

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»

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание учёной степени  
кандидата технических наук

Москва – 2018

Работа выполнена в федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего образования «Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет)».

Научный кандидат технических наук, доцент  
руководитель: **Нестеренко Валерий Григорьевич.**

Официальные **Мамаев Борис Иванович**, доктор технических наук,  
оппоненты: профессор, Опытно-конструкторское бюро им. А. Люльки – филиал ПАО «ОДК – Уфимское моторостроительное производственное объединение», главный специалист.

**Вятков Владимир Вячеславович**, кандидат технических наук, доцент, Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования "Рыбинский государственный авиационный технический университет имени П.А. Соловьева", доцент кафедры «Авиационные двигатели».

Ведущая Федеральное государственное бюджетное образовательное  
организация: учреждение высшего образования «Уфимский государственный авиационный технический университет».

Защита состоится 22 апреля 2019 г. в 13:00 часов на заседании диссертационного совета Д 212.125.08, созданного на базе ФГБОУ ВО «Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет)» по адресу: 125993, Москва, А-80, ГСП-3, Волоколамское шоссе, д. 4.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке и на сайте ФГБОУ ВО «Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет)» <https://mai.ru/upload/iblock/0ca/Dissertatsiya-Le-Tien.pdf>

Автореферат разослан «\_\_\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2019 г.

Ученый секретарь диссертационного  
совета Д 212.125.08 доктор  
технических наук, профессор



Зуев Юрий Владимирович

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

### Актуальность темы диссертации

Повышение основных технических параметров авиационных ГТД, например, степени сжатия давления воздуха в компрессоре  $\pi_k^*$  и температуры газа на выходе из основной камеры сгорания перед турбиной  $T_3^*$  происходит при переходе современных авиационных двигателей от одного поколения к другому.

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 того, бандажная полка позволяет снизить влияние переменных динамических нагрузок от газодинамических воздействий.

При установке бандажной полки на рабочие лопатки турбины высокого давления высокотемпературных современных и перспективных авиационных ГТД происходит:

- увеличение напряжения растяжения от действия центробежных сил в несущей части лопатки рабочего колеса турбины;
- увеличение изгибающего момента, действующего на консольные части бандажной полки при повышении частоты вращения ротора;
- возникают вторичные потери энергии газа, связанные с его перетеканиями на нижней стороне полки с корыта на спинку профиля;
- бандажная полка, при высокой температуре газа, требует интенсивного охлаждения.

Таким образом, исследование конструктивных методов обеспечения работоспособности бандажированных лопаток ТВД являются актуальной и практически значимой задачей, поскольку для современных турбин, а также для

всей горячей части ТРДД, требуется существенное повышение их уровня КПД, ресурса и надёжности, которые в настоящее время 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) Рассмотреть возможные варианты проектирования бандажных полок охлаждаемых лопаток турбин.

2) Выявить критичные участки бандажных полок и профильной части пера лопатки, прочность и температурное состояние которых определяет возможность установки бандажной полки.

3) Выявить возможность снижения перетеканий газа через торец лопаток, в их радиальном зазоре, за счёт новых конструктивных решений, обеспечивающих решение этой проблемы.

4) Выполнить численные моделирования тепло напряжённого состояния и линий тока газа в концевой части бандажированных лопаток турбины в рабочих условиях с использованием системы ANSYS Workbench.

5) Разработать способы обеспечения прочности и ресурса бандажной полки за счёт оптимизации её конструкции и системы конвективно-плёночного охлаждения.

**Научная новизна**

1. Разработана новая конструктивная схема конвективно-плёночного охлаждения бандажной полки лопатки рабочего колеса высокотемпературной турбины высокого давления авиационного ГТД, в которой совмещены охлаждение её наружной и внутренней поверхностей. Схема состоит из раздаточных каналов, выполненные внутри бандажной полки, обеспечивающих её конвективное охлаждение, и системы отверстий для плёночного охлаждения внутренней поверхности бандажной полки, со стороны проточной части турбины, в местах перехода от полки к перу лопатки, а также охлаждения 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 полок, 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 критичных 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., увеличения ресурса их работы, вследствие повышенной вибрационной прочности бандажированных лопаток.

В настоящее время охлаждаемые бандажированные лопатки турбин применяют, в частности, 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 (номер лицензии № 632255), 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, а также 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 бандажной части лопаток ТВД с гребнем в выходной части решётки, установленным на спинке профильной поверхности 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, 2014г.
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, из них 5 статьи в рецензируемых изданиях.

### **Структура и объём работы**

Диссертация состоит из введения, 6 глав с их выводами, общего вывода и списка использованных источников. Объём диссертационной работы составляет 109 страниц машинописного текста, в том числе 73 Рис. и 2 таблицы. Библиография диссертации: 70 наименований.

## **КРАТКОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ**

**Во введении** изложены основные положения диссертационной работы, сформулированы цели и задачи.

**В первой главе** проанализированы конструктивные схемы турбин современных и перспективных ГТД, имеющих рабочие лопатки турбины высокого давления (ТВД) с бандажной полкой и без бандажной полки.

Рассмотрены преимущества установки бандажной полки на рабочих лопатках ТВД, и проблемы, возникающие при её установке на торце лопатки. Выполнен анализ содержания технических публикаций, посвящённых проектированию бандажированных лопаток турбин, в частности, работ Peters M.C, Brian Gleeson, Иноземцев М.А., Riznyk S., Porreca L. и др.

Рассмотрена возможность снижения температуры охлаждающего воздуха также и благодаря совершенствованию воздухо-воздушного теплообменника и закручивающей решётки, которые входят в состав воздушной системы охлаждения рабочей лопатки ТВД. Показано, что при использовании разработанной автором схемы конвективно-плёночного охлаждения полки её температура может быть снижена до значений, удовлетворяющих требованиям прочности.

В настоящее время высоко жаропрочные сплавы имеют такие характеристики длительной прочности, которые позволяют изготавливать лопатки, рабочая температура которых доходит до 900 °С, применение теплозащитного покрытия нового поколения может снижать рабочую температуру поверхности лопатки до 100 °.

Перечисленные факторы дают возможность сделать вполне обоснованное заключение о том, что установка бандажной полки на рабочих лопатках ТВД в современных ГТД возможна, несмотря на имеющийся рост температур газа перед турбиной.

**Во второй главе** приведены численное моделирование процессов газодинамики и теплообмена в межлопаточном канале с бандажированной рабочей лопаткой, исследовались температуры газа, лопатки и возникающие напряжения.

Для моделирования вязкого течения несжимаемого газа в проточной части турбин, использовались следующие уравнения:

- уравнение неразрывности

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = -\text{div}(\rho \bar{W}) \quad (1)$$

- уравнение количества движения (уравнение Навье-Стокса)

$$\frac{d\bar{W}}{dt} = \bar{J} - \frac{1}{\rho} \text{grad}(p) + \nu \Delta \bar{W} + \frac{1}{3} \nu \text{grad}(\text{div} \bar{W}) \quad (2)$$



– уравнение энергии

$$\frac{dT}{dt} = \frac{1}{\rho C_p} \frac{dp}{dt} + \chi \Delta T + \frac{1}{C_p} \frac{dq_{mp}}{dt} \quad (3)$$

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

$$\begin{aligned} \rho c_p \left[ \frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + \omega \frac{\partial T}{\partial z} \right] = \frac{\partial}{\partial x} \left( \lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \\ + \frac{\partial}{\partial y} \left( \lambda \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \lambda \frac{\partial T}{\partial z} \right) + q_v + \mu \Phi \end{aligned} \quad (4)$$

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

$$\Phi = \mu \left\{ \begin{aligned} & 2 \left[ \left( \frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left( \frac{\partial \omega}{\partial z} \right)^2 \right] + \left( \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + \\ & \left( \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial \omega}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial \omega}{\partial y} \right)^2 \end{aligned} \right. \quad (5)$$

Для определения коэффициента теплоотдачи  $\alpha$  использовались критериальные уравнения, называемые функциональными зависимостями между критериями подобия, Нуссельта  $Nu = \frac{\alpha l}{\lambda}$  или Стантона  $St = \frac{\alpha}{\lambda c_p \rho \omega}$ .

Решение этих уравнений аналитическим методом, без допущений, весьма затруднительно для сложной геометрической модели проточной части турбины, при этом действительное течение заменяют их упрощенными моделями, переходят к приближенным численным решениям уравнений на ЭВМ. Кроме этого течение в проточной части турбины является турбулентным. В настоящее время имеются методы моделирования турбулентных течений на рабочем колесе турбины, один из них является моделированием на базе осредненных уравнений Рейнольдса (RANS).

Была выбрана комплексная система ANSYS Workbench для сопряженного расчета газодинамики и теплообмена (ANSYS CFX) и исследования напряженного состояния лопатки (Static Structural).

Расчеты проводились в периодической постановке при заданном количестве рабочих лопаток на рабочем колесе, в периодичной постановке, с заданным

количеством рабочих лопаток на рабочем колесе. 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 распространения газа для передачи градиентов давлений газа в расчет прочности (раздел Static structural).

Сетки построены неструктурированные, с 10-ю призматическими подслоями, высота первого пристеночного слоя составляет  $10^{-6}$  м с приростом 1,2 ( $y^+$  меньше единицы). Модель турбулентности была выбрана гибридная k-ε и k-ω, с учётом переноса сдвиговых напряжений (Shear Stress Transport – SST), для расчета течения в свободном потоке используется k-ε модели, а в области вблизи стенок k-ω модель. Граничные условия выполненных сопряженных расчётов: давление торможения ( $P_r^*$ ) и температура торможения газа ( $T_r^*$ ) на входе в проточную часть турбины; давление торможения ( $P_{охл}^*$ ) и температура торможения ( $T_{охл}^*$ ) охлаждающего воздуха на входе в охлаждающий канал; статическое давление на выходе (P). На рис. 1 представлены результаты сопряженного расчета.

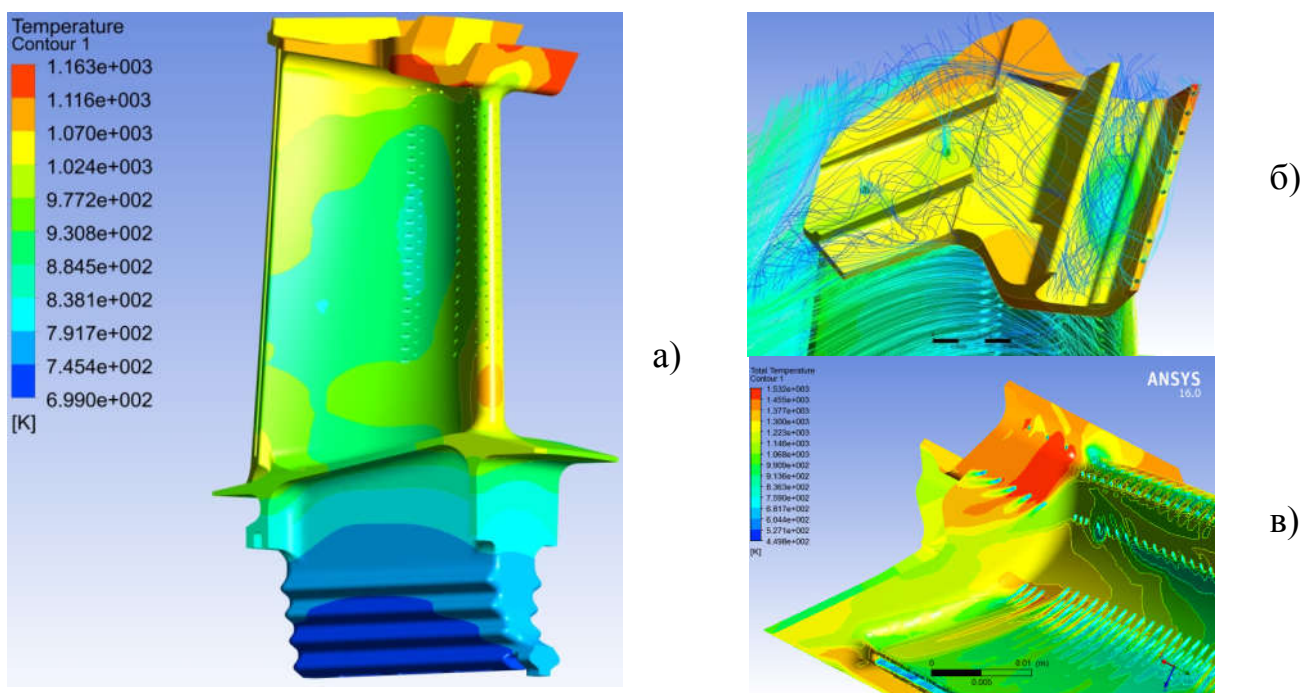


Рис. 1 Результаты сопряженного расчета: а – поле температуры лопатки; б – линия тока охлаждающего воздуха; в – поле температуры газа

Граничные условия расчетов напряженного состояния рабочей лопатки задаются следующие: 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 переданы из результатов сопряженного расчета в ANSYS CFX. На рис. 2 представлены результаты расчета напряженного состояния лопатки с бандажной полки.

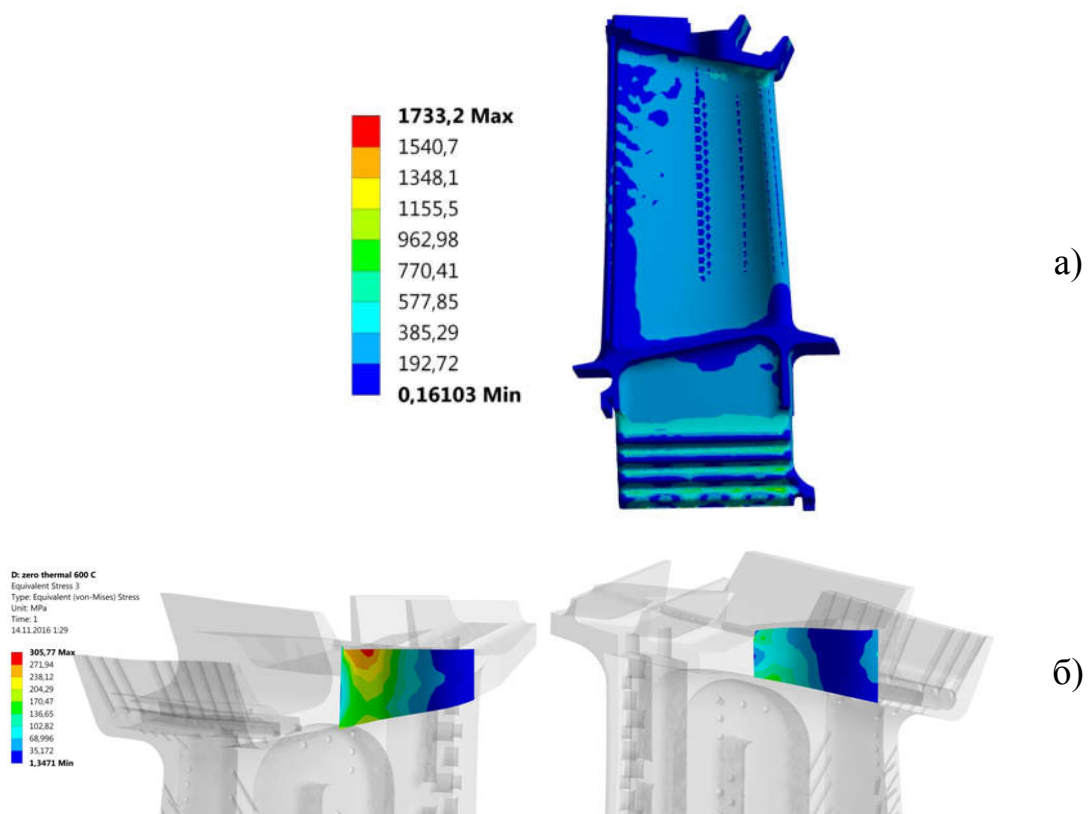


Рис. 2 Изменение эквивалентных напряжений по высоте лопатки и в контактных поверхностях

**В третьей главе** рассматриваются исследования и результаты анализа геометрических характеристик решеток турбин, конструктивных решений современных бандажированных лопаток турбин.

Были приведены исследования нескольких реальных рабочих лопаток турбин с бандажными полками. В результате исследования получено, что рабочие лопатки с бандажной полкой можно условно разделить на две группы: узко хордные и широко хордные.

Примером конструктивных решений с узко хордной лопаткой является охлаждаемая лопатка рабочего колеса турбины семейств ТРДД Роллс-Ройс RB-211 и TRENT. Другой подход к проектированию, а именно, разработка широко хордных бандажированных лопаток реализован в двигателях НК-32 и НК-25. Лопатка этих двигателей существенно шире, с высокой жёсткостью, и бандажная полка выполняет в основном, только газодинамические функции. Такого типа конструкции лучше подходят для технологий, имеющихся в России.

Имеются примеры конструкций, где охлаждение бандажной полки осуществляется струями воздуха, выпускаемыми из полости, находящейся над плавающей вставкой корпуса, расположенной над полкой.

При исследовании бандажированных лопаток были выделены неохлаждаемые, это, например, вторые ступени турбины, и охлаждаемые бандажные полки, устанавливаемые на лопатках первых ступеней турбин. Конечно, охлаждаемая бандажная полка с конвективным или с конвективно-пленочным охлаждением, её критичные участки, например, контактные грани и участки перехода от профильной поверхности пера лопатки к полке, требуют дополнительного количества охлаждающего воздуха, порядка  $1,0 - 1,5 \% G_{\text{охл}}$ .

Были рассмотрены, также, способы интенсификации охлаждения пера лопатки дополнительными, не полными рядами отверстий, располагаемых на периферийной части лопатки, с вогнутой стороны пера лопатки, а также на лобовой, торцевой поверхности полки и т.д.

**В четвертой главе** представлены методы совершенствования конструкций собственно бандажных полок для снижения утечек газа из проточной части турбины.

Рассмотрим основные принципы снижения КПД ступени при утечках газа из проточной части, структуру потока газа в лабиринтных уплотнениях. Лабиринтные уплотнения ступенчатого типа, как это показано на рис. 3, имеют КПД больше, чем ступени с прямоточными уплотнениями. Наклонный гребень дает ещё большую эффективность локализации перетекания, чем прямой гребень.

Рекомендованы способы снижения утечки в радиальном зазоре на рис. 3. В этом рисунке показаны различные варианты организации передней полости радиального зазора, все эти радиальные зазоры моделированы в рабочем режиме турбины. Эти варианты являются ступенчатыми уплотнениями.

Первый вариант имеет прямую стенку корпуса, при этом передняя полость в виде треугольника, а второй вариант имеет наклонную стенку и передняя полость прямоугольная, а в третьем варианте передняя полость имеет более сложную форму. Структура утечки показана на схеме рис. 3–г.

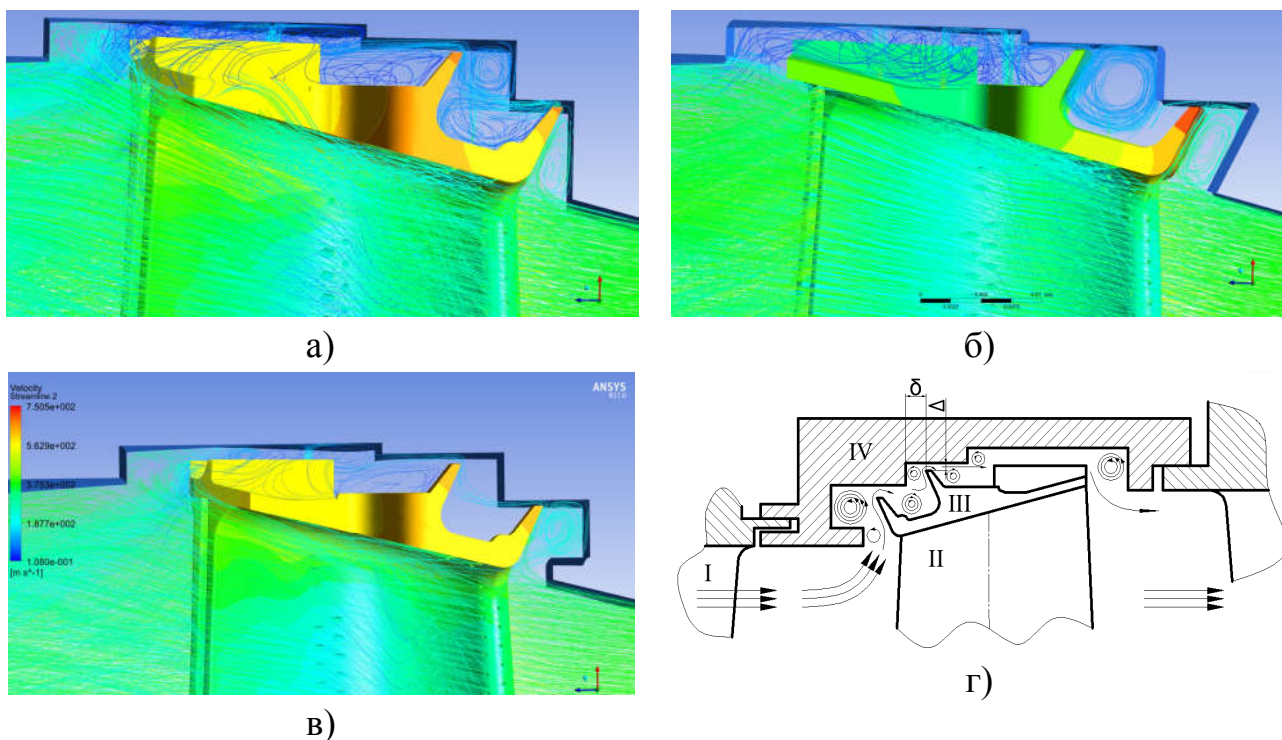


Рис. 3 Различные варианты передней полости радиального зазора, ограниченного утечки газа

**В пятой главе** рассмотрены конструктивные способы обеспечения прочности и температурного состояния бандажной полки и профильной части бандажированной лопатки.

Рабочие лопатки современных высокотемпературных газотурбинных двигателей в принципе не отказывается от применения эффективности лабиринтного уплотнения в виде выступ (или ребро) на торцевой поверхности лопатки. Применение такой конструкции для снижения перетекания горячих газов через радиальный зазор между лопатками и корпусом, но при этом интенсификации теплообмена приводит к повышенному температурному состоянию этого участка. Кроме этого при работе рабочая лопатка подвержена действиям высокочастотных пульсаций из-за переменных газодинамических сил, существенно влияющих на усталостные характеристики лопаток.

На рис. 4 представлены несколько вариантов проектирования бандажных

полок лопаток ТВД, отличающихся: их конфигурацией, протяжённостью со стороны корыта или спинки профиля в окружном направлении, местоположением контактных поверхностей, по которым бандажные полки соединяются в одно кольцо, и т.д.

На практике, при проектировании рабочих лопаток ТВД с бандажной полкой сталкиваются с такой существенной проблемой: полка сама себя не несёт из-за больших изгибающих напряжений и высокой температуры металла в месте «заделки» полки, на переходной поверхности от пера лопатки к бандажной полке. Необходимо сопоставлять различные варианты проектирования, исходя из газодинамических и прочностных критериев. Так, например, из трёх вариантов рис. 4 по прочностным и конструктивным критериям, предпочтителен вариант 2. В варианте проектирования 1 имеют место наибольшие перетекания в радиальный зазор, по боковым граням, расположенным в межлопаточном канале турбинной решётки.

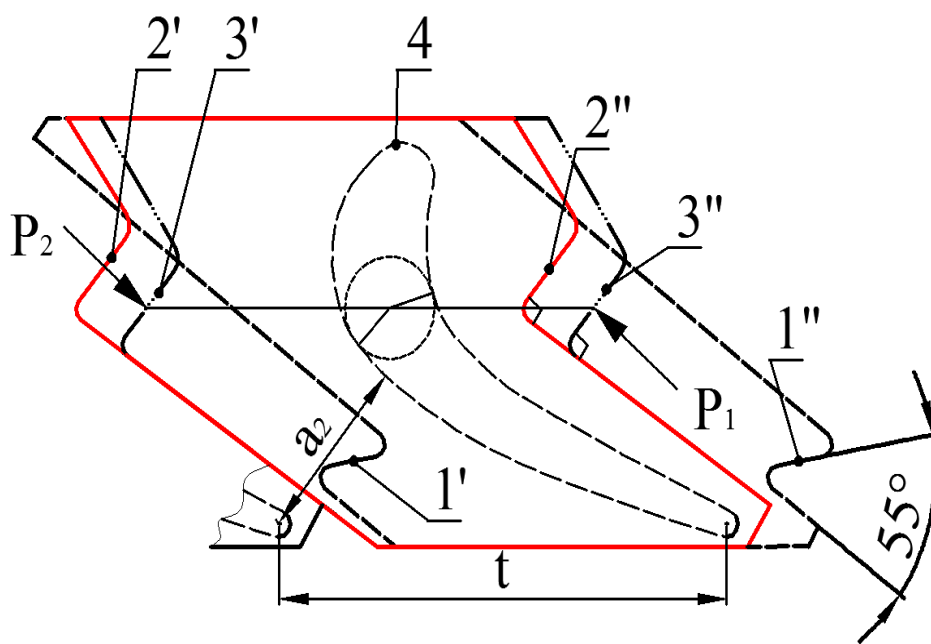


Рис. 4. Варианты проектирования и конфигурации бандажной полки

Бандажная полка рабочих лопаток ТВД располагается на периферии пера лопатки, на большой высоте, где скорость вращения максимальна. На полку действует изгибающий момент. Кроме того, имеются центробежные силы, связанные с массой полки, которые действуют в подполочном сечении.

На рис. 5 показано изменение напряжений растяжения  $\sigma_p$  и запасов прочности (К) лопатки, при установке на ней бандажной полки. При установке

бандажной полки на периферии лопатки, уровень напряжений от действия центробежных сил увеличивается по всей высоте этой лопатки. Так, например, в сечении пера лопатки, примерно на 1/3 высоты от полки, рост этих напряжений составляет максимальную величину (рис. 5–а и 5–б). Очевидно, что эту часть лопатки необходимо усилить и более существенно охлаждать, например, ввести более интенсивное плёночное или высокоэффективное щелевое охлаждение.

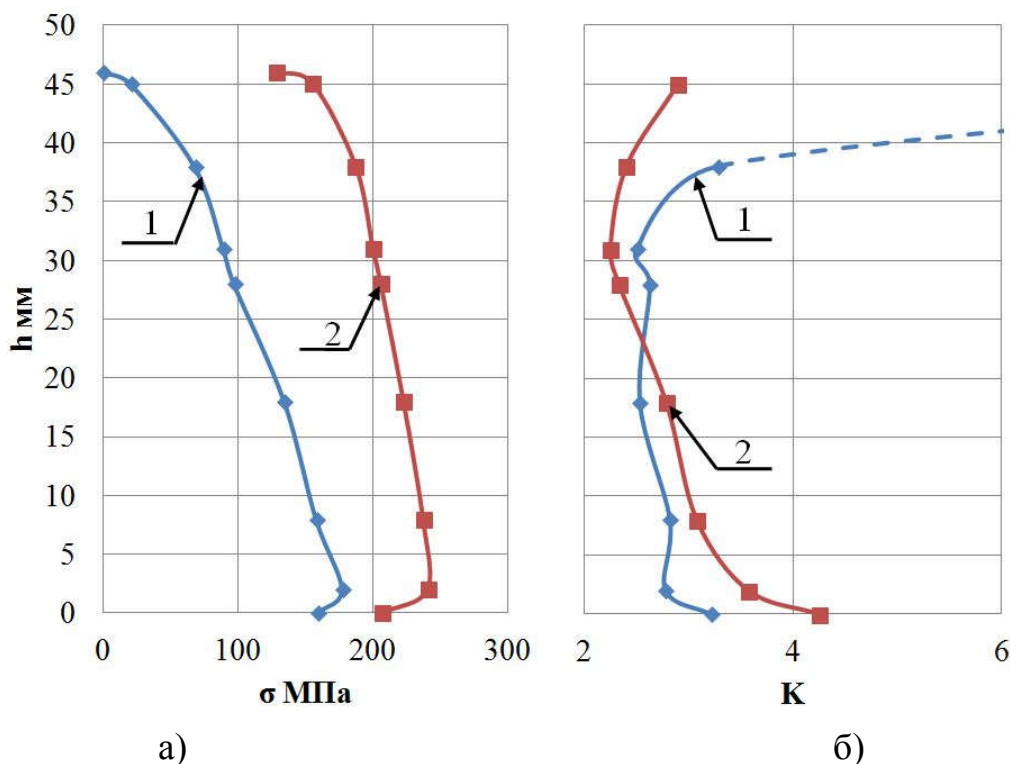


Рис. 5 Изменение напряжений растяжения (а) и запасов прочности (б) рабочих лопаток турбины без бандажной полки (1) и с бандажной полкой (2) по их высоте

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 ЖС 26, из которого она была изготовлена, на более эффективный, сплав ВЖМ 8 с добавкой рения. В расчётах действующих напряжений были заложены следующее изменения температуры лопатки по её высоте: в корне  $T = 810^{\circ}\text{C}$ , в середине  $T = 965^{\circ}\text{C}$ , на периферии эта величина не менялась,  $T = 965^{\circ}\text{C}$ .

На рис. 6 показаны варианты установки дополнительных рядов отверстий плёночного охлаждения, на переходной части от бандажной полки к перу

лопатки, и результаты их исследования. Получено, что поле температур переходной поверхности пера лопатки имеет существенно сниженный уровень температур со стороны корыта, где уровень изгибных напряжений максимален.

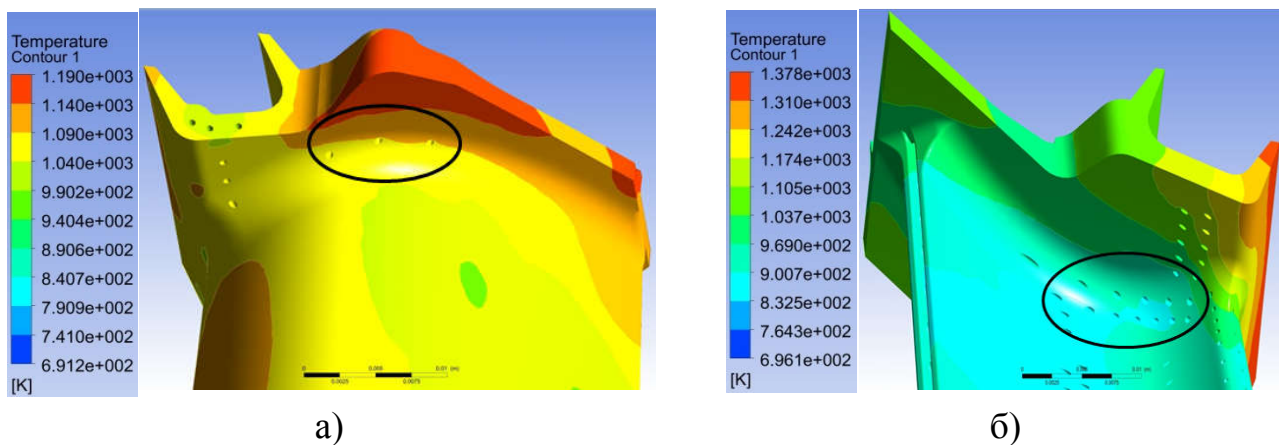


Рис. 6 Результаты исследований интенсивности охлаждения переходной поверхности и бандажной полки пера лопатки ТВД:  
а) сторона корыта; б) сторона спинки

На рис. 7 показаны другие, более интенсивные схемы охлаждения внутренних, со стороны проточной части, поверхностей полки бандажированных лопаток турбины ГТД.

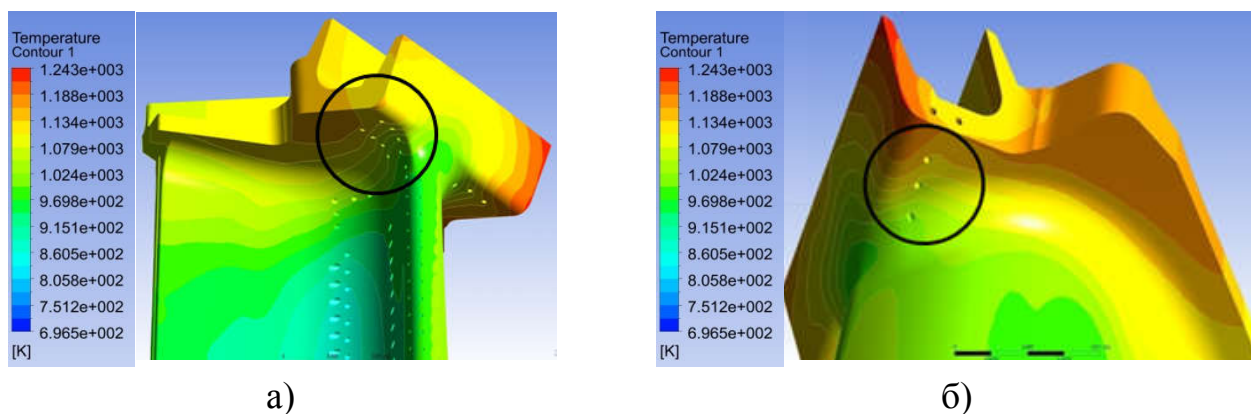


Рис. 7 Исследование изменения температур на внутренней поверхности бандажной полки а) сторона корыта; б) со стороны спинки

Опыт применения бандажированных лопаток в высокотемпературных турбинах показал, что «слабым» звеном этой конструкции является гребень лабиринта, который требует специального, дополнительного охлаждения. На рис. 8 представлен результат оптимизации температурного состояния переднего



ребня бандажной полки охлаждающим воздухом, подводимым из внутреннего канала, расположенного в бандажной полке этой лопатки.

Как видно, центральная часть бандажной полки, расположенная между двумя гребнями и далее, за вторым гребнем, хорошо охлаждается с помощью воздуха, подводимого из внутренней полости. Небольшая часть переднего гребня, как это показано на (рис. 8–а), 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.

Можно использовать более эффективную систему охлаждения переднего гребня (рис. 8–б) для снижения его локальной максимальной температуры до величины порядка 1243 К.

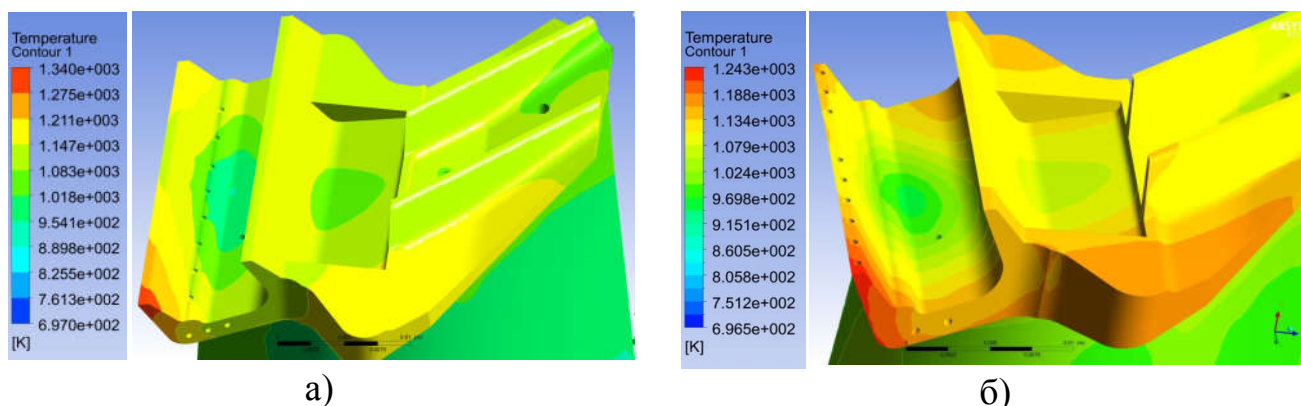


Рис. 8 Распределение температур по бандажной полке, передний гребень лабиринта которой охлаждается пленочным охлаждением сзади (а) и конвективным охлаждением (б)

Для этого был модифицирован сам гребень и раздаточный канал, расположенный внутри полки, обеспечивающий менее интенсивное снижение перепада давлений охлаждающего воздуха по краям бандажной полки.

На рис. 9 показаны результаты расчетов напряженного состояния рабочей лопатки с бандажной полкой. На профильной части пера этой лопатки, максимальное напряжение в интервале 230...270 МПа при температуре пера лопатки от 700 до 850 °С, при этом напряжения длительной прочности  $\sigma_{дл}$  примерно равняются от 550 до 800 МПа. При этом запас прочности пера лопатки равняется около 2,0. В подполочном сечении пера лопатки имеет место местное повышение уровня напряжений, до величины 430...440 МПа. Это место

концентрируется в средней части пера лопаткам, со стороны корыта профильной части лопатки, примерно в середине подполочного сечения. При такой температуре (850°C) можно применить сплав с повышенными свойствами, как например, ВЖМ8, где  $\sigma_b = 860$  МПа, то есть местный запас прочности равен примерно около 2.

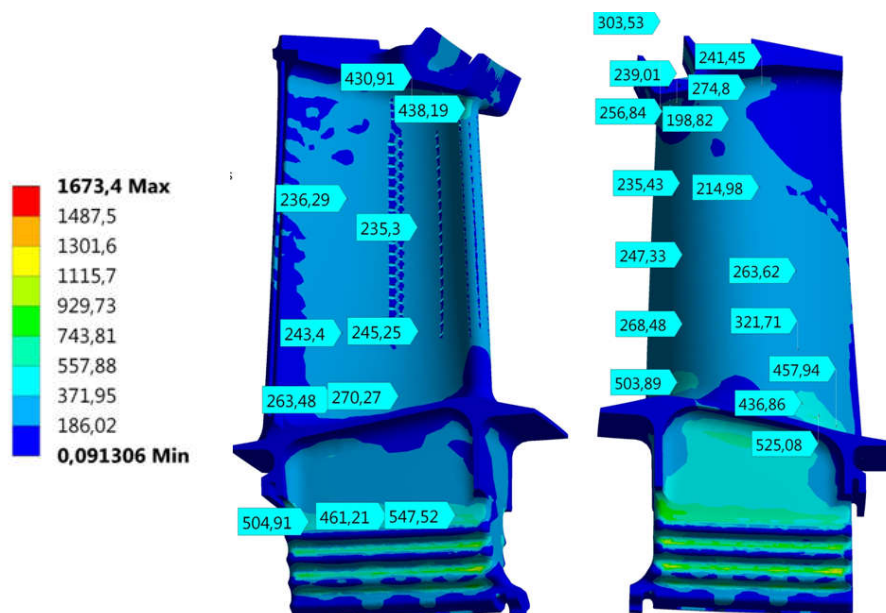


Рис. 9 Изменение эквивалентных напряжений по высоте исследованной бандажированной лопатки

**В шестой главе** представлены конструктивные методы повышения КПД в концевых участках бандажированных рабочих лопаток ТВД.

Рассмотрены причины возникновения вторичных течений, их структура в турбинной решетке.

Известные способы снижения влияния этих потерь: меридиональное раскрытие решетки, профилированная торцевая стенка полки, трехмерное проектирование профильной части лопатки. В данном случае может быть предложено S-образное, трёхмерное профилирование пера лопатки с «навалом» на спинку профиля в периферийном сечении. Ниже представлен другой, более эффективный способ ограничения зоны распространения вторичных течений газа.

На Рис.10 представлена конструкция лопатки, обеспечивающая локализацию зоны распространения вторичных токов и снижение уровня вторичных потерь энергии газа, который может быть использован как для

бандажированных рабочих, так и сопловых лопаток турбин.

На спинке профиля, вблизи полки, устанавливается саблевидный гребень, который является барьером для проникновения вторичных токов на спинку профиля. Геометрия исследованной конструкции показана на рис. 10.

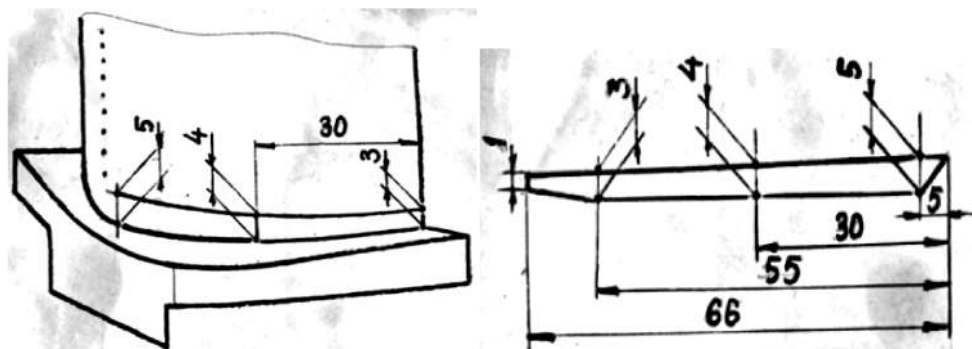


Рис. 10 Геометрические размеры ребра и координаты его расположения на спинке охлаждаемой лопатки турбины

Результаты проведенных испытаний представлены на рис. 11. 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.

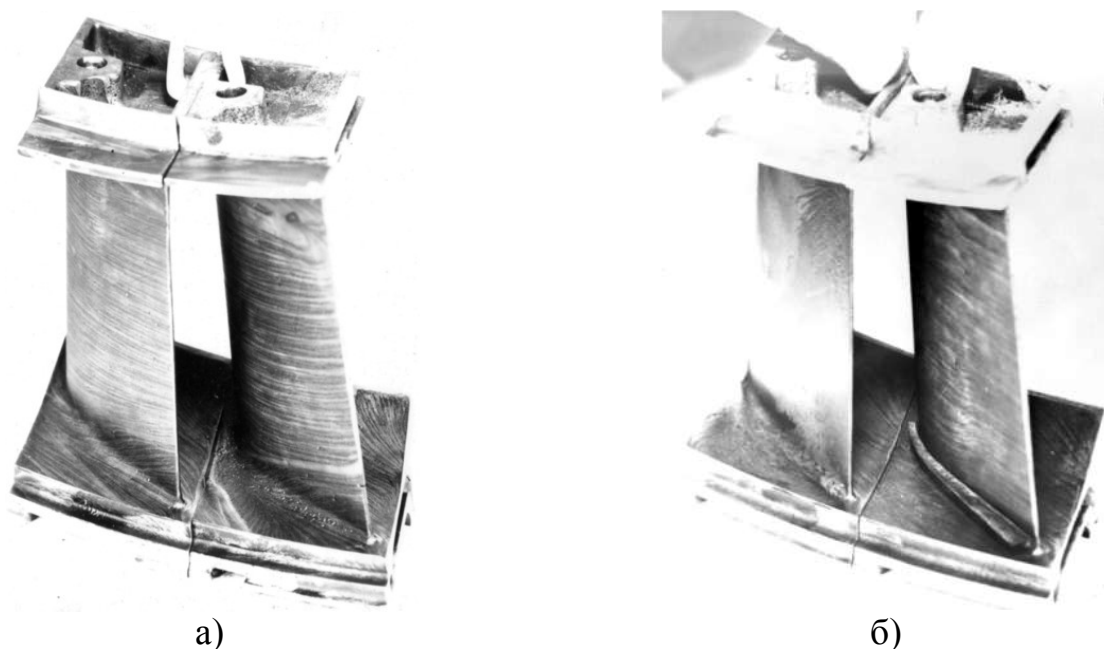


Рис. 11 Линии тока на поверхности натуральных охлаждаемых турбинных лопаток, при их исследованиях с ребром и без ребра

После получения положительного результата исследований, были разработаны различные варианты установки ребра на спинке рабочей лопатки турбины с разными положениями ребра и углами его наклона относительно поверхности профиля лопатки. Результаты численного эксперимента одного из вариантов конструкции пера лопатки с гребнем, установленным на спинке профильной части пера рабочей лопатки турбины, показаны на рис. 12.

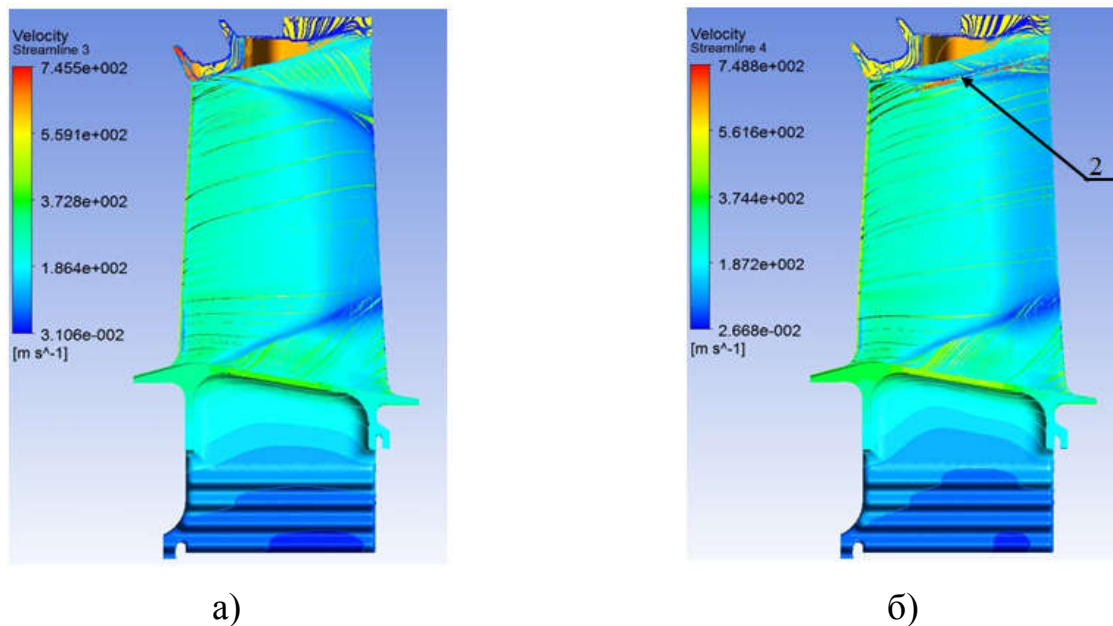


Рис. 12 Линии тока на поверхностях рабочих лопаток турбин со стороны спинки  
а) без ребра и б) с ребром 2

Полученный результат хорошо совпадает с результатами экспериментального исследования. Таким образом, проведенные исследования показали что, есть возможность повышения газодинамической эффективности бандажированных лопаток, при установке на спинке лопатки ребра, препятствующего распространению вторичных токов газа.

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

На рис. 13 представлена конструктивная схема плёночного охлаждения ребра для обеспечения необходимого уровня его температурного состояния при высокой температуре обтекающего газа.

Представленная система пленочного охлаждения ребра (на рис. 13)

состоится из рядов отверстий, к которым подводится охлаждающий воздух из внутренней полости лопаток, расположенные над и под ребром, для подвода струй охлаждающего воздуха.

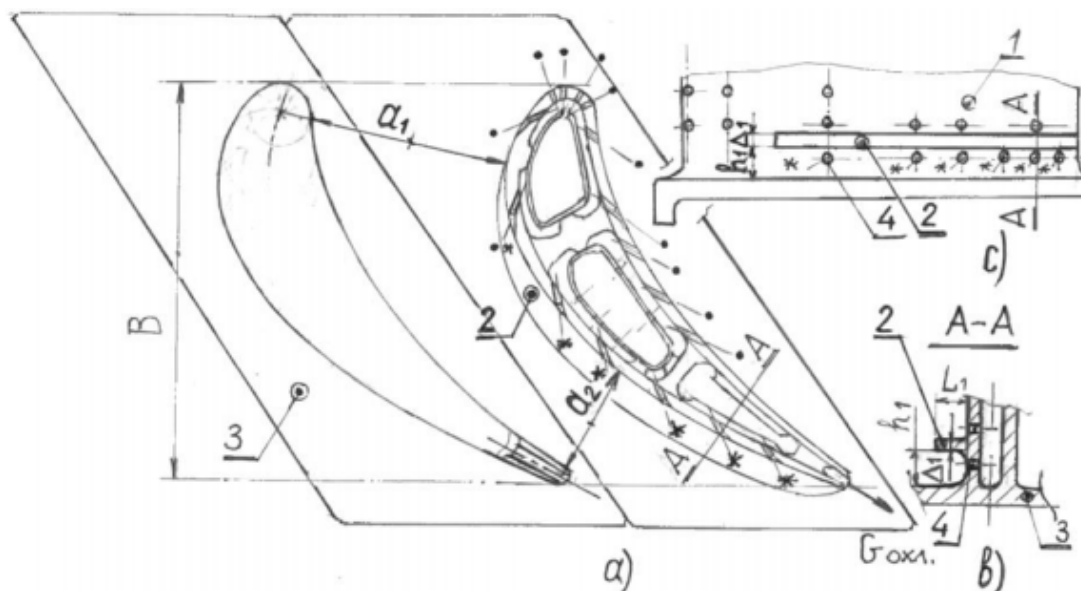


Рис. 13 Блок охлаждаемых лопаток турбины (3), на спинке лопатки установлено ребро (2), которое имеет заградительное охлаждение воздухом, подаваемым из внутренней полости лопатки через каналы (1), выполненные в стенке спинки профильной части лопатки над и под ребром, расположенным в корне лопатки (рисунки а, в, с)

## 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 повысить ресурс рабочих лопаток турбины высокого давления авиационных ГТД.

2) При установке бандажной полки на торец лопатки турбины необходимо компенсировать, например, повышением интенсивности охлаждения пера лопатки, рост центробежной нагрузки на всю профильную часть лопатки, 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, ориентированных из внутренней полости лопатки в её верхнюю часть.

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

## **СПИСОК ПУБЛИКАЦИЙ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ**

### **Публикации в рецензируемых научных изданиях:**

1. 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).

2. 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.

3. 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.

4. 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.

5. 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.

### **В других изданиях:**

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). ТЗ. – М.: Изд-во Каллиграф, 2016, – С. 50–51 (750 с.).