

УДК 533.532.5

Конструктивные методы совершенствования системы плёночного охлаждения рабочих лопаток турбин ВРД

В.Г. Нестеренко, А.А. Матушкин

Аннотация

Рассмотрены основные принципы выбора параметров и особенности проектирования системы плёночного охлаждения профильной части пера рабочих лопаток высокотемпературных турбин ВРД при высоких величинах среднemasсовой температуры газа $1650\text{K} < (T^*)_{\text{газ}} < 1850\dots 1900\text{K}$ за сопловым аппаратом турбины на входе в рабочее колесо. Выявлена целесообразность ориентирования каналов заградительного охлаждения под углом к оси турбины, близко к радиальному направлению. В этом случае дискретные струи индивидуальных каналов образуют единую заградительную пелену и их тепловая эффективность становится сопоставимой с системой охлаждения, состоящей из отдельных щелей. Также исследованы возможности экономии расхода охлаждающего воздуха, затрачиваемого на охлаждение лопаток рабочего колеса турбины. С этой целью, различные участки пера по высоте лопатки, а также её вогнутую и выпуклую стороны, следует охлаждать дифференцированно, в соответствии с имеющимся распределением температуры газа на профильной части пера лопатки и уровнем неравномерности радиальной эпюры температуры газа на входе в турбину.

Ключевые слова

Профиль; лопатка; решётка; ротор; теплопередача; плёночное охлаждение; конструкция; ступень; ребро.

Введение

В настоящее время уровень максимальной температуры газа перед турбиной в современных ВРД является одним из критериев технического совершенства конструкции всего двигателя. Это обстоятельство требует, с одной стороны, разработки всё новых и новых конструктивных решений и более эффективных схем охлаждения. С другой стороны, параллельно, необходимы работы по повышению прочностных характеристик материалов, из которых изготавливаются лопатки турбин, применению более совершенных теплозащитных покрытий и существенному улучшению технологии изготовления каналов охлаждения и всей охлаждаемой лопатки в целом. Если рассматривать характеристики лучших отечественных материалов, применяемых в настоящее время, то, как следует из Рис.1, где представлена зависимость изменения величины предела прочности σ_B от параметра Мюллера - Ларсена $P = T_{л} \cdot (\lg \tau + 20)$, связывающего в единую зависимость температуру металла лопатки ($T_{л}$) в градусах Кельвина и требуемую длительность её ресурса (τ) в часах [1], и сравнить, для примера, характеристику двух материалов, ЖС26 и ВКЛС-20, то при величине $\sigma_B = 16 \text{ дан/мм}^2 = \text{Const}$ параметр P меняется от $29 \cdot 10^3$ до $30,3 \cdot 10^3$, т.е. увеличивается на 4,3%.

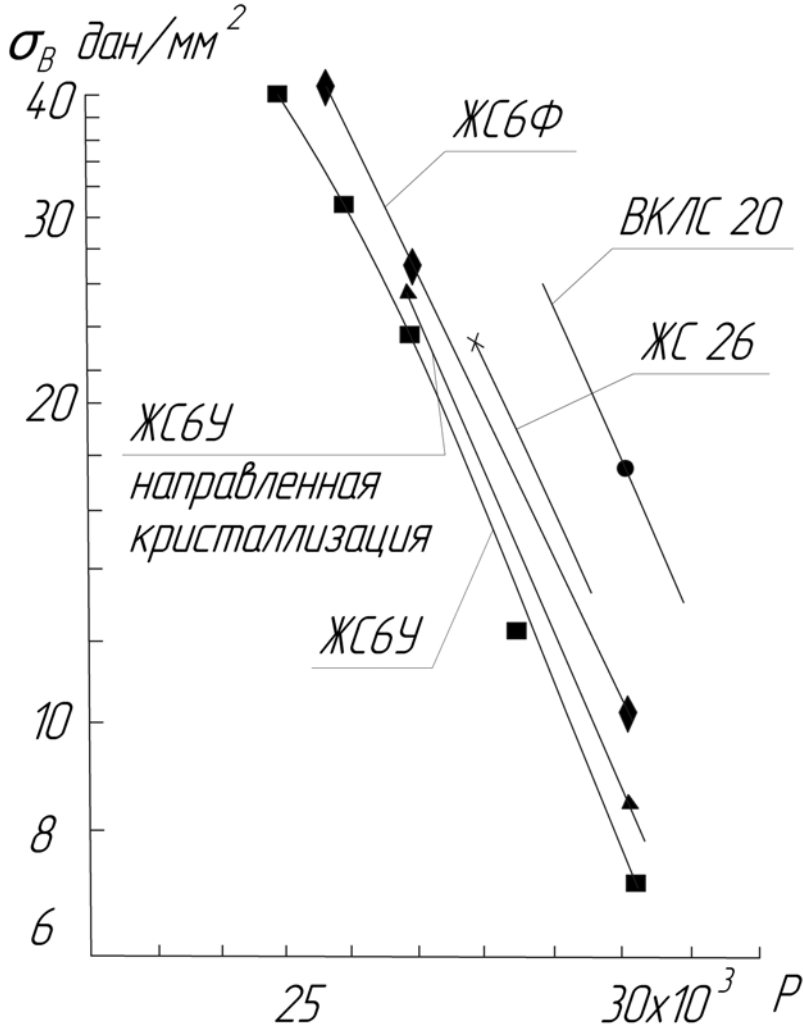


Рис.1. Зависимость изменения величины предела прочности σ_B от параметра Мюллера - Ларсена.

Таким образом, применение лучшего в настоящее время материала ВКЛС-20, при исходной температуре лопатки ($T_{л}$) = 1173К, допустимой для сплава ЖС26, позволяет снизить температуру лопатки примерно на 50,4° или на такую же величину повысить температуру газа перед турбиной. Очевидно, что значительно больший эффект можно получить от совершенствования системы охлаждения. Как видно из графиков, представленных на Рис.1, при температуре металла лопатки рабочего колеса турбины в 920°С (ТРДДф F100) при увеличении интенсивности охлаждения с величины $\theta = 0,4$ до 0,5 среднemasсовая температура газа перед турбиной может быть увеличена на 200°К, т.е. с 1640К до 1840К. Обычно, интенсивность охлаждения лопатки или безразмерная глубина охлаждения определяется параметром θ :

$$\theta = [(T^*)_{газ} - (T_{л})] / [(T^*)_{газ} - (T_{охл.воз.})] \quad (1)$$

где: ($T_{охл.воз.}$) – температура охлаждающего воздуха в градусах Кельвина.

Чем выше величина θ , тем температура лопатки меньше отличается от температуры охлаждающего воздуха и тем лучше она охлаждается. На Рис.2 приведены характеристики эффективности охлаждения двух типов лопаток с конвективным охлаждением. Одна из них, с радиальным течением воздуха во внутренней полости, имеет вертикальную перегородку, разделяющую лопатку на две части.

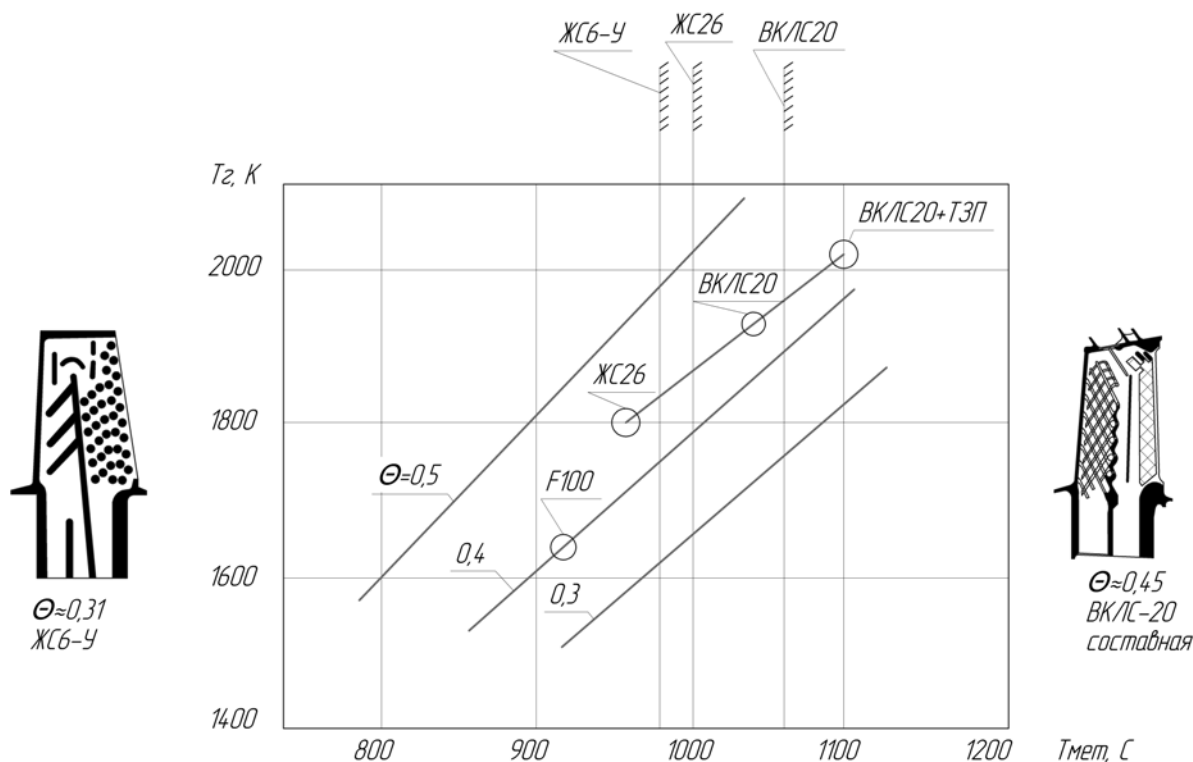


Рис.2. Характеристики эффективности охлаждения лопаток ТВД с конвективным охлаждением.

В передней полости имеются наклонные полурёбра - турбулизаторы, высотой 0,3...0,5 мм, установленные на внутренних поверхностях корыта и спинки. За вертикальной перегородкой, во второй полости, имеются только цилиндрические штырьки – турбулизаторы системы охлаждения. Общая интенсивность охлаждения невысока и составляет величину $\theta_{cp} = 0,3...0,35$ в зависимости от толщины стенки профиля. Более эффективна схема охлаждения, с винтоканальной матрицей и компланарно расположенными рёбрами, высота которых доходит до средней линии внутренней полости профиля, схема которой показана с правой стороны Рис.2. Эта лопатка со схемой охлаждения, называемой «вихревая матрица» [2], имеет эффективность охлаждения, равную $\theta_{cp} = 0,4...0,45$.

Принципиально больший уровень эффективности системы охлаждения можно достигнуть при применении плёночного, заградительного охлаждения $\theta_{cp} = 0,5...0,65$ при $G_{охл.воз} \leq (5...7)\%$. При введении отверстий, соединяющих внутренние каналы с наружной поверхностью лопатки, омываемой горячим газом, через них вытекает дополнительное количество воздуха, охлаждающего прилегающие участки наружной поверхности лопатки. Тем самым, несколько снижается градиент температуры между внутренней и наружной поверхностями лопатки, что дополнительно способствует увеличению её ресурса и надёжности работы. Однако такие отверстия являются концентраторами напряжений. По этой причине, в процессе эксплуатации имеют место сколы теплозащитного покрытия в районе расположения отверстий. С другой стороны, введение отверстий перфорации на вогнутой поверхности профильной части пера лопатки способствует снижению неравномерности температуры в поперечном направлении профильной части пера лопаток [3]. Другая серьёзная проблема возникает при запуске двигателя. Она связана с появлением термоусталостных напряжений. Кромки лопаток более чувствительны к изменению температуры, чем срединная часть профиля, поэтому при запуске двигателя они прогреваются сильнее, а при останове быстрее охлаждаются, что создаёт в стенках охлаждаемой лопатки значительные знакопеременные температурные градиенты и дополнительные знакопеременные напряжения. Таким образом, задача совершенствования системы охлаждения современных и перспективных конструкций лопаток турбин должна решаться в двух направлениях. Первое направление заключается в повышении эффективности охлаждения лопатки, при минимальных затратах охлаждающего воздуха. Второе направление включает в себя разработку схем охлаждения и определение таких конструктивных параметров каналов перфорации, которые дают приемлемые по условиям прочности температурные градиенты

материала лопатки в сочетании с небольшими дополнительными аэродинамическими потерями в турбине. Рассмотрим эти задачи более подробно.

Анализ параметров, конструктивных схем и требований к эффективности охлаждения современных лопаток рабочего колеса турбин высокого давления (ТВД).

На Рис.3 показана конструктивная схема воздушного охлаждения двухступенчатой турбины ВРД, где лопатки соплового аппарата и рабочего колеса ТВД выполнены с конвективно-плёночным охлаждением профиля в отличие от лопаток конвективного охлаждения, характеристики которых были представлены на Рис 2.

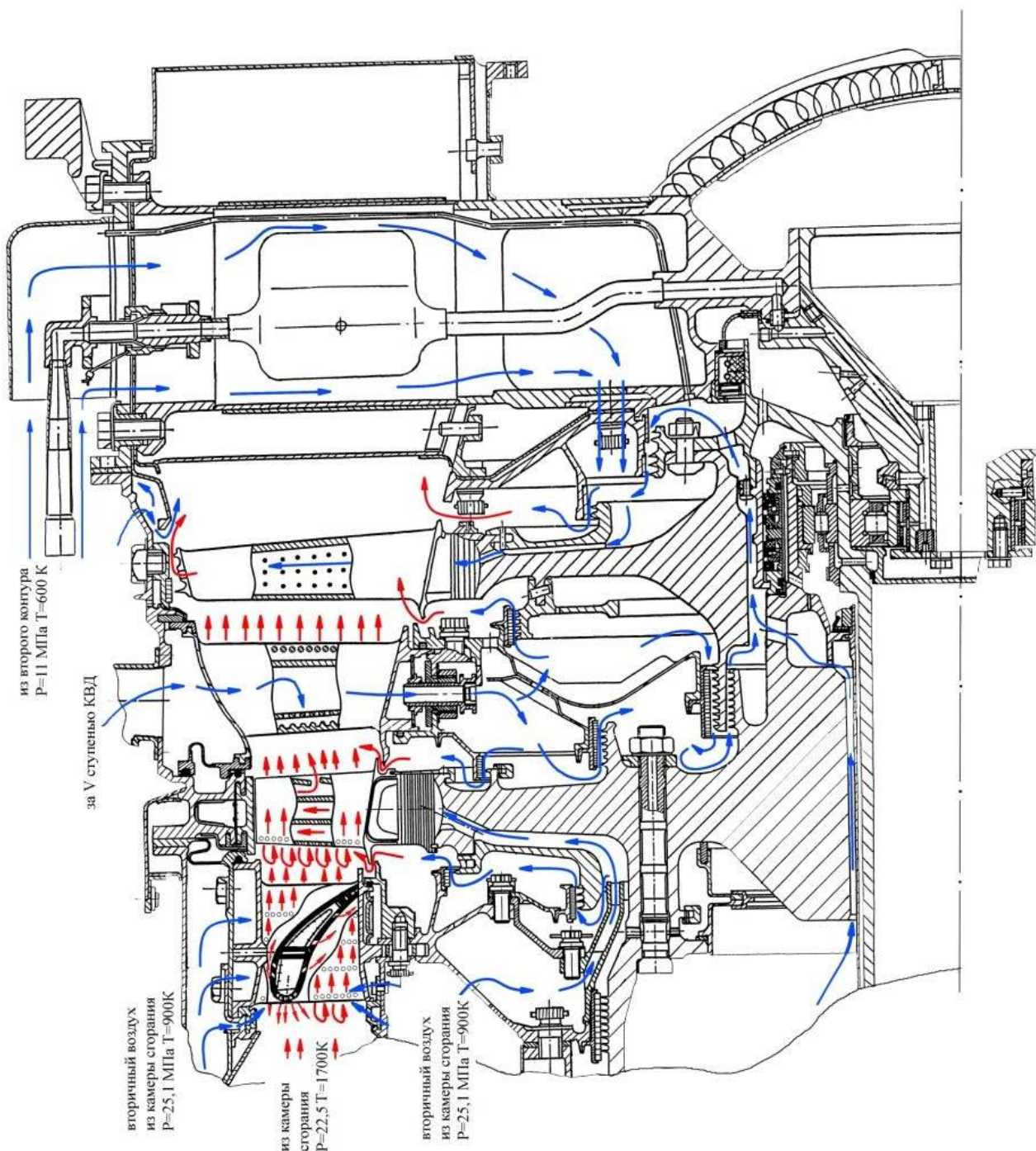


Рис.3. Конструктивная схема воздушного охлаждения двухступенчатой турбины ВРД.

Следует отметить большую разницу в уровне максимальных температур газа, который обтекает сопловой аппарат и рабочую лопатку турбины в авиационных ВРД. За камерой сгорания, на входе в сопловой аппарат ТВД, всегда имеется значительная окружная неравномерность газа, составляющая не менее 15...25% [4] от его среднемассовой температуры, определяемой по величине расхода топлива. Вследствие этого, например, при среднемассовой температуре газа, равной 1700К, местная максимальная температура на входе в сопловой аппарат турбины может быть равной примерно 1955...2125К. Поскольку современные жаропрочные материалы ограничивают предельную температуру металла значениями $T_{л} \leq 1325\text{К}$, то в данном случае требуемый уровень охлаждения равен $\theta_{ср} = 0,6 \dots 0,65$.

В то же время в рабочей лопатке ТВД температура газа, обтекающего профиль, существенно меньше. При её определении необходимо учитывать: выбранную величину реактивности ступени; радиальную неравномерность температуры газа на входе в рабочее колесо турбины (см. Рис.4); отличия температур газа на вогнутой и выпуклой сторонах лопатки, которые определяются в том числе и распределением скоростей газа в межлопаточном канале решётки профилей (см. Рис.5) и т.д.

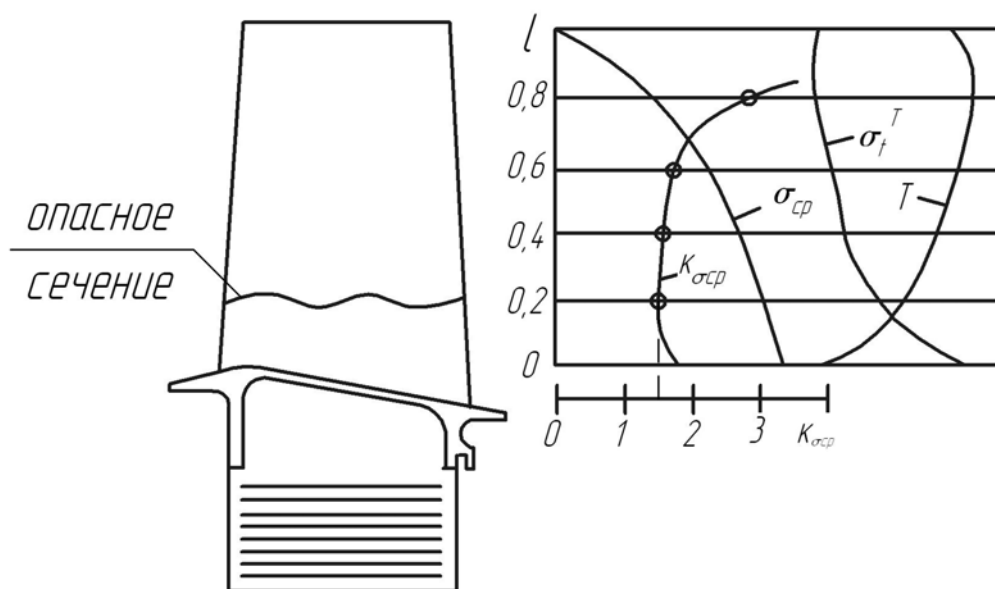


Рис.4. Запас прочности, эпюры радиальной температуры и напряжений по высоте лопатки рабочего колеса турбины авиационного ВРД.

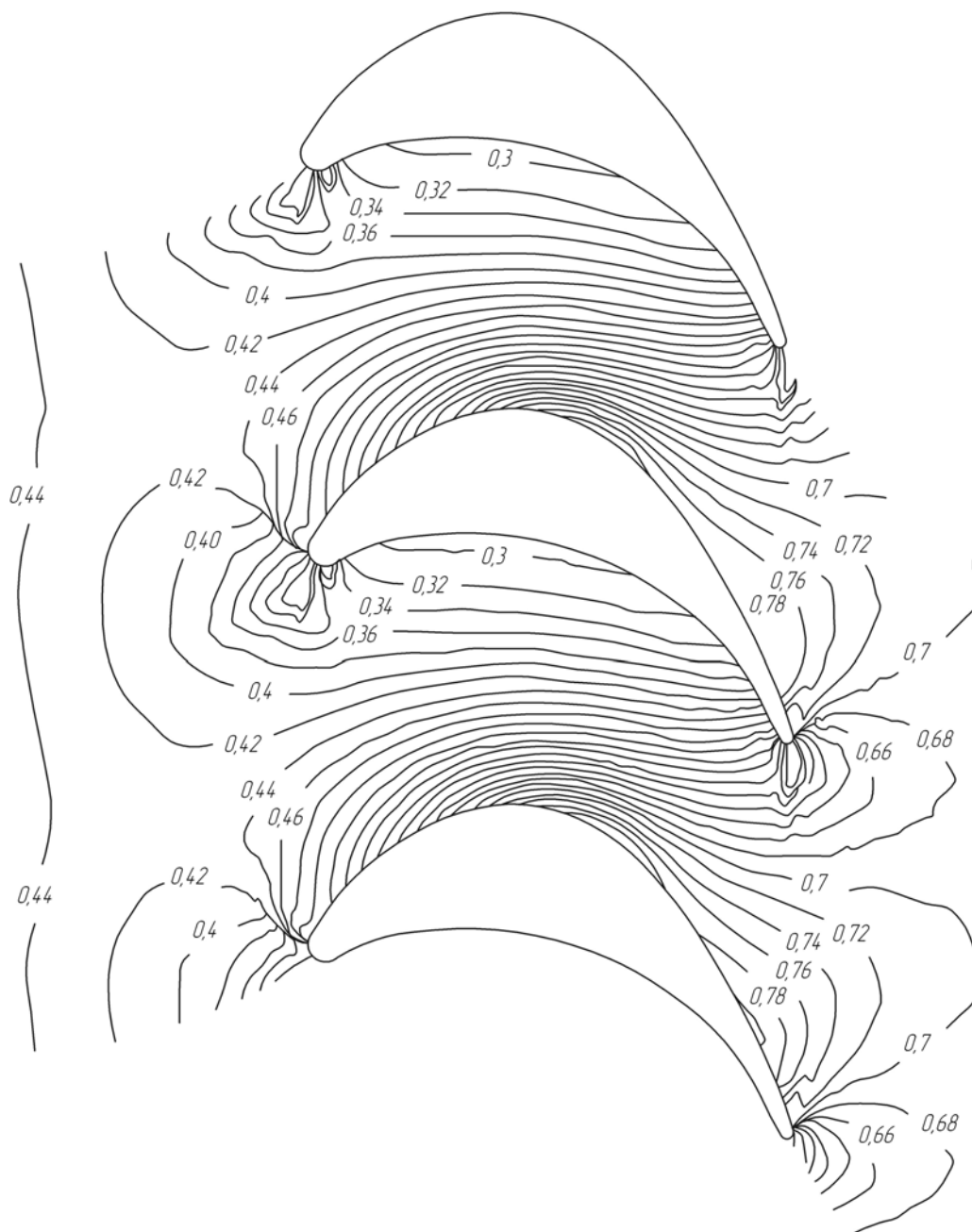


Рис.5. Эпюры относительных скоростей λ в межлопаточном канале в среднем сечении лопатки рабочего колеса турбины ГТД.

Как видно из Рис.6, наибольшую температуру лопатка имеет на входной кромке и в нижней срединной части вогнутой поверхности пера лопатки. Разница между максимальной и минимальной величиной температуры по высоте вогнутой поверхности в рассматриваемой лопатке конвективного охлаждения составляет примерно 200°K . При проектировании лопаток конвективно - плёночного (заградительного) охлаждения оптимальный уровень температур по

высоте лопатки может быть получен за счёт коррекции количества охлаждающего воздуха, подводимого в ту или иную область наружной поверхности лопатки через отверстия перфорации.



Рис.6. Распределение температур материала лопатки с конвективным охлаждением на вогнутой стороне профильной поверхности пера, полученное с помощью термокрасок Роллс-Ройс.

На Рис 7 показана вогнутая сторона лопатки рабочего колеса ТВД ТРДД Д-18Т с бандажной полкой, где величина $(T^*)_{\text{газ.мах}} = 1600\text{K}$. В высокотемпературных турбинах установка

бандажной полки в лопатках ТВД, в ряде случаев, требует дополнительного охлаждения полки и подполочных сечений пера лопатки.

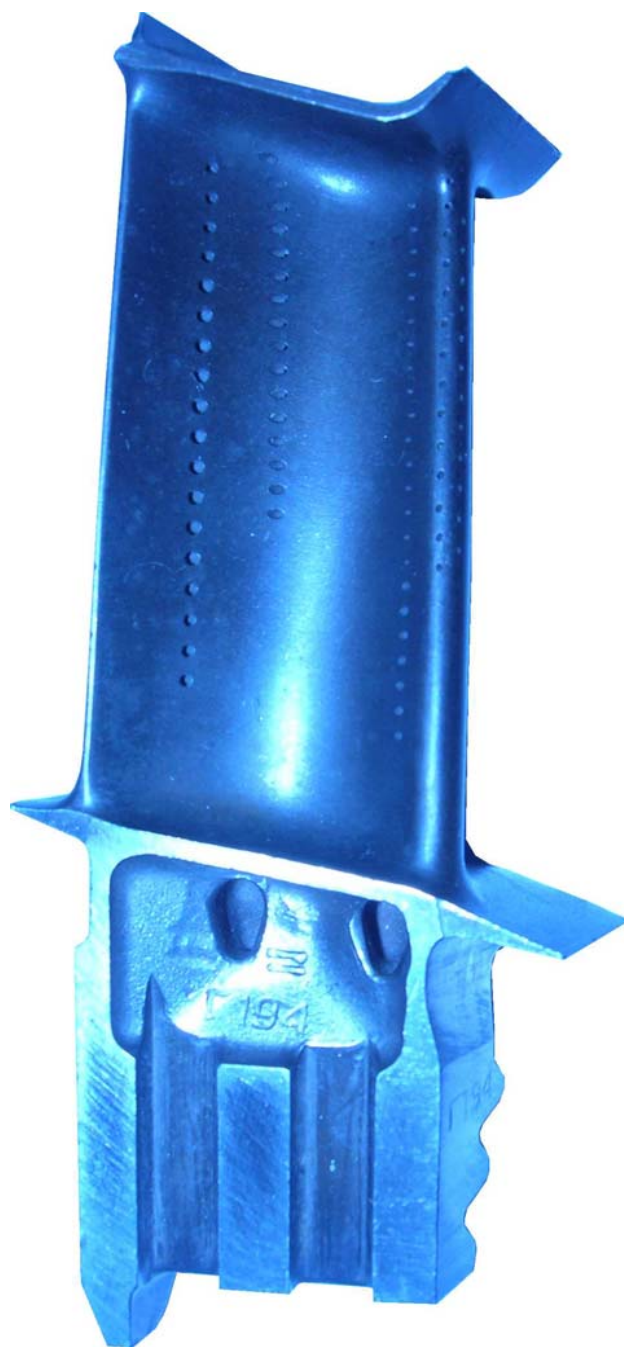


Рис.7. Лопатка рабочего колеса 1-й ступени турбины ТРДД Д18Т с дифференцированными диаметральными размерами каналов плёночного охлаждения и различной ориентацией относительно оси турбины.

Кроме того, из-за наличия полки эти лопатки проектируются с небольшим шагом решётки, поэтому профили, образующие лопатку, имеют малую толщину и стеснённый внутренний объём каналов охлаждения. На входной кромке рассматриваемой лопатки каналы перфорации наклонены к верхней части пера с целью снижения аэродинамического сопротивления выхода

охлаждающего воздуха от набегающего потока газа. Диаметральный размер этих каналов равен примерно 0,35 мм. Со стороны корыта имеется три ряда перфорации: ближний, расположенный у входной кромки, имеет полную длину по высоте пера и увеличенные диаметральный размеры каналов перфорации в нижней трети лопатки; в заднем ряду отверстия не доходят до корня примерно на четверть высоты и их каналы имеют в средней части этого ряда максимальный диаметр, равный примерно 1,0 мм, по концам лопатки он уменьшается и равен 0,7 мм; в среднем ряду каналы перфорации выполнены только в верхней половине лопатки. Очевидно, что столь сложная схема воздушной системы охлаждения лопатки определена на основании результатов длительной доводки конструкции в земных и высотных условиях эксплуатации, где из-за низких чисел Re растёт гидравлическое сопротивление внутренней полости и эффективность охлаждения лопатки падает. Как известно, ресурс «горячей» части отечественных ВРД практически вдвое меньше, чем ресурс их «холодной» части. Поэтому задача по повышению эффективности системы охлаждения лопаток перспективных и современных высокотемпературных турбин имеет важное практическое значение.

На Рис.8 представлена конструктивная схема бесполощной лопатки авиационной ТВД с конвективно-плёночным охлаждением, где величина $(T^*)_{газ,макс} = 1700K$, $G_{охл.воз} = 4,3\%$, а средняя величина эффективности охлаждения равна $\theta_{ср} = 0,43$.

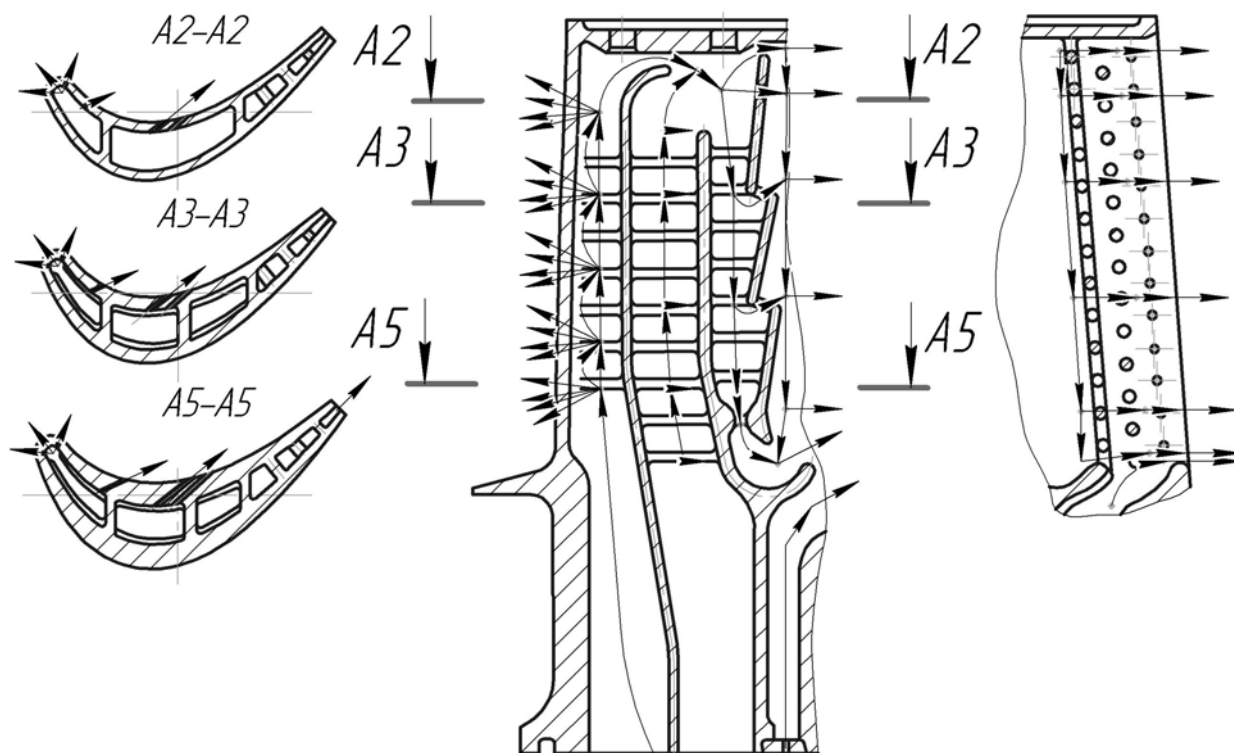


Рис. 8. Конструктивная схема лопатки рабочего колеса ТВД с плёночным охлаждением.

Эта величина близка к эффективности охлаждения лопатки с конвективным охлаждением и винтоканальной матрицей, показанной на Рис. 2. Однако, с точки зрения снижения градиентов

температуры в поперечном направлении пера лопатки, т.е. разницы температур корыта и спинки лопатки, она, безусловно, имеет существенное преимущество. Кроме того, эта лопатка имеет меньшую массу и, следовательно, меньшую величину напряжений растяжения и контурной центробежной нагрузки на обод диска турбины. Все шесть рядов отверстий перфорации не доходят до корневого сечения примерно на пятую часть её высоты. Рассмотрим некоторые конструктивные особенности каналов плёночного охлаждения этой лопатки. На входной кромке лопатки располагаются три ряда отверстий перфорации диаметром 0,35 мм (-0,05 мм), наклонённых к периферии лопатки под углом 45°. На вогнутой стороне профиля имеются три ряда перфорации, при этом, первый ряд имеет диаметры каналов равные 0,35 мм, а два последующих – 0,47мм. Необходимо отметить, что существующие технологические методы изготовления каналов перфорации позволяют выполнять их с большой точностью $\Delta d_{\text{отв}} = - (10...14\%)$, в то время как выходные щели каналов охлаждения литых лопаток турбин выполняются со значительно большими отклонениями. Каналы перфорации ориентированы вдоль оси турбины, поэтому углы наклона струй охлаждающего воздуха, показанные на Рис. 8, относительно линий тока горячего газа, большие, примерно 30°. Очевидно, что этот угол желательно уменьшить примерно вдвое, тогда эффективность заградительного охлаждения увеличится, при сохранении уровня отбора охлаждающего воздуха из проточной части компрессора.

Другой способ повышения эффективности охлаждения состоит в увеличении количества рядов перфорации и, следовательно, суммарных расходов охлаждающего воздуха. На Рис.9 показан профиль среднего сечения охлаждаемой лопатки рабочего колеса ТВД [5] повышенной эффективности охлаждения, с десятью каналами перфорации, расход охлаждающего воздуха равен $G_{\text{охл.воз}} = 5,2\%$, $\theta_{\text{ср}} = 0,5...0,6$, где максимальная величина эффективности охлаждения относится к средней части профиля. Эта лопатка имеет прямые рёбра-турбулизаторы на внутренней поверхности профиля. При расположении ребер в наклонном, относительно оси турбины положении, конвективная составляющая эффективности охлаждения могла бы повыситься, тем самым увеличивая суммарную среднюю эффективность охлаждения лопатки в целом.

№ряда	1	2	3	4	5	6	7	8	Вых.кр.
α°	38	67	76	90	90	38	35	35	
GB%	0,45	0,28	0,27	0,4	0,39	0,48	0,48	0,54	1,23

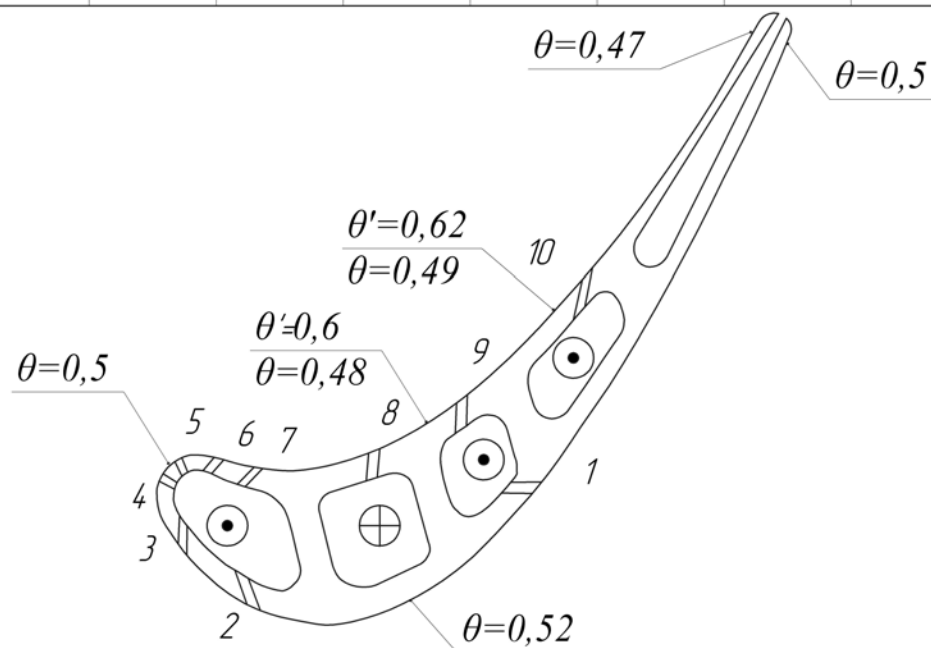


Рис.9. Профиль среднего сечения лопатки рабочего колеса ТВД с плёночным охлаждением, каналы которого ориентированы вдоль оси турбины:

первый вариант, каналы 8,9 – отсутствуют, $\theta_{cp} = 0,58$; $G_{охл} = 5,13\%$

второй вариант, имеются дополнительные каналы 8,9, $\theta'_{cp}=0,63$.

Анализ конструктивных схем и эффективности охлаждения современных лопаток рабочего колеса ТВД с выходом охлаждающего воздуха на поверхности спинки и корыта профиля под наклоном, близким к радиальному направлению.

Типовые и наиболее распространённые дефекты современных высокотемпературных охлаждаемых лопаток турбин связаны с недостаточной эффективностью системы охлаждения, выявляемой в процессе эксплуатации. Наиболее часто встречающиеся дефекты охлаждаемых рабочих лопаток ТВД это: трещины на входной и выходной кромках, нарушение (сколы) теплозащитного покрытия, перегрев материала и, в крайнем случае, обрывы лопаток. Не все эти дефекты в полном объёме можно связать с недостаточной эффективностью системы охлаждения лопатки. Однако очевидно, что отверстия перфорации на входной кромке являются концентраторами напряжений. Поэтому целесообразно рассмотреть вариант охлаждаемой лопатки без перфорации входной кромки. Такого типа лопатка представлена на Рис.10. Рассмотрим конструктивную схему комбинированной конвективно-плёночной системы охлаждения рабочей лопатки ТВД с четырьмя каналами подвода охлаждающего воздуха из её замковой части. Входная кромка имеет конвективное охлаждение закрученным потоком, подаваемым из радиального канала через отверстия, расположенные в перегородке.

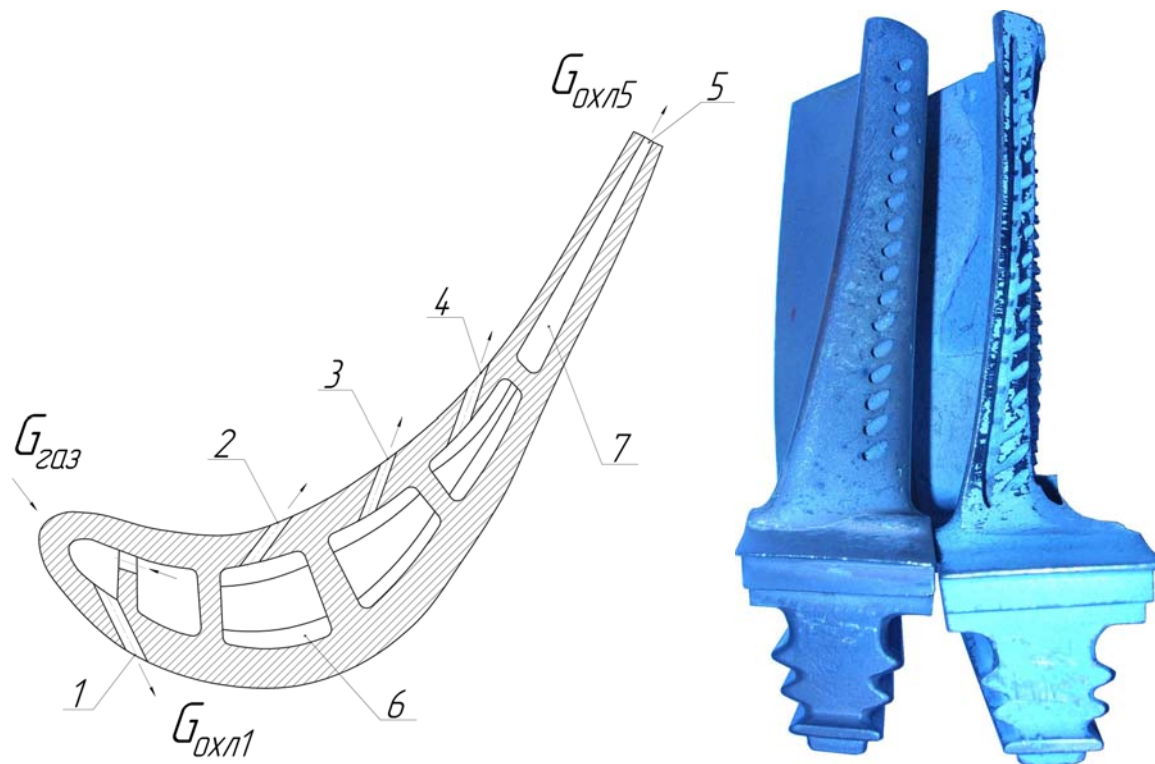


Рис.10. Охлаждаемая лопатка без перфорации входной кромки (циклонная схема охлаждения входной кромки).

Выход закрученного потока осуществляется через каналы диаметром 1,0 мм, расположенные на спинке профиля, где имеет место максимальное разрежение газа, под углом к оси турбины равным 45° . Тем самым обеспечивается большой расход охлаждающего воздуха через этот ряд отверстий, примерно 1,5 % и высокий уровень интенсивности охлаждения $\theta_{cp} = 0,5$. Показанный на схеме элемент 7 является вихревой матрицей, образованной компланарными рёбрами, расположенными под углом к оси двигателя, которые соприкасаются друг с другом по средней линии профиля. Между входным радиальным каналом, откуда подаётся воздух в полость входной кромки, и выходной щелью имеются три радиальных канала, с наклонными рёбрами турбулизаторов, на схеме элемент 6, высотой 0,4 мм. Через отверстия перфорации, на схеме 2,3,4 охлаждающий воздух подводится к наружной поверхности корыта профиля. Лопатка такого типа работоспособна при температуре газа на входе в турбину несколько выше 1840К.

Каналы охлаждения малого диаметра изготавливаются индивидуальным электроэрозионным «сверлением», вращающимся трубчатым электродом с прокачкой рабочей среды через внутреннюю полость. Таким образом, современные технологические возможности позволяют каждый канал плёночного охлаждения изготавливать индивидуально, с острым углом относительно наружной поверхности профиля не более $16...24^\circ$ и ориентированных в радиальном направлении таким образом, чтобы дискретные струи образовывали сплошную пелену,

приближающуюся по эффективности охлаждения к сплошной щели. По существу в этом случае имеет место перекрёстный ток струй охлаждающего воздуха и горячего газа, способствующий их интенсивному перемешиванию. Струя, движущаяся под углом к сносящему потоку, искривляется. При этом, пелена интенсивно «прижимается» к поверхности пера лопатки вследствие эффекта Коанда, состоящего в том, что при истечении плоских струй под острым углом к поверхности создаётся зона разрежения, вследствие подсоса между струёй и этой поверхностью. Условно принимается, что параметры охлаждающего воздуха в месте прилегания пелены и в месте его выпуска одинаковы [6]. На Рис.11 представлена лопатка рабочего колеса ТВД ТРДДф EJ-200 с многоходовыми каналами плёночного охлаждения малого диаметра, ориентированными в радиальном направлении, поперёк основного потока горячего газа.



Рис.11. Лопатка рабочего колеса 1-ой ступени турбины ТРДДф EJ-200 с многоходовыми каналами плёночного охлаждения малого диаметра, ориентированными в радиальном направлении.

Схема плёночного охлаждения, реализованная в этой лопатке, представляет большой интерес, поскольку проектировщик турбины (Роллс-Ройс) получил разрешение на эксплуатацию горячей части двигателя EJ-200 без ограничений, в пределах 1600 ч., в соответствии со стандартом FOC (Full Operational Clearance). Термодинамические параметры отечественного ТРДДф РД33МК и иностранного EJ-200 близки, в то же время анализ реализованных схем плёночного охлаждения показывает, что рабочая лопатка ТВД EJ-200 имеет большее число рядов перфорации, каналы которых образуют более острый угол с поверхностью наиболее нагретой вогнутой стороны лопатки, поэтому она охлаждается с большей интенсивностью.

В заключение этого раздела, представим экспериментальную лопатку (см. Рис. 12) с максимально возможной «плотностью» рядов плёночного охлаждения, расположенных на вогнутой стороне профильной части пера лопатки [7].

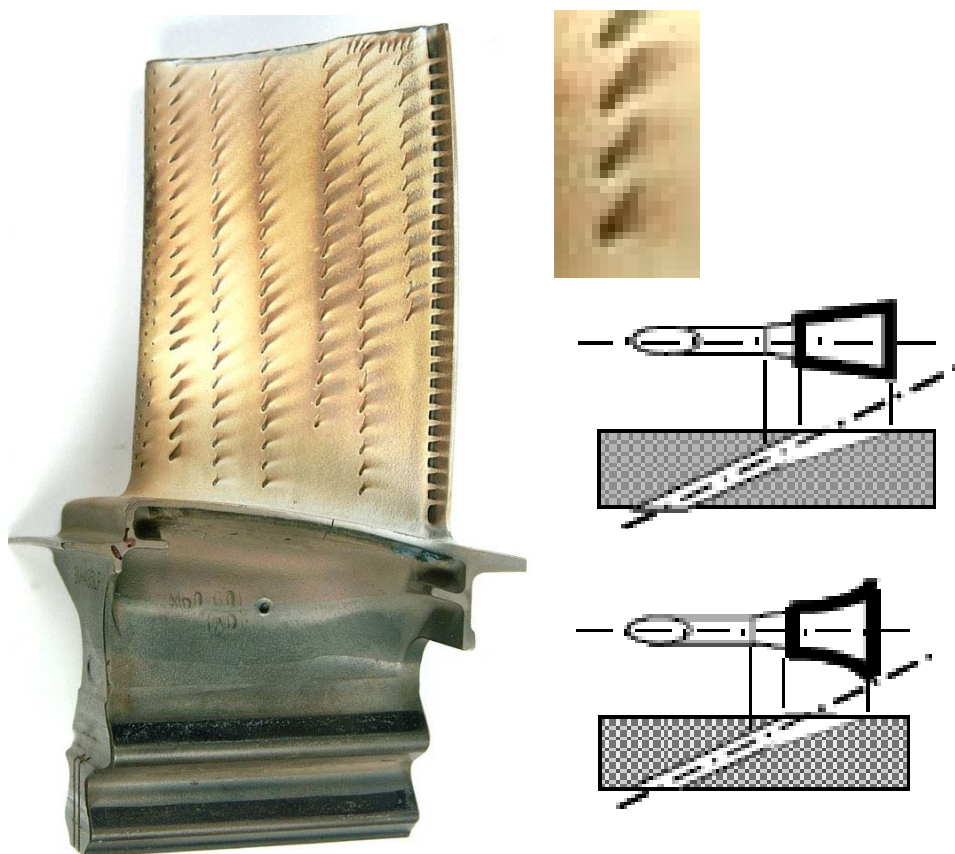


Рис.12 Лопатка с каналами плёночного охлаждения типа Fan-Shapes.

По принципам проектирования, положенным в основу формирования схемы системы плёночного охлаждения этой лопатки, её конструкция близка к проекту рабочей лопатки 1-ой ступени ТВД перспективного отечественного ТРДД ПД-14, за исключением формы выходной части канала,

обеспечивающей лучшую интенсивность плёночного охлаждения лопатки, показанной на Рис.12. Этот вопрос будет рассмотрен далее, в третьей части данной работы.

Форма каналов плёночного охлаждения

В отечественной практике каналы плёночного охлаждения лопаток турбин выполняются только цилиндрической формы. На выходе из такого канала, на профильной поверхности пера образуется эллипс, большая ось которого, при известном диаметре цилиндра, характеризует величину угла наклона этого канала относительно наружной поверхности лопатки. В настоящее время имеются отдельные исследования, посвящённые в основном эффективности использования двух типов конструктивных схем и форм каналов пленочного охлаждения. Это составные диффузорные (fan-shapes) каналы охлаждения - см. Рис 13 - и каналы (anti-vortex) с нейтрализацией вихря – см. Рис.14.

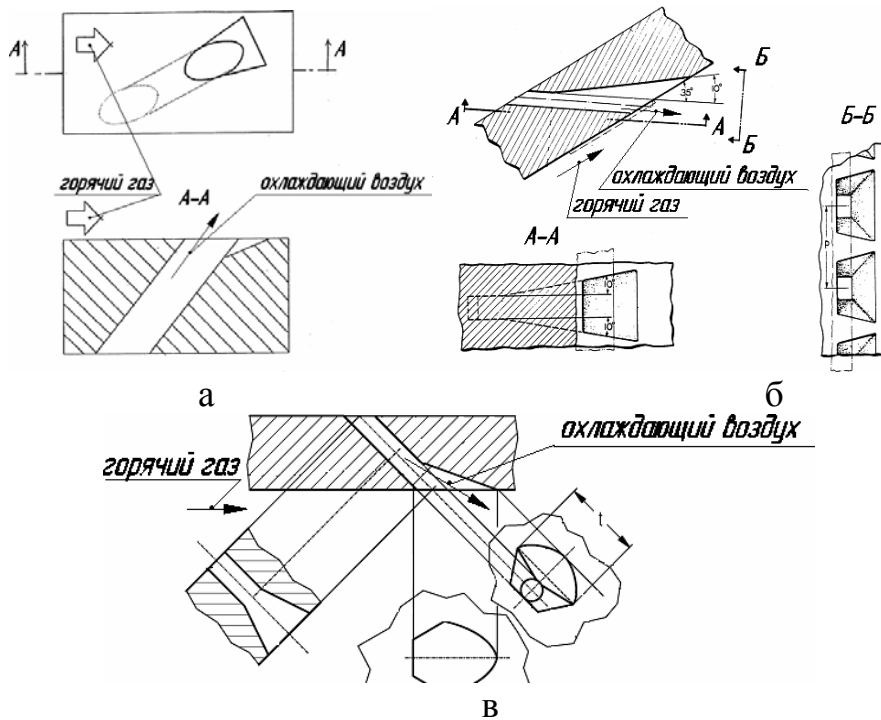
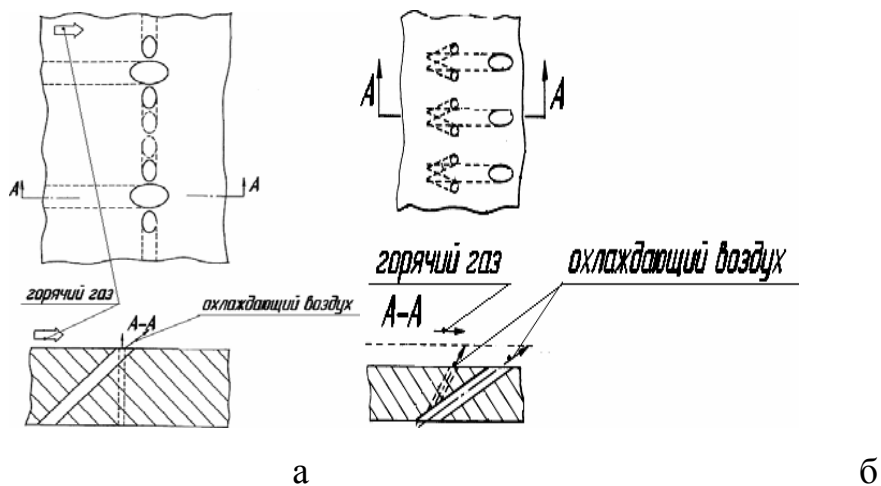
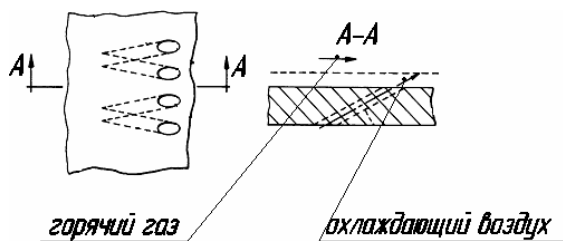


Рис.13. Варианты (а,б,в) составных диффузорных каналов охлаждения (fan-shapes).





В

Рис.14. Варианты (а,б,в) каналов охлаждения с нейтрализацией вихря (anti-vortex).

В то же время, другие схемы и формы каналов либо не рассматриваются вообще, либо рассматривается достаточно поверхностно. Из всего этого можно сделать вполне обоснованное заключение о том, что имеются большие возможности и поле деятельности для исследований самых разнообразных схем и форм каналов плёночного охлаждения лопаток высокотемпературных турбин ВРД. Конечно, необходимы также дополнительные исследования по оптимизации густоты и выбору оптимального местоположения и направленности малоразмерных каналов охлаждения, максимальная величина диаметра цилиндра которых находится в диапазоне $0,3 \leq d \leq 1,0$ мм. Для получения достоверных данных при выполнении предварительной расчётной оценки уровня эффективности плёночного охлаждения лопаток турбин, необходимо скорректировать имеющиеся критериальные уравнения, полученные на основе результатов экспериментальных исследований моделей и натуральных охлаждаемых лопаток в реальных условиях их эксплуатации.

В заключение, представим основные направления конструктивного совершенствования системы плёночного охлаждения лопаток современных и перспективных турбин ВРД - см. Рис.15.



Рис.15. Основные направления конструктивного совершенствования системы плёночного охлаждения лопаток современных и перспективных турбин ВРД.

Выводы и рекомендации

1. При проектировании системы пленочного охлаждения для турбин современных высокотемпературных ГТД необходимо оптимизировать расположение, форму и ориентацию каналов пленочного охлаждения с целью минимизации расходов охлаждающего воздуха.

2. Необходимы дополнительные экспериментальные исследования малоразмерных каналов пленочного охлаждения лопаток турбин и разработка на их основе критериальных зависимостей по расчетной оценке местной интенсивности охлаждения на различных участках профильных поверхностей лопатки.

Работа выполнена по государственному контракту П679, программы НК-315П в рамках реализации ФЦП «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России на 2009-2013 год».

Библиографический список

1. Нестеренко В.Г. Атлас схемно-конструктивных решений узлов ВРД: Учебное пособие.- М.: Изд-во МАИ, 1991.- 88 с.

2. Нагога Г.М. Обобщение опыта охлаждения турбин высокотемпературных авиационных ГТД: Технический отчёт 001.4010 КМЗ.- Куйбышев, 1977.-127 с.

3. Манушин Э.А. Системы охлаждения турбин высокотемпературных газотурбинных двигателей /Турбостроение ВИНТИ/.1980. Вып.2, 280 с.

4. Конструкция и проектирование авиационных газотурбинных двигателей /С.А.Вьюнов и др./ Под общей редакцией Д.В. Хромина.- М.: Машиностроение, 1989.-368 с.

5. ЦИАМ 2001-2005. Основные результаты научно-технической деятельности. Том 1./Колл. авторов/. Под общей редакцией В.А. Скибина, В.И. Солонина, М.Я. Иванова.- М.: ЦИАМ, 2005. - 472 с.

6. Основы проектирования турбин авиадвигателей/ А.В. Деревянко, В.А. Журавлёв и др./ Под ред. С.З. Копелева.- М.: Машиностроение, 1988. – 328 с.

7. Bunker R.S. “A review of turbine shaped film cooling technology”. Journal of heat transfer. Vol.127, 2005, P. 441-453.

Сведения об авторах

Нестеренко Валерий Григорьевич, доцент Московского авиационного института (государственного технического университета), к.т.н., 127322, Москва, ул.Яблочкова, д.23, корпус 2, кв.276, тел. 89639957107, электронная почта valerinesterenk@yandex.ru .

Матушкин Антон Алексеевич, аспирант Московского авиационного института (государственного технического университета), 127080, Москва, ул. Дубосековская, д.9, к.542, тел. 89169731517, электронная почта radon@inbox.ru .