

УДК 621.4(075.8)

**Исследование и оптимизации теплового состояния и уровня допустимых напряжений в бандажных полках рабочих лопаток турбин газогенераторов высокотемпературных авиационных ГТД**

**Ле Тиен Зыонг\*, Нестеренко В.Г.\*\***

*Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет),*

*Волоколамское шоссе, 4, Москва, А-80, ГСП-3, 125993, Россия*

*\*e-mail: [tienduong86stvn@gmail.com](mailto:tienduong86stvn@gmail.com)*

*\*\*e-mail: [valerinesserenk@yandex.ru](mailto:valerinesserenk@yandex.ru)*

**Аннотация**

Представлены результаты численного исследования теплового и напряженного состояния бандажных полок рабочих лопаток турбин, устанавливаемых в газогенераторах высокотемпературных газотурбинных двигателей (ГТД) авиационного и наземного применения. Разработана и оптимизирована схема их конвективно-плёночного охлаждения, обеспечивающая возможность установки бандажных полок в этих турбинах с целью повышения экономичности и ресурса горячей части современных и перспективных ГТД.

**Ключевые слова:** турбина, бандажная полка, рабочие лопатки, система охлаждения турбин, конвективно-плёночное охлаждение.

## Введение

Как известно, в настоящее время существенно возрос уровень температуры газа за камерой сгорания авиационных ГТД [1– 15], как это показано на рис. 1.

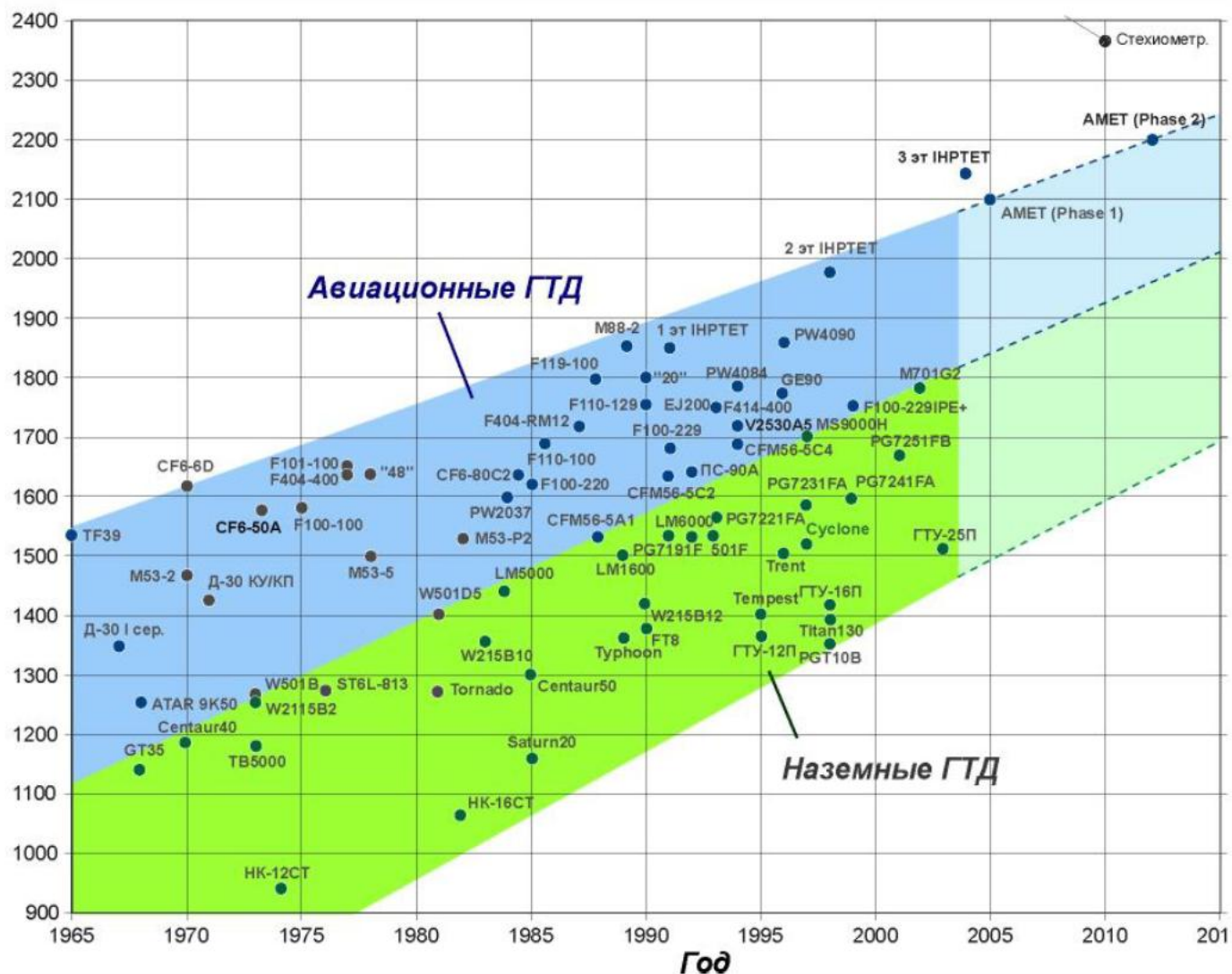


Рис. 1 – Максимальные температуры газа  $T_g^*$  (К) перед сопловым аппаратом турбин в современных и перспективных ГТД

Тенденции по повышению давления и температуры газа перед турбинами ГТД приводят к уменьшению относительной высоты лопатки и к увеличению перетеканий газа в их радиальных зазорах.

В свою очередь, перетекания газа через радиальный зазор уменьшают крутящий момент на валу турбины и приводят к снижению её КПД [16]. Эти потери можно существенно снизить путём применения на рабочих лопатка турбин бандажных полок, с лабиринтными уплотнениями, «утопленными» в полости корпуса турбины. Бандажная полка с лабиринтными уплотнениями позволяет снизить перетекания газа в радиальном зазоре, увеличить КПД турбины, а также повысить вибрационную прочность и циклическую долговечность пера лопатки [17-20].

В настоящее время, при проектировании полочных рабочих лопаток турбин современных и перспективных ГТД с бандажными полками, разработчики часто сталкиваются с проблемой обеспечения её прочности и рационального охлаждения. Опыт реального проектирования показал, что применение струйного охлаждения воздухом, направляемым из корпуса турбины, требует больших расходов этого воздуха, что экономически не целесообразно [21]. Поэтому нужно искать другие, более экономичности схемы их охлаждения.

Следует отметить, что температуры поверхности охлаждаемых лопаток со стороны корыта и спинки профиля не одинаковы, поскольку на вогнутой стороне поток тормозится, а на выпуклой разгоняется. Температура лопатки напрямую влияет на уровень допустимых напряжений. На бандажную полку действуют изгибающие

напряжения, максимум которых находится в месте перехода от профильной части пера к бандажной полке, и которые связаны с центробежными силами, пропорциональными её массе. Эти силы можно уменьшить, если использовать не полную, а частичную полку, т.е. решать исключительно задачу по повышению ресурса, а не КПД ступени турбины. Кроме того, для снижения изгибающих напряжений, на переходном участке полки, необходимо уменьшить «вылет» полки относительно места её заделки. Поэтому целесообразно проектировать бандажные полки с различными величинами вылетов со стороны корыта и спинки лопатки, т.е. с учетом реального распределения температуры газа и температуры переходной части полки по обводам профильной части пера лопатки. Принимаемый, в настоящее время при проектировании, высокий уровень температуры газа на входе в турбину в значительной степени не позволяет обеспечить такой уровень прочности и такой уровень её температурного состояния, при которых неохлаждаемая бандажная полка будет работоспособна. Поэтому задача создания такой системы охлаждения, которая могла бы обеспечить требуемый уровень температурного и напряженного состояния бандажных полок рабочих лопаток ТВД, актуальна с точки зрения обеспечения возможности их применения в турбинах современных и перспективных ГТД, и её решение имеет большое практическое значение.

### **Постановка задачи и проблемы её решения**

Бандажную полку обычно рассчитывают на изгиб от действия центробежных

сил, как консольную балку переменного сечения, заделанную в сечении, примыкающем к перу лопатки, схема этой системы расчета представлена на рис. 2.

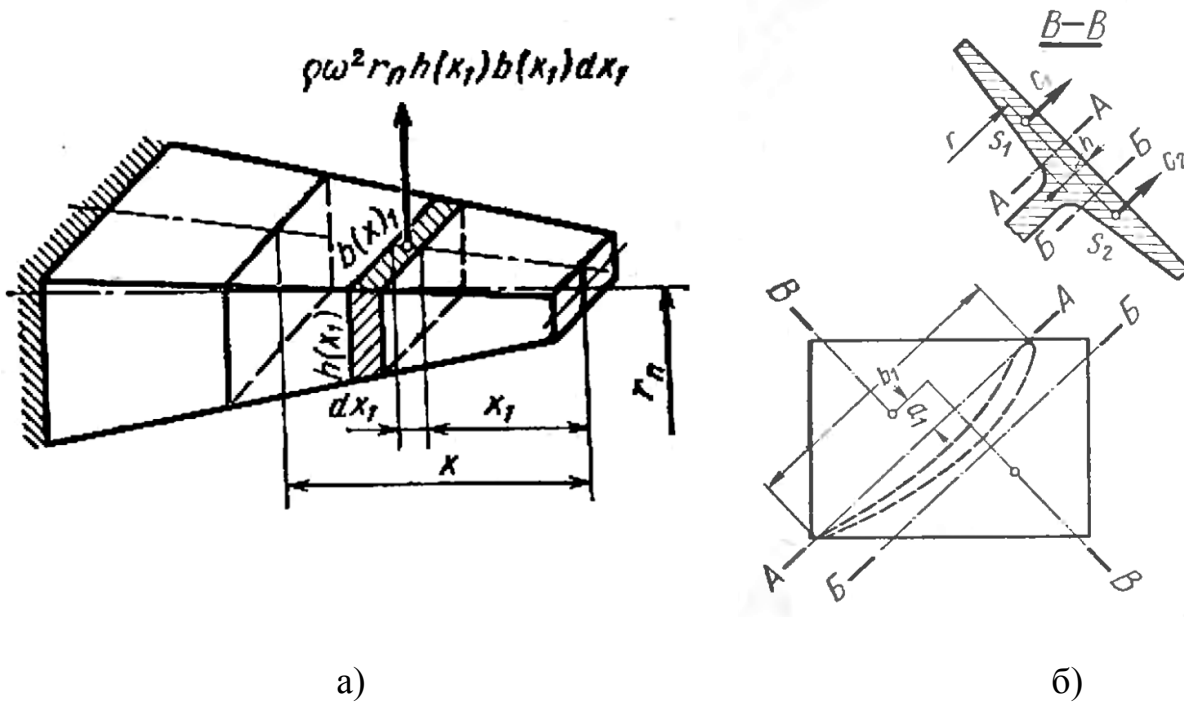


Рис. 2 – Изгиб бандажной полки рабочей лопатки турбины от действия центробежных сил

Изгибающий момент, в сечении, расположенном на расстоянии «х» от края полки, равен:

$$M(x) = \rho\omega^2 r_n \int_0^x h(x_1)b(x_1)(x - x_1)dx_1 \quad (1.1)$$

или:

$$M(x) = \rho\omega^2 r_n [xV(x) - S(x)] \quad (1.2)$$

где:

$$V(x) = \int_0^x h(x_1)b(x_1)dx_1 \quad (1.3)$$

$$S(x) = \int_0^x x_1h(x_1)b(x_1)dx_1 \quad (1.4)$$

Величина напряжения изгиба определяется соотношением:

$$\sigma(x) = \frac{M(x)}{W(x)} \quad (1.5)$$

где:

$$W(x) = \frac{1}{6}b(x)h^2(x) \quad (1.6)$$

Следовательно, необходимо разработать такую систему охлаждения, которая бы способствовала уменьшению температуры лопатки рабочего колеса ТВД в местах, где величина напряжений в бандажной полке максимальна.

Кроме того, необходимо разработать также способы охлаждения её других критичных поверхностей, например, концевой части лабиринтных гребней, а также наружных и внутренних, со стороны проточной части турбины, поверхностей самой бандажной полки, омываемых горячим газом, протекающим на периферии рабочей лопатки турбины ГТД. Система охлаждения бандажных полок рабочих лопаток ТВД должна включать в себя как конвективную, так и плёночную составляющую, в зависимости от уровня температур газа и температуры поверхностей самой полки. Таким образом, в современных высокотемпературных ТВД бандажные полки должны охлаждаться немного менее интенсивно, чем охлаждается профильная часть пера

рабочей лопатки ТВД, с учётом изменения радиальной температуры газа по высоте лопатки. В качестве объектов исследований была выбрана охлаждаемая рабочая лопатка с бандажной полкой ТВД, параметры которой типичны для газогенераторов современных и перспективных ТРДД и ТРДДф.

### **Математическая модель**

Для моделирования вязкого течения несжимаемого газа в проточной части турбин, используется уравнение Навье-Стокса. Решение этих уравнения аналитическим методом, без допущений, весьма затруднительно для сложной геометрической модели проточной части турбины. В настоящее время имеются методы решения уравнений, осредненных по Рейнольдсу (RANS), в том числе и их численное решение.

Существующие мощности вычислительных машин позволяют выполнять исследования теплового и напряженного состояния рабочих лопаток турбин с бандажной полкой, с использованием программного комплекса Ansys Workbench. Их расчетная схема представлена на рис. 3: сопряженный расчет по газодинамике и по теплопередаче, выполненный по программе Ansys CFX, дает информации о тепловом состоянии и градиенте давлений, возникающих во внутренних и внешних участках лопатки. Расчет напряженного состояния лопатки реализован в программе Static structural.

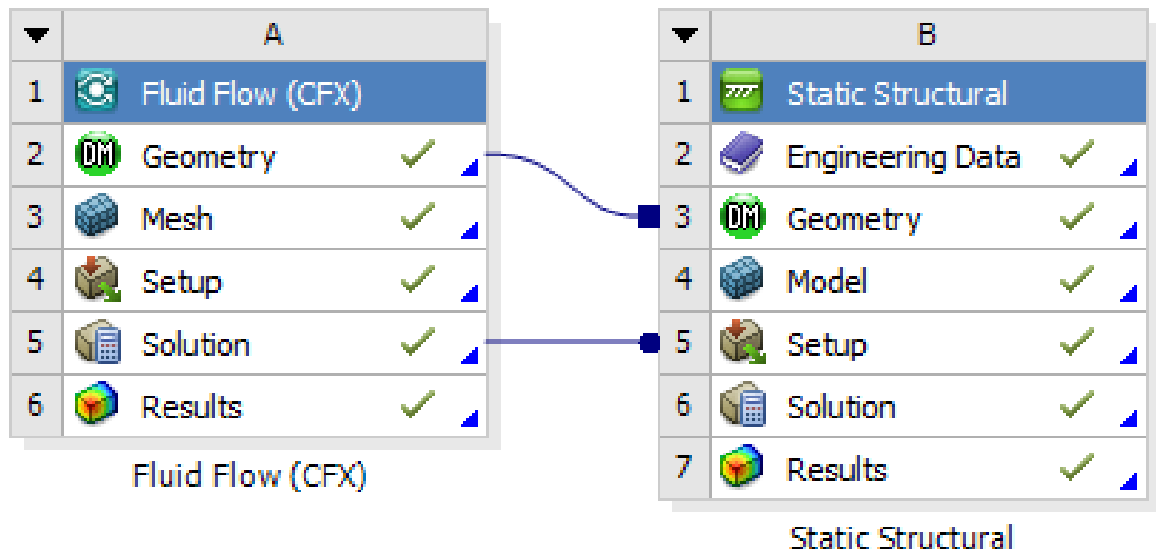


Рис. 3 Вычисленный метод исследования температурного и напряженного состояния бандажированной лопатки рабочего колеса ТВД.

Все расчеты производились в периодичной постановке, с заданным количеством рабочих лопаток на рабочем колесе. Расчетная модель представлена на рис. 4. 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.



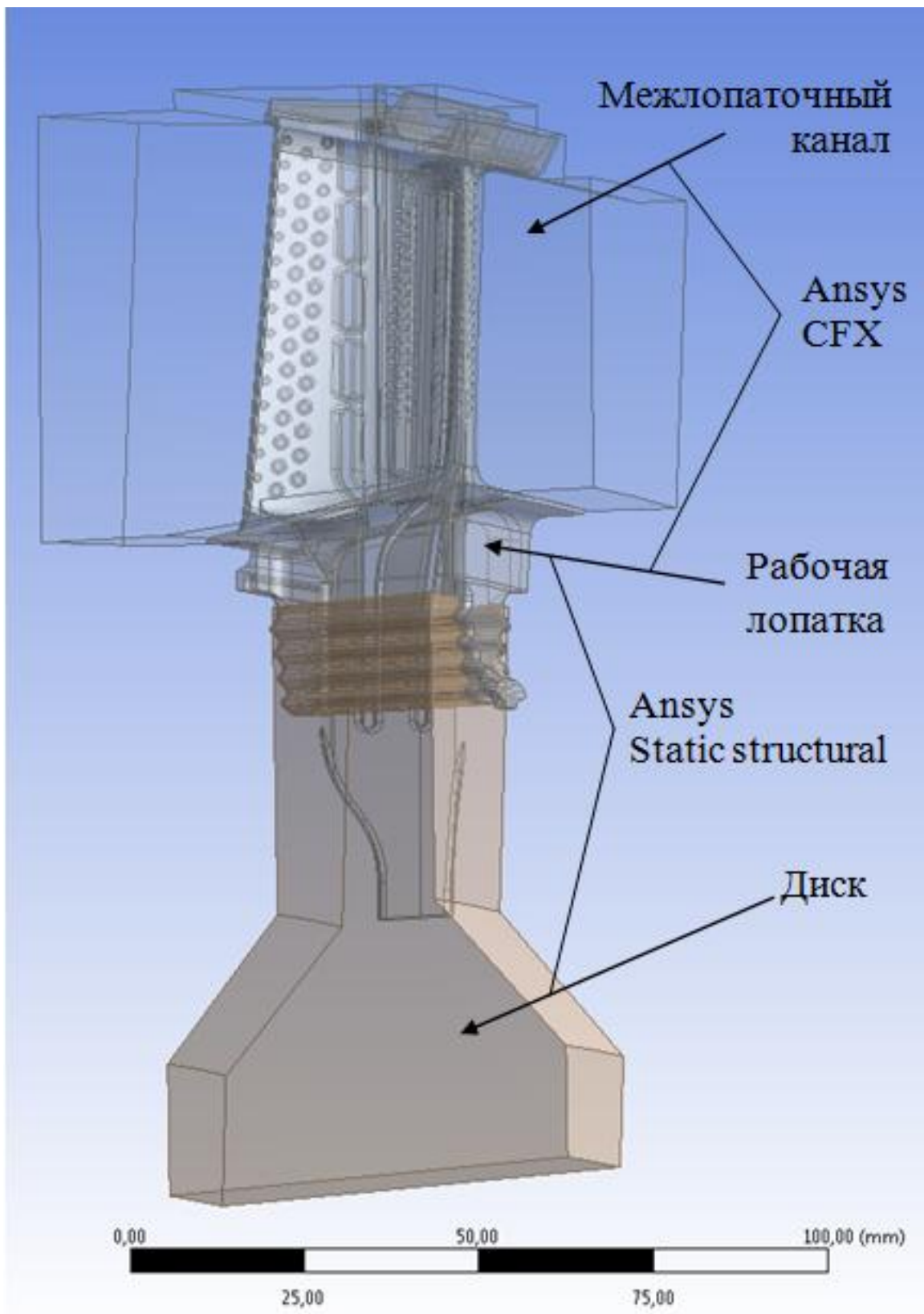


Рис. 4 Расчетная модель в Ansys Workbench

## Сопряженный расчет

Расчетная сетка представлена на рис. 5. 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) с приростом 1,2. Число элементов расчетной модели равно примерно 41 миллионов, в том числе 33 миллионов элементов газового домена и восемь миллионов элементов домена рабочей лопатки. Для расчета на прочность, модель газового домена выполнена при сохранении геометрической конфигурации бандажной полки.

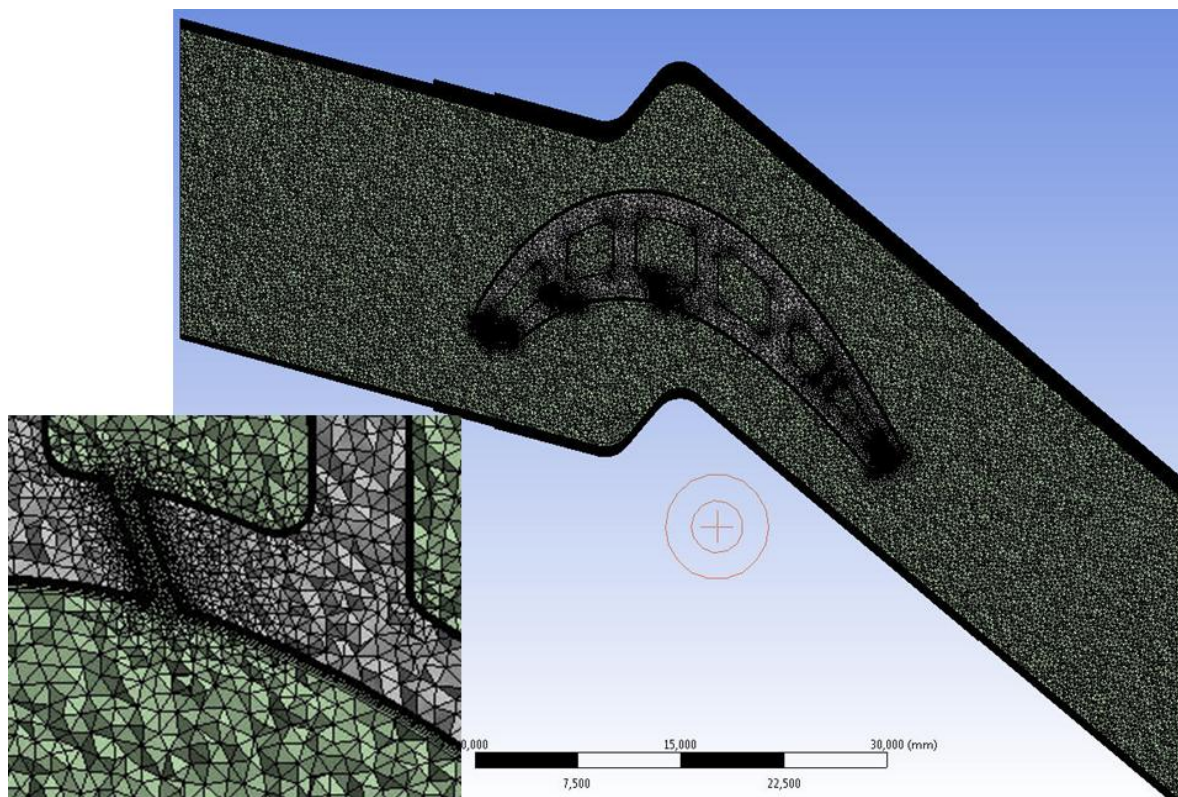


Рис. 5 Расчетная сетка

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.

Пример расчетной области показан на рис. 6.

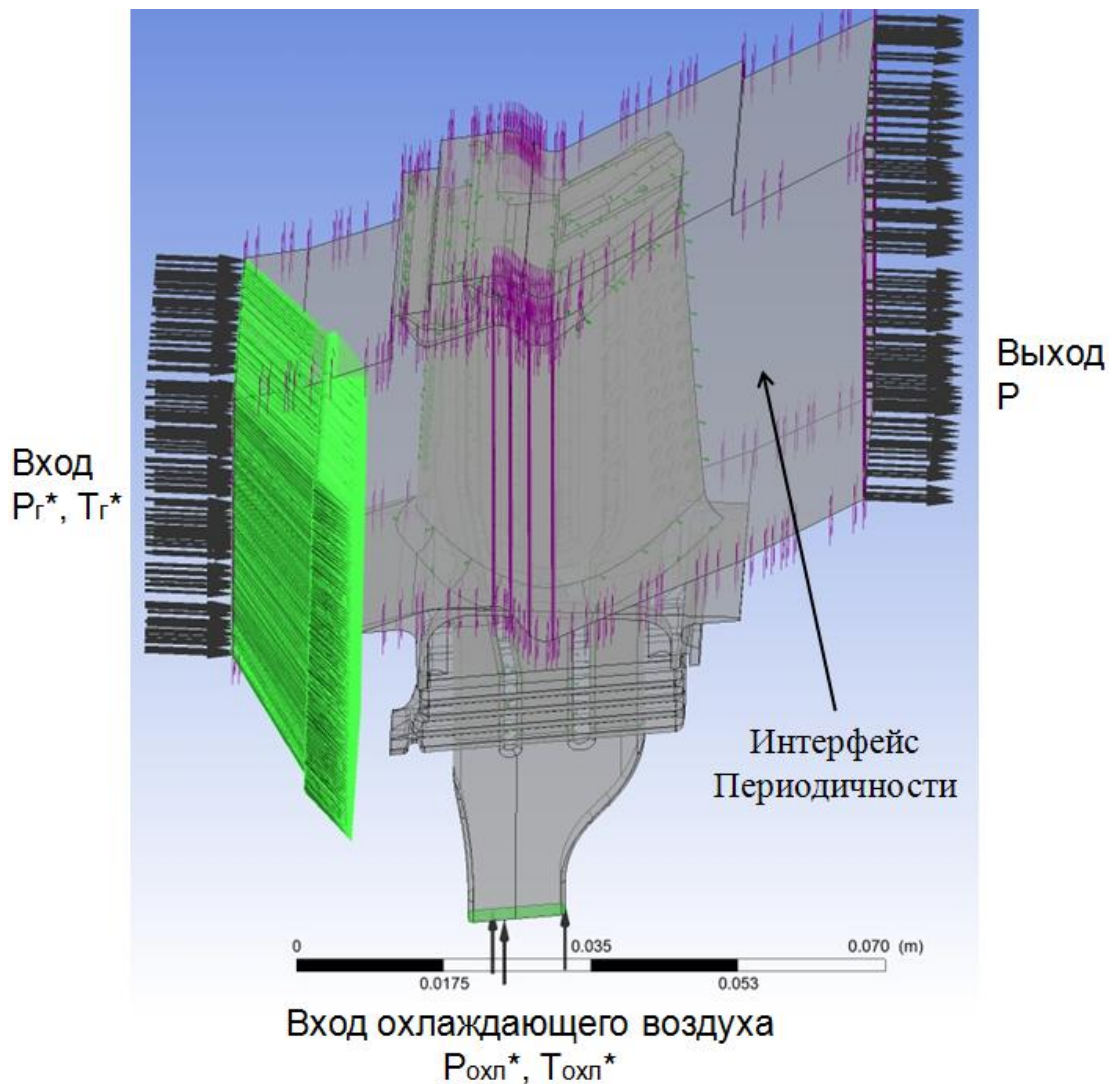


Рис. 6 Расчетная область рабочего колеса.

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

Параметры для расчета температурного и напряжённого состояния лопатки подбирались для максимального режима работы турбины газогенератора, они представлены в таблице 1.

Таблица 1.

Параметры граничных условий

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

Распределение температуры торможения перед рабочим колесом турбины задавалось в виде эпюры параметров  $T_r = f(h)$  (см. рис. 7).

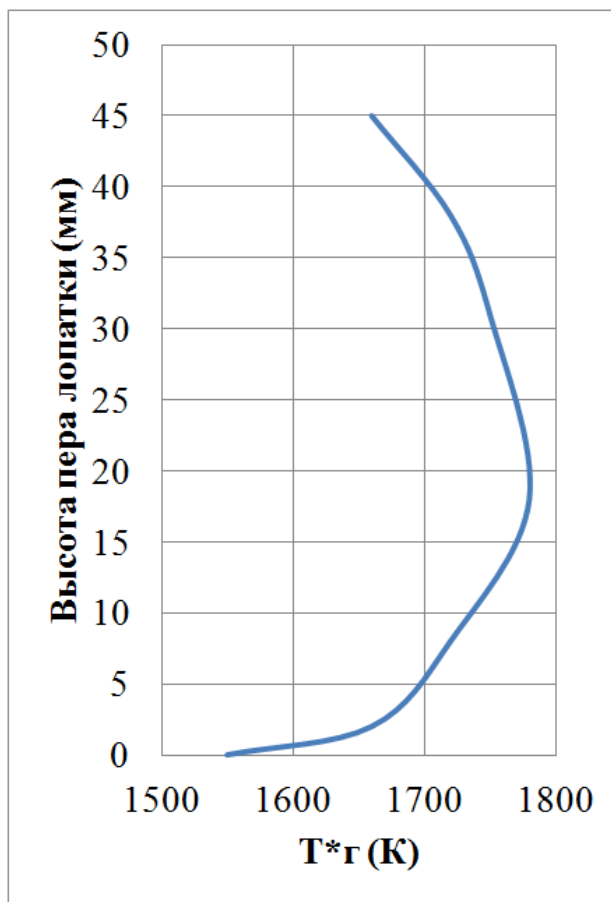


Рис. 7 Температура торможения газа перед рабочим колесом турбины

Рабочее тело газового домена: был выбран идеальный газ, параметры которого приняты по умолчанию, как изобарная теплоемкость, динамическая вязкость и теплопроводность. Свойства материала, из которого изготовлена лопатка, подбирались соответственно характеристикам высокожаропрочного никелевого сплава. Примеры изменений коэффициентов теплового расширения и теплопроводности показаны на рис. 8 и рис. 9.

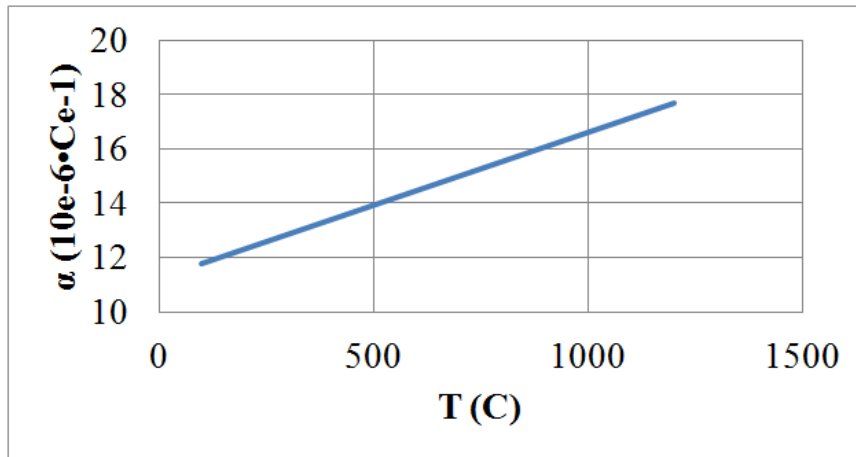


Рис. 8 Коэффициент теплового расширения.

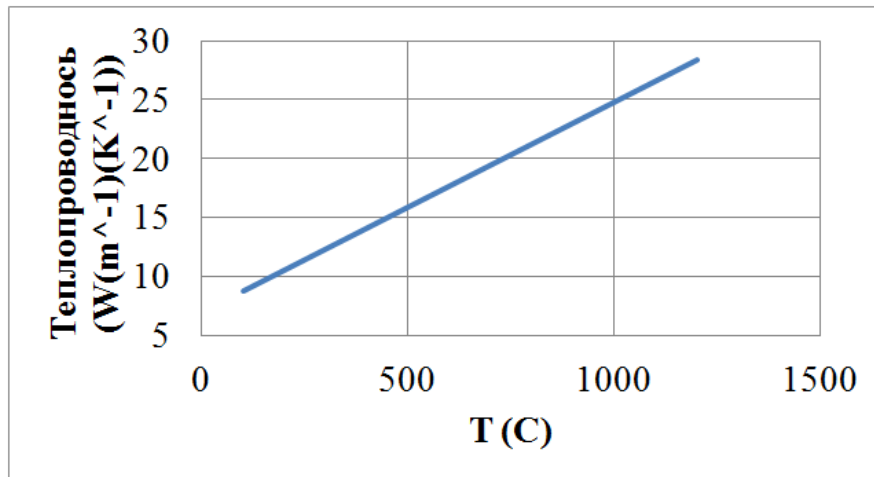
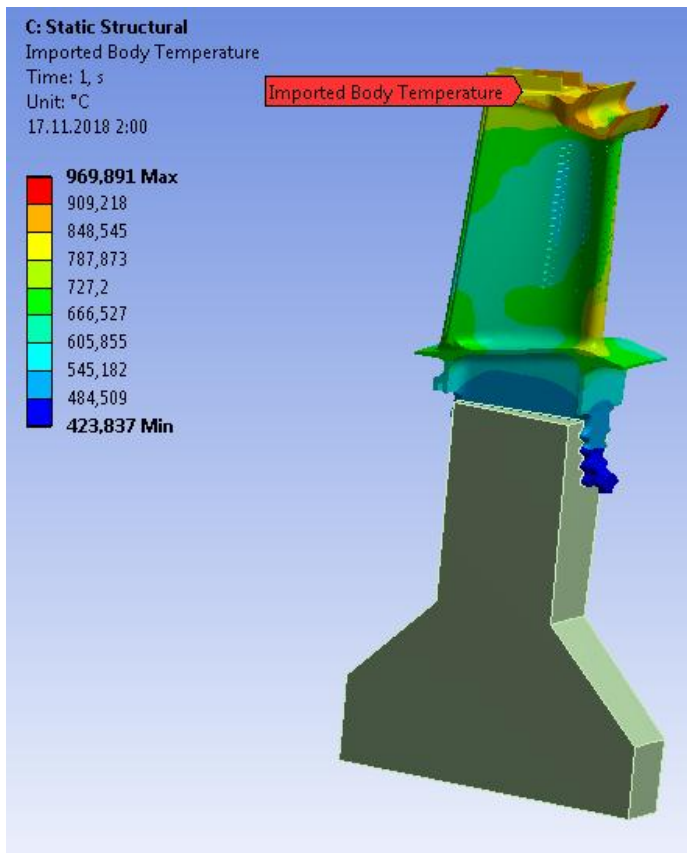


Рис. 9 Коэффициент теплопроводности.

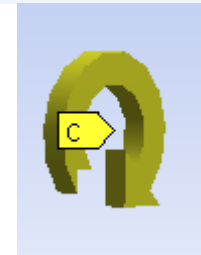
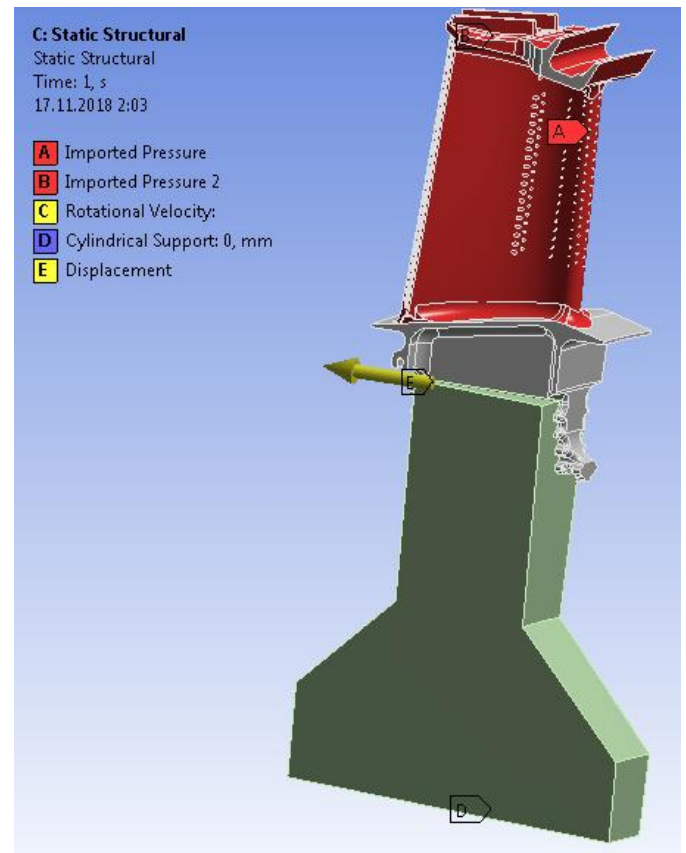
Решение осуществлялось по схеме «high resolution», где уровень сходимости решения определялся по нормализованным среднеквадратичным невязкам, равно  $1\text{E}-4$ , уровень глобальных небалансов 0,01, а физический масштаб времени задавался  $1\text{E}-6$  с.

### **Расчет напряженного состояния исследуемой лопатки.**

На рис. 10 представлены граничные условия для расчета напряженного состояния исследуемой лопатки.



a)



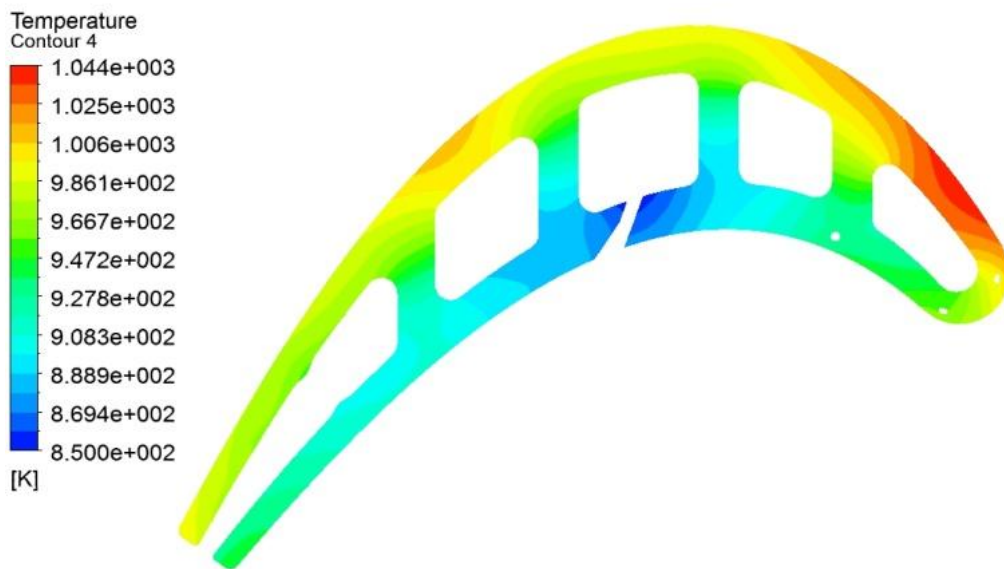
б)

Рис. 10 Граничные условия расчетной модели

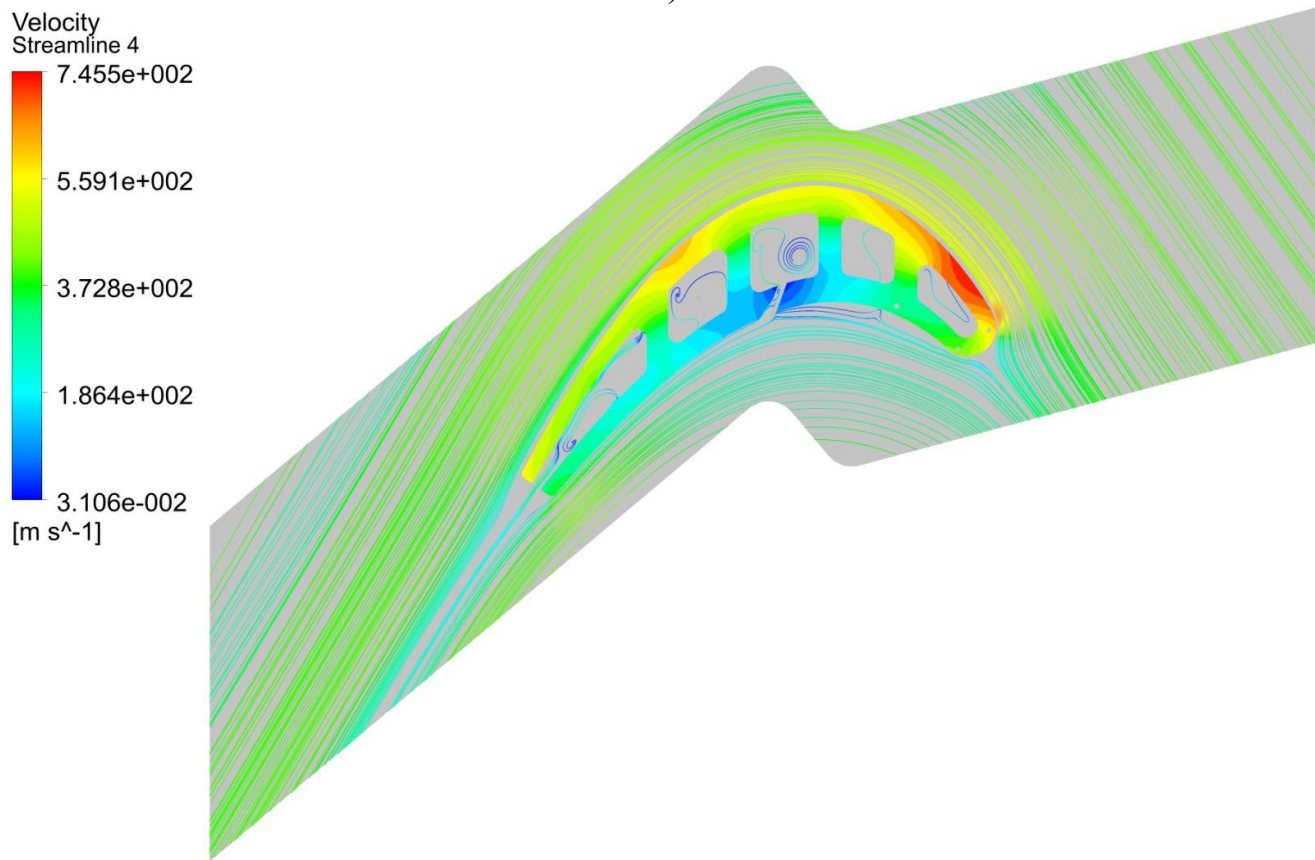
Поле температур газа и градиенты давления передали из результатов сопряженного расчета. В этом расчете моделированы: реальный контакт между лопаткой и диском, в виде: трения; осевую фиксацию лопатки в диске; условие циклической симметрии диска.

На рис. 11–а и 11–б представлены распределение температуры на среднем сечении исследуемой рабочей лопатки турбины и линии тока газа в межлопаточном

канале.



а)



б)

Рис. 11 а) Распределение температуры; б) линии тока в среднем сечении пера лопатки.

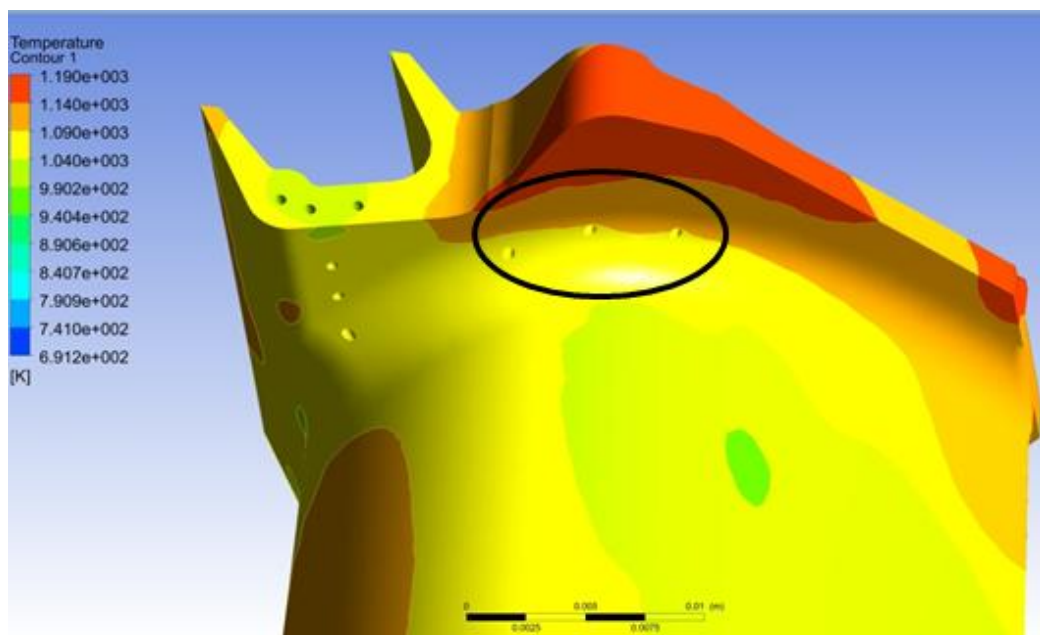


## **Результаты расчетов и оптимизация теплового состояния бандажной полки.**

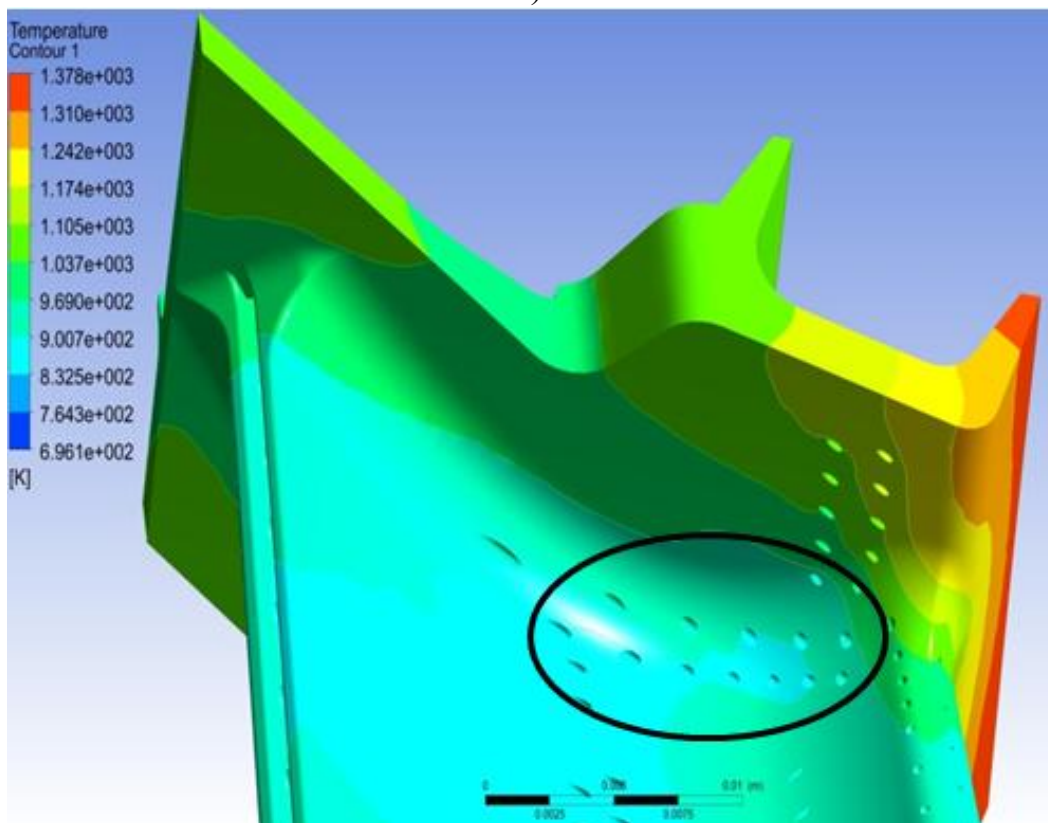
Как отмечалось ранее, в под-полочном сечении исследованной лопатки имеется высокий уровень действующих напряжений изгиба, поэтому здесь необходимо интенсифицировать систему охлаждения с целью снижения уровня температуры в этой части пера лопатки.

На рис. 12 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 равномерно и имеется несколько сниженный уровень температур.

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, под-полочного сечения, потому что это приведёт к втеканию горячего газа в полость лопатки со стороны корыта профиля и её разрушению.



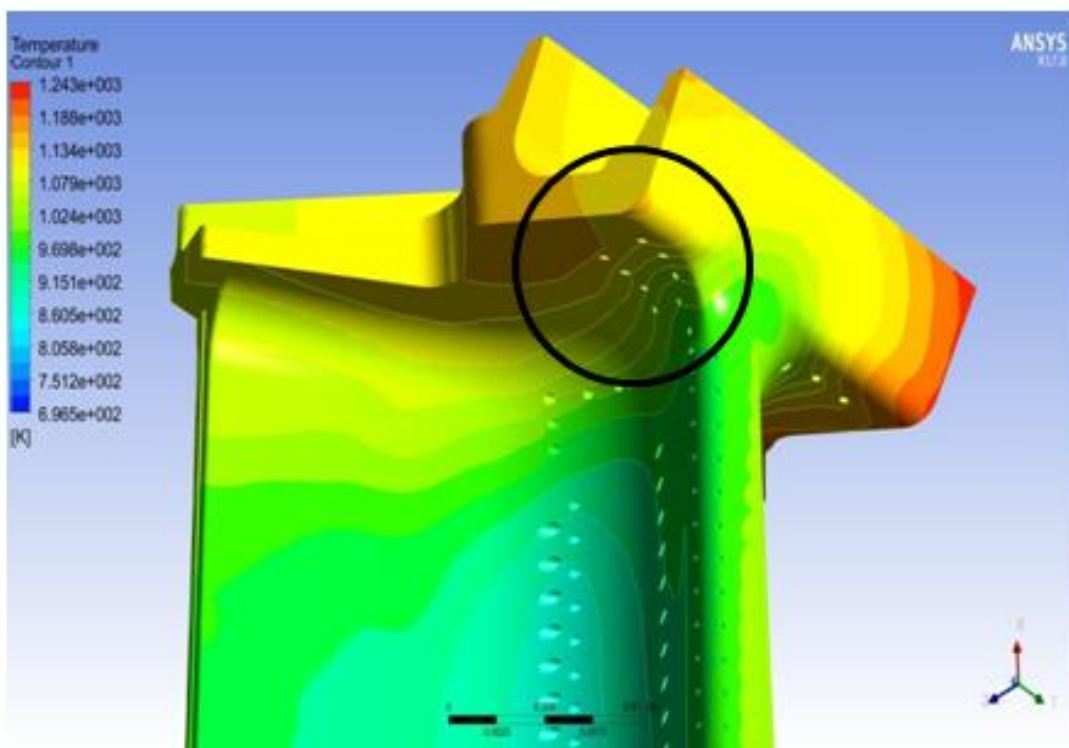
а)



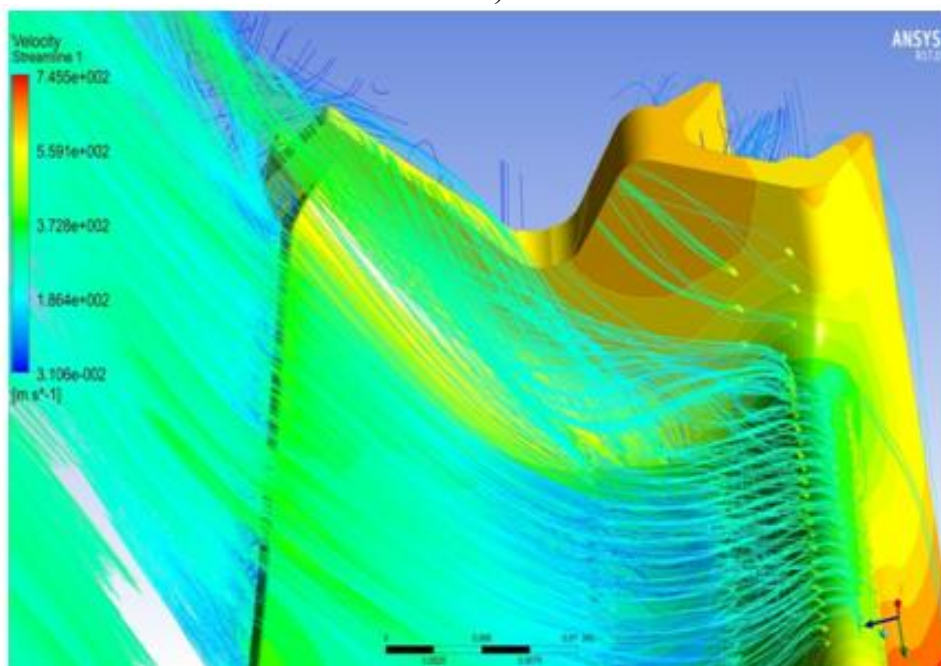
б)

Рис. 12 Результаты исследований интенсивности охлаждения переходной поверхности и бандажной полки пера лопатки ТВД: а) сторона корыта; б) со стороны спинки

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. 13 и рис. 14 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 под-полочного сечения пера лопатки со стороны спинки (рис. 13) и со стороны корыта (рис. 14) профильной части пера лопатки. При анализе этих исследований может быть выбран наиболее целесообразный вариант пленочного охлаждения бандажной полки этой лопатки.

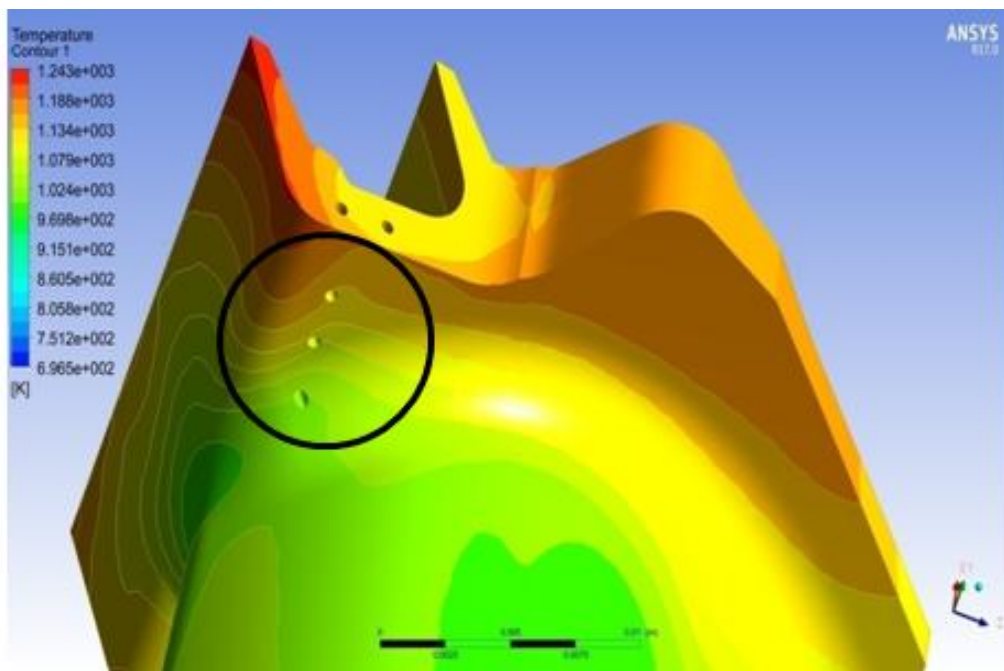


а)

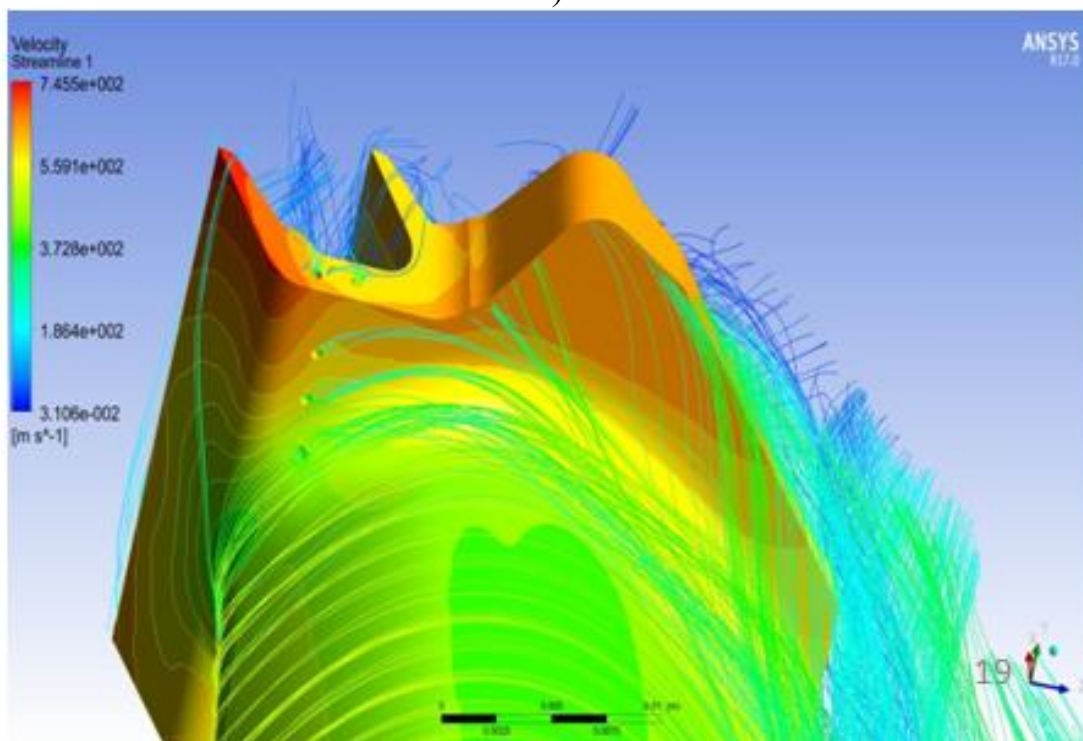


б)

Рис. 13 Исследование изменения температур на внутренней поверхности бандажной полки (а) и вектор скорости потока (б) со стороны корыта лопатки.



a)



б)

Рис. 14 Исследование изменения поля температур (а) и поля скоростей (б) газа на поверхностях бандажной полки и спинки лопатки при их пленочном охлаждении

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.

На рис. 15 представлен результаты оптимизации температурного состояния переднего гребня бандажной полки охлаждающим воздухом, подводимым из внутреннего канала, расположенного в бандажной полке этой лопатки. Для более интенсивного охлаждения переднего гребня, была разработана конструкция бандажной полки с утолщенным профилем, представленная на рис. 16. 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.

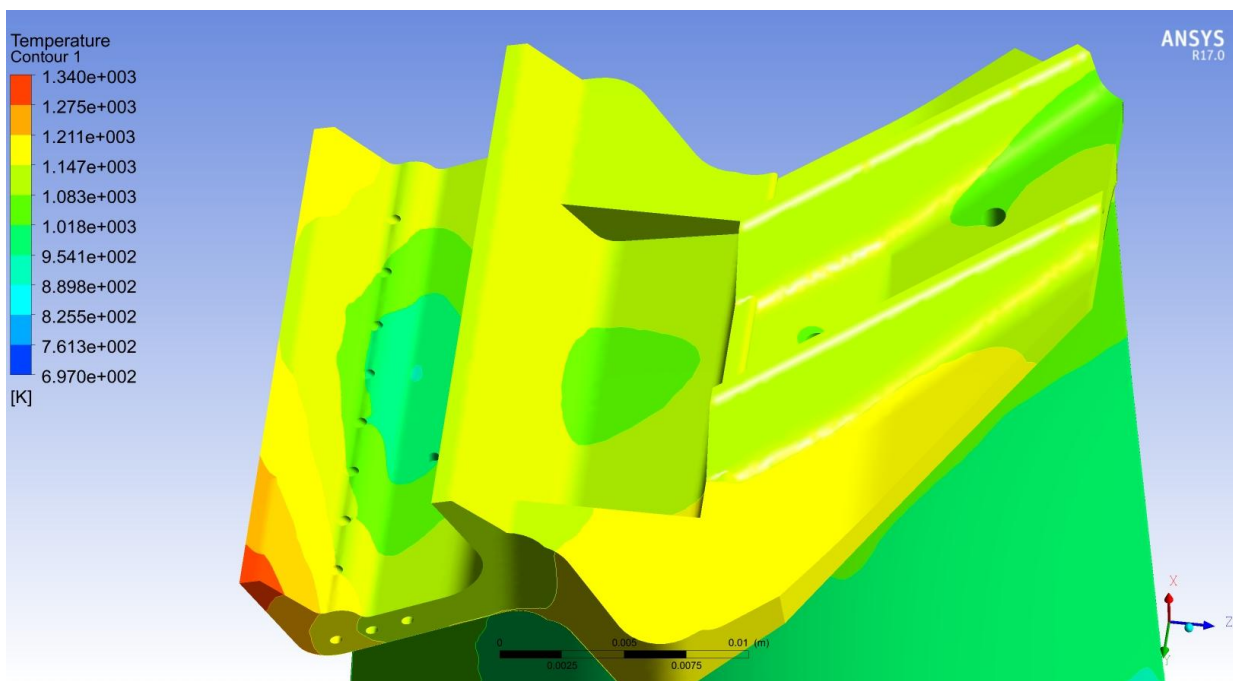


Рис. 15 Распределение температур по бандажной полке, передний гребня лабиринта которой охлаждается пленочным охлаждением сзади.

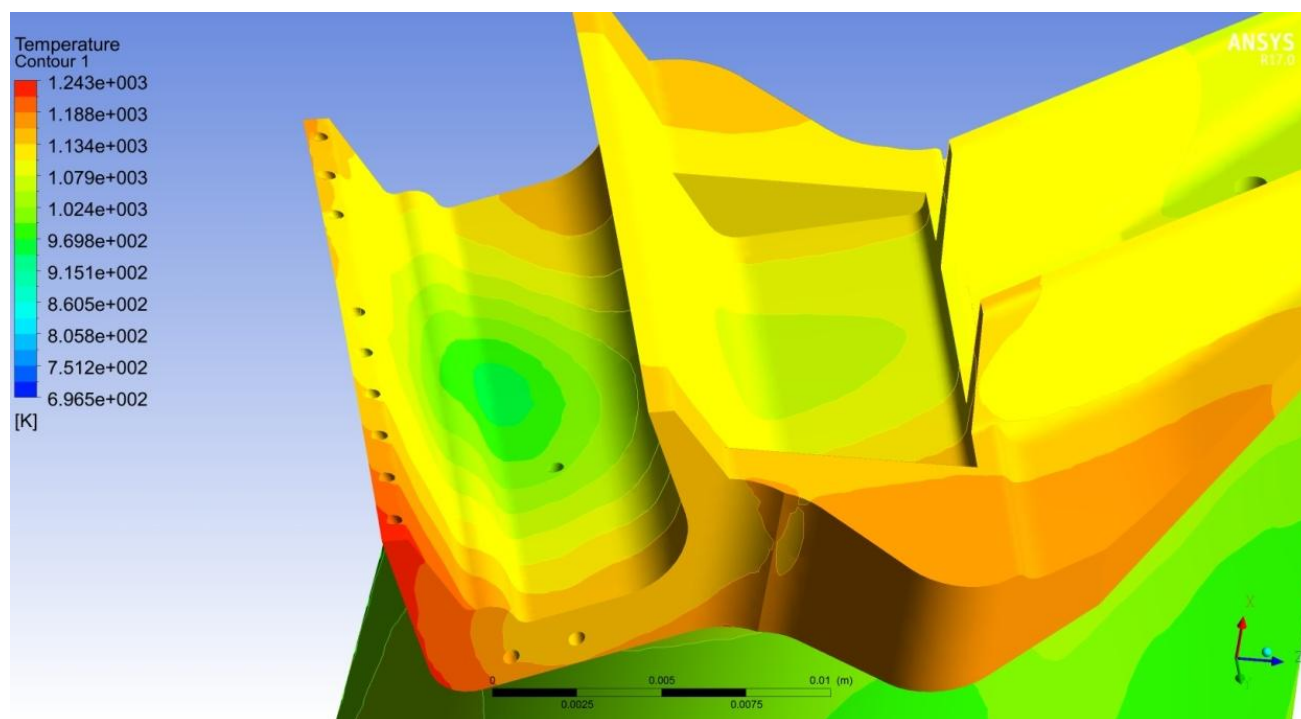


Рис. 16 Конвективное охлаждение изнутри переднего гребня лабиринта

Как видно из рис. 15 и рис. 16, 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.

Кроме этого, можно использовать более эффективную систему охлаждения переднего гребня для снижения его локальной максимальной температуры до величины порядка 1243 К. Для этого был модифицирован раздаточный канал, расположенный внутри полки и обеспечивающий менее интенсивное снижение перепада давлений охлаждающего воздуха по краям бандажной полки.

На рис. 17 показан результат расчета напряженного состояния рабочей лопатки с бандажной полкой. На профильной части пера этой лопатки, напряжение в интервале 230...270 МПа при температуры 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 под-полочном 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 [22-25], где  $\sigma_b = 860$  МПа, то есть местный запас прочности примерно около 2.

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



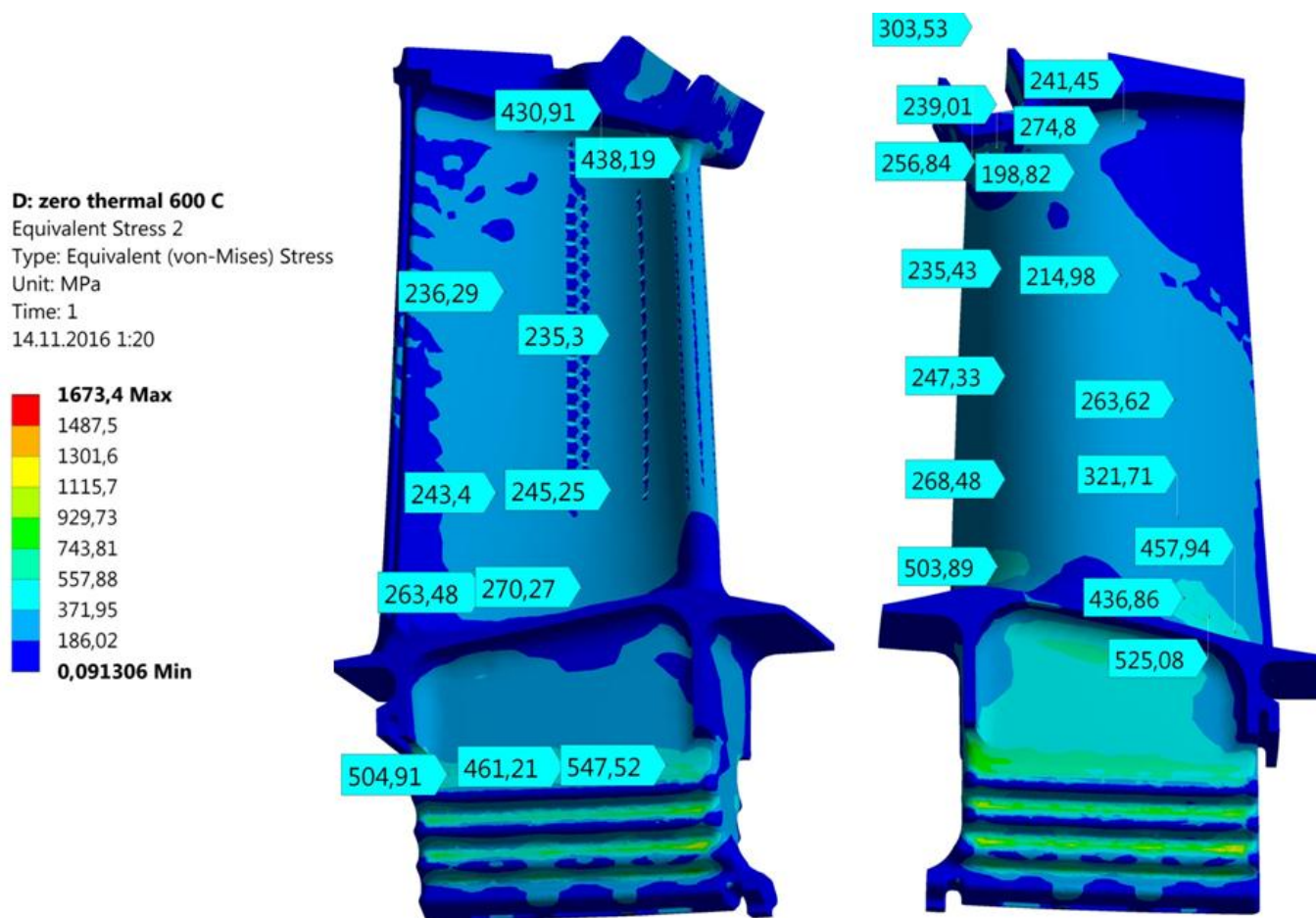


Рис. 17 – Изменение эквивалентных напряжений по высоте исследованной бандажированной лопатки

### Выводы и рекомендации.

1. Для охлаждения различных конструктивных элементов полной бандажной полки, перекрывающей весь межлопаточный канал и устанавливаемой на периферии охлаждаемой рабочей лопатки турбины газогенератора современного авиационного двигателя, имеющего температуру газа, на входе в рабочее колесо турбины газогенератора, не более 1720...1740 К, необходимо использовать комбинированное конвективно-плёночное охлаждение для обеспечения необходимого уровня температуры и запасов прочности различных элементов её конструкции.

2. Применение современных ТЗП, дендритной структуры, позволяет увеличить максимальный уровень используемой температуры газа на входе в турбину газогенератора не более чем на 100 градусов.

### **Библиографический список**

1. Иноземцев А.А. Основы конструирования авиационных двигателей и энергетических установок. - М.: Машиностроение, 2008. Т. 2. – 368 с.
2. Mattingly J.D. Elements of Propulsion Gas Turbines and Rockets, AIAA, 2006, 867 p. ISBN1563477793.
3. Mattingly J.D., Heiser W.H., Pratt D.T. Aircraft Engine Design. Second Edition, American Institute of Aeronautics and Astronautics, 2002, 684 p.
4. Манушин Э.А., Суровцев И.Г. Конструирование и расчет на прочности турбомашин газотурбинных и комбинированных установок. - М.: Машиностроение, 1990. – 400 с.
5. Riznyk S. and Artushenko A. Aeroengine High Pressure Turbine Blade Cooling System Concept. Turbo Expo 2013 // Turbine Technical Conference and Exposition, 2013, vol. 3, pp. 9, [doi:10.1115/GT2013-95789](https://doi.org/10.1115/GT2013-95789).
6. Жирицкий Г.С. Конструкция и расчет на прочность деталей паровых и газовых турбин. – М.: Машиностроение, 1968. – 523 с.
7. Биргер И.А. и др. Расчет на прочность деталей машин. – М.: Машиностроение, 1993. – 640 с.

8. 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.
9. Bunker R.P. Axial turbine blade tips: Function, design, durability // Journal of propulsion and power, 2006, vol. 22, no 2, pp. 271 – 285.
10. Локай В.И., МаксUTOва М.К., Стрункин В.А. Газовые турбины двигателей летательных аппаратов. Теория конструкция и расчёт. - М.: Машиностроение, 1991. – 512 с.
11. Ардатов К.В., Нестеренко В.Г., Равикович Ю.А. Классификация высокоэффективных рекуператоров газотурбинных двигателей // Труды МАИ. 2013. № 71. URL: <http://trudymai.ru/published.php?ID=46706>
12. 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. 5, pp. 10, [doi:10.1115/GT2018-75616](https://doi.org/10.1115/GT2018-75616).
13. Denton J.D. Loss Mechanisms in Turbomachines // Journal of Turbomachinery, 1993, vol. 115, no. 4, pp. 621 – 656.
14. 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.

15. Матушкин А.А, Нестеренко В.Г. Конструктивные методы совершенствования системы пленочного охлаждения рабочих лопаток турбин ВРД // Труды МАИ. 2010. № 39. URL: <http://trudymai.ru/published.php?ID=14813>
16. Гусаров С.А. Оценка канальных потерь в решетках осевых малоразмерных турбин // Труды МАИ. 2012. № 53. URL: <http://trudymai.ru/published.php?ID=29397>
17. Ле Т.З. Нестеренко В.Г. Методы обеспечения конструкционной прочности бандажных полок и оптимизации числа охлаждаемых лопаток высокотемпературных турбин газогенераторов современных авиационных двигателей // II Международный технологический форум «Инновации. Технологии. Производство». Сборник статей. (Рыбинск, 23-25 марта 2015). - Рыбинск: РГАТУ имени П.А. Соловьева, 2015. Т. 2. С. 77 – 80.
18. 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.
19. Ле Т.З. Нестеренко В.Г. Оптимизация системы конвективно-плёночного охлаждения бандажных полок рабочих лопаток высокотемпературных ТВД // 15 Международная конференция «Авиация и космонавтика». Тезисы докладов. (Москва, 14-18 ноября 2016). – М.: МАИ, 2016. С. 302 – 303.
20. Ле Т.З. Нестеренко В. Г. Ревант Р.А. Конструктивное совершенствование критичных узлов и деталей современных и перспективных авиационных двигателей летательных аппаратов // XLII Международная молодежная научная конференция

«Гагаринские чтения-2016». Сборник тезисов докладов. (Москва, 12-15 апреля 2016).– М.: МАИ, 2016. Т. 3. С. 50 – 51.

21. 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/view/439>

22. 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.

23. Петрушин Н.В. Светлов И.Л. Оспенникова О.Г. Литейные жаропрочные никелевые сплавы // Все материалы. Энциклопедический справочник. 2012. № 6. С. 16 – 21.

24. Каблов Е.Н., Петрушин Н.В., Светлов И.Л., Демонис И.М. Никелевые литейные жаропрочные сплавы нового поколения // Авиационные материалы и технологии. 2012. № 5. С. 36 – 52.

25. 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.