТВД авиационных ГТД // Международный научно-исследовательский журнал. 2018. № 1(67). с. 71–84.

14. Матушкин А. А, Нестеренко В. Г. Методика проектирования рабочей лопатки турбины высокого давления ГТД с щелевым охлаждением // Научно–технический вестник Поволжья. – 2012. – № 6. – С. 307–310.

15. Манушин Э.А, Суровцев И.Г. Конструирование и расчет на прочности турбомашин газотурбинных и комбинированных установок. – М.: Машиностроение, 1990. – 400 с.

16. Матушкин А.А, Нестеренко В.Г. Методика проектирования рабочей лопатки турбины высокого давления ГТД с щелевым охлаждением // Научно–технический вестник Поволжья. – №6. – 2012. – С. 307–310.

17. Пат. на полезную модель RU125256 Российская Федерация. Полая охлаждаемая лопатка турбины / Матушкин А.А., Нестеренко В.Г., Равикович Ю.А. – 2013.

18. Иноземцев А.А, Сандрацкий В.Л. Газотурбинные двигатели / Пермь: ОАО "Авиадвигатель", 2006. – 1204 с.

19. Жирицкий Г.С. Авиационные газовые турбины. –М: Оборонгиз, 1950. – 512 с.

20. Швец И.Т., Дыбан Е.П. Воздушное охлаждение деталей газовых турбин. Киев: Наукова думка, 1974. – 488 с.

21. Локай В.И., МаксUTOва М.К., Стрункин В.А. Газовые турбины двигателей летательных аппаратов. Теория конструкция и расчёт. Москва: Машиностроение, 1991. Вып. 4. – 447 с.

22. Матушкин А.А., Нестеренко В.Г. Конструктивные методы совершенствования системы пленочного охлаждения рабочих лопаток турбин ВРД // Труды МАИ. 2010. № 39. URL : <http://www.trudymai.ru/published.php?ID=14813&eng=N> (дата обращения: 15.12.2018).



23. Сиротин Н.Н. и др. Основы конструирования производства и эксплуатации авиационных газотурбинных двигателей и энергетических установок. Книга 1. Москва: Наука, 2011.
24. Андерсон Д., Таннехил Д.С., Плетчер Р. Вычислительная гидромеханика и теплообмен. В 2-х томах, т.2. Москва: Мир, 1990.
25. Андерсон Д., Таннехил Д.С., Плетчер Р. Вычислительная гидромеханика и теплообмен. В 2-х томах, т.1. Москва: Мир, 1990.
26. Абианц, В. Х. Теория авиационных газовых турбин. – М.: Машиностроение, 1979. – 246 с.
27. Венедиктов, В.Д. Газодинамика охлаждаемых турбин. –М.: Машиностроение, 1990. – 240 с.
28. Дейч М.Е, Филиппов Г.А., Лазарев Л.Я. Атлас профилей решеток осевых турбин. – М.: Машиностроение. – 1965. – 96 с.
29. Юн А.А. Теория и практика моделирования турбулентных течений. – М.: URSS, 2009. – 272 с.
30. ANSYS CFX-Solver Theory Guide. Ansys Inc. release 17.0. 2016.
31. ANSYS FLUENT Theory Guide. Ansys Inc. release 17.0. 2016.
32. ANSYS CFX Documentation. URL: [https://www.sharcnet.ca/Software/Ansys/17.0/enus/help/ai\\_sinfo/cfx\\_intro.html](https://www.sharcnet.ca/Software/Ansys/17.0/enus/help/ai_sinfo/cfx_intro.html)
33. Венедиктов В.Д., Грановский А.В. Атлас экспериментальных характеристик плоских решеток охлаждаемых газовых турбин. – М.: ЦИАМ, 1990, 393с.
34. Нестеренко В.Г. Атлас схемно–конструктивных решений узлов ВРД: Учебное пособие.– М.: Изд–во МАИ, 1991.– 88 с.
35. Батулин О.В., Колмакова Д.А., Матвеев В.Н., Попов Г.М., Шаблий Л.С. Исследование рабочего процесса в ступени осевой турбины с помощью универсального программного комплекса Ansys CFX: метод. указания. – Самара: Изд–во Самар. гос. аэрокосм. ун–та, 2011. – 100 с.: ил.
36. The Jet Engine Roll–Royce 5th edition 1986.

37. Bunker R. P. Axial turbine blade tips: Function, design, durability // Journal of propulsion and power. – 2006. – Vol. 22. – № 2. – P. 271–285.
38. Gao J, Zheng Q, Yue G, Sun L. Control of shroud leakage flows to reduce mixing losses in a shrouded axial turbine// Journal of Mechanical Engineering Science. – 2011. – Vol. 226. – P. 126–1277.
39. Denton J.D. Loss Mechanisms in Turbomachines// Journal of Turbomachinery. – 1993. – Vol. 115. – P. 621– 656.
40. Вятков В.В, Карелин Д.В., Ковалев С.А., Томилина Т.В. Разработка конструктивных мероприятий, обеспечивающих снижение вторичных потерь в венцах газовой турбины // Омский научный вестник. – 2012. – № 2(110). – С. 157–160.
41. Панов Д.Ю, Рис В.В., Смирнов Е.М. Использование ANSYS CFX для прогнозирования характеристик решетки сопловых лопаток газовой турбины с профилированной торцевой стенкой // ANSYS Advantage. Русская редакция. – 2012. – № 17. – С. 33–38.
42. Меркулов В.М, Ильющенко Ф.Д. Разработка бандажированных рабочих лопаток турбин с учетом требований надежности и технологичности // Авиационно–космическая техника и технология. – 2006. – № 9. – С. 86–89.
43. Васильев Б.Е, Магеррамова Л. А. Анализ влияния конфигурации бандажных полок лопаток турбин перспективных двигателей на прочностные характеристики // Вестник Уфимского государственного авиационного технического университета. – 2015. – № 3(69). – С. 28–32.
44. Porreca L, Kalfas A.I., Abhari R.S. Optimized Shroud Design for Axial Turbine Aerodynamic Performance // Journal of Turbomachinery. – 2008. – Vol. 130.– P. 031016–1– 031016–12. <https://doi.org/10.1115/1.2777187> (дата обращения: 15.12.2018)
45. Жирицкий Г.С. Конструкция и расчет на прочность деталей паровых и газовых турбин. М.: Машиностроение, 1968 г. , 523 с.

46. Биргер И.А, Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б. Расчет на прочность деталей машин: Справочник. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1993. – 640 с: ил.
47. Holland M.J, Thake T.F Rotor Blade Cooling in High Pressure Turbines // Journal of Aircraft. – 1980. – Vol. 17. – № 6. – P. 412–418.
48. Горелов Ю.Г, Казуров В.Ф., Михайлов Н.И. Способы охлаждения «газодинамической» бандажной полки рабочей лопатки турбины ВД высокотемпературного ТВВД // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. – 2006. – № 2–2(10). ULR: <http://journals.ssau.ru/index.php/vestnik/article/439/442.pdf> (дата обращения: 15.12.2018).
49. Пат. на полезную модель RU117976 Российская Федерация Охлаждаемая лопатка турбины газотурбинного двигателя / С. Е. Белова. – 2012.
50. Патент US5482435 – «Gas turbine blade having a cooled shroud» / Robert A. DorrisWilliam E. NorthAnthony J. Malandra. – 1994.
51. Попов В. Г., Пипопуло А. В., Степанов С. А. Оптимизация монтажного зазора бандажных полок лопаток турбомашин // Вестник МГТУ им. Н. Э. Баумана. 2007. № 2.с. 111-115.
52. Белоусов А. И., Наздрачёв С. В. Дефекты бандажированных лопаток высокотемпературных газовых турбин // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета. 2013. № 3-2(41). с. 15-21.
53. Магеррамова Л.А. Конструктивные мероприятия, направленные на увеличение расчетной долговечности лопаток высокотемпературных турбин // Вестник УГАТУ. 2015. № 2(68). с. 79-86.
54. Батулин О.В, Попов Г.М., Колмакова Д.А. Моделирование рабочего процесса многоступенчатой осевой авиационной турбины с учётом перетеканий газа над бандажной полкой и втеканий в проточную часть // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. – 2012. – № 5-1(36). – С. 124–130.

55. Матвеев В.Н, Батулин О.В, Попов Г.М., Горячкин Е.С. Оптимизация рабочего процесса многоступенчатых осевых турбин с бандажными полками // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. – 2015. – Т. 14 № 3-2. – С. 271–283.
56. Porreca L, Behr T., Schlienger J., Kalfas A. I., Abhari R. S., Ehrhard J., Janke E. Fluid Dynamics and Performance of Partially and Fully Shrouded Axial Turbines // Journal of Turbomachinery. – 2004. – Vol. 127(4).– P. 668–678.
57. Riznyk S., Artushenko A. Aeroengine High Pressure Turbine Blade Cooling System Concept // Turbo Expo 2013: Turbine Technical Conference and Exposition. – 2013. – Vol. 3A: Heat Transfer.– 9 PP. doi:10.1115/GT2013-95789.
58. Mattingly J.D. Elements of Propulsion Gas Turbines And Rockets AIAA, 2006. 867 p.
59. Frank Wagner, Arnold Kühhorn, Timm Janetzke and Ulf Gerstberger. Multi-Objective Optimization of the Cooling Configuration of a High Pressure Turbine Blade // Turbo Expo 2018: Turbine Technical Conference and Exposition, 2018. vol. 5C: Heat Transfer.– 10 pp. [doi:10.1115/GT2018-75616](https://doi.org/10.1115/GT2018-75616) (дата обращения: 15.12.2018)
60. Mattingly J.D., Heiser W.H., Pratt D.T. Aircraft Engine Design // Second Edition. American Institute of Aeronautics and Astronautics, 2002, 684 p.
61. Сергель О.С. Прикладная гидрогазодинамика. М.: Машиностроение, 1981. - 374 с.
62. Авдудевский В.С. и др. (сост.) Основы теплопередачи в авиационной и ракетно-космической технике. – М.: Машиностроение, 1992. – 528 с. – ISBN 5-217-01338-9.
63. Li Xu, Sun Bo, You Hongde, Wang Lei. Evolution of Rolls-Royce air-cooled turbine blades and feature analysis // Procedia Engineering, 2015, vol. 99, pp. 1482–1491.
64. Петрушин Н.В., Оспенникова О.Г., Висик Е.М., Рассохина Л.И., Тимофеева О.Б. Жаропрочные никелевые сплавы низкой плотности // Литейное производство. 2012. №6. С. 5–11.

65. Каблов Е.Н., Оспенникова О.Г., Петрушин Н.В., Висик Е.М. Монокристаллический жаропрочный никелевый сплав нового поколения с низкой плотностью // *Авиационные материалы и технологии*. 2015. №2 (35). С. 14–25.

66. Рейнольдс А.Дж. Турбулентные течения в инженерных приложениях. Пер. с англ. – М.: Энергия, 1979. – 408 с.

67. Ермаков, А.И., Шкловец А.О. Решение сопряженных задач и моделирование деформирования элементов двигателей в программном комплексе ANSYS [Электронный ресурс] : электрон. учеб. пособие. – Самара, 2011. – 94 с.

68. Peters M.C. Leyens U. Schulz W.A. Kaysser. EB-PVD Thermal Barrier Coatings for Aeroengines and Gas Turbines // *Advanced Engineering Materials*, 2001, vol 3, issue 4, pp. 193-204.

69. Brian Gleeson. Thermal Barrier Coatings for Aeroengine Applications // *Journal of Propulsion and Power*, 2006, Vol. 22, No. 2, pp. 375-383.

70. Vasudevan Kanjirakkad, Richard Thomas, Howard Hodson, Erik Janke, Frank Haselbach and Chris Whitney. Passive Shroud Cooling Concepts for HP Turbines: Experimental Investigations // *Journal of Turbomachinery*, 2008, vol 130, 9 pp. [doi:10.1115/1.2749300](https://doi.org/10.1115/1.2749300) (дата обращения: 15.12.2018).