

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ РСФСР

КУЙБЫШЕВСКИЙ ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ
АВИАЦИОННЫЙ ИНСТИТУТ имени академика С. П. КОРОЛЕВА

В. П. Лукачев, В. П. Данильченко, В. Е. Резник

**ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ
И ИНЖЕНЕРНЫЕ ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ
СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ ТУРБИН
АВИАЦИОННЫХ ГТД**

*Утверждено редакционным советом
института в качестве учебного пособия*

КУЙБЫШЕВ

1983

Лукачев В. П., Данильченко В. П., Резник В. Е. **Выбор параметров и инженерные основы проектирования систем охлаждения высокотемпературных турбин авиационных ГТД.** — Куйбышев: КуАИ, 1983 г. — 120 с.

В книге систематизированы сведения, необходимые для проектирования систем охлаждения высокотемпературных турбин современных авиационных двигателей; изложена методика определения расхода воздуха на охлаждение рабочих лопаток турбин и влияния процесса охлаждения на к.п.д. турбины; рассмотрены примеры применения этих методик.

Книга предназначена для студентов факультета «Двигатели летательных аппаратов», выполняющих курсовые и дипломные проекты, а также учебно-исследовательские работы по соответствующей тематике. Она может быть рекомендована слушателям факультета повышения квалификации инженеров.

Рецензенты: кафедра турбомашин ГТД КАИ, А. В. Юрин.

ВВЕДЕНИЕ

На современном этапе развития авиационной техники разработка систем охлаждения высокотемпературных турбин авиационных двигателей является одной из актуальных проблем, имеющих большое практическое значение.

Основными параметрами цикла, влияющими на изменение удельной мощности и удельного расхода топлива в авиационных ГТД, являются, как известно: температура газа перед турбиной; степень повышения давления в компрессоре; к.п.д. узлов, входящих в состав ГТД.

На уровень к.п.д. в свою очередь влияют факторы, обеспечивающие возможность нормального функционирования этих узлов: отборы на охлаждение, необходимые радиальные зазоры и т. д. Для достижения минимального удельного расхода топлива наряду с повышением температуры газа перед турбиной $T_{г}^*$ необходимо увеличивать и степень повышения давления в компрессоре $\pi_{к}^*$. Однако повышение $T_{г}^*$ и $\pi_{к}^*$ сопровождается, как правило, падением к.п.д. узлов и увеличением расхода охлаждающего воздуха, что может легко свести на нет потенциальный выигрыш от форсирования цикла.

Поскольку принципиальная возможность форсирования турбины по температуре газа предопределяется достижениями в организации охлаждения, то на первый план выдвигается задача создания высокоэффективных систем охлаждения и, прежде всего, турбин высокого давления.

В последние годы появилось значительное количество публикаций советских и зарубежных исследователей в этой области. Однако большинство изданий имеет ограниченный тираж и по форме изложения не всегда доступно для студентов. Кроме того, в них недостаточно освещены некоторые специальные вопросы проектирования систем охлаждения турбин (например, управления радиальными зазорами и др.).

В данном пособии систематизирован материал, необходимый для проектирования высокотемпера-

Факторы, обеспечивающие возможность нормального функционирования основных узлов ГТД—отборы воздуха на охлаждение, обеспечение радиальных зазоров и т. п.,—приводят к снижению достижимой мощности и экономичности и могут свести на нет потенциальный выигрыш от форсирования цикла.

турбин авиационных двигателей. В книге 5 глав.

В I главе рассмотрены открытые в замкнутые схемы охлаждения турбин.

Во II главе дана сравнительная оценка эффективности систем охлаждения различных конструкций, приведены основные показатели эффективности охлаждения и расчетные соотношения. В этой главе рассмотрены основные тенденции развития систем охлаждения рабочих лопаток турбин высокого давления некоторых авиационных ГТД.

III глава посвящена анализу основных путей снижения расхода охлаждающего воздуха. Авторы показывают, что задача организации охлаждения лопаток турбин должна рассматриваться комплексно с использованием вспомогательных приемов (например, закрутки охлаждающего воздуха, впрыска воды и т. д.).

В IV главе приведены необходимые расчетные зависимости и примеры конструктивного выполнения систем управления радиальными зазорами.

В заключительной V главе приведена приближенная методика расчета системы охлаждения турбин с учетом влияния охлаждения на к.п.д. Авторы сочли целесообразным изложить методику расчета так, чтобы ею можно было воспользоваться при составлении программ расчета на электронных цифровых вычислительных машинах (ЭЦВМ). Особое внимание в работе обращено на связь инженерных прикладных методов расчета тепловых, гидравлических и ресурсных характеристик элементов турбин с основными положениями теории теплообмена, гидрогазодинамики, с последними достижениями в области материаловедения.

В целом работа отражает идеи, внедряемые академиком АН СССР Н. Д. Кузнецовым, в теорию и практику проектирования узлов газотурбинных двигателей. При подготовке книги были широко использованы работы советских и зарубежных ученых, опубликованные в научно-технических журналах.

Авторы выражают признательность за внимательный просмотр рукописи и полезные критические замечания рецензентам: кафедре турбомашин ГТД КАИ, руководимой профессором Локаем В. И., и доценту КуАИ Юрину А. В.

Наибольшее влияние на снижение эффективности высокотемпературного цикла оказывает отвлечение значительных количеств воздуха для обеспечения ресурса работы горячих элементов ГТД.

Основная доля времени, затрачиваемая на доводку новых ГТД, связана с несовершенством методик, применяемых при проектировании.

ОСНОВНЫЕ УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

- T, t — температура потока газа, воздуха, лопатки, статора, стенки, К ($^{\circ}\text{C}$)
- Θ — безразмерная глубина охлаждения
- G, g — расход газа, воздуха, топлива, кг/с
- $\bar{g}_{\text{охл}}$ — расход воздуха на охлаждение, отнесенный к расходу воздуха через компрессор
- $\bar{g}_{\text{вод}}$ — расход воды на охлаждение, отнесенный к расходу охлаждающего воздуха
- M — масса, кг
- M — число Маха
- C_R — удельный расход топлива, кг/Н · ч
- c_p — удельная теплоемкость, Дж/кг · К
- c — скорость потока газа (воздуха) в абсолютном движении, м/с
- $H_{\text{ад}}$ — адиабатный перепад тепла, Дж/кг
- W — скорость потока в относительном движении, м/с
- U — окружная скорость, м/с
- λ — приведенная скорость, коэффициент теплопроводности, Вт/м 2 · К
- $\pi(\lambda), \tau(\lambda)$ — газодинамические функции давления и температуры
- L — длина трассы полета самолета, км; удельная работа, Дж/кг
- n — частота вращения, мин $^{-1}$, с $^{-1}$
- ω — угловая частота вращения
- ρ — степень реактивности; плотность потока (или материала), кг/м 3
- α — коэффициент теплоотдачи, Вт/м 2 ; коэффициент теплового линейного расширения; коэффициент избытка воздуха; угол наклона абсолютной скорости газа
- k — показатель адиабаты; коэффициент теплопередачи
- K — аэродинамическое качество самолета; коэффициент формы; фактор тепловой инерционности
- π — степень повышения (или понижения) давления
- σ — коэффициент сохранения полного давления; нормальное напряжение в материале, Мн/м 2
- r, R — радиус, м
- d — диаметр (внутренний), м
- D — диаметр проточной части, м
- p — давление потока газа, воздуха, Н/м 2
- η — коэффициент полезного действия
- φ — коэффициент скорости
- Ψ_t — температурный фактор
- z — число взлетных циклов; число ступеней турбины
- τ — время, с(ч); касательное напряжение, Н/м 2 ; отношение температур

И Н Д Е К С Ы

Надстрочный

* — заторможенные параметры

Подстрочные

1 — значение параметра на выходе из соплового аппарата, на входе в подкручивающую решетку

2 — то же, на выходе из рабочих лопаток, из радиальных каналов
г — газ, продукты сгорания
в — воздух
вод — вода
т — турбина, топливо
д — диск
вент — вентилятор
охл — охлаждаемый
э — эпюра температуры
макс — максимальный
пр — приведенный
п — перо лопатки, полетный, плоский
к — компрессор, канал охлаждения
к с — камера сгорания (основная)
СА — сопловой аппарат
л — лопатка
ω — относительный
и — окружной
р — ресурс, решетка, ребро
взл — взлетный режим
кр — крейсерский режим, кромка
исх — исходный
вх — вход
вых — выход

о — значение параметра при отсутствии закрутки воздуха; начальный период времени
 Σ — суммарный
см — смесь
гидр — гидравлический
б п — бандажная полка
пер — периферийный
ср — средний
вт — втулка
тд — турбодетандер
п. вт — поперечное втекание потока
экв — эквивалентный
выд — выдувание
нас — насосный эффект
нест — нестационарный
удл — удлинение
упр — упругий
потр — потребный
вр — вращение
пл — пленочный
конв — конвективный
ут — утечки
ст — ступень
ВД — высокое давление

Системы охлаждения горячих элементов турбин

1.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

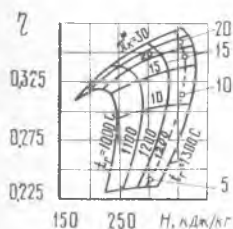


Рис. 1.1. Зависимость эффективного к.п.д. и удельной работы ГТУ от $t_{г*}$ и $t_{ст}$ при $t_{ст} = 750$ С: — — — неохлаждаемая турбина; — — — охлаждаемая турбина (для закрытой системы охлаждения).

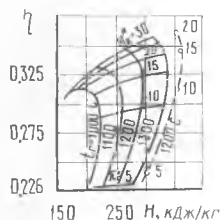


Рис. 1.2. Зависимость эффективного к.п.д. и удельной работы ГТУ от $t_{г*}$ и $t_{ст}$ при $t_{ст} = 750$ °С: — — — неохлаждаемая турбина; — — — охлаждаемая турбина (для открытой системы охлаждения — отбор воздуха за компрессором)

Основными параметрами, характеризующими совершенство авиационных ГТД, являются удельная тяга (удельная мощность), удельный расход топлива (эффективный к.п.д.) и удельный вес.

Повышение температуры газа перед турбиной приводит к росту удельной мощности газотурбинных двигателей и существенному повышению их экономичности.

Однако современные жаропрочные материалы при температурах свыше 1150...1170 К не обеспечивают длительную надежную работу элементов турбины, если они не охлаждаются принудительно. Поэтому турбины практически всех современных ГТУ (стационарных, транспортных и авиационных) оснащены той или иной системой охлаждения.

Горячие элементы турбины можно охлаждать воздухом или жидкостями.

Наибольшее распространение получили системы, в которых в качестве хладагента используется воздух, но предпринимаются попытки применения для этих целей и жидкостей.

Следует отметить, что *введение охлаждения вызывает определенное ухудшение показателей эффективности ГТД по сравнению с неохлаждаемыми двигателями.* Представление о влиянии охлаждения на эффективность цикла дают кривые, приведенные на рис. 1.1 и 1.2.

В зависимости от характера движения и природы используемого рабочего тела системы охлаждения подразделяются на *открытые* и *закрытые*.

В *открытых системах* охлаждения предусмотрено однократное использование хладагента — воздуха; после отбора тепла от горячих элементов турбины воздух сбрасывается в ее проточную часть (рис. 1.3). В открытых системах наблюдается значительное ухудшение характеристик по сравнению с системами (обычно жидкостными), работающими по замкнутой схеме на одном и том же хла-

доагенте многократно. Воздух, отбираемый за компрессором или из промежуточной его ступени, пропускается по специальным каналам в охлаждаемые детали, причем для форсирования охлаждения (что особенно важно при больших скоростях полета и высоких степенях повышения давления воздуха в компрессоре) теплоноситель может предварительно охлаждаться за счет хладоресурса топлива или воздуха, проходящего по наружному контуру ТРДД, или предварительной закруткой его в относительном движении. Подробнее эти способы интенсификации охлаждения описаны в 3 гл.

Основным достоинством открытых схем является простота конструктивного исполнения.

К недостаткам открытых схем воздушного охлаждения можно отнести:

невысокую интенсивность охлаждения поверхностей турбины и камеры сгорания, сдерживающую темп форсирования температуры газа в цикле двигателя;

значительные затраты энергии на непрерывную подачу охладителя;

ухудшение охлаждения элементов с увеличением высоты H и скорости полета V . Так, с ростом H неблагоприятно изменяется соотношение коэффициентов теплоотдачи в потоке газа и воздуха, а с ростом V увеличивается температура воздуха за компрессором, что приводит к снижению температурного напора со стороны охладителя при одновременном снижении относительного расхода охлаждающего воздуха через систему.

В закрытых системах охладитель используется многократно (рис. 1.4). Циркулируя в замкнутом контуре, он выполняет роль промежуточного теплоносителя, отбирая тепло от нагретых элементов и отдавая его в радиатор. Как показывают эксперименты, в качестве промежуточного теплоносителя могут быть использованы воздух или другие газы (водород, гелий и пр.) под высоким давлением, а также жидкие теплоносители (органические соединения, жидкие металлы: натрий и его сплав с калием и др.) [1].

Основными достоинствами закрытых систем охлаждения являются: возможность существенного увеличения эффективности охлаждения по сравнению с воздушными открытыми системами, малые потери энергии на прокачку охладителя и независимость свойств системы от условий эксплуатации (H и V).

К недостаткам закрытых систем охлаждения следует отнести:

ухудшение эксплуатационной надежности двигателя;

усложнение конструкции турбины и двигателя в целом;

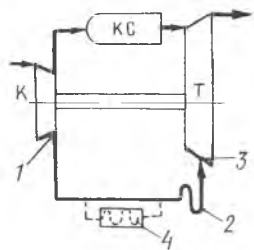


Рис. 1.3. Схема открытой системы охлаждения:

1 — отбор воздуха; 2 — отбор тепла; 3 — выпуск охлаждающего воздуха; 4 — теплообменник (воздух — воздух, топливо — воздух)

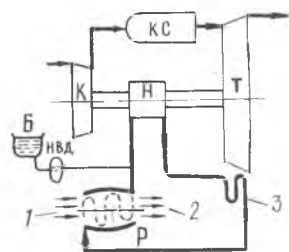


Рис. 1.4. Схема закрытой системы охлаждения с рассеиванием тепла во внешнем радиаторе:

Б — бак с запасом охладителя; НВД — насос высокого давления; Н — главный насос; Р — радиатор; 1, 2 — вход и выход внешнего воздуха; 3 — отбор тепла

Открытая воздушная система охлаждения элементов ГТД обладает наибольшей надежностью и поэтому получила наибольшее распространение.

увеличение веса;

трудность создания надежных уплотнений в местах сопряжения вращающихся и неподвижных деталей;

наличие необходимых вспомогательных устройств для охлаждения теплоносителя. Например, в схеме, приведенной на рис. 1.4, тепло охлаждения рассеивается во внешнем радиаторе с помощью набегающего потока атмосферного воздуха.

В современных авиационных ГТД в основном применяется открытая воздушная система охлаждения горячих элементов турбины.

1.2. СПОСОБЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ЛОПАТОК

Наиболее ответственными деталями, которые подвержены воздействию центробежных сил и работают в зоне высоких температур, являются детали ротора газовой турбины и, в первую очередь, рабочие лопатки первой ступени. Причем надежность лопаток первой ступени определяет, как правило, выбор допустимой температуры газов перед турбиной.

В неохлаждаемых турбинах температура рабочей лопатки не равна температуре газов, а всегда ниже ее и близка к температуре торможения в относительном движении. Различия в температуре газа, натекающего на лопатку $T_{г\text{в}}^*$, и перед турбиной T_g^* достигают 130...150 К и обусловлены, прежде всего, величиной срабатываемого перепада давления в сопловом аппарате $\pi_{сд}$ и уровнем окружных скоростей рабочего колеса $u_{р\text{к}}$. Повышение значений $\pi_{сд}$ и $u_{р\text{к}}$ способствует снижению температуры лопатки. С этой точки зрения перспективны сопловые аппараты, обеспечивающие сверхзвуковые скорости истечения c_1 ($\lambda_1 \leq 1,2$).

Однако допустимые температуры газа перед неохлаждаемой турбиной с лопатками, которые изготавливаются из лучших жаропрочных сплавов, относительно низки и при ресурсе работы турбин порядка 10000 ч не должны превышать 1150...1170 К.

В тех случаях, когда в рабочих лопатках каналы для пропуска воздуха отсутствуют, но осуществляется охлаждение дисков и замковых соединений относительно холодным воздухом, благодаря чему снижается также и температура прикорневой наиболее нагруженной части рабочих лопаток, область применения лопатки с отводом тепла в диски ограничена диапазоном температур газа перед турбиной $T_g^* = 1170 \dots 1200$ К. Дальнейший подъем температуры перед турбиной возможен только при использовании охлаждаемых рабочих лопаток.

Низкие значения температуры газа в цикле ГТД с неохлаждаемыми турбинами препятствуют достижению высокой экономичности цикла.

В открытых системах воздух, отбираемый на охлаждение, почти не совершает работу в охлаждаемой ступени турбины, а в последующие ступени он поступает со значительно меньшей температурой, чем температура газа. Это обстоятельство и приводит к снижению удельных показателей ГТД из-за охлаждения.

Следовательно, задачей охлаждения рабочих лопаток, как и турбины в целом, является обеспечение допустимой из условий прочности температуры при минимальных затратах охлаждающего воздуха. Уровень допустимых температур определяется ресурсом, выбранными материалами и действующими напряжениями.

Основные способы охлаждения лопаток газовых турбин показаны в табл. 1.1, 1.2 и 1.3. По признакам охлаждения их можно разделить на две группы: внутреннее конвективное и внешнее заградительное охлаждения.

Задачей организации охлаждения является повышение параметров цикла ГТД (T_T^* , π_K^*) и обеспечение заданного ресурса работы при минимальных затратах охлаждающего воздуха.

Таблица 1.1

ВНУТРЕННЕЕ КОНВЕКТИВНОЕ ОХЛАЖДЕНИЕ



Таблица 1.2

ВНЕШНЕЕ ЗАГРАДИТЕЛЬНОЕ ОХЛАЖДЕНИЕ



Основными способами охлаждения сопловых и рабочих лопаток газовых турбин являются внутреннее проточное и внешнее заградительное.



При внутреннем конвективном охлаждении отбор тепла осуществляется воздухом, который продувается по внутренним каналам в сопловых и рабочих лопатках и выпускается в проточную часть турбины. Варианты лопаток с внутренним конвективным охлаждением приведены в табл. 1.1. В простейшем случае в лопатке выполняется несколько отверстий малых сечений круглой или сложной формы. Эффективность охлаждения тела таких лопаток достаточно велика и при расходе воздуха 1,5...2% составляет 100...200 К (в зависимости от соотношения площадей поверхности охлаждения к поверхности лопатки, омываемой газом). Соответственно на 150...200 К может быть повышена температура газов перед турбиной.

Основными недостатками таких способов охлаждения лопаток являются:

относительно малая глубина охлаждения входной и выходной кромок;

большая разность температур по профилю лопатки, приводящая к созданию дополнительных термических напряжений, особенно больших и опасных при быстротечном нагреве или охлаждении в процессе запуска двигателя, приемистости или при внезапной остановке его.

Наличие больших термических градиентов приводит к преждевременному разрушению конструкции вследствие малоциклового усталости материала.

Отмеченные недостатки внутреннего конвективного способа охлаждения частично устраняются в так называемой гильзовой схеме лопатки с несущим стержнем и в схеме с дефлектором (см. табл. 1.1). У лопаток гильзового типа имеется дополнительный резерв прочности, поскольку их несущая центральная часть, выполненная заодно с хвостовиком лопатки, имеет низкую температуру, а гильза выполняется не несущей и используется для формирования проточной части венца. В этой схеме эффективность охлаждения несущего стержня может составлять 200...250 К на 1% охлаждающего воздуха,

Глубина охлаждения лопатки при внутреннем конвективном отборе тепла зависит от ее конструкции и составляет 50...200 К на 1% охлаждающего воздуха.

эффективность же охлаждения гильзы остается на уровне 50...100 К, что, однако, допустимо, поскольку она выполняется не несущей.

В *дефлекторных лопатках* достигается еще более эффективное охлаждение входной и выходной кромок за счет организации струйного натекания всего или почти всего воздуха на внутреннюю поверхность входной кромки и выпуска его через щели в выходной кромке. *Эффективность охлаждения* выполненных конструкций *дефлекторных лопаток* составляет 100...140 К на 1% охлаждающего воздуха [2].

Внешнее заградительное охлаждение также относится к открытым системам, но, в отличие от конвективного охлаждения, оно предусматривает не только отбор тепла от горячих элементов, но и защиту их поверхности от горячих газов.

Если поверхность лопатки защищена пленкой воздуха, выпуск которого осуществляется через специально выполненные прорезы (щели) или отверстия в стенке лопатки (см. табл. 1.2), то такой тип охлаждения называется *пленочным заградительным*. *Пленочное заградительное охлаждение* практически всегда сочетается с внутренним конвективным.

Эффективность охлаждения лопаток с комбинированным (конвективно-пленочным) *охлаждением* может достигать 150...180 К на 1% охлаждающего воздуха. Для надежной защиты поверхности лопатки в связи с быстрым размыванием воздушной пленки газовым потоком необходимо создать многорядную подачу охладителя.

Предельным случаем пленочного охлаждения является *пористое*, позволяющее обеспечить равномерное охлаждение стенки при минимальном расходе охладителя. Однако попытки создания пористых материалов для рабочих лопаток пока не увенчались успехом как из-за недостаточной усталостной прочности таких лопаток, так и вследствие засоренности отверстий малого размера.

Термозащитные покрытия, наносимые на лопатку, также защищают ее поверхность от воздействия горячих газов. Широкое применение многокомпонентных покрытий в высокотемпературных газовых турбинах позволило значительно повысить ресурс их работы. Это достигнуто отчасти за счет уменьшения теплового потока от газа к телу лопатки, но главным образом благодаря уменьшению химической коррозии материала поверхности лопатки и сохранению его исходных прочностных показателей.

Упрощенными схемами заградительного охлаждения являются наружное *парциальное и струйное охлаждения* (см. табл. 1.2). Охладитель (воздух, вода, топливо) подается через специальные патрубки

Практика освоения высокотемпературных циклов ГТД доказала недостаточность чисто конвективных способов охлаждения сопловых и рабочих лопаток.

Сочетание конвективного и пленочного способов охлаждения лопатки позволяет получить наибольшую его эффективность.

Термозащитные покрытия газовых поверхностей лопаток обеспечивают снижение температуры этих поверхностей и одновременно защиту их от газовой коррозии.

ки, устанавливаемые в газовый поток, натекающий на лопатки. При вращении рабочие лопатки попеременно омываются высокотемпературным газом или охладителем с низкой температурой. При этом устанавливается некоторая промежуточная температура тела рабочих лопаток, которая зависит от вида охладителя, его расхода и степени охлаждения (протяженности дуги охлаждения). Несмотря на простоту организации охлаждения, парциальная и струйная схемы в авиационных ГТД не получили практического применения из-за существующей вероятности возникновения термоударов и больших потерь энергии при парциальном охлаждении лопаток воздухом, а также из-за опасности воспламенения в венцах турбины при использовании в качестве хладагента топлива.

Как следует из приведенного в литературе материала, в ГТД с открытыми воздушными системами охлаждения лопаток возможно появление серьезных ограничений на пути повышения температуры газа перед турбиной свыше 1800...1850 К.

При дальнейшем форсировании цикла может возникнуть необходимость перехода к закрытым системам охлаждения лопаток с использованием более эффективных охладителей, чем воздух.

В последние годы предпринимаются интенсивные попытки создания экспериментальных газотурбинных установок с жидкостным (водяным) охлаждением лопаток. Разрабатываются системы жидкостного охлаждения лопаток с принудительной циркуляцией хладагента с помощью насоса и с естественной циркуляцией по принципу термосифона (табл. 1.3). Лопатки с жидкостным охлаждением с принудительной циркуляцией выполняются с системой внутренних каналов, последовательно соединенных друг с другом. Отвод тепла от хладагента осуществляется в специальном теплообменнике, который может быть установлен вне двигателя. Такая система охлаждения может обеспечивать повышение температуры газа перед турбиной до $T_r^* = 2450 \text{ К}$ [1].

Как отмечалось, наиболее сложным конструктивным узлом при жидкостном охлаждении с принудительной циркуляцией является узел подвода и отвода теплоносителя к лопаткам, т. е. узел, обеспечивающий герметичность перехода жидкости от неподвижных деталей к вращающимся и обратно. Удачного конструктивно-технологического решения этого узла пока не найдено.

В лопатках с естественной циркуляцией движение теплоносителя в каналах достигается за счет подъемных сил, возникающих при теплоотводе от газа в поле центростремительных ускорений (холодные частицы жидкости отбрасываются к периферии, вытесняя горячие к центру). Лопатки в этом

Предположительно воздушные открытые системы охлаждения лопаток будут ограничивать возможность повышения температуры в цикле сверх 1800...1850 К. При освоении более высоких температур в цикле возникает необходимость применения закрытых систем охлаждения.

случае имеют глухие каналы (закрытый термосифон), сообщающиеся, например, с радиаторами, выполненными в замках.

Основными достоинствами закрытой термосифонной системы охлаждения являются боевая живучесть, надежная герметизация, сравнительно малый вес. Однако максимальная температура в цикле по оценкам может быть получена не более 1800...1850 К из-за повышенных нагрузок в замках и ослабления дисков.

Более подробно описание жидкостных систем приведено в работе [1].

1.3. ОХЛАЖДЕНИЕ ДИСКОВ И ДРУГИХ ГОРЯЧИХ ЭЛЕМЕНТОВ ТУРБИНЫ

Охлаждение дисков, статорных деталей и опоры турбины производится с целью отвода тепла, передаваемого из проточной части, благодаря чему обеспечивается необходимый по условиям прочности режим работы этих элементов.

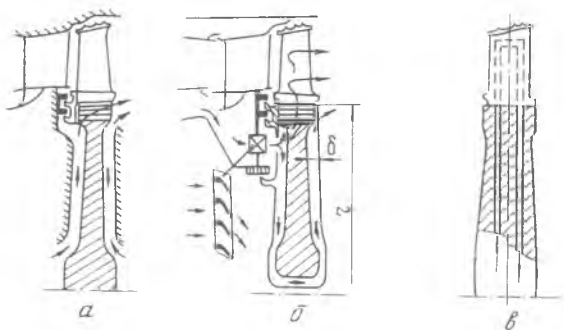
Для обеспечения работоспособности диска — самого нагруженного центробежными и газовыми силами элемента турбины — необходимо поддерживать его температуру на более низком уровне, чем в рабочих лопатках. Кроме того, с целью уменьшения в нем температурных напряжений следует заботиться о создании условий, обеспечивающих равномерный прогрев диска на переходных режимах.

Как отмечалось, *продувка воздуха через монтажные зазоры в замках лопаток является не только способом их охлаждения, но также обеспечивает надежное охлаждение диска*. Схематически некоторые основные способы охлаждения дисков показаны на рис. 1.5. На рис. 1.5,а приведена широко распространенная *схема радиального обдува* диска при движении воздуха от центра к периферии. Для обеспечения равномерного распределения температур по толщине диска обдув выполняется двусторонним. Достоинствами данного способа являются простота конструкции диска и хорошая вентиляция полости между диском и статорными деталями. Главный его недостаток — повышенный расход охлаждающего воздуха, что связано с обеспечением требуемых величин коэффициента теплоотдачи в периферийной наиболее нагретой части диска. Одной из причин повышенного расхода охлаждающего воздуха является нестабильность осевого зазора между диском и статором, изменение которого в зависимости от режима эксплуатации двигателя может составлять 10—12 мм. Кроме того, стремление обеспечить минимальные зазоры в лабиринтных уплотнениях приводит к необходимости согласования темпа расширения его неподвижных и вра-

Работоспособность дисков — наиболее нагруженных силами элементов турбины — обеспечивается поддержанием более низкого, чем в рабочих лопатках, уровня их температур.

шающихся элементов. В связи со значительным различием тепловой инерции уплотнительных колец и диска, несущего лабиринт, такое согласование невозможно осуществить без введения промежуточного тонкостенного элемента — покрывного дефлектора, укрепленного на диске, что приводит к некоторому усложнению конструкции диска.

Рис. 1.5. Способы охлаждения дисков:
 а — радиальный обдув;
 б — струйная подача;
 в — закрытая система охлаждения



На рис. 1.5,б приведена схема струйной подачи воздуха к диску. Воздух подводится к периферийной части диска перпендикулярно (или под другим углом) к его боковой поверхности. Для подачи воздуха используются специально профилированные сопла закрутки или лопаточные решетки. Этому способу присущи определенные достоинства:

существенное снижение расхода охлаждаемого воздуха;

высокие значения коэффициента теплоотдачи в зоне натекания струй на поверхность диска;

увеличение теплоотвода от обода вследствие снижения температуры торможения воздуха за соплами закрутки в относительном движении и возможность комплексного решения вопросов эффективного охлаждения не только диска, но и рабочих лопаток;

снижение утечек воздуха в тракт турбины в связи с уменьшением перепада давления в зоне за соплами закрутки и в осевом зазоре между сопловым аппаратом и рабочим колесом.

Данный способ может обеспечить также двустороннее охлаждение поверхности диска (см. рис. 1.5,б).

Для турбин с закрытыми системами охлаждения существует схема радиального движения охладителя от центра колеса турбины к его периферии и обратно (рис. 1.5,в).

Эффективность охлаждения дисков при продувке воздуха через монтажные зазоры и при радиальном обдуве показана на рис. 1.6. Расход охлаждающего воздуха в экспериментах был одинаков.

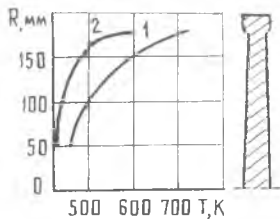


Рис. 1.6. Сравнение температуры дисков при двух способах охлаждения:
 1 — радиальный обдув;
 2 — продувка через монтажные зазоры

Из рисунка видно, что поле температур в диске, охлаждаемом по первому способу, более равномерное, а максимальная температура диска на 100...130 К ниже, чем при радиальном обдуве.

При струйном охлаждении равномерность распределения температур по радиусу улучшается и максимальная температура обода становится ниже.

В турбинах высокотемпературных двигателей все большее распространение получают системы со струйным подводом охлаждающего воздуха к дискам. При этом воздух предварительно закручивается по направлению вращения ротора (см. рис. 1.5,6).

С целью получения заданного теплового режима работы деталей и обеспечения минимальных радиальных зазоров по концам рабочих лопаток и в лабиринтных уплотнениях современные высокотемпературные двигатели оснащаются также системами, обеспечивающими надежное охлаждение статора (рис. 1.7). Распространение получили конструкции статора с двойными стенками: наружной — силовой и внутренней — трактовой (рис. 1.7). Из рисунка видно, что охлаждение статорных деталей осуществляется воздухом 5, подаваемым от компрессора по специальным каналам, выполненным в статоре, и воздухом 2 от вентилятора, который подается на наружную — силовую стенку статора в виде системы струй 2. Такая конструкция статора позволяет в условиях значительной окружающей неравномерности температуры газа за камерой сгорания обеспечить, тем не менее, постоянство радиального зазора за счет свободного расширения в окружном направлении внутренней трактовой стенки, которая выполняется разрезной (в виде сегментов). При этом силовая наружная стенка, задающая радиальные перемещения, выполняется охлаждаемой.

Требуемый режим охлаждения внутренней — трактовой стенки статора обеспечивается за счет пленочного охлаждения поверхностей с помощью систем отверстий 3 (см. рис. 1.7) и профилирования радиальной эпюры температуры газа за камерой сгорания.

Опыт отработки турбин показал, что одним из решающих факторов, обеспечивающих надежность работы двигателя, является правильная организация охлаждения опор турбины и системы смазки подшипников. Турбинные подшипники могут нагреваться прорывающимися через уплотнения горячими газами, поэтому наддув межлабиринтных полостей осуществляется воздухом, отбираемым от компрессора. Частично этот воздух проходит через лабиринт в проточную часть турбины, а другая, меньшая часть, попадает в масляную полость подшипников и вместе с маслом может прорываться в опору.

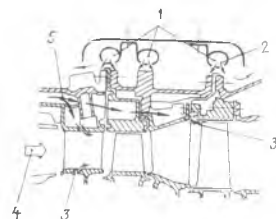


Рис. 1.7. Схема турбины двигателя CF6 со струйным охлаждением статорных деталей и пленочным охлаждением трактовых поверхностей:

1 — кольцевые коллекторы;
2 — воздух от вентилятора;
3 — система отверстий для воздушной пленки;
4 — газовый поток;
5 — воздух от компрессора

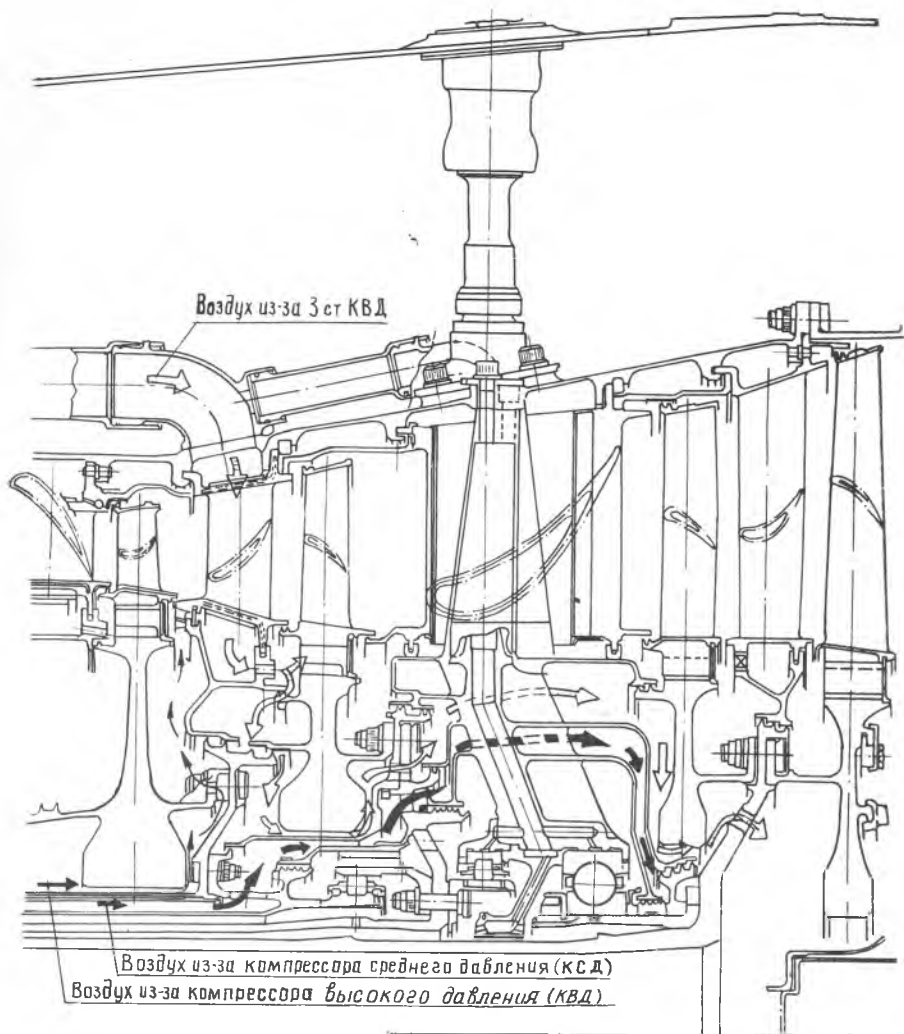


Рис. 1.8. Схема охлаждения опоры турбины английского двигателя RB.199

На рис. 1.8 приведен пример организации воздушной защиты опоры турбины двигателя RB.199, отличительной особенностью которой является наличие двух ярусов, надежно защищающих масляную полость с подшипниками от прорыва в нее горячих газов.

Эффективность систем охлаждения элементов турбин

2.1. РАСЧЕТНЫЕ СООТНОШЕНИЯ

Точность расчета распределения температурных полей в деталях газовых турбин зависит от достоверности принимаемых коэффициентов теплоотдачи от газа к охлаждаемым элементам α_r и от них — к охлаждающей среде $\alpha_{\text{охл}}$. Однако нестационарный характер обтекания лопаток и интенсивные вторичные течения в криволинейных каналах, образованных смежными лопатками вблизи трактовых стенок, в настоящее время не могут быть теоретически учтены при определении α , а исключение этих параметров из расчета приводит к существенному занижению коэффициентов теплоотдачи. Поэтому с целью достижения необходимой точности расчета привлекается опытный материал.

Напомним, что коэффициент теплоотдачи может быть определен при расчете турбулентного течения из критериального уравнения

$$\text{Nu} = c \text{Re}^n \text{Pr}^m \Psi_t, \quad (2.1)$$

которое справедливо не только для течения в трубах, но и для случая обтекания плоских пластин, поперечного обтекания цилиндров и т. д. Различие условий течения учитывается с помощью коэффициента c и показателей степени при числах Re и Pr .

В этом уравнении $\text{Nu} = \frac{\alpha_r l}{\lambda}$ — критерий Нуссельта;

$\text{Re} = \frac{\rho \omega l}{\mu}$ — критерий Рейнольдса; $\text{Pr} = \frac{\mu c_p}{\lambda}$ — критерий

Прандтля, здесь $\alpha_r = \frac{q}{T_r^* - T_{\text{ст}}}$; ω — характерная скорость; l — характерный размер; μ — коэффициент динамической вязкости; λ — коэффициент теплопроводности; q — плотность теплового потока, ρ — плотность; Ψ_t — температурный фактор.

$$\Psi_t = (T_r^*/T_{\text{ст}})^k. \quad (2.2)$$

Для труб $c \approx 0,022$; $n = 0,8$; $m = 0,4$; $k \approx 0,4$ (для нагреваемых сред — воздух); $k \approx 0,2$ (для охлаждаемых сред — газ) [3].

Сложный нестационарный характер обтекания горячих элементов турбины и ограниченные возможности теории приводят к необходимости привлечения опытного материала по теплообмену.

Расчет коэффициента теплоотдачи от газа к сопловым и рабочим лопаткам α

Примерное распределение значений коэффициента теплоотдачи по профилю лопатки показано на рис. 2.1, б. Как видно из рисунка, экстремальные значения α достигаются в области входной кромки, где толщина пограничного слоя близка к нулю, и вблизи выхода из решетки, где плотность тока ρw максимальна. Отношение экстремальных значений коэффициента теплоотдачи к его среднему значению на профиле равно $\sim 1,7 \dots 1,8$. При использовании критериального уравнения (2.1) для расчета среднего по профилю значения α_r показатель степени n может быть принят равным $\approx 0,66$.

Учет интенсификации теплообмена в связи с криволинейностью течения в турбинных каналах и влиянием вторичных течений [4] при различных углах атаки осуществляется путем введения в критериальное уравнение соответствующих поправочных множителей [1]:

$$Nu = 0,206 Re^{0,66} S_r^{-0,58} \Psi_i f(i), \quad (2.3)$$

где

$$S_r = \frac{\sin \beta_{1p}}{\sin \beta_2} \sqrt{\frac{2 \bar{s}}{\bar{t} \cdot \sin(\beta_{1p} + \beta_2) \cdot \cos^2 \frac{\beta_{1p} - \beta_2}{2}}} - 1$$

— критерий подобия.

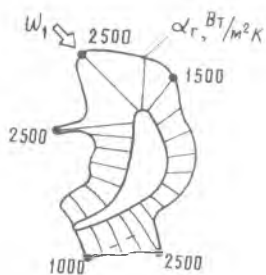
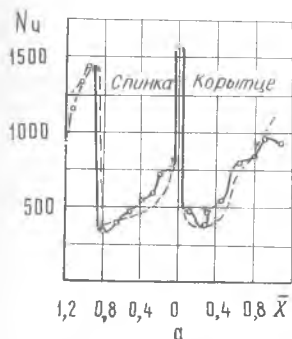
Здесь $\bar{s} = s/b$; s — ширина лопатки в меридиональном сечении; b — хорда; $\bar{t} = t/b$ — относительный шаг решетки; β_{1p} , β_2 — соответственно угол натекания (при угле атаки $i = 0$) и угол выхода потока из решетки, $f(i)$ — фактор, учитывающий изменение коэффициента теплоотдачи при углах атаки i , отличных от нуля, вследствие перераспределения скоростей по обводу профиля,

$$f(i) = 0,97 + 0,78 (\bar{i} - 0,2)^2. \quad (2.4)$$

Здесь $\bar{i} = i/\beta_{1p}$.

Выражение (2.4) применимо для расчета как неподвижных, так и вращающихся решеток.

При вращении наблюдается возрастание теплоотдачи на всех участках профиля, что связано с периодической нестационарностью и повышенной турбулентностью потока [5, 6]. Эффект вращения учитывается с помощью графической зависимости (рис. 2.2).



б

Рис. 2.1. Распределение местных коэффициентов теплоотдачи по обводу профиля турбинной лопатки:

a — по данным опытов Бодунова М. Н.; — — — — — расчет по методу Зысиной-Моложен Л. М.; b — величина α_r при $Re_{rII} = 1,5 \cdot 10^6$

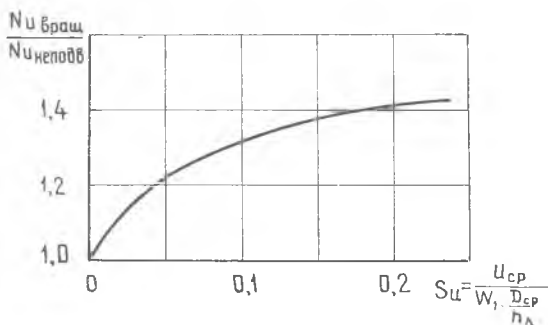


Рис. 2.2. Влияние критерия $S_{ц}$, учитывающего вращение решетки, на среднюю интенсивность теплообмена в турбинной решетке

Для расчета значений коэффициента теплоотдачи от газа к лопатке, например, в области входной и выходной кромок, могут использоваться либо соотношения, специально описывающие теплоотдачу на этих участках [2], либо графики (рис. 2.1) для приблизительной оценки.

У концов лопаток в решетке наблюдается возрастание среднего коэффициента теплоотдачи, что объясняется влиянием вторичных течений («парный вихрь»).

На основании результатов опытов КАИ для оценки влияния на $\alpha_{г\text{ ср}}$ концевых явлений на лопатке приблизительно $0,1 h_{л}$ от периферии и корня лопатки можно рекомендовать соотношение $\alpha_{г\text{ конц}} = (1,06 \dots 1,15) \alpha_{г\text{ ср}}$.

Расчет коэффициента теплоотдачи от газа к трактовым торцевым поверхностям

Коэффициент теплоотдачи можно определить по формуле, приведенной в работах [1, 24]:

$$Nu = 0,065 Re_{ср}^{0,8} S_{г}^{-0,54}, \quad (2.5)$$

где

$$Re_{ср} \approx \frac{Re_1 + Re_2}{2}.$$

Расчет ведется по параметрам потока в корневом или периферийном сечениях; в качестве характерного линейного размера принята хорда профиля в рассматриваемом сечении. Формула справедлива для параметра $S_{г} = 1,3 - 5,5$.

Расчет коэффициента теплоотдачи от лопатки к охлаждающему воздуху $\alpha_{охл}$

Ориентировочно его можно определить с помощью зависимости (2.1), если критерий $Re > 10^4$, принимая $c \approx 0,023$ и вводя в расчет эквивалентный диаметр канала $d_{э\text{ кв}} = 4f_{к}/\Pi_{к}$, где $\Pi_{к}$ — периметр канала; $f_{к}$ — площадь его проходного сечения.

Наряду с расчетом средней теплоотдачи от газа к лопатке производится определение местных тепловых потоков, которые могут превышать средние в 1,7..1,8 раза.

Для этого используется набор достаточно достоверных экспериментальных формул.

Максимальная теплоотдача от газа в стенки лопатки наблюдается в области входной и выходной кромок.

При организации охлаждения лопаток это должно быть учтено конструктором.

При вращении наблюдается увеличение интенсивности теплоотдачи по сравнению со статистическими условиями. Установлено (Лиманским А. С. и Гунченко Э. И., КАИ), что в этом случае средний коэффициент теплоотдачи

$$\alpha_{\text{охл вр}} = \alpha_{\text{охл}} \epsilon_{\text{вр}} \quad (2.6)$$

где $\alpha_{\text{охл}}$ определяется по формуле (2.1) с учетом коэффициента $c = 0,023$.

Для всего продольного охлаждающего канала (течение от корня к периферии) увеличение внутреннего теплообмена $\epsilon_{\text{вр}}$ при частотах вращения, характерных для первых ступеней турбин авиационных ГТД [$S_{\text{вр}} = (1,5-2,5) 10^{-2}$], составляет 1,25...1,4.

Здесь $S_{\text{вр}} = \frac{u_{\text{ср}}}{w_{\text{в}} \frac{D_{\text{ср}}}{h_{\text{л}}} \frac{h_{\text{л}}}{d_{\text{экв}}}}$ — критерий подобия, отражающий воздействие массовых сил.

В связи с тем, что теплоподвод от газа к лопатке в области входной и выходной кромок максимален, соответственно необходимо интенсифицировать теплосъем на этих участках лопатки. Распространенным приемом увеличения теплоотдачи в носовой части лопатки является струйный выдув хладагента по нормали к ее охлаждаемой поверхности.

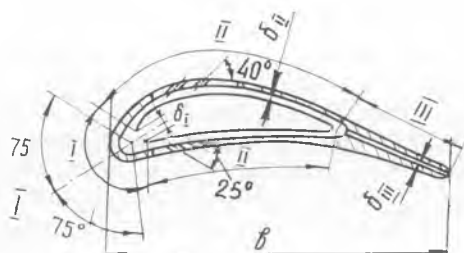


Рис. 2.3. Участки профиля лопатки с конвективно-пленочным охлаждением

Для расчета значения коэффициента теплоотдачи $\alpha_{\text{охл}}$ на участке, охватываемом углом $\pm 75^\circ$ (рис. 2.3), можно воспользоваться зависимостью, приведенной в работах [2, 7]:

$$\text{Nu}_{\text{охл}} = \frac{\alpha_{\text{охл}} d_{\text{кI}}}{\lambda_{\text{I}}} = 0,0984 \text{Re}_{\text{охлI}}^{0,71} \left(\frac{d_{\text{кI}}}{l} \frac{\mu_{\text{II}}}{\mu_{\text{I}}} \frac{F_{\text{кIII}}}{F_{\text{кI}}} \right)^{-0,306} \Psi_{\text{I}} \quad (2.7)$$

которая справедлива в диапазоне чисел $\text{Re} = (1,7...6,0) 10^3$. Здесь критерий $\text{Re}_{\text{охлI}}$ подсчитывается по параметрам воздуха на выходе из отверстий в носке дефлектора; $d_{\text{кI}} = \frac{4 F_{\text{кI}}}{\Pi_{\text{к}}}$ — гидравлический диаметр, принятый в качестве характерного размера; Ψ_{I} при $T_{\text{л}} \geq 1000 \text{ K}$ близок к 1,0; $l/d_{\text{кI}}$ — наибольшее относительное расстояние от выхода из отверстий дефлектора до внутренней поверхности кромки лопатки; μ_{I} и μ_{II} — коэффициенты расхода при течении воздуха через отверстия в дефлекторе

и щели в выходной кромке. Отношение коэффициентов $\frac{\mu_{III}}{\mu_I}$ может быть принято равным 1 для дефлекторов с отверстиями, выполненными в виде суживающихся сопел, и при отсутствии значительного загромождения выходной щели турбулизирующими штырями. В случае применения турбулизаторов с брядами отношение $\frac{\mu_{III}}{\mu_I}$ снижается до 0,7.

$F_{к1}$ и $F_{кIII}$ — площади отверстий в дефлекторе и выходной кромке лопатки соответственно.

Интенсификация теплосъема на участке выходной кромки осуществляется с помощью ребер и перемычек различной формы; расчет коэффициентов теплоотдачи $\alpha_{охл}$ производится по уравнению (2.1) с учетом коэффициента оребрения [8, 9].

В выполненных конструкциях увеличение теплосъема, вызванное оребрением, составляет 1.4...1.8.

Как отмечалось, в газотурбостроении наряду с конвективными схемами охлаждения широкое распространение получили конвективно-пленочные схемы, эффективность которых характеризуется не только максимально достижимой температурой газа, но и газодинамическим совершенством турбины с таким охлаждением. Выпуск охлаждающего воздуха на поверхность лопатки для создания пленки вызывает дополнительные (иногда значительные) профильные потери. Поэтому целесообразно максимально использовать возможность конвективного охлаждения, применяя пленочное только как дополнение. Но поскольку введение пленочно-заградительного охлаждения неизбежно связано с увеличением расхода охладителя, знание зависимостей, позволяющих достаточно точно рассчитать эффективность пленочного охлаждения, совершенно необходимо.

Сложностью явления теплообмена при размывании защитной пленки и многообразии определяющих этот процесс факторов обуславливают необходимость применения для расчета эмпирических зависимостей, обработанных в критериальной форме. Удовлетворительную сходимость с экспериментальными данными дает следующее выражение [10]:

$$\frac{T_{\Gamma}^* - T_{\text{стал}}}{T_{\Gamma}^* - T_{\text{охл}}^*} = k \left(\text{Re}_s \frac{\mu_{\text{охл}}}{\mu_{\Gamma}} \frac{T_{\text{охл}}^*}{T_{\Gamma}^*} \right)^{0.133} \left[\bar{s}_{\text{охл.л}} \frac{1}{\tau} \frac{a}{(M) x} \right]^{0.867}, \quad (2.8)$$

где $T_{\text{стал}}$ — температура стенки под защитной пленкой при отсутствии теплоотвода от нее во внешнюю среду (применительно к лопаткам без внутреннего конвективного охлаждения); $k = 6$ — для выпуклой стороны профиля; $k = 5,4$ — для вогнутой стороны профиля лопатки; $\text{Re}_s = \frac{\rho_{\text{охл}} u_{\text{охл}}^s}{\mu_{\text{охл}}} = \frac{g_{\text{охл.пл}}}{k_{\text{л}} \mu_{\text{охл}}}$,

В связи с тем, что при пленочном охлаждении выпуск воздуха на газовую поверхность лопатки приводит к увеличению профильных потерь и сопровождается снижением к.п.д. турбины, пленочное охлаждение целесообразно применять только в качестве дополнения к внутреннему конвективному.

здесь s — условная высота щели выпуска воздуха; $\mu_{\text{охл}}$, $\mu_{\text{г}}$ — коэффициенты динамической вязкости воздуха и газа в месте выпуска; $\tau(M)$ — газодинамическая функция в месте выпуска воздуха; a — ширина узкого сечения межлопаточного канала; x — расстояние от места выпуска до рассматриваемого сечения.

Уравнение (2.8) подтверждено в опытах при изменении отношения шага перфорации к диаметру отверстий t/d от 1,5 до 2,5, углов выхода из отверстий — от 25 до 40° (см. рис. 2.3), т. е. в диапазоне значений этих параметров, типичном для авиационных ГТД.

Данную зависимость можно применять для учета эффективности защитной пленки и лопатки с комбинированным охлаждением.

Комплексное влияние коэффициентов теплоотдачи $\alpha_{\text{г}}$, $\alpha_{\text{охл}}$ на температуру лопатки при конвективном охлаждении приближенно может быть учтено с помощью так называемой зависимости эффективности охлаждения

$$\Theta_{\text{копв}} = \frac{T_{\text{г}}^* - T_{\text{л}}}{T_{\text{г}}^* - T_{\text{охл}}^*}$$

в функции от относительного расхода охлаждающего воздуха $\bar{g}_{\text{охл}}$. Такая форма представления опытных данных удобна, так как позволяет избежать громоздкие расчеты и повышает достоверность определения температуры лопатки. Обычно разработчик турбины располагает необходимыми экспериментальными данными для лопаток двигателя-прототипа.

С привлечением зависимостей для расчета коэффициентов теплоотдачи $\alpha_{\text{г}}$ и $\alpha_{\text{охл}}$ значение $T_{\text{л}}$ определяется только в случае отсутствия прототипа или существенного отступления от него.

Связь коэффициентов теплоотдачи $\alpha_{\text{г}}$ и $\alpha_{\text{охл}}$ с безразмерной температурой лопатки, характеризующей глубину ее охлаждения $\Theta_{\text{копв}}$, определяется из теплового баланса. Проиллюстрируем это на простейшем примере плоской стенки.

На стационарном режиме количество тепла, переданное, например, плоской стенкой охлаждающему воздуху, равно количеству тепла, отнятому от газа, т. е. $Q_{\text{охл}} = Q_{\text{г}}$ или

$$\alpha_{\text{охл}} (T_{\text{п ст}} - T_{\text{охл}}^*) F_{\text{к}} = \alpha_{\text{г}} (T_{\text{г}}^* - T_{\text{п ст}}) F_{\text{г}}. \quad (2.9)$$

При $F_{\text{к}} = F_{\text{г}}$ получим

$$\Theta_{\text{копв}} = \frac{T_{\text{г}}^* - T_{\text{п ст}}}{T_{\text{п ст}} - T_{\text{охл}}^*} = \frac{\alpha_{\text{охл}}}{\alpha_{\text{г}}}. \quad (2.10)$$

Здесь $T_{\text{п ст}}$ — температура плоской стенки.

В более общем случае на величину $\Theta_{\text{копв}}$ оказывают влияние геометрические особенности нагреваемой и охлаждаемой поверхностей.

Для расчетной оценки эффективности охлаждения лопаток и других горячих элементов турбины применяется комплекс Θ , который сложным образом зависит от коэффициентов теплоотдачи $\alpha_{\text{г}}$, $\alpha_{\text{охл}}$ и геометрии рассматриваемого охлаждаемого участка.

Как показано в работе [2], выражение для $\Theta_{\text{конв}}$ можно представить в виде

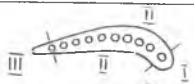
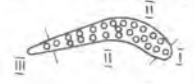

$$\Theta_{\text{конв}} = \frac{T_{\Gamma}^* - T_{\text{л}}}{T_{\Gamma}^* - T_{\text{охл}}} \approx \frac{K_{\text{ф}} \alpha_{\text{охл}} / \alpha_{\Gamma}}{K_{\text{ф}} (\alpha_{\text{охл}} / \alpha_{\Gamma}) + 1} \quad (2.11)$$

где $K_{\text{ф}}$ — коэффициент формы, учитывающий различие температур лопатки и тонкой плоской стенки. Этот коэффициент мало зависит от условий теплообмена и для тел простых геометрических форм может быть определен аналитически [2]. Результаты расчета $K_{\text{ф}}$ для лопаток с радиальными каналами приведены в табл. 2.1 [2]. Полагая в уравнении (2.11) $K_{\text{ф}} = \text{const}$, из уравнения (2.11) получим

$$\Theta_{\text{конв}} = f(\alpha_{\text{охл}} / \alpha_{\Gamma}).$$

Таблица 2.1

ЗНАЧЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТОВ ФОРМЫ ЛОПАТОК

Профиль	$K_{\text{фI}}$	$K_{\text{фII}}$	$K_{\text{фIII}}$
	0,09	0,57	0,09
	0,16	0,65	0,15
	0,2	0,45	0,2

Применение коэффициентов формы лопаток из табл. 2.1 позволяет только в первом приближении оценить величины комплексов $\Theta_{\text{л}}$ для характерных участков лопатки с радиальными каналами.

Для более сложных течений потока и геометрических форм каналов местные тепловые потоки определяются экспериментально.

Входящее в формулу (2.10) отношение коэффициентов теплоотдачи $\alpha_{\text{охл}}$ и α_{Γ} незначительно зависит от температур $T_{\text{охл}}^*$, T_{Γ}^* и в основном определяется величинами чисел Рейнольдса $Re_{\text{охл}}$, Re_{Γ} , которые, в свою очередь, зависят от расходов охлаждающего воздуха $G_{\text{охл}}$ и газа G_{Γ} . Таким образом, зависимость для $\Theta_{\text{конв}}$ может быть приближенно записана в виде

$$\Theta_{\text{конв}} \approx f\left(\frac{G_{\text{охл}}}{G_{\Gamma}}\right) \approx f(\bar{g}_{\text{охл}}). \quad (2.12)$$

При расчете комбинированного (конвективно-пленочного) охлаждения производится суммирование полезного эффекта внутреннего конвективного и наружного пленочного охлаждения:

$$\Theta_{\Sigma} = \frac{T_{\Gamma}^* - T_{\text{л}}}{T_{\Gamma}^* - T_{\text{охл}}} = \Theta_{\text{конв}} + \Theta_{\text{пл}} - \Theta_{\text{конв}} \Theta_{\text{пл}}. \quad (2.13)$$

Здесь $\Theta_{\text{пл}} = \frac{T_{\Gamma}^* - T_{\text{стат}}}{T_{\Gamma}^* - T_{\text{охл}}^*}$ — эффективность пленочного охлаждения.

Возможность суммирования согласно этой зависимости была подтверждена сравнением расчетных

и экспериментальных данных, полученных при испытаниях сопловых и рабочих лопаток в широком диапазоне изменения параметров воздуха и газа, а также соотношений расходов воздуха на конвективное и пленочное охлаждение.

С учетом уравнения (2.13) для Θ_{Σ} формула определения температуры лопатки при комбинированном охлаждении принимает вид

$$T_{л} = T_{г}^{*} - \Theta_{\Sigma} (T_{г}^{*} - T_{охл}^{*}). \quad (2.14)$$

Расчет коэффициента теплоотдачи от вращающегося диска к воздуху $\alpha_{д}$

Как показывают эксперименты, его значение незначительно зависит от расстояния между диском и неподвижной стенкой статора. Если диск выполнен с покрывным дефлектором (см. рис. 1.5), то для определения числа Nu можно воспользоваться зависимостью (2.1), подразумевающей среднюю относительную скорость (на данном радиусе) и принимая $c = 0,025$; $n = 0,8$; $m = 0,4$ при введенном эквивалентном диаметре, т. е. принимая $l = 2\delta$, где δ — расстояние между диском и дефлектором.

При обтекании диска без обдува и при обычных зазорах между диском и корпусом ($\delta/r > 0,02$) пограничные слои на статоре и диске не смыкаются, поэтому теплообмен от величины зазора не зависит. В этом случае можно также применять уравнение (2.1), если числа Re и Nu рассчитываются по периферийному радиусу диска $r_{пер}$ и периферийной скорости $u_{пер} = \omega r_{пер}$ и принято $c = 0,0185$; $n = 0,8$; $m = 0,6$. Для определения местного коэффициента теплоотдачи $\alpha_{охл}(r)$ следует принимать $c = 0,024$, а числа Nu и Re рассчитывать по текущему значению радиуса r и текущей окружной скорости ωr .

Гидравлическое сопротивление систем охлаждения определяется либо продувкой, либо расчетным путем. Результаты продувок обычно представляются в виде зависимости приведенного расхода охлаждающего воздуха от перепада давления в системе

$$\frac{G_{охл} \sqrt{T_{охл}^{*}}}{P_{охл}^{*}} = f(\pi_{г}).$$

В ГТД перепад давле

ний между входом и выходом по линии охлаждения лопатки $\pi_{л}$ ограничен и определяется степенью понижения давления в сопловых и рабочих венцах на данном режиме работы двигателя. В этих условиях количество воздуха, которое может быть пропущено через охлаждаемую лопатку, зависит от гидравлического сопротивления тракта охлаждения (участка отбора, транспортировки, ввода в лопатки и выхода из них).

Несмотря на то, что вращение ротора оказывает влияние на гидравлическое сопротивление систем

охлаждения вследствие проявления центробежных и кориолисовых ускорений, расходные характеристики систем, экспериментально определенные при вращении и без него, отличаются незначительно (не более чем на 6...8%) [2]. Представленные в работе [2] экспериментальные данные были получены для лопаток, оснащенных радиальными каналами, в которых наиболее полно реализуются эффекты вращения. Следовательно, данные по гидравлическому сопротивлению лопаток и роторов, полученные на установках без вращения, могут быть распространены и на условия работы системы в составе двигателя.

При проектировании сопротивление системы охлаждения обычно принимается с учетом данных двигателя-прототипа. Однако в некоторых случаях возникает необходимость выполнения поверочного расчета гидравлического сопротивления системы. При этом практически всегда движение воздуха в каналах сводится к одномерной схеме течения.

В результате совместного решения уравнений неразрывности, импульсов, энергии и состояния в отдельных случаях удается получить важные расчетные зависимости. Например, при движении воздуха в прямолинейном вращающемся канале потери полного давления на участке 1—2 (рис. 2.4) могут быть определены из выражения

$$\Delta p^* = p_1^* - p_2^* = \xi_1 \rho \frac{\omega_1^2}{2} + \frac{1}{2} \xi_{тр} \rho \omega^2 \frac{l}{d_k} + \xi_2 \frac{\rho \omega^2}{2} - \Delta p_{\omega}, \quad (2.15)$$

где p_1^* , p_2^* — давление перед и за каналом соответственно; ξ_1 , ξ_2 — коэффициенты местных сопротивлений соответственно при входе и выходе из канала; $\xi_{тр}$ — коэффициент гидравлического сопротивления трения, который в случае турбулентного течения (при $Re > 10^4$) равен $0,184 Re^{-0.2} \Psi_l$,

здесь $\Psi_l = \left(\frac{T^*}{T_{ст}^*}\right)^k$ — температурный фактор [см. уравнение (2.2)], ω, ρ — скорость течения и плотность среды в канале; l — длина участка; d_k — гидравлический диаметр канала; $\Delta p_{\omega} = \rho \omega^2 (r_2^2 - r_1^2) / 2$ — разность давлений, обусловленная вращением канала; r_2 , r_1 — радиусы окружностей, на которых расположены выходное и входное сечения канала.

Коэффициент местного сопротивления при входе в канал ξ_1 , выполненный заподлицо со стенкой, ориентировочно можно принять равным 0,5; а коэффициент при выходе из канала ξ_2 — равным 1 (при турбулентном течении) и 2 (при ламинарном течении).

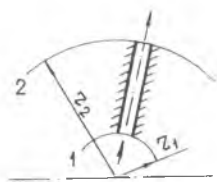


Рис. 2.4. Схема прямолинейного вращающегося канала

2.2 ПОКАЗАТЕЛИ ЭФФЕКТИВНОСТИ ОХЛАЖДЕНИЯ ЛОПАТОК

Эффективность охлаждения характеризуется двумя критериями:

1) безразмерной глубиной охлаждения лопаток Θ , позволяющей судить о совершенстве системы охлаждения (при некотором фиксированном расходе охладителя $\bar{g}_{охл}$),

$$\Theta = \frac{T_{\Gamma}^* - T_{л}}{T_{\Gamma}^* - T_{охл}^*}; \quad (2.16)$$

2) относительной глубиной исчерпания хладо-ресурса охладителя

$$\eta = \frac{(T_{вых}^* - T_{вх}^*)_{охл}}{T_{л} - T_{вх}^*_{охл}} \quad (2.17)$$

(в приближенной методике расчета системы охлаждения данный критерий не применяется).

Чем выше значение Θ при выбранном расходе $\bar{g}_{охл}$, тем меньше температура лопатки отличается от температуры охлаждающего воздуха. В свою очередь величина Θ при заданном расходе охлаждающего воздуха будет тем больше, чем совершеннее (с точки зрения охлаждения) конструкция лопатки, т. е. чем больше отношение поверхности теплообмена воздушной стороны к газовой, интенсивнее теплосъем со стороны воздуха, обеспечиваемый турбулизаторами, струйным охлаждением и т. п. и совершеннее формы обводов ее профильной части, обеспечивающие уменьшение коэффициентов теплоотдачи от газа к лопатке.

Известно, что для каждой конкретной конструкции лопатки коэффициент Θ может быть представлен графической зависимостью от относительного расхода охлаждающего воздуха $\Theta = f(\bar{g}_{охл})$.

Наряду с общепринятым понятием глубины охлаждения собственно лопаток $\Theta_{л}$ может применяться также понятие эквивалентной глубины охлаждения $\Theta_{л экв}$, удобное для сравнения одних и тех же конструкций лопаток в составе различных систем охлаждения (например, в системе с предварительной закруткой воздуха, с впрыском воды или топлива в воздух, с пульсирующим подводом воздуха, при наличии теплообменника и т. д.). Сравнение может быть проведено либо при одинаковых температурах лопатки (или ресурсе) с целью нахождения допустимой температуры газа перед турбиной, либо при одинаковых T_{Γ}^* с целью определения возможности повышения ресурса τ_p или снижения $\bar{g}_{охл}$ при $\tau_p = \text{const}$.

На рис. 2.5, 2.6, 2.7, 2.8, 2.9 для наиболее типичных конструкций охлаждаемых турбинных лопаток представлены зависимости $\Theta_{л ср} = f(\bar{g}_{охл})$, харак-

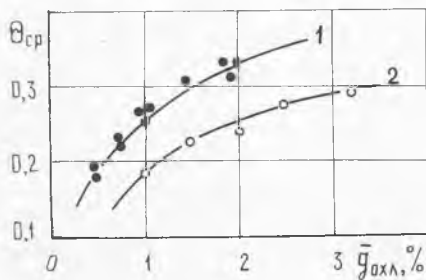
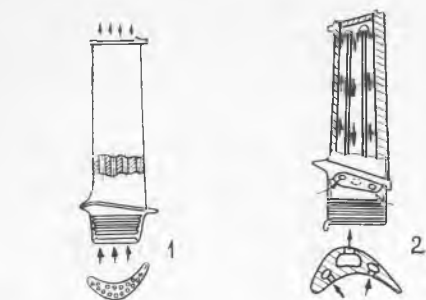


Рис. 25. Конструктивные схемы лопаток с радиальными каналами, радиальной петлевой схемой течения воздуха и средняя эффективность охлаждения их профилей:

1—«Олимп»; 2—«Конвей»

теризующие эффективность внутреннего конвективного охлаждения. Они позволяют на ранней стадии проектирования (в том числе и дипломного) производить предварительные расчеты охлаждаемых лопаток. На рис. 25 показаны лопатки с радиальными относительно пера течениями хладоагента. Такие рабочие лопатки широко применяются в турбинах английских двигателей «Конвей», «Спей», «Олимп», RB.211, а также на американских двигателях IT8Д и IT9Д-3А фирмы «Пратт-Уитни». Охлаждающий воздух в таких лопатках подводится к их замковой части и движется вдоль пера.

Как показала практика, главные достоинства лопаток с такой схемой охлаждения — простая технология изготовления и широкая возможность

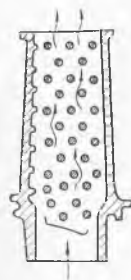
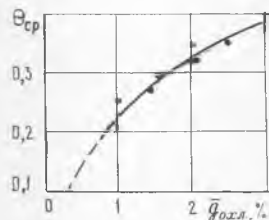


Рис. 26. Конструктивная схема лопатки с перемычками (штырьками), соединяющими вогнутую и выпуклую поверхности профильной части лопатки, и средняя эффективность охлаждения ее профиля

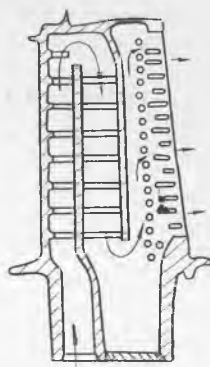
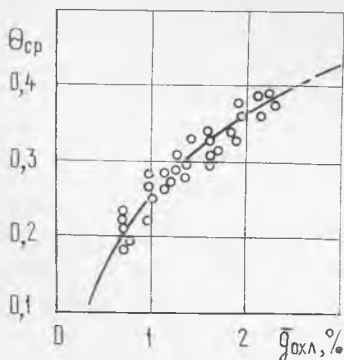


Рис. 27. Конструктивная схема лопатки с полуребрами, петлевой схемой течения воздуха и средняя эффективность охлаждения ее профиля

Рис. 2.8. Конструктивная схема лопатки со вставным дефлектором и средняя эффективность охлаждения ее профиля

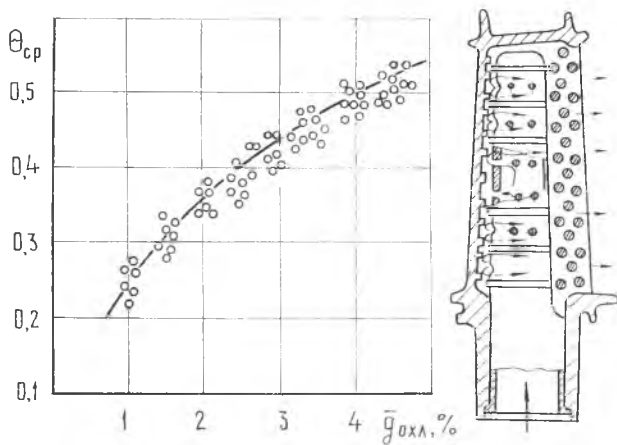
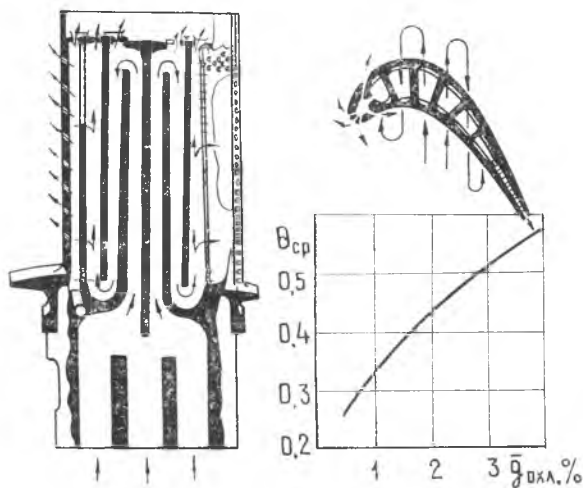
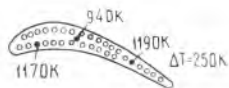


Рис. 2.9. Конструктивная схема рабочей лопатки с пленочной защитой и средняя эффективность охлаждения ее профиля



варьирования глубины охлаждения путем изменения отношения периметра охлаждающих каналов к их площади. Недостатком конструкций является значительная неравномерность температуры лопатки как по высоте, так и по профилю. Такая неравномерность температуры в различных точках профиля лопаток с радиальными каналами 1-й ступени турбины ТРД «Олимп» показана на рис. 2.10. Испытания проводились на пакетной установке [2] при $\bar{g}_{охл.} = 1,5\%$, $T_r^* = 1270\text{ К}$ и $T_{охл.}^* = 300\text{ К}$. Из рисунка видно, что максимальная разность температур по профилю лопатки составляет 250 К. Такая неравномерность обуславливает появление повышенных термических напряжений и возможность быстрого разрушения рабочих лопаток.

Рис. 2.10. Распределение температуры по профилю охлаждаемой рабочей лопатки с радиальными каналами



Для уменьшения разности температур применяются лопатки с перемычками, с полурепрами, со вставным дефлектором и с пленочной защитой пе-

регретных участков. Использование петлевой схемы течения воздуха также приводит к уменьшению разности температур по профилю.

Лопатки с перемычками (штырьками), интенсифицирующими теплоотвод к воздуху, показаны на рис. 2.6. Здесь воздух проходит через систему образованных внутри лопатки каналов между штырьками, после чего сбрасывается в проточную часть. *Максимальная разность температур по профилю таких лопаток составляет 200...220 К.*

Лопатка с полурейбрами и петлевой схемой течения воздуха показана на рис. 2.7. Ее отличительной особенностью является пропускание всего охлаждающего воздуха вначале в зону входной кромки лопатки, благодаря чему увеличивается теплоотъем в этом наиболее теплонапряженном участке, затем — от периферии лопатки к корню в центральной части ее по оребренному каналу (против действия центробежных сил). Охлаждение входного участка лопатки обеспечивает тот же воздух, проходящий в канале с системой интенсифицирующих штырьков цилиндрической формы и сбрасываемый в проточную часть через щель в выходной кромке.

Недостаток такой лопатки — повышенное гидравлическое сопротивление по сравнению с ранее рассмотренной схемой. *Максимальная разность температур по профилю таких лопаток уменьшается до 170...180 К.*

Значительно улучшена равномерность распределения температуры по профилю и увеличена глубина охлаждения лопатки со вставным дефлектором (см. рис. 2.8). *На дефлекторных лопатках неравномерность температур удалось снизить до 75...120 К*, что позволило форсировать цикл двигателя. Воздух вначале поступает во внутреннюю полость дефлектора, который выполняет роль распределительного коллектора, и далее через профилированные сопла на его передней кромке подается на внутреннюю поверхность входного участка лопатки, откуда, растекаясь по внутренней поверхности лопатки, движется в щелевых каналах, образованных дефлектором и стенками, затем поступает в выходной участок лопатки, геометрия каналов которого выполняется по схеме, показанной на рис. 2.7. Сбрасывается воздух в проточную часть через отверстия в выходной кромке.

В известных конструкциях [1, 2] закрученный дефлектор вводится в полость лопатки через узкую щель в ее замке, поэтому дефлектор может быть выполнен ограниченной, по сравнению с хордой, ширины и не на полную высоту лопатки. Теплотехнические показатели такой системы охлаждения ограничены другим принципиальным недостатком — увеличением размера щели на спинке лопатки вследствие ухода выпуклой части тела ло-

Опыт доводки турбины с охлаждаемыми лопатками выявил важность учета неравномерности температуры по контуру.

патки (спинки) при ее разогреве, в результате чего уменьшается теплоотдача в этом месте и создаются предпосылки для усиления перегрева и прогара спинки.

Ослабить влияние этих недостатков можно введением перфорации на дефлекторе, а устраняются они в конструкции с влитым или впаянным дефлектором.

Повышение равномерности распределения температуры в лопатке при одновременном увеличении глубины охлаждения $\Theta_{\text{л}}$ обеспечивает пленочная защита поверхности лопатки (см. рис. 2.9), которая является дополнением к внутреннему конвективному охлаждению. Это удобный способ улучшения эффективности охлаждения, поскольку он позволяет мобильно (путем простой доработки — выполнения перфорации) существенно расширить возможности применения серийно изготовленных лопаток при освоении более высоких температур газа.

Недостатками перфорированных лопаток с пленочным охлаждением являются снижение усталостной прочности из-за наличия отверстий и ухудшение начальных теплотехнических и гидравлических характеристик из-за засорения перфорации в процессе длительной эксплуатации. Однако такой тип лопаток получил широкое распространение практически на всех отечественных и зарубежных двигателях-строительных фирмах.

На лопатках с конвективно-пленочным охлаждением равномерность температур по профилю достигнута такого же порядка, как и на дефлекторных лопатках.

На рис. 2.9 показана конструктивная схема рабочей лопатки двигателя CF6 фирмы «Дженерал Электрик», а также средняя эффективность ее охлаждения.

Представляет интерес сравнение глубины охлаждения выполненных лопаток, например, при расходе охлаждающего воздуха $\bar{g}_{\text{охл}} \approx 3,0\%$. Для современных высокотемпературных двигателей $\bar{g}_{\text{охл.л}} = 3...3,5\%$ (двигатели CF6, RB.211, IT9D). Сравнение показывает, что рассмотренные конструкции охватывают диапазон $\Theta_{\text{л.ср}}$ от 0,3 до 0,5, причем при конвективно-пленочном охлаждении достигнута наибольшая глубина охлаждения лопатки.

Охлаждение лопаток первого соплового аппарата. Температура газа, омывающего сопловые лопатки, существенно превышает температуру газа, поступающего на рабочие лопатки. Это связано со значительными отборами воздуха из камеры сгорания на охлаждение турбин (в современных высокотемпературных двигателях $\bar{g}_{\text{охл.л}}$ составляет 10...16%). При значениях подогрева воздуха в камерах сгорания порядка $\sim 850 \text{ K}$ такие отборы

Неравномерность температуры тела лопаток по контуру сдерживает форсирование параметров цикла ГТД, поэтому наряду с повышением средней глубины охлаждения $\Theta_{\text{л}}$, необходимо добиваться также выравнивания распределения температур.

Лопатки с влитым перфорированным дефлектором позволяют удачно совместить решение проблем повышения глубины охлаждения и равномерности и являются перспективными.

приводят к дополнительному увеличению температуры газа за камерой примерно на 85...135 К.

Кроме того, сопловые лопатки работают в неоднородном поле температур газа. За камерами сгорания многих авиационных ГТД *максимальное значение температуры газа по высоте лопатки может превышать среднее значение на 5...10%, в окружном направлении колебания температур достигают $\pm 100...120$ К.* В итоге при температуре в узком сечении первого соплового аппарата $T_r^* = 1600$ К температура на входе в него может достигать $\approx 1900...2000$ К.

Очевидно, что при таких температурах газа перед сопловыми лопатками обеспечить их работоспособность (предупредить окисление и прогар) можно только при условии защиты поверхности воздушной пленкой и спецпокрытиями.

На рис. 2.11 показана сопловая лопатка двигателя английской фирмы «Роллс-Ройс» RB.211-524.

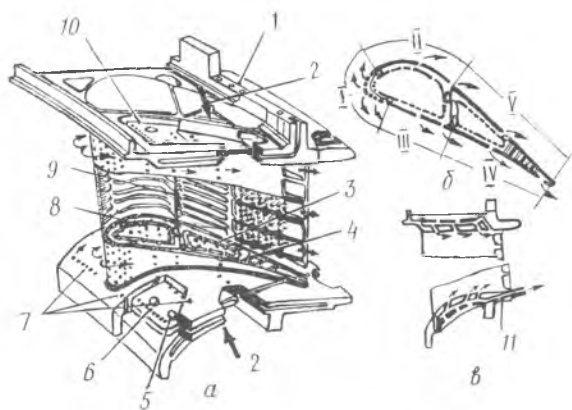


Рис. 2.11. Сопловая лопатка 1-й ступени турбины английского двигателя RB.211-524:

a — конструктивная схема лопатки; *б* — схема перфорирования лопатки и дефлектора; *в* — охлаждение полки лопатки; 1 — корпус лопатки; 2 — подвод охлаждающего воздуха в задний дефлектор; 3 — дефлектор задний; 4 — перемычки; 5 — дистанционные выступы; 6 — отверстия струйного обдува нижней полки; 7 — отверстия пленочного охлаждения нижней полки; 8 — дефлектор передний; 9 — перегородка; 10 — дефлекторная пластина верхней полки; 11 — канал охлаждения

Ее отличительной особенностью является наличие пяти отделенных одна от другой полостей подвода охлаждающего воздуха к различным участкам поверхности. Воздух, вытекающий через отверстия в дефлекторах, охлаждает внутреннюю поверхность лопатки лобовым натеканием и далее через отверстия в лопатке попадает на внешнюю поверхность, образуя вдоль нее заградительный слой. Размеры отверстий в дефлекторах выбраны таким образом, чтобы создавалось различное давление у каждого ряда отверстий в лопатке. Величина этого давления устанавливается сообразно с распределением давления по профилю лопатки, благодаря чему достигается минимизация расхода воздуха, используемого для охлаждения данного участка лопатки. Для обеспечения прохода воздуха через отверстия во входной кромке лопатки давление газа в жаровой трубе поддерживают на $\sim 3\%$ ниже, чем давление воздуха перед отверстиями, т. е. сознательно увеличивается гидравлическое сопротивление жа-

ровой трубы камеры сгорания. Лопатки подобной конструкции обеспечивают надежную работу двигателя при температуре газа цикла 1650 К и более.

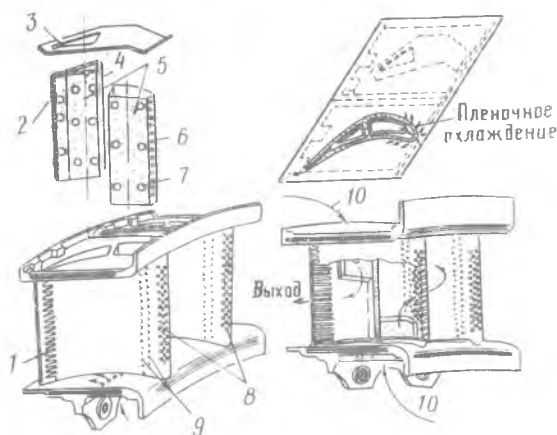
На рис. 2.12 показана лопатка первого соплового аппарата двигателя CF6 американской фирмы «Дженерал Электрик», система охлаждения которой построена по такому же принципу (см. рис. 2.11).

Характерной особенностью сопловых аппаратов высокотемпературных двигателей CF6, RB.211 и др. является наличие пленочного охлаждения не только на лопатках, но и на трактовых поверхностях. Величина расхода воздуха, участвующего в охлаждении первого соплового аппарата, лежит в диапазоне 5,5...7,5%.

Эксперименты и расчеты показывают, что выдув воздуха на поверхность лопаток сопровождается

Рис. 2.12. Сопловая лопатка 1-й ступени двигателя CF6:

1 — щели у выходной кромки; 2 — углубления на выходной кромке дефлектора; 3 — крышка; 4 — задний дефлектор; 5 — отверстия для охлаждающего воздуха; 6 — передний дефлектор; 7 — углубления; 8 — отверстия на входной кромке; 9 — жалюзийные отверстия; 10 — подвод охлаждающего воздуха



утолщением пограничного слоя на профиле, его ранней турбулизацией, а при повышенных перепадах давления в отверстиях и неоптимальных углах выдува вызывает отрыв потока от стенок и резкое уменьшение коэффициента скорости решетки $\phi_{СА}$. Для лопаток с внутренним конвективным охлаждением коэффициент скорости примерно равен 0,97...0,98, для лопаток с заградительным охлаждением при расходе воздуха на пленку $\bar{g}_{пл} \approx 2...3\%$ — 0,96, а при $\bar{g}_{пл} \approx 5\%$ — 0,94, хотя известны примеры и более низкого значения коэффициента скорости.

Поскольку ширина следа за кромками сопловых лопаток с конвективно-пленочным охлаждением больше, чем за лопатками с конвективным охлаждением, значительно возрастает уровень переменных напряжений в рабочих лопатках турбины, устанавливаемых за таким аппаратом. Это особенно заметно при отсутствии на рабочих лопатках бандажных полок. Поэтому, несмотря на возможность защиты сопловой лопатки от прогаров описанным способом, необходимо стремиться к увеличению доли теплосъема за счет интенсификации внутренне-

Чрезвычайно неблагоприятные условия работы сопловых лопаток заставляют проектировщиков усложнять их конструкцию.

Таблица 2.2
ТУРБИНЫ НЕКОТОРЫХ АВИАЦИОННЫХ ГТД
(по данным зарубежной печати)

Страна, фирма	Марка двигателя	T _{г*} , К	π _*	Схема турбины	Количество охлаждаемых венцов	Номера схема охлаждения его венца	Способ подбора охлаждаж.	Дожд., %	t _д , С	Марка материала лопатки	Способ изготовления лопаток
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
США "Дженерал - Электрик"	J79-GE-17	1311	13,5	3	1	I-конв. пленочн.	Из КС	—	—	—	I-сварн.
	J97-GE-100	>1366	13,8	2	1	—	—	—	—	—	—
	GE4 (J5P-A)B	1533	12,1	2	4	—	—	—	—	Рене-80	Литье
	УJ101GE-100	>1523	21	1+1	4	I-II-конв. пленочн.	—	II-3,3	879	Рене125	Литье
Англия. Роллс-Ройс	"Олимп" 593	1450	14,75	1+1	3	I-II-конв.	I-из КС I-Vст К	—	923	—	Литье
Роллс-Ройс Аллисон	XJ99-RA-1	1523									
США "Джене- рал - Электрик"	TF-39	1589	26	2+6	4	I, II-конв. пленочн.	Из КС	q _Σ =14,49 q _{роф} =7,66 q _{II} =3,34	II-951 I-984 II-931	Рене80	Литье и электро- химич. обработка
	CF6-6D	1645	24,7	2+5	4	III, IV-конв.	—	—	—	—	—
	CF6-50C	1595	29,4	2+5	4	—	—	—	—	—	—
	TF34-400A	1498	21	2+4	4	I, II-конв. пленочн. III, IV-конв.	—	—	—	—	—
	F 101	1647	27	1+2	2	—	Из КС	II-3,17	879	Рене125	—
	F 404	~1600	>25	1+1	4	—	—	—	—	—	—
"Пратт- Уитни"	JT9D-3A	1420	24,5	2+4	3	I-конв. пленочн. II, III-конв.	Из КС	5,4+1,96+ +0,6=7,96	I в.кр. 970	I-WJ-52 II, III-У700	Литье
	JT9D-7/D-20	1560	22,3	2+4	4	I-конв. пленочн. II, III, IV-конв.	С предв. закрыт.	7+2,1+1,1+ +1=11,2	I в.кр. 1010	PWA1455	Литье
Лайкоминг	TF30-P-3	1429	17	1+3	2	Конвективное	—	—	—	—	Литье
	TF-30-P-100	1533	22	1+3	4	I-конв. пленочн. II, III, IV-конв.	—	—	—	PWA1422	Литье
	JT9D-59/D70	1598	23,8	2+4	4	I, II-конв. пленочн. III, IV-конв.	Из КС	7,14+3,4+3,5+ +0,36=14,4	—	PWA1422	Литье
	F401-PW400	1588 1672	27	2+2	4	—	—	—	—	—	—
	F100-PW100	1590	24	2+2	4	Лобовым натеканием	II с предв. закрыт.	—	—	—	—
	JT18D	1365	21,5	2+4	3	Конвективное	—	—	—	—	—
Англия "Роллс- Ройс"	ALP-502-D	1360	10,6	2+2	2	I, II, III-конв.	—	—	—	—	—
	RB-207	1420	27	1+1+3	3	Конвективное	II-с предв. закрыт.	—	845	Нимоник 108	штамп. литье
	RB.211-22B	1490	29	1+1+3	3	I, II-конв. пленочное	—	—	—	Нимоник 115	II штамп
	RB.211-524 „Спей" 25R	1550 1440	29 20,1	1+1+3 2+2	3 3	III-конв. —	—	—	—	+ " - Нимоник 108	I, III - Литье
Роллс-Ройс Ман	RB193-12	1441	16,5	2+2	2	Конвективное	—	—	—	—	—
Роллс-Ройс турбомех	"Аджур" Mk102	1427	11	1+1	2	Конвективное	—	—	—	—	—
Роллс-Ройс турбоцилин	RB199-34R	1550	24	1+1+2	4	Конв. пленочное	II с предв. закрыт.	—	—	ATS281-6 ATS391-6	Литье
Роллс-Ройс SNECMA	M45-H	1355	18,8	1+3	2	—	—	—	—	—	—
Роллс-Ройс	TF41-A-2	1443	21	2+2	2	—	—	—	—	—	Диск
Аллисон	912-B23	1453	23,2	2+2	4	—	—	—	—	—	Никонель 901
	912-B31	1551	26	2+2	4	—	—	—	—	—	—
	M53	1503	8,5	2	4	—	—	—	—	—	—
Франция SNECMA	M56	~1647	~25	1+4	4	—	—	—	—	—	—
	TF-306 C	1373	17	1+3	2	—	—	—	—	—	—
Япония Mitsubishi	FJR 710	1523	22	—	2	—	—	—	—	—	—

Обозначения: I, II, III, IV — охлаждаемые венцы по направлению движения газа; I, III — сопловые, II, IV — рабочие лопатки

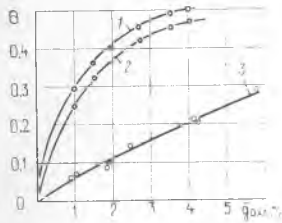


Рис. 2.13. Зависимости конвективного $\theta_{\text{конв}}$ и плёночного $\theta_{\text{пл}}$ охлаждения от относительного расхода охлаждающего воздуха:

1, 2—конвективное охлаждение выходной и входной кромок соответственно; 3—плёночное охлаждение

го конвективного охлаждения, сводя долю защитной пленки к минимуму.

На рис. 2.13 дан пример типичных зависимостей конвективного охлаждения дефлекторной сопловой лопатки в зонах выходной и входной кромок (кривые 1 и 2) [11] и плёночного охлаждения (кривая 3) [2]. Из рисунка видно, что доля конвективного охлаждения лопатки существенно превышает возможный вклад плёночного охлаждения в общий процесс охлаждения.

В табл. 2.2. приведены некоторые сведения о системах охлаждения и параметры цикла для ряда зарубежных двигателей.

2.3. ТЕНДЕНЦИИ РАЗВИТИЯ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ РАБОЧИХ ЛОПАТОК ТУРБИН ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ НЕКОТОРЫХ ИНОСТРАННЫХ АВИАЦИОННЫХ ГТД

В табл. 2.2. приведены некоторые сведения о характеризующие этапы развития рабочих лопаток при освоении фирмами «Роллс-Ройс» (табл. 2.3), «Пратт-Уитни» (табл. 2.4) и «Дженерал Электрик» (табл. 2.5) высоких температур газа в циклах, созданных ГТД. В табл. 2.6 приведены геометрические и конструктивные параметры охлаждаемых лопаток ГТД.

В отличие от общепринятого понятия $T_{\text{г}}^*$ как среднemasсовой температуры газа за камерой сгорания на входе в 1-й сопловый аппарат, в английской и американской практике двигателестроения под $T_{\text{г}}^*$ подразумевается температура смеси газа и охлаждающего воздуха в абсолютном движении в осевом зазоре между первым сопловым аппаратом и рабочим колесом. Эта температура в двигателях с большими отборами воздуха на охлаждение ($\bar{g}_{\text{охл}} \approx 12...16\%$) ниже, чем среднemasсовая температура за камерой, на 100...150 К.

Как видно из табл. 2.3 и 2.4, на ранних этапах создания охлаждаемых турбин применялись простейшие конструкции рабочих лопаток — с радиальными каналами. В дальнейшем, по мере повышения $T_{\text{г}}^*$, произошло разделение путей их развития.

Развитие рабочей лопатки на фирме «Роллс-Ройс» шло в основном по пути усовершенствования исходной лопатки (см. табл. 2.3):

приближения охлаждающих каналов к поверхности лопатки (двигатели «Спей-25», «Олимп-593», RB.211);

усложнения формы каналов с целью увеличения отношения периметра их к площади поперечного сечения (двигатели RB.211);

применения предварительной закрутки охлаждающего воздуха, отбираемого из-за промежуточ-

РАЗВИТИЕ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ РАБОЧЕЙ ЛОПАТКИ ТУРБИНЫ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ
АНГЛИЙСКОЙ ФИРМЫ «РОЛЛС-РОЙС»

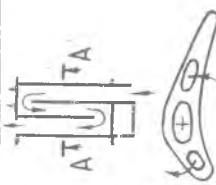
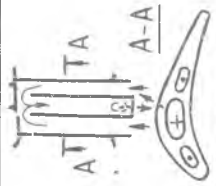
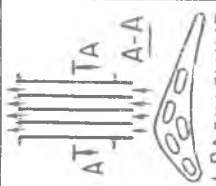
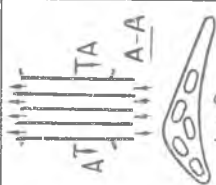
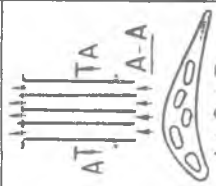
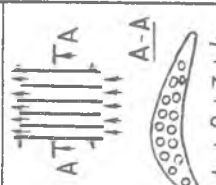
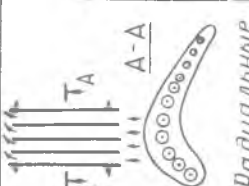
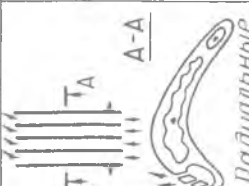
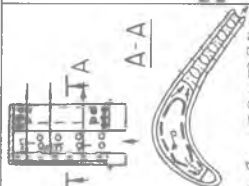
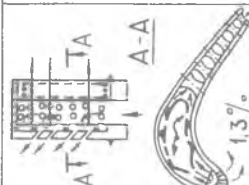
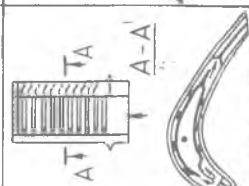
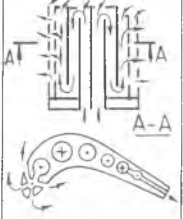
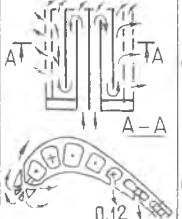
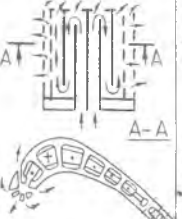
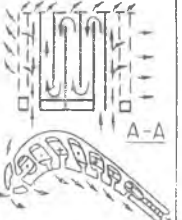
Основные факторы	Тайн	Конвей	Слей-25 Мк 511	Слей-25 Мк 512	Слей-25 R	Олимп 593
T_r^*, K	1242	1310	1360	1450	1450	1440 ÷ 1450
T_k^*, K	670	700	740	770	752	794
$D_{ср}/h_{л}$		9,3	12,2	12,2	12,2	—
$\vartheta_{охл.л.}, \%$	0,8	1,4	2,0	~2,0	~2,0	—
θ	0,15	0,2	0,29	~0,42	~0,45	~0,45
$T_{л макс} - T_{л ср}$	20	60	150	~200	~200	250
МАТЕРИАЛ	НИМОНИК 105	НИМОНИК 105	НИМОНИК 106	НИМОНИК	НИМОНИК	НИМОНИК
БАНДАЖНАЯ ПОЛКА	ЕСТЬ	ЕСТЬ	ЕСТЬ	ЕСТЬ	ЕСТЬ	ЕСТЬ
ОСОБЕННОСТИ РАЗВИТИЯ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ	 <p>1. РАДИАЛЬНЫЕ КАНАЛЫ 2. ОДНОПОТОЧНАЯ СХЕМА ТЕЧЕНИЯ ВОЗДУХА</p>	 <p>1. РАДИАЛЬНЫЕ КАНАЛЫ 2. ДВУХПОТОЧНАЯ СХЕМА ТЕЧЕНИЯ ВОЗДУХА</p>	 <p>1. РАДИАЛЬНЫЕ КАНАЛЫ 2. МНОГОПОТОЧНАЯ СХЕМА ТЕЧЕНИЯ ВОЗДУХА</p>	 <p>3. ПРЕДВАРИТЕЛЬНАЯ ЗАКРУТКА ОХЛАЖДАЮЩЕГО ВОЗДУХА</p>	 <p>4. ПУЛЬСИРУЮЩИЙ ПОДВОД ОХЛАЖДАЮЩЕГО ВОЗДУХА</p>	 <p>5. УВЕЛИЧЕНО ЧИСЛО КАНАЛОВ, КАНАЛЫ ПРИБЛИЖЕНЫ К ГАЗОВОЙ ПОВЕРХНОСТИ ПЕРА</p>

Таблица 2.4
РАЗВИТИЕ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ РАБОЧЕЙ ЛОПАТКИ ТУРБИНЫ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ
АМЕРИКАНСКОЙ ФИРМЫ «ПРАТТ-УИТНИ»

Основные факторы	ЖТ8Д-11(15)	ЖТ9Д-3А	ЖТ9Д-7	ЖТ9Д-59/70Д	F-100	ЖТ
	$T_{г}^*$, К	1294 ~ 1340	1420	1500	1598 - 1643	1590 - 1672
$T_{к}^*$, К	710	785	795	800	790	~ 790
$D_{ср}$ /мм	7	14,1	14,1	14,1	14,1	17 - 18
$\bar{\rho}_{охл.п.}$, %	~ 1,0	1,96	2,1	3,4	~ 3,0	~ 3,0
$\theta_{л}$	~ 0,2	~ 0,3	~ 0,45	~ 0,5	~ 0,55	~ 0,6
МАТЕРИАЛ		PWA 656	PWA 1455	PWA 1422 С НАПРАВЛЕННОЙ КРИСТАЛЛИЗАЦИЕЙ		МОНОКРИСТАЛЛ. СПЛАВЫ
БАНДАЖНАЯ ПОЛКА	ЕСТЬ					
Особенности развития системы охлаждения	 <p>Радиальные каналы Многоканальная схема течения воздуха</p>	 <p>Радиальные каналы с разбитой поверхностью. Введено ланчное охлаждение спички воздуха</p>	 <p>1. Дефлекторная лопатка со струйным нагнетанием воздуха 2. Перемычки цилиндрической формы (*)</p>	 <p>1. Дефлекторная часть лопатки 2. Закрытка охлаждающего воздуха 3. Разбита поверхность внутреннего дефлектора</p>	 <p>1. Дефлекторная часть лопатки 2. Закрытка охлаждающего воздуха 3. Разбита поверхность внутреннего дефлектора</p>	<p>1. Вафельная конструкция лопатки с сильно разбитой поверхностью охлаждения 2. Струйное и ланчное охлаждение вхл. кромок 3. Конвективное (в осевом) охлаждение срединной части лопатки 4. Конвективное охлаждение вхл. кромок в том числе в вырезах матрицы</p>

РАЗВИТИЕ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ РАБОЧЕЙ ЛОПАТКИ ТУРБИНЫ
 ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ АМЕРИКАНСКОЙ
 ФИРМЫ «ДЖЕНЕРАЛ-ЭЛЕКТРИК»

Основные факторы	CF6-6 (TF-39)	CF6-50	F-101	E ³
T_g^* , К	(1589)	1595	1647	1730
T_k^* , К	~ 822	~ 855	~ 960	850
D_{cp}/h_l	17	17	17	~ 17
$\bar{q}_{охл.}$, %	3.0	3,43	3,17	3.4
θ_l	0.503	—	0.52	—
МАТЕРИАЛ	Рене 80	Рене 80	Рене 125	Рене 150
БАНДАЖНАЯ ПОЛКА	О Т С У Т С Т В У Е Т			
Особенности развития системы охлаждения	 <ol style="list-style-type: none"> 1. РАДИАЛЬНЫЕ КАНАЛЫ (ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ) 2. 2-х ПЕТЛЕВАЯ СХЕМА ТЕЧЕНИЯ ВОЗДУХА 3. ПЛЕНОЧНОЕ ОХЛ-Е ВХОДНОЙ КРОМКИ 	 <ol style="list-style-type: none"> 1. РАДИАЛЬНЫЕ КАНАЛЫ (ПРЯМОУГОЛЬНОЙ ФОРМЫ) 2 + 3 4. ПЕРЕМОЫЧКИ ЦИЛИНДР. ФОРМЫ НА ВЫХ. КРОМКЕ 	 <ol style="list-style-type: none"> 1. РАДИАЛЬНЫЕ КАНАЛЫ С ТУРБУЛИЗАТОРАМИ 2 + 3 + 4 	 <ol style="list-style-type: none"> 1. РАДИАЛЬНЫЕ КАНАЛЫ С ТУРБУЛ. 2. 3-х ПЕТЛЕВ. СХЕМА ТЕЧЕНИЯ ВОЗДУХА 3. ПЛЕНОЧНОЕ ОХЛ. КРОМОК И КОРЫТЦА + 4

ных ступеней компрессора (двигатели «Спей-25» Mk. 512 и далее все последующие ГТД);

интенсификации теплообмена в охлаждающих каналах путем организации продольных колебаний (пульсаций) воздушного столба в каналах (двигатели «Спей-25» Mk. 512 и все последующие ГТД) и применения оребрения;

выпуска охлаждающего воздуха из каналов с максимальным теплоотводом в зону пониженного давления в радиальном зазоре (двигатель RB.211-22B);

введения двухпоточной системы пленочного охлаждения, в которой воздух, отбираемый из-за промежуточных ступеней компрессора, подается в каналы, сообщенные с областями пониженного давления на поверхности лопатки, а воздух из-за компрессора — в каналы с максимальным противодавлением (рис. 2.14).

Одновременно с совершенствованием системы охлаждения по мере возрастания T_g^* наметилась тенденция к увеличению относительного диаметра турбины ВД (D_{cp}/h_l), что, как известно, приводит к уменьшению действующих напряжений в опасных сечениях лопатки, а также внедряются в производство более жаропрочные литейные материалы (см. табл. 2.3...2.6).

Таблица 26
ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ И КОНСТРУКТИВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ОХЛАЖДАЕМЫХ ЛОПАТОК НЕКОТОРЫХ ЗАРУБЕЖНЫХ ГТД

Двигатель	Окружн. скорость турбины ВД	Средн. диаметр турбины	Число лопаток	Высота лопатки	Отношение ширины лопатки к диаметру	Ширина лопатки	Хорда	Макс. толщина	Радиус	Число	Средняя высота лопатки	Тип	Вес	Угол	Угол	Тип
	Укр. м/с	Зер. мм	З. шт.	г, мм	Д _л /D, мм	В, мм	В, мм	г, мм	г, мм	г, мм	г, мм	г, шт	т, г	β ₁ , град	β ₂ , град	Охлаждаемая
„Спей“ 25	350	270	100	44	12,2	16	19,8	4,8	0,9	0,5	15,5	Елочн. 5	56	60	30°40'	7 радиальн. каналов
„Олимп“ 593	—	—	—	~140	—	—	—	—	—	~40	Ø/н	Елочн. 5	—	—	—	22 радиальн. канала
RB.211-22	423	398	102	62	12,8	23,7	31,5	6,72	2,3	0,5	27	Елочн. 7	177,5	62,5	24,5	10 радиальн. каналов
RB.199 _{Гст}	—	186	90	32	~9,2	16,35	19,1	3,48	1,0	0,5	10	Елочн. 4	26,2	—	—	10 радиальн. каналов
RB.199 _{Цст}	—	191	76	57	—	18,25	22,4	3,25	0,8	0,4	10	Елочн. 4	39,5	—	—	Штырьковый радиальн.
TF30-P-3	390	265	108	56,5	9,4	20,3	22,4	4,5	1,15	0,75	17	Елочн. 4	65	—	—	9 радиальн. каналов
JT9D-3A	358	439	116	62	14,1	26	31,1	6,2	1,45	0,9	22,5	Елочн. 3	122,6	47,5	21,5	3 радиальн. канала
JT9D-7	350	439	116	62	14,1	26	31,4	6,8	2,1	1,06	22	Елочн. 2	117,5	49,5	25,5	Дефлект.
JT8D-15	—	—	—	—	—	—	—	—	—	~20	Ø/н	Елочн. —	—	—	—	11 радиальн. каналов
TF-39	400	405,5	114	47,5	17	29	32	6,8	~2	2R=1мм	~0,75н	Елочн. 2	153	—	—	Петляеобразн. мембленич.
CF6-6	400	405,5	114	47,5	17	29	32	6,8	~2	2R=1мм	~0,75н	Елочн. 3	153	—	—	То же
TF30-P-100	—	—	98	—	—	—	—	—	—	Ø/н	~0,4н	Елочн. 4	—	—	—	Дефлект.
TF30-P408	390	265	98	56,5	9,4	20,3	22,4	4,5	1,15	1,15	17	Елочн. 4	65	—	—	9 радиальн. каналов
F101	—	—	—	—	—	—	—	—	—	Ø/н	—	Елочн. 2	—	—	—	Петляеобразн. мембленич.

Геометрические размеры даны для профилей среднего сечения

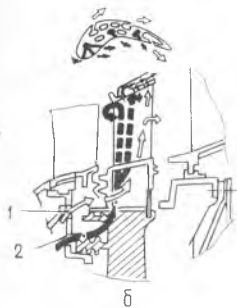
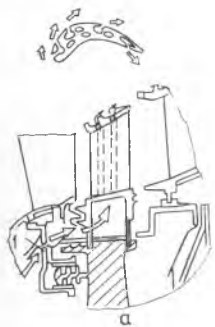


Рис. 2.14. Схема охлаждения рабочих лопаток 1-й ступени турбины двигателей: а — RB.211-22С; б — RB.211-22В;

⇒ — подвод охлаждающего воздуха низкого давления;

➔ — подвод воздуха высокого давления; 1 — подкручивающая решетка;

В результате применения всего арсенала мероприятий, включая такие средства интенсификации теплообмена, как резонансные колебания столбов охлаждающего воздуха, фирмой «Роллс-Ройс» на двигателях семейства RB.211 достигнута температура газа, равная $T_r^* = 1685 \text{ К}$ при расходах воздуха на охлаждение рабочей лопатки $\approx 3\%$.

Чрезвычайно важно подчеркнуть, что благодаря высокой эффективности охлаждения удалось сохранить верхнюю бандажную полку при ресурсе работы турбины $\tau_p \approx 5000 \text{ ч}$ и обеспечить ее максимальный к.п.д.

В планах фирмы «Роллс-Ройс», связанных с дальнейшим увеличением T_r^* , имеет место та же рабочая лопатка и весь комплекс мероприятий, улучшающих ее охлаждение. В последних модификациях фирма предполагает применить петлевою схему движения воздуха по орбренным каналам в зоне выходной кромки, что, возможно, обеспечит более полное использование хладоресурса воздуха. Число каналов охлаждения при этом можно уменьшить в два раза (от 10 до 5).

В качестве возможного варианта рабочей лопатки для двигателя с температурой газа перед турбиной $1800 \dots 1850 \text{ К}$ фирма «Роллс-Ройс» рассматривает безбандажный вариант лопатки. Однако его внедрение связано с применением систем, обеспечивающих снижение радиального зазора, что позволит сохранить достигнутый уровень к.п.д. турбины.

Освоение повышенных температур цикла на фирме «Пратт-Уитни» шло по иному пути (см. табл. 2.4). При создании двигателя IT9D-3A с $T_r^* = 1420 \text{ К}$ рабочая лопатка с радиальными каналами была выполнена с увеличенным по сравнению с рабочей лопаткой IT8D-11(15) (см. табл. 2.4) расходом воздуха. Однако недостаточная эффективность охлаждения потребовала в последующем введения пленочного охлаждения спинки лопатки, что привело к снижению к.п.д. турбины.

Дальнейшее развитие двигателей семейства IT9D по тяге и температуре осуществлялось с использованием дефлекторной лопатки (см. двигатель IT9D-7). Эффективность охлаждения дефлекторных лопаток в районе входной кромки повышалась за счет внедрения перфорации тела лопатки, в то время как такой же уровень T_r^* на фирме «Роллс-Ройс» был освоен благодаря внедрению предварительной закрутки охлаждающего воздуха и интенсификации теплообмена в каналах с помощью организации пульсирующего подвода воздуха с резонансной частотой.

При освоении температуры газа $T^* = 1600 \text{ K}$ возникла необходимость введения предварительной закрутки охлаждающего воздуха, позволившей уменьшить расход воздуха на организацию защитной пленки (примерно до 1,3 %). Для интенсификации охлаждения отдельных перегретых участков лопатки применено струйное охлаждение с подачей воздуха из дефлектора (двигатель IT9D—59/70D). Комплекс этих мероприятий позволил достигнуть температуру газа перед турбиной порядка $T_g^* \approx 1640 \text{ K}$.

Сопоставляя уровни совершенства систем охлаждения турбин фирм «Пратт-Уитни» и «Роллс-Ройс», следует признать, что фирме «Роллс-Ройс» удалось создать более эффективные системы. В самом деле, при равных температурах газа перед турбиной охлаждение рабочих лопаток фирмы «Роллс-Ройс» осуществляется с меньшим расходом воздуха при наличии бандажной полки и большой высоте лопатки. Все это обеспечивает большую величину к.п.д. турбины ВД.

На двигателе F-100 была применена дефлекторная лопатка, изготовленная по новой технологии. Профиль лопатки сформирован из двух спаянных между собой частей, между которыми размещен дефлектор. Особенностью такой лопатки является возможность получения развитой контролируемой дорабатываемой поверхности внутреннего оребрения и укладки дефлектора большой ширины с лучшей подгонкой к оребренным частям лопатки. Лопатка такой конструкции обеспечила получение высоких значений $\Theta_d \approx 0,52 \dots 0,58$ при умеренных значениях расхода охлаждающего воздуха $\dot{g}_{\text{охл}} \sim 3\%$ [11, 13].

В качестве перспективных направлений фирмой «Пратт-Уитни» рассматриваются:

развитие лопаток, примененных на двигателях F-100;

разработка лопаток «вафельной» конструкции со струйно-пленочным охлаждением входной кромки.

Лопатка, представленная в проекте двигателя высокой экономичности — E3, не соответствует направлениям, разрабатываемым фирмой «Пратт-Уитни» в последние годы, а схема разводки воздуха в петлях отличается от современных представлений и практики исполнения лопаток петлевых схем для высокотемпературных ГТД. Поэтому сообщение об этой конструкции прозвучало диссонансом.

Рабочие лопатки двигателей фирмы «Дженерал Электрик» характеризуются применением петлевых многоходовых схем течения воздуха в радиальных каналах. На выполненных двигателях CF6 и F-101

На ведущих зарубежных фирмах создание двигателей с близкими термодинамическими параметрами цикла связано с использованием лопаток турбин различных конструкций.

Наибольший к.п.д. турбины достигнут на двигателях фирмы «Роллс—Ройс», которая шире использовала возможности вспомогательных систем охлаждения.

охладитель подается в центральную часть лопатки с последующей разводкой его к выходной и входной кромкам (табл. 2.5). Недостатком такой схемы разводки является поступление уже нагретого воздуха к наиболее напряженным участкам лопатки (входной и выходной кромкам).

Развитие этих лопаток шло в следующем направлении:

- отказ от каналов круглой формы с переходом на конфигурацию, эквидистантную профилю, и с утонением стенок лопатки (двигатель CF6-50);

- внедрение оребрения в охлаждающие каналы и выпуск большого количества воздуха на поверхность лопатки в виде защитной пленки (см. двигатель F-101);

- изменение схемы разводки холодного воздуха с подводом его вначале к наиболее нагреваемым участкам лопатки — входной и выходной кромкам (см. двигатель E³);

- введение предварительной закрутки охлаждающего воздуха.

Сравнивая приемы обеспечения работоспособности лопаток на различных фирмах, можно обнаружить много общих методов, таких как:

- развитое конвективное охлаждение;
- защитное пленочное охлаждение профиля;
- предварительная закрутка охлаждающего воздуха.

Однако имеется и существенное различие в подходе к конструированию лопаток и организации систем их жизнеобеспечения.

Американские фирмы «Пратт-Уитни» и «Дженерал Электрик» обеспечили возможность освоения высоких температур в основном путем создания малонапряженных лопаток за счет разработки конструкции с большой величиной отношения среднего диаметра колеса турбины к высоте лопатки D_{cp}/h_d и ликвидации периферийных бандажных полок на них. Это направление хотя и позволяет продвигаться по T_r^* , имеет недостаток — снижение к.п.д. турбины из-за увеличения потерь от перетекания газа в радиальном зазоре и повышенного влияния на к.п.д. вторичных потерь (из-за меньшей относительной высоты лопатки). В двухконтурных двигателях со смещением потоков большие значения параметра D_{cp}/h_d могут привести к увеличению потерь полного давления в потоке наружного контура из-за пережатия канала в районе турбин. Все это несколько обесценивает эффективность цикла при повышении $\pi_{к}^*$ и T_r^* . Оценки показывают, что изменение D_{cp}/h_d от 12 до 17 приводит к снижению к.п.д. турбины на 1,1...1,3%. Кроме того, по данным исследований К. М. Попова и ряда известных работ [1, 5], потери в безбандажной сту-

пени турбины возрастают на 2...2,5% по сравнению с бандажированной при относительной величине радиального зазора $\bar{\delta}_p = \frac{\delta_p}{h_{л}} = 0,4...0,5\%$ (данные получены для практического диапазона отношения скоростей $\frac{u_{ср}}{c_{ал}} = 0,4...0,6$).

Для частичной компенсации отрицательного влияния перечисленных факторов на к.п.д. турбины на фирмах «Пратт-Уитни» и «Дженерал Электрик» сравнительно недавно внедрены двухпозиционные системы управления радиальными зазорами. Управление обеспечивается изменением интенсивности обдува воздухом статорных деталей в крайсерских условиях полета.

Фирма «Роллс-Ройс» в основу своих проектов при освоении высоких температур положила идеи сохранения максимальных значений к.п.д. турбины. С этой целью лопатки турбины ВД двигателей, находящиеся в эксплуатации, оснащаются бандажными полками, параметр $D_{ср}/h_{л}$ уменьшается (более длинная лопатка), используется предварительная закрутка охлаждающего воздуха в системе подвода к ротору, обеспечивающая снижение температуры охладителя, уменьшение работы на его прокачку при условии ликвидации поперечных втеканий в осевой зазор за первым сопловым аппаратом.

В турбине ВД применена безрасходная система регулирования радиального зазора (в отличие от расходной на двигателях американских фирм), которая построена по принципу теплового согласования деталей ротора и статора и обеспечивает высокую экономичность в процессе управления зазорами

Как отмечалось, особенностью конструкции системы закрутки является наличие элементов генерации резонансных колебаний воздушных столбов потока в каналах лопатки, что обеспечивает интенсификацию теплообмена на 25...35%.

Отличительным признаком конструкции лопатки является сообщение каналов охлаждения в районе входной кромки и вогнутой части профиля с зоной пониженного давления в радиальном зазоре над бандажной полкой и организация выпуска этого воздуха в тангенциальном направлении, что создает дополнительную работу и обеспечивает пленочное охлаждение поверхности полки.

Как видно из табл. 2.4 и 2.5, в последних модификациях двигателей фирм «Пратт-Уитни» и «Дженерал Электрик» появились также системы предварительной закрутки охлаждающего воздуха. Однако их выполнение в доработочных вариантах и патентные ограничения, введенные фирмой «Роллс-Ройс», не позволили в полной мере реализовать

Анализ тенденций развития высокотемпературных турбин ведущими зарубежными фирмами указывает на сближение решений проблем охлаждения и их синтезирование в конструкциях лопаток перспективных двигателей.

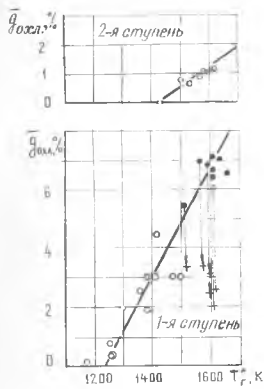


Рис. 2.15. Затраты воздуха на охлаждение сопловых лопаток:

○ — конвективное охлаждение; ● — конвективно-плёночное охлаждение; + — доля $\bar{g}_{\text{охл}}$ в конвективном охлаждении

положительные качества этих систем. Поэтому для дальнейшего повышения температуры газа T_g^* фирмы «Дженерал Электрик» и «Пратт-Уитни» вынуждены были ранее, чем фирма «Роллс-Ройс», приступить к разработке конструкции рабочих лопаток под новую технологию (речь идет о вафельной, составной и пористой лопатках). Цель этих разработок — обеспечение работоспособности лопаток при повышенных температурах без значительного увеличения расхода воздуха на их охлаждение.

Как отмечалось, на фирме «Роллс-Ройс» выход на температуру газа порядка $T_g^* = 1800...1850$ К предполагается осуществить в рамках освоенной технологии с учетом мероприятий, направленных на снижение напряжений (ликвидация верхних бандажных полок, увеличение параметра $D_{cp}/h_{л.}$). Определенные надежды связываются также с применением монокристаллических сплавов, повышающих стабильность физических свойств и позволяющих уменьшить коэффициенты запасов прочности.

Итак, опыт фирмы «Роллс-Ройс» по конструированию высокотемпературных турбин свидетельствует о больших возможностях дополнительных систем, обеспечивающих высокую экономичность двигателя в целом.

В рамках созданных дополнительных систем на фирме «Роллс-Ройс» непрерывно внедряются мероприятия, повышающие их эффективность, например, впрыск небольшого количества воды в поток охлаждающего воздуха с целью снижения его температуры.

Из приведенного анализа можно сделать основной вывод — обеспечение работоспособности лопаток при одновременном сохранении максимального к.п.д. охлаждаемой турбины возможно при использовании дополнительных систем, не ухудшающих аэродинамику турбины. Предельные возможности вспомогательных систем должны быть предварительно хорошо изучены и введены в конструкцию еще на стадии проектирования двигателя (более подробно вспомогательные системы рассмотрены в гл. III).

Как отмечалось, охлаждаются не только рабочие лопатки турбины ВД, значительное количество воздуха отвлекается на охлаждение сопловых лопаток, дисков, трактовых поверхностей, на продувку замков, вентиляцию полостей опор и т. п. Статистика затрат воздуха на охлаждение венцов турбин с учетом утечек по стыкам блоков сопловых аппаратов различных двигателей приведена на рис. 2.15, 2.16, 2.17.

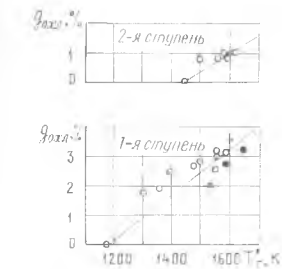


Рис. 2.16. Затраты воздуха на охлаждение рабочих лопаток:

○ — конвективное охлаждение; ● — конвективно-плёночное охлаждение

Из рисунков видно, что с ростом температуры газа перед турбиной суммарный расход воздуха увеличивается, и при $T_r^* = 1650$ К он может достигать $\approx 17\%$, что резко снижает эффективность применения высоких температур в цикле двигателя.

Поскольку одной из задач на современном этапе развития двигателестроения является эффективная борьба с потерями энергии, связанными с охлаждением элементов турбин, рассмотрим возможные пути уменьшения расхода воздуха на охлаждение с целью их реализации в проектах турбин.

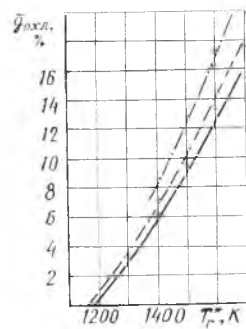


Рис. 2.17. Суммарные затраты воздуха в открытой системе охлаждения: — — — — охлаждение лопаток; — — — — охлаждение лопаток и дисков; — · — · — — охлаждение лопаток, дисков и утечки

Пути уменьшения относительного расхода воздуха на охлаждение турбин

3.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Как следует из приведенного материала, *охлаждение является вынужденным дорогостоящим мероприятием, которое связано не только с усложнением конструкции ГТД, но и с затратами энергии на функционирование.* Очевидно, что величина дополнительных потерь на охлаждение в первую очередь будет зависеть от потребных расходов охлаждающего воздуха, которые увеличиваются с ростом температур в цикле.

Для решения важной задачи — экономного расходования охлаждающего воздуха — необходимо накапливать теоретические и опытные данные по исследованию возможных путей повышения эффективности охлаждения элементов конструкции турбины с целью снижения расхода охлаждающего воздуха.

Как показала практика, существует несколько способов уменьшения расхода воздуха на охлаждение (при условии сохранения необходимого эффекта охлаждения). К ним относятся:

увеличение интенсивности теплообмена в охлаждаемых элементах лопаток;

повышение жаропрочности материалов;

понижение температуры охлаждающего воздуха в специальном теплообменнике;

впрыск воды в воздух, охлаждающий турбину;

применение эффективного способа подвода охлаждающего воздуха к системе охлаждения;

повышение эффективности системы отключения подачи охлаждающего воздуха на крейсерских режимах.

3.2. УВЕЛИЧЕНИЕ ИНТЕНСИВНОСТИ ТЕПЛООБМЕНА В ОХЛАЖДАЕМЫХ ЭЛЕМЕНТАХ

Чем интенсивнее процесс теплоотдачи, тем при меньшем относительном расходе воздуха достигается охлаждение лопатки в заданных температурных условиях. Интенсивность теплообмена возрастает

Ограниченные величины допустимых перепадов давления в системах охлаждения вынуждают изыскивать приемы интенсификации теплообмена, обеспечивающие примерное равенство соотношений критериев:

$$\frac{\epsilon}{Nu} \approx \frac{\epsilon_{гд}}{Nu_{гд}}$$

тает при организации течения вблизи поверхности теплового пограничного слоя — с отрывом его, вихреобразованиями, при ребреннии охлаждаемой поверхности. Увеличению интенсивности теплообмена содействуют пульсации воздушных столбов в каналах лопатки.

В связи с тем, что в системах охлаждения рабочих лопаток перепады давления ограничены, проводятся лишь те мероприятия, которые не вызывают существенного возрастания гидравлического сопротивления. В качестве базы, с которой сравнивают эффективность мероприятий, рассматривается гладкая поверхность, а в качестве критерия совершенства — отношение

$$\frac{\xi}{Nu} \leq \frac{\xi_{гд}}{Nu_{гд}}, \quad (3.1)$$

где ξ , $\xi_{гд}$ — коэффициенты гидравлического сопротивления канала охлаждения с интенсификаторами и гладкого, соответственно; Nu , $Nu_{гд}$ — критерии Нуссельта сравниваемых поверхностей.

Отрыв потока в каналах лопатки осуществляется с помощью специальных выступов, штырей, ребер, шероховатости поверхности и пережатий сечения (рис. 3.1, а—г). Создание регулярных (по длине канала) вихрей возможно также в матрицах с перекрещивающимися каналами (рис. 3.1, д, е) и в камерах с тангенциальным подводом воздуха. Одним из наиболее распространенных способов интенсификации теплообмена является организация струйного натекания охладителя на стенку (рис. 3.1, ж). В этом случае интенсификация теплообмена достигается за счет предотвращения развития теплового пограничного слоя.

Изменение коэффициента теплоотдачи по длине гладкой трубы и картина развития (утолщения) теплового пограничного слоя, являющегося основной причиной падения коэффициента теплоотдачи $\alpha_{охл} = f(x)$, показаны на рис. 3.2. Исследования влияния периодических отрывов пограничного слоя от стенки свидетельствуют о том, что *благодаря обновлению пограничного слоя* наблюдается возрастание коэффициента теплоотдачи $\alpha_{охл}$ (см. рис. 3.2). При отношении высоты выступов h к диаметру канала, равному $\approx 5\%$, и относительном их шаге $t/h \approx 10...13$ теплоотдачу можно увеличить в 2,1...2,3 раза при возрастании коэффициента гидравлического сопротивления в 2,9...3 раза. А при относительной высоте выступов, например 8%, $\alpha_{охл}$ увеличивается в 2,3...2,7 раза, однако сопротивление при этом увеличивается более чем в 6 раз, что приводит к дополнительным потерям энергии турбины при прокачке охлаждающего воздуха.

При использовании в качестве поверхностей теплообмена вихревых матриц с перекрещивающимися

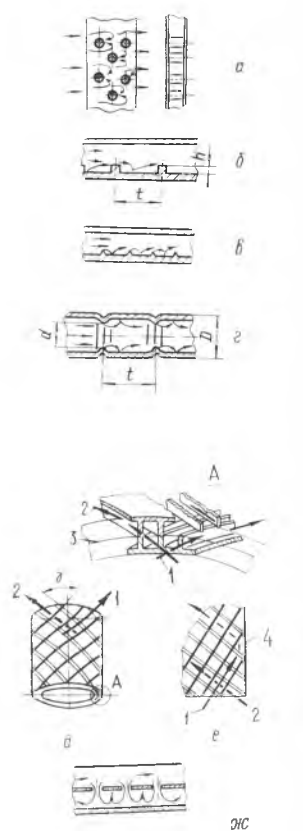


Рис. 3.1. Способы интенсификации внутреннего конвективного теплообмена с помощью:

- а — штырей; б — ребер; в — регулярной шероховатости; г — пережатия сечения; д, е — матриц с перекрещивающимися каналами; ж — струйного натекания; 1, 2 — направление течения охладителя в нижнем и верхнем каналах; 3 — разделительная линия каналов; 4 — ограничительная стенка

каналами (см. рис. 3.1, д, е) теплообмен удается интенсифицировать также в 2...2,2 раза без относительного увеличения гидравлического сопротивления, т. е. при

$$\frac{\xi}{Nu} \approx \frac{\xi_{г.л.}}{Nu_{г.л.}}$$

Этот результат получен в кольцевых каналах при винтовом движении хладагента с противоположной закруткой верхней и нижней половины потока относительно средней линии канала. Образующиеся потоки вихри, а также сильно развитая поверхность теплообмена стенками, выполняющими роль матрицы, интенсифицируют теплообмен.

Опыты проводились в широком диапазоне изменения определяющих геометрических параметров матриц: шага t , высоты h , углов перекрещивания γ . При наличии в матрице элементов (стенок), нарушающих винтовое течение, наблюдается торможение потока вблизи этих элементов, сопровождающееся существенным снижением расхода хладагента и теплоотдачи.

Рядом зарубежных фирм рассматривается возможность применения для охлаждения выходной кромки вихревой матрицы (см. рис. 3.3, а). При этом обеспечивается равномерное втекание потока в матрицу через систему зазоров, образованных дефлектором и стенками лопатки. Элементы, нарушающие перекрестное течение в матрице, располагают у корня и на периферии лопатки, при этом их протяженность уменьшается. Влияние искажения течения воздуха на границах матрицы оказывается несущественным для изменения прочности лопатки вследствие специально организованного поля температур газа и малой протяженности участка с искаженным течением. При расположении матриц вдоль пера лопатки наиболее нагреваемый ее участок — входная кромка — оказывается плохо охлаждаемым по тем же причинам. Глубина охлаждения может уменьшиться в 2 раза и более по сравнению с участками, расположенными вне области искажения, где Θ_d достигает значений 0,5...0,55. Повышение эффективности охлаждения входной кромки лопатки в этом случае может быть обеспечено перфорированием.

Лопатки, выполненные по новым технологиям, получают более совершенными и по теплотехническим параметрам, так как позволяют реализовать рассмотренные методы интенсификации теплообмена. При этом общим для всех усовершенствованных вариантов лопаток является: стабилизация размеров канала (влитые, паяные дефлекторы) при одновременном уменьшении их гидравлических диаметров; оптимизация геометрических особенно-

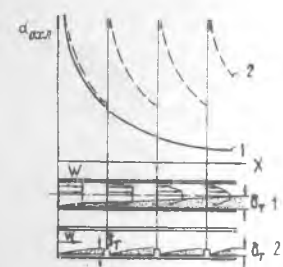


Рис. 3.2. Изменение $\alpha_{охл}$ по длине охлаждающего канала:
1 — в гладком канале; 2 — в канале с ребрами

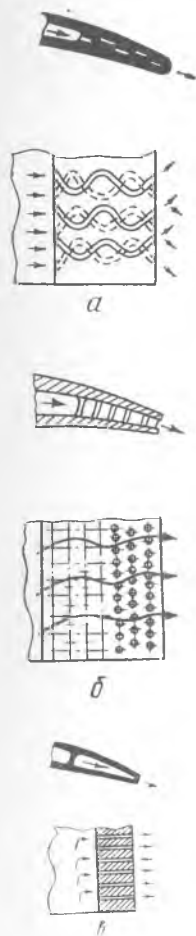


Рис. 3.3. Схемы охлаждения выходной кромки лопатки:
а — вихревая матрица;
б — штырьковые турбуляторы;
в — каналы малых размеров

стей каналов, включающая развитие периметра, выбор типа, формы, шага, высоты турбулизаторов; согласование размеров турбулизаторов с толщиной спинки; использование струйного натекания на охлаждаемые поверхности и т. п.

Схемы течений воздуха на различных участках лопаток, изготовленных по новой технологии [12], условно показаны на рис. 3.3, 3.4, 3.5. Достоинства этих схем оценены в основном расчетным путем и свидетельствуют об их перспективности.

Как показали исследования [11], [13], *высокую эффективность охлаждения при малом расходе хладагента удалось получить в дефлекторной рабочей лопатке, состоящей из двух частей с оптимизированным оребрением и широким дефлектором, который припаян к ребрам, что сохраняет размеры каналов при нагреве лопатки (отсутствие ухода спинки от дефлектора)* (рис. 3.6). Части лопатки соединяются пайкой. К достоинствам схемы относится возможность доработки и контроля внутренней поверхности лопатки до соединения частей. В этой лопатке удалось увеличить коэффициент теплообмена со стороны воздуха на входной кромке до значений, в 1,3 раза превышающих коэффициент теплоотдачи от газа (эффект достигнут за счет струйного обдува и оптимальной геометрии оребрения). Для сравнения отметим, что без дополнительных мероприятий в лопатках с радиальными каналами величина $\alpha_{охл}$ составляет 30...35% от величины α_r

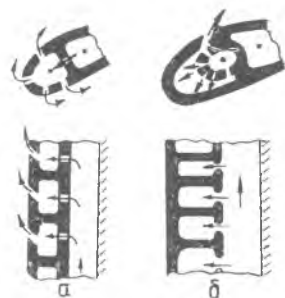


Рис. 3.4. Схемы охлаждения входной кромки лопатки:

a — струйное натекание с образованием защитной пленки на входной кромке лопатки; *б* — струйное натекание с образованием защитной пленки на спинке лопатки

Рис. 3.5. Схемы охлаждения лопаток в зоне средней части хорды профиля: *a* — течение в радиальных каналах малого диаметра, близко расположенных к газовой поверхности; *б* — течение в каналах малого диаметра в направлении хорды; *в* — струйное натекание

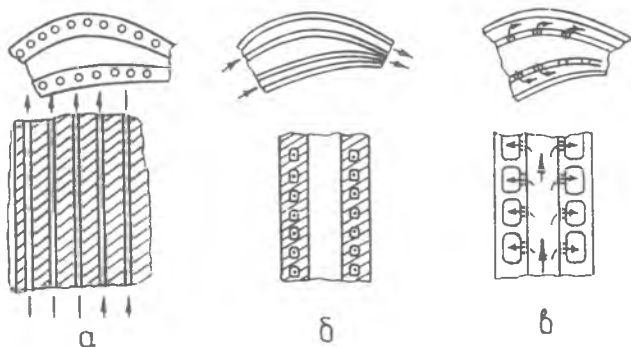
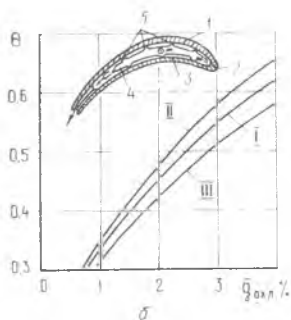
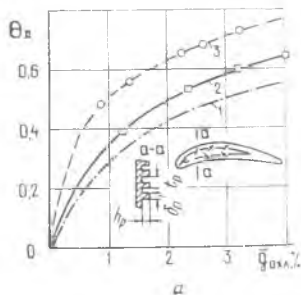


Рис. 3.6. Интенсивность охлаждения лопаток со вставным дефлектором на среднем по высоте пера сечении:

a — сопловая лопатка без оребрения внутренней поверхности (1); с оребрением поверхности (2) при $h_p = 1,5$ мм, $\delta_p = 0,8$ мм, $t_p = 2$ мм; с оребрением и перфорированным дефлектором (3) при $d_{отв} = 0,8$ мм, $t_{отв} = 2$ мм; *б* — рабочая лопатка из двух частей: 1, 3 — две части лопатки; 5, 2 — места соединения частей (пайка, сварка); 4 — дефлектор; I, II, III — входная кромка, срединный участок, выходная кромка соответственно



на входной кромке лопатки. Отношение площадей внутренней и наружной поверхностей получено равным 2,8.

Зависимости на рис. 3.6 позволяют проследить влияние оптимизации оребрения и струйного обдува на эффективность охлаждения спинки сопловой лопатки. Из приведенных зависимостей следует, что интенсификация процесса теплообмена позволяет, например, получить величину $\Theta \approx 0,5$ при относительном расходе охлаждающего воздуха в 3 раза меньшем по сравнению с расходом в исходной лопатке.

3.3. ПОВЫШЕНИЕ ЖАРОПРОЧНОСТИ МАТЕРИАЛОВ

В работающей газовой турбине сопловые и рабочие лопатки являются наиболее нагреваемыми и напряженными деталями. Поэтому материал, из которого они изготавливаются, должен быть жаропрочным.

Повышение жаропрочности материала позволяет при прочих равных условиях либо повысить температуру газа перед турбиной, либо уменьшить расход на ее охлаждение. На рис. 3.7 представлена зависимость повышения допустимой температуры материалов лопаток от года создания материала при фиксированной длительной прочности: $\sigma_{в.т}^t = 200 \text{ Мн/м}^2$ (20 кг/мм^2), 100 ч. Как видно из рисунка, к середине 70-х годов возможности хромоникелевых сплавов в основном были исчерпаны.

Дополнительное повышение жаропрочности потребовало изменения технологии получения литейных изделий, а именно: внедрения отливок с направленной кристаллизацией волокон вдоль пера и последующего перехода от направленной кристаллизации к монокристаллическим изделиям. Несмотря на относительно малый прирост допустимых температур (см. рис. 3.7), улучшение материалов в сочетании с охлаждением открывает перспективу дальнейшего повышения параметров цикла двигателей.

В самом деле, из формулы

$$\Theta_{л} = \frac{T_{г}^* - T_{л}}{T_{г}^* - T_{охл}^*}$$

можно получить следующую зависимость:

$$T_{л} = \left(\frac{1 - \Theta_{л}}{\Theta_{л}} T_{г}^* + T_{охл}^* \right) \Theta_{л}. \quad (3.2)$$

Если принять $\Theta_{л} = 0,5$, то при неизменном значении $T_{охл}^*$ получим

$$T_{л} = 0,5 (T_{г}^* + T_{охл}^*). \quad (3.3)$$

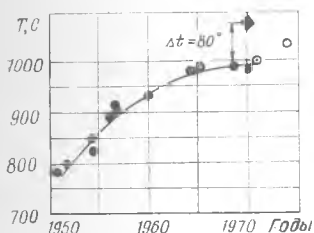


Рис. 3.7. Повышение допустимой температуры хромоникелевых и ниобиевого сплавов в зависимости от года создания материала при фиксированной длительной прочности $\sigma_{в} \approx 200 \text{ Мн/м}^2$ и 100 ч:

● — деформируемые и литейные сплавы; ◐ — сплавы с направленной кристаллизацией; ○ — монокристалл; ★ — сплавы на основе ниобия

Пусть допустимая температура лопатки изменилась на величину ΔT_l . Определим, на сколько можно изменить температуру газа:

$$T_{лиск} + \Delta T_l = 0,5 (T_r^* + \Delta T_r^* + T_{охл}^*). \quad (3.4)$$

Вычитая (3.3) из уравнения (3.4), получим

$$\Delta T_r^* = 2 \Delta T_l. \quad (3.5)$$

Следовательно, повышение допустимой температуры лопатки дает возможность удвоить этот результат в цикле. Так, *внедрение лопаток монокристаллической структуры вместо равноосной позволяет повысить температуру в цикле на ~ 100 К*.

Дальнейшие перспективы совершенствования материалов связываются с применением сплавов на основе ниобия (см. рис. 3.7), молибдена (рис. 3.8) и других дефицитных материалов, а также с разработкой композитных структур и керамик.

На рис. 3.8 показано изменение предела 100-часовой длительной прочности жаропрочных сталей и сплавов в зависимости от температуры испытания [1]. Здесь, например, $\sigma_{н, 100}^{100} = 200$ Мн/м² означает, что при температуре 800°C и нагрузке 200 Мн/м² материал разрушится через 100 часов.

Однако внедрение новых материалов требует решения ряда принципиальных вопросов, к которым относятся:

надежная защита ниобиевых и молибденовых материалов от окисления;

разработка разгруженных в прочностном отношении конструкций на основе керамики и выбор композиций керамик, выдерживающих термические удары.

3.4. Понижение температуры воздуха в теплообменнике

В тех случаях, когда двигатели с высокой степенью повышения давления в компрессоре эксплуатируются не только при числе $M = 0,8$, но и при больших сверхзвуковых скоростях полета, возникает необходимость применения специальных мер понижения температуры воздуха, идущего на охлаждение. Для этого могут быть применены теплообменники, в которых в качестве охлаждающей среды используется либо воздух с параметрами (скорость, давление и температура потока) на входе в самолетный воздухозаборник, либо с параметрами за вентилятором, либо топливо. При числе M полета 3,5 температура воздуха на входе в самолетный заборник превышает 400°C, поэтому может возникнуть необходимость усложнения системы охлаждения путем постановки турбодетандера для предварительного снижения температуры охлаждающего воздуха.

Повышение температуры газа в циклах современных ГТД в основном достигнуто усовершенствованием систем охлаждения. Однако известная доля успехов связана с применением улучшенных материалов.

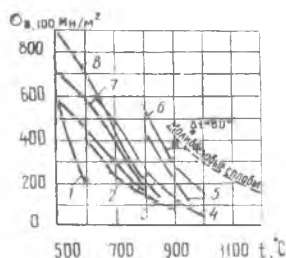


Рис. 3.8. Зависимость предела 100-часовой длительной прочности жаропрочных сталей и сплавов от температуры:

- 1 — ЭИ475; 2 — ЭИ481;
3 — ЭИ388; 4 — ЭИ617;
5 — ЭИ929; 6 — ЖС6-К;
7 — ЭИ696; 8 — ЭИ437Б

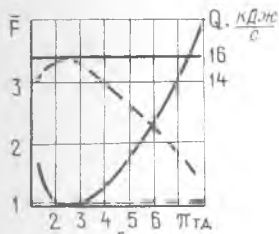
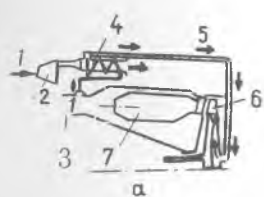


Рис. 3.9. Схема и параметры системы охлаждения с заборным воздухо-воздушным теплообменником и предвключенным турбодетандером:

a — принципиальная схема: 1 — вход внешнего воздуха; 2 — турбодетандер; 3 — отбор воздуха из-за компрессора; 4 — ВВТ; 5 — подача воздуха на охлаждение; 6 — турбина; 7 — КС; *b* — изменение относительной площади поверхности ВВТ F и количества отведенного в нем тепла Q от степени расширения потока в турбодетандере: ———— $Q = \text{const}$; $F = \text{var}$; ———— $Q = \text{var}$; $F = \text{const}$ при $M_{II} = 3,5$

На рис. 3.9, а показана принципиальная схема охлаждения с использованием турбодетандера, в котором воздух, отбираемый из самолетного входного устройства, прежде чем поступить в теплообменник, расширяется в турбине детандера, при этом температура воздуха понижается. Степень понижения давления в турбодетандере $\pi_{Tд}$ выбирается из условий, при которых обеспечивается наибольший теплосъем в системе охлаждения при любой наперед заданной величине поверхности в теплообменнике. В зависимости от расчетного числа M полета оптимальное $\pi_{Tд}$ изменяется в широких пределах.

Расчеты показывают [2], что, например, при числе $M = 3,5$ минимальная потребная поверхность теплообмена получается при $\pi_{Tд} = 2,5$, что обусловлено оптимальным сочетанием температуры и плотности охлаждающего воздуха, при которых обеспечивается наибольший теплосъем Q (см. рис. 3.9, б).

При эксплуатации самолетов в диапазоне числа $M \approx 0,8 \dots 2,2$ температура воздуха на входе в самолетный заборник не превышает 150°C и необходимость в турбодетандере отпадает, однако и в этих условиях целесообразно снижение температуры воздуха, используемого для охлаждения сопловых и рабочих лопаток. Такие условия наиболее типичны для двухконтурных двигателей многоцелевого назначения, термодинамические параметры которых выбираются из условия обеспечения высокой экономичности цикла на режимах полета с $M \approx 0,7 \dots 0,8$, т. е. с высокой степенью повышения давления в компрессоре, вследствие чего при полете на режимах $M \approx 2 \dots 2,2$ температура воздуха за компрессором оказывается неприемлемой для использования в системах охлаждения.

Возможная схема охлаждения с постановкой теплообменника в поток вентиляторного контура показана на рис. 3.10. В таких теплообменниках обычно удается снизить температуру на $100 \dots 150 \text{ K}$, что позволяет устранить влияние подогрева, обусловленного большими числами M полета.

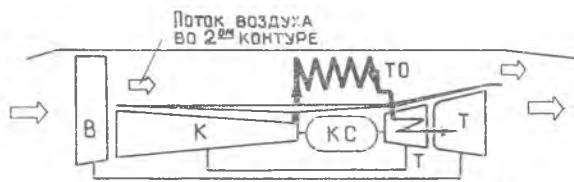
Температура воздуха за вентилятором определяется по формуле

$$T_{\text{вент}}^* = T_1^* \left(\frac{\frac{k-1}{\tau_{\text{вент}}^*} \frac{k}{\tau_{\text{вент}}^*} - 1}{\tau_{\text{вент}}^*} + 1 \right), \quad (3.6)$$

$$\text{где } T_1^* = T_{II} \left(1 + \frac{k-1}{2} M^2 \right),$$

Рис. 3.10. Схема ТРДД с воздухо-воздушным теплообменником, установленным во втором контуре:

B — вентилятор; *K* — компрессор; *КС* — камера сгорания; *ТО* — теплообменник; *T* — турбина



и используется при расчетах поверхности теплообмена под заданную глубину охлаждения.

Возможно использование теплообменников с различными схемами течения теплоносителей [9]: противоток, прямоток, перекрестный ток и т. д. В качестве примера рассмотрим воздушно-воздушный теплообменник с широко распространенной схемой течения теплоносителей — перекрестный ток.

Температура горячего воздуха, отбираемого из-за компрессора T_k^* и охлаждаемого в ВВТ, может быть определена через эффективность ВВТ:

$$T_{\text{вх ВВТ}}^* = T_k^* - \eta_{\text{ВВТ}} (T_k^* - T_{\text{вент}}^*) \quad (3.7)$$

Согласно литературным данным [14], для оценки эффективности ВВТ может быть использована зависимость

$$\eta_{\text{ВВТ}} = W_x / W_r \left\{ 1 - \exp \left[- \left(1 - \exp \left(\frac{k_r F}{W_r} \right) \right) W_r / W_x \right] \right\} \quad (3.8)$$

где $W_x = G_{\text{вент}} c_p$; $W_r = G_v c_p$ — водяные эквиваленты соответственно холодного (за вентилятором) и горячего (за компрессором) воздуха. Здесь $G_{\text{вент}}$ — воздух с параметрами за вентилятором, уча-

ствующий в теплообмене, $k_r = \frac{1}{1/\alpha_p \alpha_{\text{вент}} + 1/\alpha_p \alpha_{\text{охл}} - \frac{\delta_{\text{ст}}}{c_{\text{ст}}}}$

— коэффициент теплопередачи теплообменника; F — площадь теплопередающей поверхности воздушно-воздушного теплообменника.

Значения коэффициентов теплоотдачи $\alpha_{\text{вент}}$, $\alpha_{\text{охл}}$ определяются по уравнению (2.1), а коэффициент эффективности обребрения η_p — по зависимостям, приведенным в работе [14].

Зависимости на рис. 3.11а, б $\eta_{\text{ВВТ}} = f(W_r/W_x, \frac{k_r F}{W_r})$ свидетельствуют о том, что эффективность ВВТ при значениях $\frac{k_r F}{W_r} = 0 \dots 2$ возрастает, а затем изменяется незначительно.

Следовательно, выбрать значение $\frac{k_r F}{W_r} > 2$ не целесообразно, это приводит к незначительному повышению эффективности теплообменника при существенном росте его поверхности и соответственно веса, тогда как уменьшение W_r/W_x значительно повышает эффективность ВВТ. При отношении $W_r/W_x < 0,35$ эффективность ВВТ практически перестает зависеть от отношения водяных эквивалентов, а при $\frac{W_r}{W_x} \geq 0,35$ наблюдается заметное снижение $\eta_{\text{ВВТ}}$, поэтому значения $k_r F/W_r = 2$ и $\frac{W_r}{W_x} < 0,35$ следует считать оптимальными. При перекрестной схеме эффективность теплообмена $\eta_{\text{ВВТ}} = 0,76$.

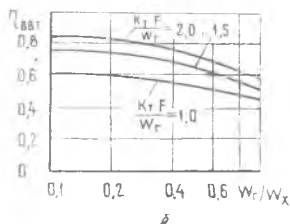
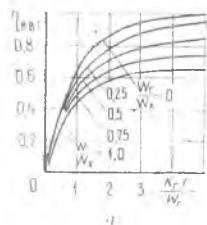


Рис. 3.11. Зависимости эффективности теплообменника $\eta_{\text{ВВТ}}$ от величины $k_r \times F/W_r$ и отношения W_r/W_x .

При известных k_T , W_T и комплексе $\frac{k_T F}{W_T}$ можно определить величину площади теплообмена ВВТ по зависимости $F = \frac{2 W_T}{k_T}$.

Значение эффективности ВВТ для других схем течения теплоносителя может быть определено, например, по зависимостям, приведенным в работе [14].

Для расчета коэффициента теплопередачи k_T необходимо знать параметры воздуха в вентиляторном контуре ТРДД: скорость, давление и температуру. Эти величины могут быть определены либо из термодинамического расчета, либо с помощью статистических зависимостей, приведенных в виде функций от степени двухконтурности m (рис. 3.12, 3.13).

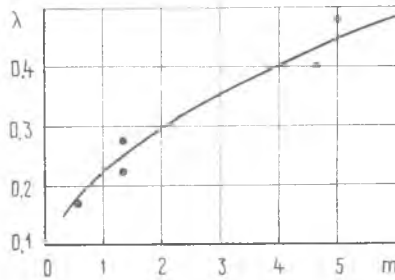


Рис. 3.12. Влияние m на приведенную скорость воздушного потока в вентиляторном контуре λ :

● — опытные данные для различных ТРДД

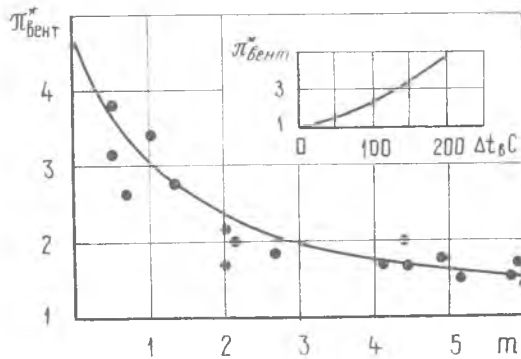


Рис. 3.13. Влияние m на степень повышения давления в вентиляторе $\pi_{\text{вент}}^*$:

● — опытные данные для различных ТРДД

Схема расчета параметров потока такова: m (задано) $\rightarrow \lambda$ (по графику на рис. 3.12) $\rightarrow \omega_{\text{вент}} = \lambda 18,3 \sqrt{T_{\text{вент}}^*}$, $T_{\text{вент}}^* = T_1 + \Delta t_{\text{вент}}$; $\Delta t_{\text{вент}} = f(\pi_{\text{вент}}^*)$ (см. рис. 3.13); $\pi_{\text{вент}}^* = f(m)$.

Выбор параметров охлаждаемого воздуха на входе в ВВТ осуществляется по данным термодинамического расчета с учетом номера ступени компрессора, от которой отбирается воздух, и допустимых потерь давления в тракте охлаждения, включающего магистраль подвода к ВВТ, сам ВВТ и

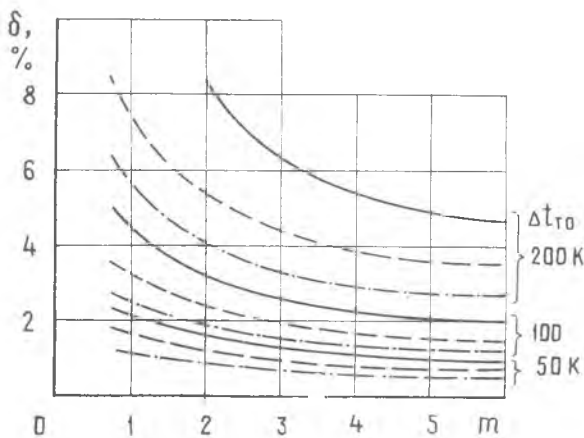


Рис. 3.14. Влияние m и глубины охлаждения $\Delta t_{тo}$ в ВВТ, установленном в наружном контуре, на коэффициент гидравлических потерь δ в канале наружного контура в крейсерских условиях полета при:
 $T_{г}^* = 1350$; — — — $T_{к}^* = 700$; — — — — 800 ;
 — — — — — 900 K

магистраль подвода к лопаткам. Ориентировочное значение расхода охлаждаемого воздуха G_v оценивается с помощью зависимостей, приведенных на рис. 2.17 ($G_v = \bar{g}_{охл} G_k$).

При выборе скорости течения охлаждающего воздуха, а также загромождения вентиляторного тракта элементами ВВТ, необходимо контролировать величину потерь полного давления в охлаждающем и охлаждаемом потоках, поскольку охлаждаемый поток оказывает влияние не только на вес, но и на топливную экономичность двигателя (удельный расход топлива).

Результаты тепловых и гидравлических расчетов трубчатых противоточно-прямоточных теплообменников, установленных в вентиляторном контуре, приведены на рис. 3.14 и 3.15, гидравлический диаметр используемых трубок $d_k = 8$ мм; расход охлаждаемого воздуха $\bar{g}_{охл} = 10\%$ при потерях в нем полного давления 5% ; глубина охлаждения $\Delta t_{тo}$ назначена равной 50, 100, 150 K.

Расчеты выполнены для трех значений температур горячего воздуха $T_{к}^*$, поступающего в теплообменник.

Значения параметров воздуха за вентилятором в зависимости от m принимались по статистическим данным (см. рис. 3.12 и 3.13).

Расчеты показывают, что с увеличением m с целью обеспечения заданной глубины охлаждения горячего воздуха $\Delta t_{тo}$ коэффициент потерь в вентиляторном контуре $\delta^* = \Delta p^* / p_{вент}^*$ уменьшается; прослеживается также существенное влияние $\Delta t_{тo}$ и $T_{к}^*$ на гидравлические потери (см. рис. 3.14, 3.15).

Однако, несмотря на снижение коэффициента потерь δ^* , удельный расход топлива C_R при увеличении m возрастает (см. рис. 3.15), что связано с большим влиянием 1% потерь давления в вентиляторном контуре на C_R в двигателях с малым $\pi_{к}^*$.

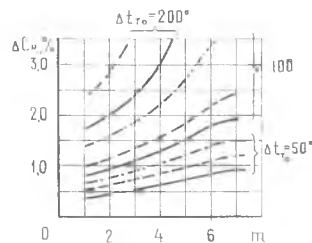


Рис. 3.15. Влияние m и глубины охлаждения воздуха $\Delta t_{тo}$ в ВВТ, установленном в наружном контуре, на экономичность ТРДД в крейсерских условиях полета при:
 $T_{г}^* = 1350$; — — — $T_{к}^* = 700$;
 — — — — 800 ;
 — — — — — 900 K

Приведенные зависимости объясняют причины ограничения $\Delta t_{то}$ значениями 100..120 К в реально выполненных конструкциях ТРДД с $m = 0,6...1,3$ и отсутствие ВВТ в двигателях с большой степенью двухконтурности. Потери давления в канале вентиляторного контура существующих конструкций $\delta^* = 3...4\%$, но они могут быть снижены до 2...2,5% при замене трубчатых теплообменников на пластинчатые. Масса известных ВВТ трубчатого типа вместе с элементами подвода и отвода охлаждающего воздуха составляет 5..7 кг на 1 кг охлаждаемого воздуха. С целью снижения массы теплообменника и гидравлических потерь в воздушных потоках предпринимаются попытки использования хладоресурса топлива, подаваемого в основную камеру сгорания, для уменьшения температуры воздуха, идущего на охлаждение турбины.

Обеспечение работоспособности лопаток турбины с использованием теплообменников для снижения температуры охлаждающего воздуха сопровождается заметным ухудшением удельных характеристик двигателя и снижает располагаемый перепад давления в системе охлаждения. Отрицательные стороны охлаждения в теплообменнике усиливаются при увеличении глубины охлаждения воздуха.

Однако в тех случаях, когда теплообменник органически вписывается в конструкцию двигателя без выступления в тракт, как это имеет место в ТРДД с раздельным выхлопом, применение теплообменника может оказаться целесообразным.

Хладоресурс топлива является величиной ограниченной и зависит от расхода топлива на данном режиме работы двигателя и допустимого подогрева его, при котором еще не наблюдается интенсивное выделение нерастворимых осадков и смол (наибольшее выделение этих компонентов происходит в диапазоне температур 130...180°C).

Как показывают расчеты, *глубина охлаждения воздуха в топливо-воздушном теплообменнике по указанным причинам не будет превышать 50...70 К*. Поэтому, а также из-за опасности возникновения пожара при разгерметизации топливо-воздушного теплообменника, такие системы охлаждения не получили распространения в авиамоторостроении. Существенно большую возможность охлаждения воздуха в ТВТ может обеспечить форсажное топливо, привлеченное в качестве хладагента, поскольку его расход значительно превосходит расход топлива через ОКС. Однако эпизодичность включения форсажной камеры и нерешенность проблемы герметизации сдерживают распространение и этой схемы.

Охлаждать воздух можно также путем впрыска в него жидкостей, имеющих высокую теплоемкость и теплоту парообразования. Наиболее подходящими хладагентами являются вода или водометаноловые смеси [15].

3.5. ВПРЫСК ВОДЫ В ОХЛАЖДАЮЩИЙ ВОЗДУХ

Система впрыска воды (рис. 3.16,а) состоит из бака для дистиллированной (или умягченной) воды, насоса подачи с приводом, трубопровода и коллектора раздачи воды с форсунками.

Образование пара происходит в полости, размеры которой выбираются из условия полного испарения капель воды в воздухе, используемом для охлаждения. На объем полости существенное влия-

ние оказывают параметры применяемых форсунок и давление подачи.

Максимальная эффективность системы достигается при сочетании впрыска воды с расширением смеси в соплах закрутки 3.

С целью снижения до минимума запасов воды на борту самолета при конструировании системы подачи следует предусмотреть контакт капель только с охлаждающим воздухом при условии сведения к минимуму возможности попадания их на горячие стенки полости, не нуждающиеся в дополнительном охлаждении.

При сравнении систем охлаждения (см. рис. 3.16, а, б) необходимо рассмотреть показатели, отражающие теплотехническое, гидравлическое и весовое совершенство вариантов.

В качестве теплотехнических критериев используются: глубина охлаждения лопатки $\Theta_{л\text{исх}}$; эквивалентная глубина охлаждения лопатки $\Theta_{л\text{экр}}$ и эквивалентная глубина охлаждения воздуха в теплообменнике $\Delta t_{\text{то экв}}$. По совокупности показателей определяются величины эквивалентных удельных расходов топлива двигателей $S_{R\text{ экв}}$, которые не являются чисто термодинамическими показателями, а учитывают влияние дополнительных масс системы охлаждения (собственно системы и хладоагента), приводящих к уменьшению количества топлива на борту самолета, используемого для осуществления полетной программы (при $M_{\text{взл о}} = \text{const}$).

Как отмечалось, значение $\Theta_{л\text{исх}}$ зависит от конструктивных особенностей лопатки и расхода охлаждающего воздуха. При расходах, близких к максимально реализованному в высокотемпературных турбинах ВД, диапазон значений $\Theta_{л\text{исх}}$ составляет 0,4..0,5 (см. рис. 3.6).

Под $\Theta_{л\text{экр}}$ понимается соотношение

$$\Theta_{л\text{ экв}} = \frac{T_{\text{гш}}^* - T_{\text{л}}}{T_{\text{гш}}^* - T_{\text{см}}^*}, \quad (3.9)$$

где $T_{\text{см}}^*$ — температура смеси воздуха и паров воды, определяемая температурой воздуха перед входом в рабочие лопатки ($T_{\text{в охл}}^*$) и концентрацией паров воды в воздухе $\bar{g}_{\text{вод}} = g_{\text{вод}} / G_{\text{в охл}}$.

Связь между эквивалентной и исходной глубинами охлаждения определяется из выражения

$$\frac{\Theta_{л\text{ экв}}}{\Theta_{л\text{ исх}}} = 1 + \frac{|\Delta t_{0,01}| \bar{g}_{\text{вод}}}{T_{\text{гш}}^* - T_{\text{охл}}^*}. \quad (3.10)$$

Здесь $|\Delta t_{0,01}|$ — понижение температуры смеси при впрыске 1% воды в охлаждающий воздух с исходной температурой $T_{\text{охл}}^*$ (в градусах, рис. 3.17).

На рис. 3.18 приведена зависимость $\Theta_{л\text{ экв}}$ от расхода воды $\bar{g}_{\text{вод}}$ и величины $\Theta_{л\text{ исх}}$. Видно, что

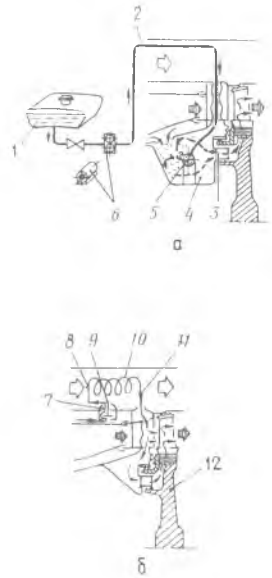


Рис. 3.16. Системы охлаждения воздуха: а — путем впрыска воды; б — в теплообменнике; 1 — бачок для дистиллированной воды; 2 — трубопровод; 3 — сопла закрутки; 4 — полость образования перегретого пара; 5 — коллектор с форсунками; 6 — насос подачи с приводом; 7 — коллектор отбора воздуха; 8 — канал подвода; 9 — клапан отключения; 10 — теплообменник; 11 — канал отвода; 12 — турбина; → — охлаждающий воздух; --- — охлаждающая водо-воздушная смесь; ⇒ — воздух в наружном контуре; ➤ — газовый поток

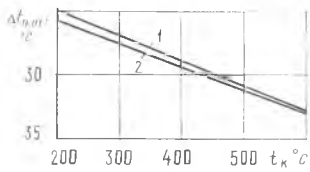


Рис. 3.17. Понижение температуры смеси $\Delta t_{0,01}$ при впрыске 1% воды (по массе) в поток охлаждающего воздуха от температуры $T_{\text{охл}}^*$ и давления смеси $p_{\text{к}}^*$ при $p_{\text{к}}^* = 2(1)$ и 30 бар (2)

подача воды позволяет в широких пределах изменять значение исходной глубины охлаждения. Например, для $\Theta_{\text{л исх}} = 0,45$ при впрыске воды в количестве $\bar{g}_{\text{вод}} = 0-10\%$ $\Theta_{\text{л экв}}$ возрастает от 0,45 до 0,625. Эквивалентная глубина охлаждения лопатки 0,625 обеспечивает возможность работы двигателя с температурой газа перед турбиной на 150...200 К выше при одинаковых степенях сжатия в цикле, напряжении в рабочих лопатках и ресурсе.

Под эквивалентной глубиной охлаждения воздуха $\Delta t_{\text{то экв}}$ понимается изменение температуры в гипотетическом теплообменнике, обеспечивающее такую же эффективность охлаждения лопатки, как и система впрыска.

Поэтому за исходные данные для расчетов теплообменника принимаются значения, характеризующие зависимость снижения температуры охлаждающего воздуха от расхода воды $\bar{g}_{\text{вод}}$ и $\Theta_{\text{л исх}}$, а также вспомогательная зависимость $\Delta t_{\text{л}} = f(\Delta \Theta_{\text{л}})$, характеризующая снижение температуры тела лопатки $\Delta t_{\text{л}}$ при отсутствии впрыска от прироста эффективности охлаждения лопатки $\Delta \Theta_{\text{л}}$ (рис. 3.19). Привлечение этой зависимости позволяет найти действительную температуру тела для лопатки с $\Theta_{\text{л исх}}$, отличающуюся от реперной эффективности $\Theta_{\text{л репер}}$, принятой равной 0,41. Пусть $\Theta_{\text{л исх}} = 0,45$, тогда снижение температуры лопатки от впрыска 10% воды составит 145 К. К этому значению $\Delta t_{\text{л}}$ необходимо добавить величину дополнительного уменьшения $\Delta t = 25$ К, взятую из графика $\Delta t_{\text{л}} = f(\Delta \Theta_{\text{л}})$ при $\Delta \Theta_{\text{л}} = 0,45 - 0,41 = 0,04$.

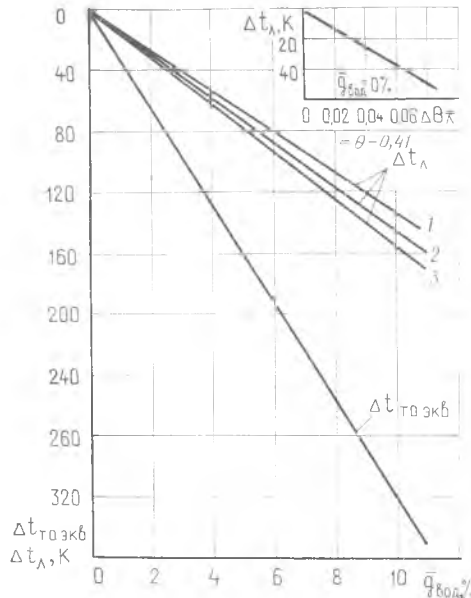


Рис. 3.18. Зависимость эквивалентной эффективности охлаждения рабочей лопатки турбины ВД $\Theta_{\text{л экв}}$ от расхода воды $\bar{g}_{\text{вод}}$, введенной в воздух, охлаждающий ротор, и исходного значения $\Theta_{\text{л исх}}$:

$$\bar{g}_{\text{вод}} = \frac{G_{\text{вод}}}{G_{\text{охл ротор ТВД}}}$$

при $(T_{\text{Г}}^* - T_{\text{К}}^*) = 700$ К

Рис. 3.19. Зависимость снижения температуры охлаждающего воздуха в эквивалентном теплообменнике $\Delta t_{\text{то экв}}$ и лопатки $\Delta t_{\text{л}}$ от относительного расхода воды $\bar{g}_{\text{вод}}$ при $\Theta_{\text{л исх}} = 0,41(1)$; 0,45(2); 0,48(3)



Из приведенных на рис. 3.19 зависимостей следует, что, например, *охлаждение воздуха в теплообменнике на 320 К эквивалентно впрыску 10% воды; при этом изменение температуры тела лопатки для сравниваемых систем составит 135—155 К в зависимости от $\Theta_{л\text{исх}}$.*

Известно, что в отличие от систем охлаждения с использованием впрыска воды применение воздухо-воздушного теплообменника сопровождается ухудшением экономичности вследствие возникающих гидравлических потерь при обтекании теплопередающих поверхностей.

Однако теплотехнические и гидравлические показатели систем охлаждения не в полной мере характеризуют их преимущества и недостатки. При решении вопроса о целесообразности выбора того или иного варианта охлаждения необходимо учитывать установочную и расходную массы систем и затраты топлива на их транспортировку на борту самолета.

Запас топлива $M_{тy}$, необходимый для транспортировки установочной массы системы охлаждения M_y (бак, привод, управление и т. д., или теплообменник, подводящие и отводящие магистрали, клапаны и т. д.) определяется по уравнению [16]:

$$M_{тy} = M_y \left(e^{\frac{c_R \tau}{K}} - 1 \right), \quad (3.11)$$

где K — аэродинамическое качество самолета (для дозвуковых самолетов $K = 14 \dots 18$, для сверхзвуковых $K = 5,5 \dots 7$); τ — полное время полета (см. табл. 3.1).

Запас топлива $M_{т\text{вод}}$ для транспортировки переменной массы, например воды системы впрыска $M_{\text{вод}}$, определяется по уравнению

$$M_{т\text{вод}} = \frac{M_{\text{вод}} K}{\Delta \tau c_R} \left(e^{\frac{c_R \Delta \tau}{K}} - 1 \right) - M_{\text{вод}}, \quad (3.12)$$

где $\Delta \tau$ — время работы системы впрыска.

Полное изменение запаса топлива на борту самолета, связанное с применением системы охлаждения, для системы с впрыском можно рассчитать по уравнению

$$\Delta M_{т} = M_y + M_{тy} + M_{т\text{вод}}. \quad (3.13)$$

для системы с ВВТ — по уравнению

$$\Delta M_{т} = M_y + M_{тy}. \quad (3.14)$$

Это изменение приводит к уменьшению на борту запаса топлива, предназначенного для выполнения самолетом целевой задачи, и может рассматриваться как эквивалентное ухудшение удельного расхода топлива двигательных установок.

Подача воды в малых количествах в воздух, охлаждающий турбину, позволяет существенно повысить глубину охлаждения горячих элементов.

Целесообразность применения вспомогательных систем, способствующих форсированию двигателя по температуре газа в цикле, должна определяться на основе комплексного анализа влияния этих систем на экономичность и тактико-технические показатели летательного аппарата

Это влияние учитывается с помощью зависимости

$$C_{R \text{ экв}} \approx C_{R \text{ исх}} \left(1 + \frac{\Delta M_T}{M_{T \text{ исх}}} \right) + \Delta C_{R_{\text{тидр}}} \quad (3.15)$$

Здесь $C_{R \text{ исх}}$ — термодинамический удельный расход топлива на двигателе с мероприятиями (системой впрыска или ВВТ); $\Delta C_{R_{\text{тидр}}}$ — изменение удельного расхода топлива, связанное с применением системы. Например, в случае ВВТ это потери удельного расхода, вызванные обтеканием поверхностей теплообмена (см. рис. 3.15). При впрыске воды $\Delta C_{R_{\text{тидр}}} = 0$; $M_{T \text{ исх}}$ — начальный запас топлива на борту самолета, определяемый по данным для самолета-прототипа (табл. 3.1).

При сравнении предпочтение отдается той системе, в которой эквивалентный удельный расход оказывается минимальным.

Использование воды в качестве хладагента рационально в следующих случаях:

на ранних стадиях доводки двигателя, когда к.п.д. узлов и эффективность охлаждения не выведены на проектный уровень и выход на проектную тягу и частоту вращения ротора невозможен;

при ухудшении параметров цикла в процессе эксплуатации двигателя, обеспечивающих поддержание максимальной взлетной тяги при повышенной температуре газа перед турбиной;

при взлете загруженного самолета с короткой полосой или высотного аэродрома, когда при кратковременном форсировании температуры газа перед турбиной сохраняется допустимая из условий прочности температура лопатки.

Кроме того, впрыск воды может оказаться эффективным средством, позволяющим создавать более высокотемпературную модификацию двигателя с предельной температурой газа перед турбиной в крейсерских условиях, лимитируемой пропускной способностью применяемой воздушной системы ох-

Таблица 3.1
СВОДКА ВЕСОВЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ НЕКОТОРЫХ ЗАРУБЕЖНЫХ САМОЛЕТОВ

Параметр	Б о и н г				Л о к х и д		А-300 В4	ДС-10
	-707-320В	-727-200	-737-200	-747-200В	Л1011-200	С-5А		
Взлетная масса $M_{\text{взл}}$, кгс	152 405	78 430	52 390	351 530	211 375	348 810	150 000	256 280
Масса топлива M_T , кгс	63 955	16 780	9 300	83 910	66 225	92 295	28 000	89 358
$M_T/M_{\text{взл}}$, %	~ 42	~ 21,5	~ 18	~ 24	~ 31	~ 27,5	~ 19	~ 35
Время полета T , ч	~ 11	~ 3	~ 3,5	~ 12	~ 4,5	~ 12	~ 4	~ 8

лаждения. При этом компенсация избыточной температуры газа перед турбиной в условиях взлета и набора высоты обеспечивается системой впрыска.

Напомним, что в современных дозвуковых двигателях со степенью двухконтурности $m = 4...5$ разность $T_{г}^*$ в условиях взлета и в крейсерском полете составляет 200...250 К.

Впрыск воды может оказаться целесообразным также и при полетах на сверхзвуковых скоростях с включенной форсажной камерой сгорания. В этом случае он обеспечивает увеличение температуры газа перед турбиной, повышает бесфорсажной доли тяги и уменьшает степень форсирования, необходимую для получения заданной форсажной тяги. Может оказаться, что суммарный расход топлива и воды при этом будет меньше, чем расход топлива в исходном цикле, а сэкономленное топливо — это возможность увеличения дальности полета и боевой нагрузки самолета.

Таким образом, системы охлаждения турбины методом впрыска воды улучшают тактико-технические показатели двигателей и летательных аппаратов. Их применение не находится в противоречии с общепринятыми методами дальнейшего улучшения эффективности охлаждения.

3.6. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ПОДВОДА ВОЗДУХА С ЗАКРУТКОЙ К СИСТЕМЕ ОХЛАЖДЕНИЯ

Тепловое состояние дисков и рабочих лопаток турбины зависит также от способа подвода воздуха к этим элементам [17].

В практике авиационного двигателестроения используются в основном два способа подвода охлаждающего воздуха к роторам:

с закруткой потока в направлении вращения турбины (рис. 3.20,а);

без закрутки потока (рис. 3.20,б).

Существенное отличие этих способов обусловлено различной величиной работы, подводимой к потоку воздуха, и различным к.п.д. сжатия в канале, образованном вращающимся дефлектором и диском, на участке от входа в дефлектор до выхода из обода диска. Эти различия являются причиной несоответствия параметров состояния потока ($p_{вг}^* z_2 - T_{вг}^* z_2$) на входе в охлаждаемую лопатку.

В связи с тем, что зависимость эффективности охлаждения при выбранной пропускной способности от взаимосвязанных параметров — температуры, давления охлаждающего воздуха и к.п.д. сжатия очень сложная, необходимо найти такое их сочетание, при котором обеспечивается максимальное снижение температуры лопатки. В этом заключается суть процесса оптимизации параметров системы подвода.

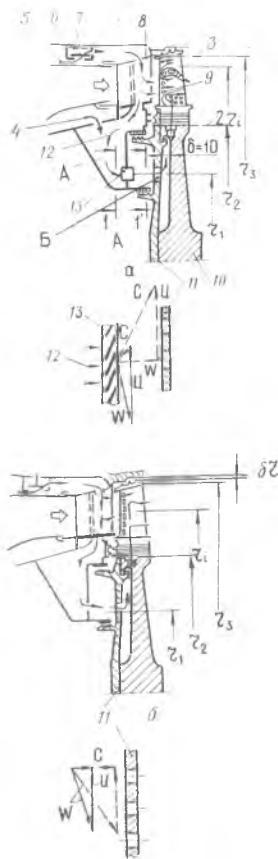


Рис. 3.20. Способы подвода воздуха к охлаждаемым лопаткам:

а — вариант с закруткой воздуха; б — вариант без закрутки воздуха; 1, 1', 2, 3 — расчетные сечения; 4, 5 — места отбора охлаждающего воздуха; А — воздушная полость; Б — место установки термпары, измеряющей температуру воздуха в относительном движении; — — — — — треугольнички скоростей воздуха на входе в приемные отверстия дефлектора на крейсерском и взлетном режимах соответственно; ⇒ — газ; ⇨ — воздух; 6, 7 — дросселирующий расходный клапан (7 — клапан закрыт, 6 — открыт); 8 — вторая полость соплового аппарата; 9 — охлаждаемая лопатка; 10 — диск; 11 — дефлектор; 12 — направление движения охлаждающего воздуха; 13 — подкручивающая решетка

Способ подвода воздуха к охлаждаемой турбине влияет на ее к.п.д. и выбирается с учетом этого обстоятельства путем оптимизации конструкции системы подвода.

Рассмотрим эффективность различных способов подвода воздуха к ротору на примере ступени турбины высокого давления с типичными тепловыми и гидравлическими характеристиками элементов тракта охлаждения.

Анализируемые компоновки турбины схематически показаны на рис. 3.20.

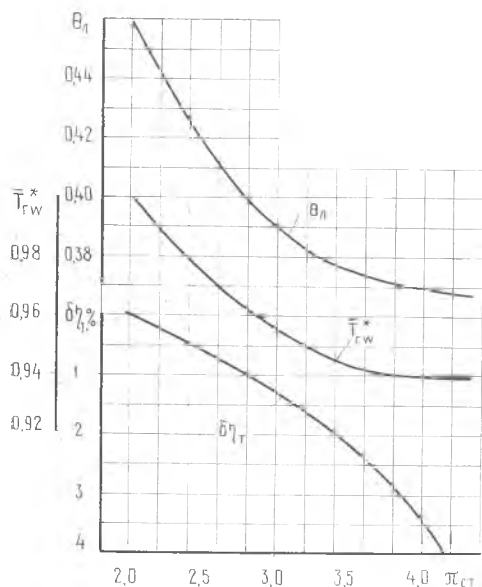
В обеих компоновках диск 10 соединен с покрывным дефлектором 11, между дефлектором и диском образован зазор $\delta \approx 10$ мм. В покрывном дефлекторе на радиусе $r_1 = 250$ мм, а в ободу диска на $r_2 = 320$ мм выполнены приемные отверстия для воздуха, образующие с зазором между дефлектором и диском вращающийся канал (от сечения 1 до сечения 2). В рассматриваемом примере частота вращения ротора турбины $n = 10\,000$ об/мин. Воздух, подводимый к отверстиям в покрывном дефлекторе, закручивается в решетке 13 (см. рис. 3.20,а) до определенных значений окружной скорости. Отбор воздуха производится из верхнего и нижнего каналов камеры сгорания (см. рис. 3.20,а), а также из верхнего канала (см. рис. 3.20,б), путь воздуха указан на схемах стрелками, причем, прежде чем попасть к приемным отверстиям в дефлекторе, он участвует в охлаждении соплового аппарата 8. Следует отметить, что второму способу подвода охлаждающего воздуха сопутствуют значительные гидравлические потери, обусловленные трудностью конструирования воздушного тракта с необходимыми проходными сечениями в сопловом аппарате турбины. Однако такая схема предпочтительна для случая установки теплообменника на линии подачи охлаждающего воздуха, а схема, представленная на рис. 3.20,а, — для случая подачи закрученного потока воздуха.

Температура охлаждаемой рабочей лопатки определяется по уравнению

$$T_{л} = T_{г\omega}^* - \Theta_{л} (T_{г\omega}^* - T_{в\omega}^*). \quad (3.16)$$

из которого следует, что на $T_{л}$ влияют температура газа в относительном движении $T_{г\omega}^*$, безразмерная глубина охлаждения $\Theta_{л}$ и температура воздуха в относительном движении $T_{в\omega}^*$.

Величина $T_{г\omega}^*$ является функцией температуры газа в цикле $T_{г}^*$, перепада давления, срабатываемого в сопловом аппарате турбины $\lambda_{сА}$, угла $\alpha_{сА}$ и количества воздуха, отвлекаемого для охлаждения $\xi_{охл}$. Повышение $\lambda_{сА}$ как средства уменьшения $T_{г\omega}^*$ ограничено из-за падения к.п.д. турбины вследствие роста $\lambda_{сА}$ и уменьшения $\varphi_{сА}$. Для большинства выполненных конструкций степень расширения потока в ступени изменяется в пределах $\pi_{ст} = 2,5-3,0$. При $\pi_{ст} < 2,5$ наблюдается значительный прирост потребной глубины охлаждения



лопатки Θ_l , а при $\pi_{ст} > 3,0$ — ощутимое снижение к.п.д. турбины $\delta\eta_r$ (рис. 3.21). Поэтому в дальнейшем будет рассмотрена ступень турбины с $\pi_{ст} = 2,75$, у которой сопловой аппарат спрофилирован с $k_{СА} \approx 1,0$ на расчетном режиме.

Температура лопатки, характеризующая глубину ее охлаждения, как известно, зависит от конструкции применяемой лопатки, а для выбранного варианта конструкции в основном определяется расходом охлаждающего воздуха. Для анализа использовалась зависимость $\Theta_l = f(\bar{g}_{охл})$ одной из современных лопаток (рис. 3.22) Гидравлическая характеристика тракта охлаждения этой лопатки в координатах $\frac{g_{охл} \sqrt{T_{в2}^*}}{P_{в1}^*} = f\left(\frac{P_{в2}^*}{P_r}\right)$ приведена на рис. 3.23.

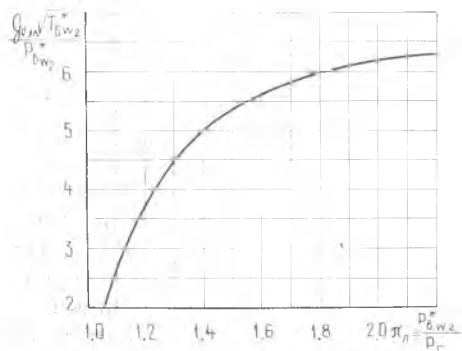


Рис. 3.21. Изменение потребной глубины охлаждения лопатки Θ_l , относительной температуры газа $T_{Гв}^*$ и к.п.д. турбины $\delta\eta_r$ от степени понижения давления в ступени турбины $\pi_{ст}$

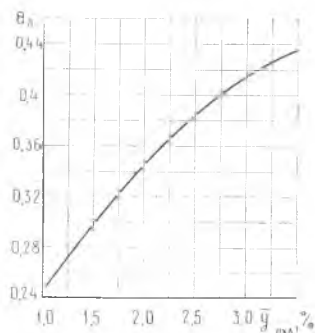


Рис. 3.22. Зависимость безразмерной глубины охлаждения лопатки Θ_l от относительного расхода охлаждающего воздуха $\bar{g}_{охл}$

Рис. 3.23. Гидравлическая характеристика внутренних каналов охлаждаемой лопатки

Расчет значений величин $T_{в\omega}^*$ и $\Theta_{л.}$, определяющих температуру лопатки, производился по следующей методике.

Параметры потока $T_{в\omega_1}^*$ и $p_{в\omega_1}^*$, входящие в комплекс $\frac{g_{ох1} \sqrt{T_{в\omega_1}^*}}{p_{в\omega_1}^*} = j(\pi_{л.})$, определялись по уравнению Эйлера, записанному для участка 1—2 системы охлаждения:

$$\frac{p_{в2}^* - p_{в1}^*}{\rho} = (u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1}), \quad (3.17)$$

откуда

$$\Delta p_{1-2}^* = \rho \eta (u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1}). \quad (3.18)$$

Здесь $p_{в1}^*$ — полное давление потока перед подкручивающей решеткой, зависящее от места отбора воздуха и гидравлических потерь на участке подвода к решетке; η — к.п.д. сжатия в каналах, образованных вращающимся дефлектором и диском на участке от входа в дефлектор до выхода из обода диска.

Полное давление потока на выходе из отверстий в ободе диска в абсолютном движении

$$p_{в2}^* = p_{в1}^* + \rho \eta (u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1}), \quad (3.19)$$

а статическое давление

$$p_{в2} = p_{в1}^* - \frac{\rho c_{22}^2}{2}, \quad (3.20)$$

где $c_{22}^2 = \omega_2^2 + u_2^2$.

Полное давление потока на входе в лопатку (сеч. 2) в относительном движении можно рассчитать по уравнению

$$p_{в\omega_1}^* = p_{в2} + \frac{\rho u_2^2}{2}. \quad (3.21)$$

Подставив уравнения (3.19) и (3.20) в (3.21) и выполнив соответствующие преобразования, получим

$$p_{в\omega_1}^* = p_{в1}^* + \rho \eta (u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1}) - \frac{\rho u_2^2}{2}. \quad (3.22)$$

Экспериментальные зависимости к.п.д. сжатия вращающейся системы диск—дефлектор при отсутствии закрутки потока η_0 [2, 3] показывают, что величина η_0 не превышает 3...5% для встречающихся на практике значений расхода воздуха на охлаждение. Введение закрутки позволяет существенно повысить к.п.д. системы, что связано со снижением гидравлических потерь из-за уменьшения относительной скорости потока и увеличения коэффициента расхода вращающейся системы.

В реально выполненных схемах подвода воздух входит в лопатку радиально, т. е. $u_2 = c_{u2}$. Преобразуем уравнение сохранения энергии (при отсутствии теплообмена), в результате получим связь

Использование подвода воздуха с закруткой потока обеспечивает получение больших значений к.п.д. сжатия в системе, чем при подводе без закрутки.

между температурой воздуха на входе в лопатку $T_{в w_2}^*$ и температурой потока на входе в систему охлаждения $T_{в_1}^*$:

$$T_{в w_2}^* = T_{в_1}^* + \frac{u^2 - u_1 c_{u1}}{2 c_p} \quad (3.23)$$

Значение температуры $T_{в_1}^*$ зависит от места отбора воздуха и подогрева его на участке до решетки. Второе слагаемое в уравнении (3.23) учитывает подогрев воздуха при поджатии его центробежными силами. Полагая c_{u1} равным нулю, по уравнениям (3.22) и (3.23) можно определить значения параметров потока $p_{в w_2}^*$ и $T_{в w_2}^*$ для системы без подкручивающей решетки:

$$p_{в w_2}^* = p_{в_1}^* + \rho u^2 (\eta_0 - 0,5); \quad (3.24)$$

$$T_{в w_2}^* = T_{в_1}^* + \frac{u^2}{2 c_p} \quad (3.25)$$

Зная параметры потока на входе в лопатку и величину статического давления за рабочими лопатками p_r (при известном $\pi_{ст}$), можно найти значения расхода воздуха через лопатку по ее гидравлической характеристике $\frac{g_{охл} \sqrt{T_{в w_2}^*}}{p_{в w_2}^*} = f(\pi_{л})$, а

также определить значения Θ_l по зависимости $\Theta_l = f(\bar{g}_{охл})$ для анализируемых лопаток и далее по формуле (3.16) — температуру лопатки T_l .

Зависимость изменения температуры лопатки от относительного давления воздуха на входе в отверстия покрывного дефлектора для способа подачи воздуха без предварительной закрутки показана на рис. 3.24. Давление в известных конструкциях турбин меняется в довольно широких пределах: $p_{в_1}^* = (0,6 \dots 0,95) p_{к}^*$. При увеличении давления на входе, например от 0,75 до 0,95, температура лопатки снижается на 22 К при к.п.д. сжатия $\eta_0 = 0$ и на 33 К при $\eta_0 = 1$. А при одновременном повышении $p_{в_1}^*$ до 0,95 и к.п.д. до $\eta_0 = 1$ можно обеспечить снижение температуры лопатки на 66 К. В области реальных к.п.д. сжатия, которые не превышают значений 0,03...0,05, максимальное уменьшение температуры лопатки составляет 25 К. Известны попытки повышения к.п.д. сжатия выше 0,05. Так, из опыта создания дисковых насосов следует, что наибольшие значения к.п.д. получены на уровне 0,25...0,3, а у центробежных нагнетателей — 0,55...0,6. Учитывая невозможность совершенной организации течения на участке подвода воздуха от входа в дефлектор до выхода из отверстий обода диска, что достигнуто в лучших центробежных насосах, ожидаемый максимальный уровень к.п.д. сжатия для систем подвода воздуха без его закрутки можно принять равным 0,3. Тогда максимальное снижение температуры лопатки при увеличении

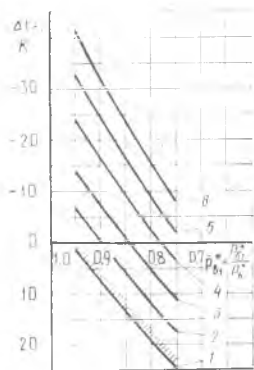


Рис. 3.24. Изменение температуры охлаждаемой лопатки ΔT_l от относительного давления воздуха на входе в отверстия дефлектора $p_{в_1}^*$ для способа подвода воздуха без закрутки: при различных к.п.д. сжатия η_0 ; ш — область реальных к.п.д. сжатия вращающейся системы дефлектор—диск по данным работ [2, 3]; 1, 2, 3, 4, 5, 6 — соответственно $\eta_0 = 0; 0,2; 0,4; 0,6; 0,8; 1$

Подвод воздуха с закруткой всегда позволяет получить больший эффект охлаждения рабочих лопаток по сравнению с подводом без закрутки.

давления на входе до $\bar{p}_{в,1}^* = 0,95$ и к.п.д. сжатия до $\eta_0 = 0,3$ не будет превышать 33 К.

Заметим, что повышение давления на входе в систему подвода воздуха приводит к снижению температуры лопатки только за счет увеличения расхода воздуха, поступающего в охлаждаемую лопатку, при этом, однако, происходит уменьшение к.п.д. турбины из-за увеличения работы на прокачку охлаждающего воздуха.

Для систем подвода с закруткой анализ изменения факторов, влияющих на температуру лопатки, показал, что существуют экстремальные значения глубины охлаждения лопаток, не зависящие от к.п.д. сжатия. С повышением перепада давления на соплах подкручивающей решетки $\pi_p = \frac{p_{в,1}^*}{p_{в,1}}$ при любом исходном значении давления воздуха на входе $p_{в,1}^*$ (рис. 3.25) эффективность охлаждения

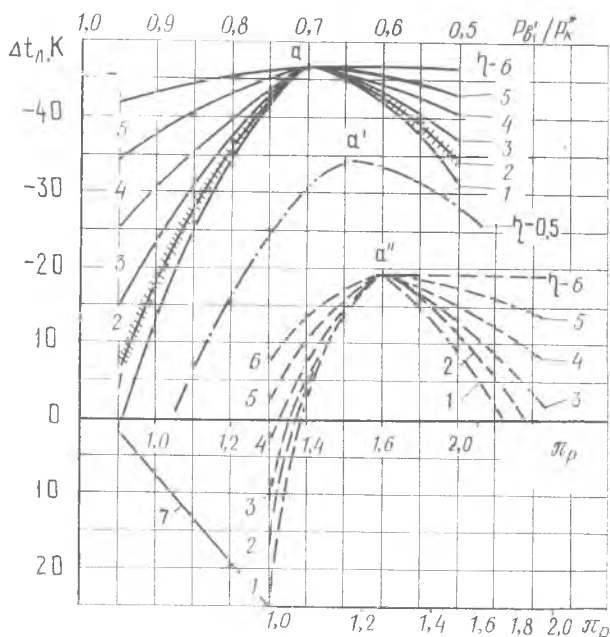


Рис. 3.25. Изменение температуры охлаждаемой лопатки $\Delta t_{л}$ от перепада давления воздуха на соплах подкручивающей решетки π_p при различном давлении на входе в решетку и различных к.п.д. сжатия η : ——— $\bar{p}_{в,1}^* = 0,95$; - - - - - 0,85; - - - - - 0,75; ▨ — область реальных к.п.д. сжатия: 1, 2, 3, 4, 5, 6 — соответственно $\eta = 0; 0,2; 0,4; 0,6; 0,8; 1$; 7 — влияние $\bar{p}_{в,1}$

лопаток вначале повышается до точек (a, a', a''), $\Delta t_{л}$ в которых не зависит от к.п.д. сжатия, а затем снижается. Такой сложный характер изменения температуры охлаждаемой лопатки $\Delta t_{л} = f(\pi_p)$ связан с монотонным снижением температуры охлаждающего воздуха по π_p и наличием максимального значения пропускной способности системы охлаждения при определенном значении перепада давления на решетке π_p . Это подтверждается данными, приведенными на рис. 3.26, где для реальных значений к.п.д. сжатия (заштрихованная область)

показано изменение отношения расхода охлаждающего воздуха в системе подвода с закруткой к расходу воздуха в системе подвода без закрутки в зависимости от перепада давления на решетке.

Из графиков на рис. 3.25 также следует, что даже при прогнозируемых значениях к.п.д. сжатия *достигаемый эффект охлаждения лопаток при наличии закрутки воздуха всегда существенно больше (на 40—50 К), чем в системе без закрутки*, несмотря на то, что расход охлаждающего воздуха в системе с закруткой может быть меньшим.

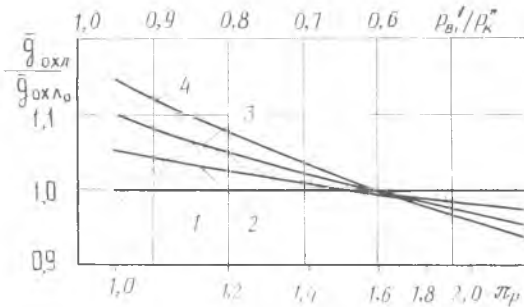


Рис. 3.26. Изменение расхода охлаждающего воздуха для системы подвода воздуха с закруткой и без нее от перепада давления на соплах подкручивающей решетки π_p :

при давлении на входе в решетку $\bar{p}_{в1}^* = 0,95$; при давлении на входе в отверстия дефлектора для случая без закрутки $\bar{p}_{в10}^* = 0,95$; 1, 2, 3, 4, — соответственно $\eta = 0,1; 0,2; 0,3; 0,4$; — область реальных к.п.д. сжатия

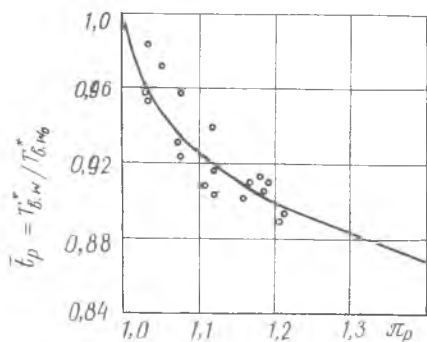
В выполненных на практике системах подвода с закруткой часто осуществляется более глубокое расширение воздуха в решетке, чем оптимальное по $\Delta t_{л}$, например, до значения давления, равного статическому давлению за первым сопловым аппаратом. На это, однако, идут, поскольку перерасширение сопровождается умеренным снижением $\Delta t_{л}$ (правая ветвь кривой $\Delta t_{л} = f(\pi_p)$) за точками (a, a', a'') и обеспечивает возможность ликвидации радиальных втеканий охлаждающего воздуха в газоздушный тракт турбины перед ее рабочим колесом. Эти факторы обуславливают повышение к.п.д. и стабильное охлаждение ступени турбины при изменении осевых зазоров.

Зависимость снижения относительной температуры воздуха \bar{t}_p от степени расширения его на подкручивающей решетке $\pi_p = \frac{p_{в1}^*}{p_{в1}}$ в системе охла-

ждения одного из отечественных двигателей показано на рис. 3.27. Здесь под \bar{t}_p понимается отношение температур воздуха, экспериментально измеренных с помощью вращающейся термопары, установленной в приемном отверстии дефлектора, при отсутствии и наличии подкручивающей решетки (см. рис 3.16, точка Б). Это отношение характеризует снижение температуры хладагента в относительном движении. Даже при небольших степенях расширения воздушного потока в решетке ($\pi_p \approx 1,2... 1,25$) обеспечивается заметное снижение темпера-

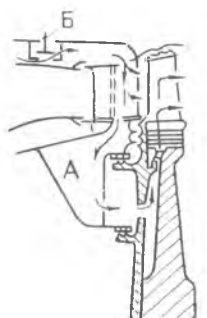
Рис. 3.27. Зависимость относительной температуры воздуха для системы подвода с закруткой и без нее от степени расширения на соплах подкручивающей решетки π_p :

— расчетные значения; ● экспериментальные значения

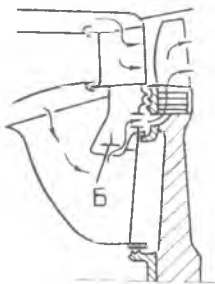


туры торможения воздуха в относительном движении, равное примерно 8,5..9,5%.

Однако расчет эффекта закрутки не исчерпывается измерением экспериментальной величины $\Delta t_p = T_{16,w}^* - T_{16,w}^*$, поскольку приемные отверстия в дефлекторе расположены на меньшем радиусе, чем отверстия ввода воздуха в лопатки, а закрутка потока в решетке выполнена до величины u на радиусе r_1 , а не r_2 , где расположены приемные отверстия. Дополнительная разность температур закрученного и незакрученного потоков на радиусе r_2 по расчетам равна ~ 30 К, а полная — ~ 100 К. Примерно на такую же величину может быть поднята температура газа перед турбиной при неизменной температуре лопатки.



а



б

Рис. 3.28. Системы охлаждения ТВД с частичным отключением охлаждающего воздуха:

а — отбор воздуха из верхнего канала камеры сгорания; б — отбор воздуха из нижнего канала; А — воздушная полость; Б — клапан (дросселирующий) подачи воздуха

3.7. ОТКЛЮЧЕНИЕ ПОДАЧИ ОХЛАЖДАЮЩЕГО ВОЗДУХА НА КРЕЙСЕРСКИХ РЕЖИМАХ

В связи со значительным снижением температуры лопаток турбин на крейсерском дозвуковом режиме (по сравнению со взлетным) возникает возможность повышения экономичности двигателя путем частичного отключения охлаждающего воздуха.

Система охлаждения с отключением применяется на ряде авиадвигателей (рис. 3.28).

Количество отключаемого воздуха и сопутствующее снижение давления за дросселирующим клапаном на практике приходится регламентировать не только ограничениями ресурса, но и на основе учета конструктивных особенностей рабочих лопаток турбин или схем осевой разгрузки (однако ограничения, налагаемые схемой, встречаются редко, и поэтому в данном пособии не рассматриваются).

Для широко применяемых в высокотемпературных турбинах лопаток с перфорированными входными кромками необходимо обеспечивать относительно высокое давление в системе подвода воз-

духа, исключаяющее затекание газа через перфорацию во внутренние полости лопаток.

Условие невтекания горячего газа может быть сформулировано следующим образом: полное давление газа в осевом зазоре (в относительном движении) на максимальном радиусе расположения отверстий во входной кромке рабочих лопаток должно быть меньше или равно давлению охлаждающего воздуха во внутренних полостях, т. е. требуется

$$p_{г\omega}^* \leq p_{н\omega}^* \quad (3.26)$$

Влияние давления охлаждающего воздуха за дросселирующим клапаном на изменение удельного расхода топлива двигателя, снабженного системой отключения с отбором воздуха из верхнего канала камеры, показано на рис. 3.29: увеличение давления в полости А $\bar{p}_{вА}^*$ от 0,48...0,5, когда клапан полностью закрыт, до 0,66...0,68, при котором прекращается затекание газа во внутренние полости рабочих лопаток с перфорацией, сопровождается увеличением удельного расхода топлива ΔC_R примерно на 1,35...1,7%, что составляет более 50% от максимально возможного снижения удельного расхода, обеспечиваемого системой отключения $\Delta C_{R\text{макс}}$.

Таким образом, наличие перфорации на входной кромке лопатки требует повышенного давления в воздушной полости А, которое, в свою очередь, приводит к повышению удельного расхода топлива из-за увеличения утечек воздуха и потерь на охлаждение. Для уменьшения этого влияния с помощью частичного отключения воздуха применяется измененная схема подачи, обеспечивающая почти полное восстановление максимальной эффективности $\Delta C_{R\text{макс}}$.

Известно, что на величину давления в каналах охлаждения лопаток серьезное воздействие оказывает способ подвода воздуха — с закруткой потока в направлении вращения ротора или без закрутки (см. рис. 3.20). В зависимости от способа подвода параметры потока в лопатках заметно различаются только при полном расходе хладагента. В крейсерских же условиях при уменьшении расхода хладагента в системах (см. рис. 3.28) с помощью дросселирующего клапана Б в результате практически полной потери избыточной (потенциальной) энергии хладагентом без понижения температуры, давления на входе в рабочие лопатки турбины для системы с закруткой и без нее близки между собой по значению.

Очевидно, что для восстановления максимальной эффективности на крейсерском режиме в системе частичного отключения подачи воздуха должен сохраняться высокий потенциал по перепаду

Существенное снижение температуры газа на крейсерском дозвуковом режиме полета позволяет осуществить снижение расхода воздуха, подаваемого в систему охлаждения.

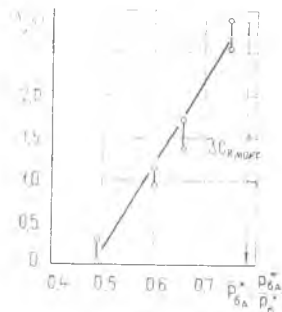


Рис. 3.29. Влияние относительного давления за клапаном подачи воздуха $\bar{p}_{вА}^*$ на изменение удельного расхода топлива ΔC_R :
○—область экспериментальных данных

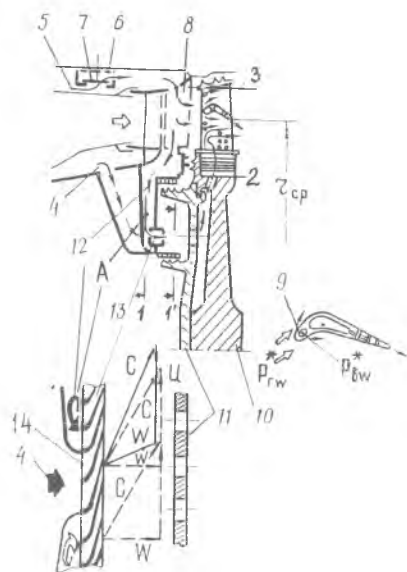
давления у оставшейся части воздуха, что позволяет:

понизить температуру охладителя путем расширения хладоагента в подкручивающей решетке; уменьшить мощность на прокачку хладоагента; снизить потери давления воздуха в полостях подвода к кромкам лопаток.

Система подачи охладителя, обеспечивающая эти условия, изображена на рис. 3.30. Ее главное отличие от традиционной схемы — две разъединенные группы сопел (13 и 14), в одну из которых (14) всегда поступает поток воздуха 4, не дросселируемый расходным клапаном 7 (см. рис. 3.30). Эти сопла (14) используются для охлаждения турбинных лопаток в крейсерском полете.

Рис. 3.30. Система подвода охлаждающего воздуха к турбине с двумя группами сопел закрутки 13 и 14:

1, 1', 2, 3 — расчетные сечения; 4, 5 — отбор воздуха; 6, 7 — клапан; 8 — сопловый аппарат; 9 — охлаждаемая лопатка; 10 — диск; 11 — дефлектор; 4, 12 — направление движения охлаждающего воздуха; 13, 14 — подкручивающие сопловые решетки; — — — — — треугольники скоростей воздуха на выходе из подкручивающей решетки сопел на крейсерском и взлетном режимах соответственно; \Rightarrow — газ; \rightarrow — воздух



Высокое давление перед соплами закрутки 14 позволяет достигнуть соответственно высокого давления в каналах рабочих лопаток 9, которое, однако, не остается неизменным при вращении турбины, а уменьшается на участках установки отключаемых групп сопел 13.

Схематически процесс изменения давления воздуха в лопатках турбины в зависимости от времени показан на рис. 3.31. По-видимому, такая система может работать с некоторым перерасширением в конце периода времени τ_n , однако, при анализе $p_{v_w}^*$ принималось равным $p_{r_w}^*$ (на соответственных радиусах колеса r_1).

Дополнительное (по сравнению с традиционной схемой охлаждения) *повышение экономичности на режиме отключения обеспечивается за счет уменьшения расхода воздуха, вытекающего через задние*

кромки соплового аппарата, устранения поперечных втеканий и снижения насосной работы турбины.

Расчет изменения параметров газа и охлаждающего воздуха на крейсерском режиме можно провести по следующей методике.

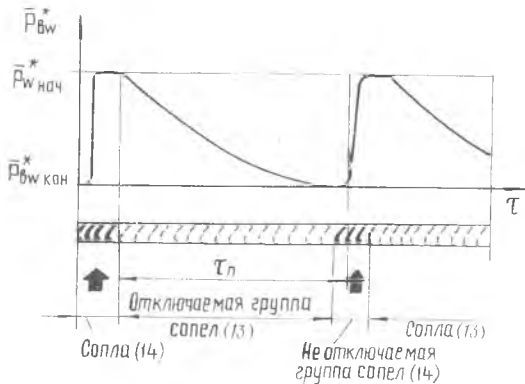


Рис. 3.31. Схема изменения давления воздуха на входе в лопатку на радиусе r_i в зависимости от времени τ на участках отключаемой и неотключаемой групп сопел:

τ_n — период между неотключаемыми группами сопел;
 \rightarrow — подача воздуха

Для современных турбин характерно постоянное перепада давления в первых ступенях при изменении в широких пределах режима работы двигателя. Поэтому параметры газа в осевом зазоре за сопловыми лопатками на крейсерском режиме могут быть легко определены, если известно влияние расхода охлаждающего воздуха $g_{вса}$ на коэффициент скорости в сопловых лопатках $\psi_{СА}$.

Давление $p_{гw}^*$ определяется с учетом изменения $\psi_{СА} = f(g_{СА})$ и степени реактивности рабочей лопатки ρ по радиусу.

Значения термодинамических параметров газа $T_{гw}^*$ и $p_{гw}^*$ в осевом зазоре (в относительном движении) рассчитываются по зависимостям:

$$T_{гw}^* = K_3 T_{г^*} + \frac{w^2}{2 c_p} - \frac{w c_{иСА} \Delta}{c_p} \quad (3.27)$$

$$p_{гw}^* = p_{к} \varepsilon_{к\text{СА}} \pi (\lambda \cdot 1) \left[\left(\frac{K_3}{\psi} \right) \left(\frac{w^2}{2 c_p T_{г^*}^2} - \frac{w c_{иСА}}{c_p T_{г^*}} \right) \frac{1}{\tau(\lambda_{с1})} \right]^{\frac{k_{г1}}{k_{г1}-1}} \quad (3.28)$$

(вывод уравнения (3.28) приведен в гл. 5).

Давление и температуру воздуха внутри рабочих лопаток перед отверстиями во входной кромке можно определить по формулам, полученным на основании уравнений Эйлера и Бернулли, записанных для 1—2—3 участков системы охлаждения. Кроме того, при выводе формул были привлечены кинематические соотношения (треугольники скоростей) для потока охлаждающего воздуха

В случае применения предварительной закрутки охлаждающего воздуха формулы для расчета $p_{в w}^*$, $T_{в w}^*$ имеют вид:

$$p_{в w i}^* = p_{в i}^* + \rho \eta (u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1}) - \frac{\rho u_2^2}{2} + \rho \eta_{л} \times \\ \times (u_i^2 - u_2^2); \quad (3.29)$$

При организации систем подачи охлаждающего воздуха необходимо стремиться к получению высоких к.п.д. сжатия. Часто при проектировании этому вопросу не уделяется должное внимание.

$$T_{в w i}^* = T_{в i}^* + \frac{u_i^2 - u_1^2 c_{u1}}{2 c_p}. \quad (3.30)$$

При отсутствии предварительной закрутки охлаждающего воздуха формулы для расчета имеют вид:

$$p_{в w i}^* = p_{в i}^* + \rho u_i^2 (\eta - 0,5) + \rho \eta_{л} (u_i^2 - u_2^2); \quad (3.31)$$

$$T_{в w i}^* = T_{в i}^* + \frac{u_i^2}{2 c_p}. \quad (3.32)$$

Уравнениями (3.29), (3.31) эффективность процесса сжатия в каналах, образованных вращающимися дефлектором и диском (от сеч. 1 до сеч. 2), и в рабочей лопатке (от сеч. 2 до сеч. 3) учитывается отдельно с помощью соответствующих к.п.д. сжатия η и $\eta_{л}$ [2, 3]. В представленном далее примере к.п.д. сжатия в каналах лопатки $\eta_{л}$ принимался равным 0,5.

К.п.д. сжатия в полостях, образованных вращающимися дефлектором и диском, на участке от входа в дефлектор до выхода из обода диска выбирался в соответствии с данными [2, 3, 17]. Экспериментальные зависимости к.п.д. сжатия вращающейся системы диск—дефлектор при отсутствии закрутки потока, приведенные в работах [2, 3], показывают, что величина η не превышает 0,03...0,05. Введение закрутки позволяет повысить к.п.д. системы примерно до 0,25...0,3 [17], что связано со снижением гидравлических потерь из-за уменьшения относительной скорости потока и коэффициента сопротивления на входном и выходном участках системы.

Ранее отмечалось, что при глубоком дросселировании всего охлаждающего воздуха в клапане отключения на крейсерском режиме система закрутки утрачивает способность снижать температуру воздуха. Для этого режима параметры воздуха могут определяться по формулам для незакрученного потока.

Перфорация рабочих лопаток может ограничить допустимую глубину отключения охлаждения из-за перегрева рабочих лопаток и диска.

Применительно к двухпоточной схеме подвода охлаждающего воздуха (см. рис. 3.30) рассмотрим изменение давления воздуха $p_{в w}^*$ и температуры рабочей лопатки за время $\tau_{п}$ следования его на участке между неотключаемыми группами сопел решетчатых, где отсутствует подача воздуха в рабочие лопатки.

Давление воздуха $p_{в w}^*$ в конце периода времени $\tau_{п}$ определялось с учетом следующих положений.

Масса воздуха, находящегося в системе охлаждения от сеч. 1 до сеч. 3,

$$M = V_{\Sigma} \rho, \quad (3.33)$$

где $v_{\Sigma} = v_1 + v_2$, здесь v_1 — объем полости между диском и дефлектором от сечения 1 до сечения 2; v_2 — объем полостей отверстий в ободе диска и внутренних полостей лопаток, ρ — средняя плотность воздуха.

Изменение массы воздуха в системе за время $d\tau_{\Pi}$, когда приемные отверстия в дефлекторе находятся на участке с отключенными соплами закрутки, можно представить в виде

$$dM = -\frac{v_{\Sigma}}{RT^*} d p_{Bw}^*. \quad (3.34)$$

Для определения изменения массы воздуха в системе можно использовать также следующую зависимость:

$$dM = A \frac{p_{Bw}^*}{\sqrt{T_{Bw}^*}} d\tau, \quad (3.35)$$

где $A = m q(\lambda) F$ — гидравлическая характеристика тракта охлаждения системы, здесь $m =$

$= \sqrt{\frac{k}{R} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}}$ — коэффициент, $q(\lambda)$ — приведенная плотность потока массы; F — площадь выходной щели в лопатках и отверстий перфорации, $d\tau$ — изменение времени.

В широком диапазоне перепадов давлений на отверстиях перфорации и у выходной щели пропускная способность системы A изменяется незначительно и в дальнейшем рассматривается как постоянная величина. Например, при изменении перепада давления на 40% ($\pi_{\lambda} = p_{Bw}^*/p_{\Gamma} = 1,4 \dots 2,0$) изменение A составит 8%, а при изменении π_{λ} на 10% — $\Delta A \leq 2\%$.

Приравняем правые части уравнений (3.34) и (3.35), разделим переменные и найдем изменение давления воздуха в системе:

$$-\frac{d p_{Bw}^*}{p_{Bw}^*} = \frac{A}{v_{\Sigma}} R \sqrt{T_{Bw}^*} d\tau. \quad (3.36)$$

После интегрирования выражения (3.36) в пределах от $\tau = 0$ до $\tau = \tau_{\Pi}$ получим

$$\int_{p_{Bw}^* \text{ нач}}^{p_{Bw}^* \text{ кон}} \frac{d p_{Bw}^*}{p_{Bw}^*} = \frac{A}{v_{\Sigma}} R \sqrt{T_{Bw}^*} d\tau; \quad (3.37)$$

$$p_{Bw}^* \text{ кон} = p_{Bw}^* \text{ нач} e^{-\frac{AR \sqrt{T_{Bw}^*}}{v_{\Sigma}} \tau_{\Pi}}. \quad (3.38)$$

Из формулы (3.38) следует, что объем внутренних полостей системы охлаждающего воздуха ($v_{\Sigma} = v_1 + v_2$) может быть использован как ре-

Схема с частичным отключением охлаждающего воздуха может удачно сочетаться с двухпоточной системой закрутки (при условии автоматического поддержания радиальных зазоров турбины в заданных пределах).

гулятор давления воздуха в конце пассивного участка (между соседними — неотключенными — соплами решетки).

Оценим влияние дискретности подачи охлаждающего воздуха на нагрев рабочей лопатки при ее движении на участке отключаемых сопл в предположении, что лопатка представляет собой тонкостенную конструкцию, значение критерия Био для которой $Bi \leq 0,2$. Расчет критерия Bi , характеризующего темп прогрева рабочих лопаток некоторых выполненных двигателей, подтверждает правомочность этого предположения. Поэтому с точностью до 10—15% можно принять, что изменение температуры стенки лопатки по толщине происходит одновременно, для чего справедливо следующее приближенное (экстремальное) равенство:

$$\frac{dT_{\text{л}}}{dt} c \rho F \delta = \alpha_{\text{г}} F (T_{\text{гв}}^* - T_{\text{л}}), \quad (3.39)$$

где c, ρ — теплоемкость и плотность материала лопатки; F — боковая поверхность лопатки; δ — толщина стенки лопатки; $\alpha_{\text{г}}$ — коэффициент теплоотдачи от газа к лопатке.

Оценка температуры лопатки свидетельствует о том, что изменение $\delta T_{\text{л}}$ за период времени $\tau_{\text{п}}$ составляет примерно 2 К, поэтому погрешность определения $\delta T_{\text{л}}$, равная 10...15% (от 2 К), незначительна.

Как отмечалось, дополнительное снижение удельного расхода топлива в двигателе на режиме отключения воздуха в двухпоточной схеме охлаждения (см. рис. 3.30) по сравнению с однопоточной (см. рис. 3.20) обеспечивается за счет снижения расхода воздуха, вытекающего через задние кромки соплового аппарата, устранения поперечных втеканий в тракт турбины и уменьшения ее насосной работы.

Для количественной оценки влияния перечисленных факторов на удельный расход топлива привлекаются соответствующие статистические зависимости: $\eta_{\text{твд,нд}} = f(\bar{g}_{\text{врк}})$; $\eta_{\text{тпвт}} = f(\bar{g}_{\text{пвт}})$; $\eta_{\text{тнас}} = f(\bar{g}_{\text{врк}})$ и коэффициенты влияния к.п.д. турбины на эффективность двигателя (см. главу 5).

На рис. 3.32 приведены результаты расчета полного давления незакрученного потока воздуха $\bar{p}_{\text{вз}}^*$ по высоте рабочей лопатки (для компоновки турбины, показанной на рис. 3.20). Расчет выполнен по уравнению (3.31) для различных значений давления в полости А перед отверстиями в дефлекторе $\bar{p}_{\text{вА}}^*$.

Здесь же показано протекание по радиусу полного давления газа в относительном движении. Расчет выполнен по формуле (3.28).

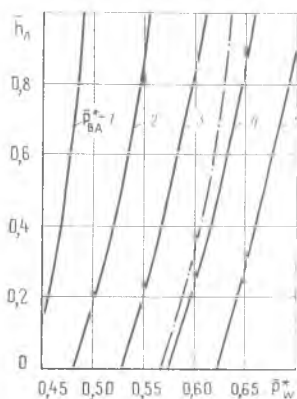


Рис. 3.32. Изменение полного давления газа $\bar{p}_{\text{гв}}^*$ и воздуха $\bar{p}_{\text{вз}}^*$ по высоте лопатки $h_{\text{л}}$ для незакрученного потока воздуха (режим крейсерский);

1, 2, 3, 4, 5 — соответственно $\bar{p}_{\text{вА}}^* = 0,5; 0,55; 0,6; 0,65; 0,7$; — — — $\bar{p}_{\text{гв}}^*$

Таким образом, в турбине, имеющей рабочие лопатки с перфорированной входной кромкой, для исключения затекания газа внутрь лопатки необходимо обеспечить давление воздуха в сечении 1—1 (полость А) на входе в отверстия дсфлектора $\bar{p}_{вА}^*$ не менее $0,65 \left(\bar{p}_{вА}^* = \bar{p}_{в1}^* = \frac{P_{вА}}{P_k^*} \right)$.

В случае применения рабочих лопаток без перфорации входной кромки давление $\bar{p}_{вА}^*$ в сечении 1—1 может поддерживаться равным 0,45...0,5 и назначаться только из условия обеспечения необходимой эффективности охлаждения рабочих лопаток на этом режиме.

Повышение давления на входе в систему охлаждения, выполненную по схеме, приведенной на рис. 3.20,б, приводит к увеличению потерь на охлаждение.

На рис. 3.33 показано распределение полного давления воздуха $\bar{p}_{вw}^*$ по высоте лопатки для систем подвода воздуха с закруткой. Расчет проведен по уравнению (3.29) для двух схем подвода воздуха: с одной группой подкручивающих сопел (см. рис. 3.20,а), с двумя группами сопел (см. рис. 3.30) и для различных значений давления в полости А перед подкручивающей решеткой. При этом давление воздуха на входе в неотключаемую группу сопел не дросселировалось и было равно давлению воздуха в месте его отбора (см. рис. 3.30).

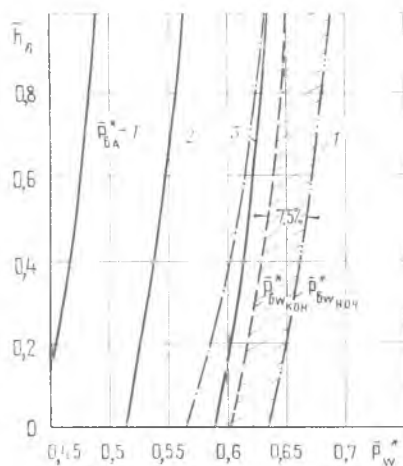


Рис. 3.33. Изменение полных давлений газа $\bar{p}_{гw}^*$ и воздуха $\bar{p}_{вw}^*$ по высоте лопатки h_l для закрученного потока воздуха (режим крейсерский):

— для схемы подвода воздуха с одной группой сопел; —·—·— с двумя группами сопел; —·—·— в начале периода времени τ_n ; —·—·— в конце периода τ_n ; 1, 2, 3 — соответственно $\bar{p}_{вА}^* = 0,5; 0,55; 0,6$; —·—·— $\bar{p}_{гw}^*$

Как показывают приведенные данные, при использовании подкручивающей решетки с одной группой сопел необходимо в полости А турбины создать давление $\bar{p}_{вА}^*$ не ниже 0,6, т. е. всего на 0,05 меньше, чем в схеме охлаждения без подкручивающей решетки (что также приведет к существенным потерям на охлаждение).

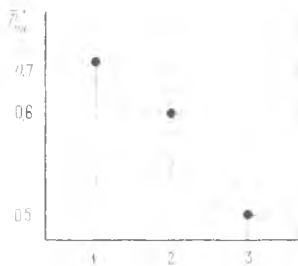


Рис. 3.34. Влияние способа подвода охлаждающего воздуха к турбине ВД на давление в полости охлаждения $\bar{p}_{вд}^*$, при котором отсутствует втекание газа в лопатку:

1—подвод воздуха без закрутки, 2,3—подвод воздуха с закруткой в одной и двух группах сопел соответственно

Из графиков на рис. 3.33 также следует, что в схеме подвода с двумя группами сопел при давлении воздуха в полости A турбины $\bar{p}_{вд}^* = 0,5$ затекания газа в отверстия на входной кромке рабочих лопаток не наблюдается. На рис. 3.34 приведены результаты сравнения допустимых значений давления воздуха в полости A турбины, при которых отсутствует (для рассмотренных способов подвода воздуха) втекание газа в лопатку.

Заметим, что для случая дискретного расположения сопел в схеме подвода их двумя группами характерна периодичность подачи воздуха в рабочие лопатки, что приводит к снижению давления воздуха на участке между соплами в конце периода τ_n . Результаты расчетов, выполненных по уравнению (3.38) и представленных на рис. 3.33, показывают, что давление воздуха в конце периода $\bar{p}_{в\omega\text{кон}}^*$ снижается примерно на 7,5% по сравнению с давлением в начале периода $\bar{p}_{в\omega\text{нач}}^*$, при этом втекания газа внутрь рабочей лопатки не происходит, поскольку минимальное давление воздуха в конце периода $\bar{p}_{в\omega\text{кон}}^*$ превышает давление газа в осевом зазоре.

Таким образом, применение схемы подвода воздуха с двумя группами сопел закрутки позволяет снизить удельный расход топлива на 1,5...1,7% по сравнению со схемой без закрутки и на 0,9...1,1% по сравнению со схемой, имеющей одну группу сопел.

При этом потери удельного расхода топлива, связанные с внедрением лопаток, имеющих перфорированную входную кромку, составляют 0,4...0,5%, а полная экономия удельного расхода топлива составляет 2,3...2,4% вместо 2,5...2,8% для рабочих лопаток без перфорации входной кромки.

В заключение раздела отметим, что использование рабочих лопаток с перфорацией поверхности в принципе обеспечивает операцию частичного отключения охлаждающего воздуха и обуславливает необходимость использования более сложной (двухпоточной) системы подачи воздуха для восстановления эффекта отключения, достигаемого на лопатках без перфорации. Поэтому развитие методов интенсификации внутреннего конвективного охлаждения — актуальная задача и с позиций частичного отключения охлаждающего воздуха.

Применение схемы подвода воздуха с двумя группами сопел закрутки позволяет обеспечить получение минимального расхода воздуха на охлаждение при отключении.

Тепловое управление радиальными зазорами

4.1. РАСЧЕТНЫЕ СООТНОШЕНИЯ

Системы автоматического регулирования радиальных зазоров внедряются на ряде двигателей, предназначенных для эксплуатации на самолетах большой и средней дальности. При этом преследуются две цели: повышение к.п.д. турбогруппы в крейсерских условиях полета и обеспечение сохранности материальной части в течение ресурса за счет снижения износов на переходных режимах.

В связи с тем, что поддержание необходимых радиальных зазоров, как правило, достигается средствами теплотехнического воздействия на детали ротора и статора, эти вопросы должны учитываться в проектах турбин.

Рассмотрим основные методы минимизации радиальных зазоров δr между вращающимися и неподвижными элементами (см. рис. 3.20).

Пусть при изменении температуры воздуха на входе двигатель работает с постоянными приведенными оборотами (разбор этого случая позволит придать наглядность решаемой задаче). Тогда изменение радиального зазора вследствие термических деформаций деталей «пакета» (диск с лопатками и статор) можно определить с помощью зависимости

$$\delta r_t = \alpha_{ст} r_{ст} \delta t_{ст} - \alpha_d h_d \delta t_d - \alpha_l r_l \delta t_l. \quad (4.1)$$

Здесь α_t , α_d и α_l — коэффициенты линейного расширения соответственно статора, лопаток и диска.

Допустим, что на режимах $n_0 = \frac{n}{V T_{в вх}^*} = \text{const}$ температура i -го венца изменяется по закону

$$T_i T_{в}^* = T_{i 288} \frac{T_{в}^*}{288}. \quad (4.2)$$

Тогда

$$\begin{aligned} \delta r_t = & \alpha_{ст} r_{ст} T_{ст 288} \left(\frac{T_{в}^*}{288} - 1 \right) - \alpha_d h_d T_{д 288} \left(\frac{T_{в}^*}{288} - 1 \right) - \\ & - \alpha_l r_l T_{л 288} \left(\frac{T_{в}^*}{288} - 1 \right). \end{aligned} \quad (4.3)$$

Изменение температуры воздуха на входе в ГТД даже на режимах работы при $n_0 = \text{const}$ сопровождается в общем случае нарушением геометрического подобия газодинамического тракта, в результате чего характеристики двигателя расслаиваются.

Разделив δr_t на высоту лопатки, получим зависимость изменения относительного зазора от параметров «пакета» и внешних условий:

$$\left(\frac{\delta r}{h_l}\right)_t = \delta \bar{r}_t = \alpha_l T_{л288} \left(\frac{T_{в*}}{288} - 1\right) \left[\frac{1}{2} \left(\frac{D_{ср}}{h_l} + 1\right) \frac{\alpha_{ст}}{\alpha_l} \times \right. \\ \left. \times \frac{T_{ст288}}{T_{л288}} - \frac{1}{2} \left(\frac{D_{ср}}{h_l} - 1\right) \frac{\alpha_l}{\alpha_l} \frac{T_{л288}}{T_{л288}}\right]. \quad (4.4)$$

Регулирование радиальных зазоров является средством обеспечения оптимальной геометрии в крейсерских условиях полета и сохранения характеристик двигателя в течение ресурса за счет предупреждения износов стартовых и роторных деталей на переходных режимах.

При поддержании постоянных приведенных оборотов $n_0 = \text{const}$ физические обороты ротора (при изменении $T_{в*}$) изменяются по зависимости $n^2 \sim T_{в*}$ и соответственно величина упругой деформации диска и лопаток будет переменной.

Поскольку $r_{упр} \sim n^2$, то

$$\delta \bar{r}_{упр} = \text{const} (n_1^2 - n_2^2) = \text{const} n_0^2 \left(\frac{n_1^2}{n_0^2} - \frac{n_2^2}{n_0^2}\right) = \\ = \text{const} \cdot n_0^2 \left(-\frac{\Delta T}{288}\right) = \text{const} \cdot n_{288}^2 \left(\frac{T_{в*}}{288} - 1\right). \quad (4.5)$$

Таким образом, полное изменение зазора можно представить в виде $\delta \bar{r}_z = \delta \bar{r}_t + \delta \bar{r}_{упр}$.

$$\delta \bar{r}_z = \alpha_l T_{л288} \left(\frac{T_{в*}}{288} - 1\right) \left\{ \left[\frac{1}{2} \left(\frac{D_{ср}}{h_l} + 1\right) \frac{\alpha_{ст}}{\alpha_l} \frac{T_{ст288}}{T_{л288}} - \right. \right. \\ \left. \left. \frac{1}{2} \left(\frac{D_{ср}}{h_l} - 1\right) \frac{\alpha_l}{\alpha_l} \frac{T_{л288}}{T_{л288}} - 1 \right] \left(\frac{C_d + C_l}{h_l}\right) n_{288}^2 \frac{1}{\alpha_l T_{л288}} \right\}. \quad (4.6)$$

Здесь C_d , C_l — постоянные величины, характеризующие податливость диска и лопатки соответственно.

Очевидно, что чем шире диапазон эксплуатации двигателя по числу M полета, т. е. чем в больших пределах изменяется $T_{в*}$, тем значительнее изменение радиального зазора на установившихся режимах полета любого венца турбомашин.

Эту мысль иллюстрирует экспериментальная зависимость $\delta r_t = j(T_{в*})$, полученная при испытании в термобарокамере ЦИАМ отечественных ТРД (рис. 4.1).

Повышение температуры $T_{в*}$ от 240 до 333 К приводит к изменению радиального зазора в турбине более чем на 1,2 мм, причем чем больше число $M_{\text{макс}}$ полета, тем менее благоприятная по к.п.д. обстановка складывается на дозвуковом крейсерском режиме.

При зазорах порядка 1,2 мм потери к.п.д. турбины ВД могут достигать 3,5..4,5%. Для исправления этого несовершенства конструкции приходится использовать системы усиленного обдува холодным воздухом статорных деталей, как это принято на ряде зарубежных двигателей.

Из выражения (4.6) следует, что изменение радиального зазора зависит от соотношения темпера-

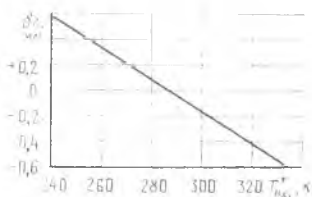


Рис. 4.1. Изменение радиального зазора в турбине δr при различных температурах воздуха на входе в двигатель $T_{в*}$.

тур $\frac{T_{ст}}{T_{л}}, \frac{T_{л}}{T_{л}}$ в элементах турбины; коэффициентов линейного расширения материалов $\frac{\alpha_{ст}}{\alpha_{л}}, \frac{\alpha_{л}}{\alpha_{л}}$ и геометрического параметра $\frac{D_{ср}}{h_{л}}$. Видна также принципиальная возможность сохранения постоянным радиального зазора при изменении температуры на входе, что осуществляется при

$$\frac{T_{ст 288}}{T_{л 288}} = \frac{1 + 0,5 \left(\frac{D_{ср}}{h_{л}} - 1 \right) \frac{\alpha_{л}}{\alpha_{л}} \frac{T_{л 288}}{T_{л 288}} + \frac{C_{л} + C_{л}}{h_{л}} n_{288}^2 \frac{1}{\alpha_{л} T_{л 288}}}{0,5 \left(\frac{D_{ср}}{h_{л}} + 1 \right) \frac{\alpha_{ст}}{\alpha_{л}}} \quad (4.7)$$

Возможность сохранения радиальных зазоров неизменными при $T_{в вх}^* = Var$ на установившихся режимах ГТД существует.

Выражение (4.7) получено приравниванием к нулю уравнения (4.6) без учета множителя $\alpha_{л} T_{л 288} \left(\frac{T_{в}^*}{288} - 1 \right)$, который заведомо не равен нулю. Полученная зависимость имеет четкий физический смысл, заключающийся в том, что при регулировании оборотов двигателя по закону $n_0 = const$ для обеспечения заданной величины радиального зазора при выбранных геометрических размерах «пакета», материале, температуре диска и лопатки существует единственное значение температуры статора, при которой сохраняется заданная величина зазора.

Итак, *специальным подбором материалов, жесткости вращающихся деталей и теплового режима «пакета» (при выбранных $\frac{D_{ср}}{h_{л}}$) можно обеспечить сохраняемость радиального зазора на установившихся режимах во всех эксплуатационных условиях по числу M полета.*

Малые изменения радиального зазора во всех эксплуатационных условиях по числу M полета могут быть обеспечены специальным подбором материалов ротора и статора, жесткости вращающихся деталей и теплового режима «пакета».

Однако истинная величина назначаемого зазора не может быть нулевой, она зависит от полей допуска на изготовление деталей «пакета», схемы размещения опор, податливости валов, культуры балансировки и некоторых других факторов. По опыту английской фирмы «Роллс-Ройс» трехкаскадная схема двигателя позволяет удерживать радиальный зазор на уровне 0,2...0,3 мм, что применительно к турбине ВД двигателя RB.211 эквивалентно потере в крейсерских условиях лишь 0,8...1,2% к.п.д.

Этот результат достигнут путем целенаправленного подбора не только физических констант и температурного уровня деталей «пакета», но и тепловой инерционности ротора и статора, исключая возможность врезания лопаток и гребешков лабиринтов в трактовые и уплотнительные кольца на режимах приемистости и сброса.

Последняя задача решается экспериментально в процессе доводки заранее продуманной и приспособленной к изменениям конструкции.

Изменение во времени температур неподвижных и вращающихся деталей может быть оценено с помощью соотношений, полученных в теории регулярного режима, согласно которой температура в любой точке тела еще задолго до того, как она достигнет конечного значения, подчиняется простейшему экспоненциальному закону.

С учетом этого температура неподвижной и вращающейся деталей определяется по уравнениям:

$$\begin{aligned} T_1(\tau) &= T_1 - \Delta T_1 e^{-K_1 \tau}; \\ T_2(\tau) &= T_2 - \Delta T_2 e^{-K_2 \tau}, \end{aligned} \quad (4.8)$$

где $\Delta T_1 = T_1 - T_{10}$; $\Delta T_2 = T_2 - T_{20}$ — разности температур на установившемся новом режиме и в начальный момент переходного процесса; K_1 и K_2 — факторы тепловой инерционности.

Тогда разность температур сопрягаемых элементов на переходных режимах, определяющих рассогласование радиальных зазоров, устанавливается из выражения:

$$\Delta T(\tau) = T_1 - T_2 - \Delta T_1 e^{-K_1 \tau} + \Delta T_2 e^{-K_2 \tau}. \quad (4.9)$$

Очевидно, что неизменность радиального зазора во времени возможна лишь при условии $T_1(\tau) - T_2(\tau) = T_1 - T_2 = T_{10} - T_{20}$, т. е., когда

$$\Delta T_1 e^{-K_1 \tau} = \Delta T_2 e^{-K_2 \tau}. \quad (4.10)$$

Это условие реализуется автоматически при $K_1 = K_2$, т. е. при выравненной тепловой инерционности.

Итак, теоретически при выполнении условий, налагаемых уравнениями (4.9) и (4.10), сохранение радиального зазора (в пределе нулевого) обеспечивается на любом режиме работы двигателя, фактически же величина зазора всегда зависит от технологии изготовления деталей «пакета» и условий эксплуатации.

При практическом согласовании тепловой инерционности статорных и роторных деталей изменения вводятся, главным образом, в конструкцию статора.

Достоинством данного способа минимизации является его надежность, простота и экономичность, что обеспечивает минимальный зазор в крейсерских условиях без специального привлечения воздуха с повышенными параметрами и использования в конструкции приводных механизмов для регулирования интенсивности обдува. Поскольку выполнение требования равной тепловой инерционности предполагает значительное увеличение веса статорных деталей, на практике осу-

Теоретически существует возможность сохранения радиальных зазоров неизменными и на переходных режимах (приемистость, сброс оборотов).

шествуют частичное сближение деталей по этому показателю. Приведем примеры конструктивного оформления радиального уплотнения турбин.

4.2. ПРИМЕРЫ КОНСТРУКТИВНОГО ВЫПОЛНЕНИЯ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ РАДИАЛЬНЫМИ ЗАЗОРАМИ

Идеи минимизации радиальных зазоров методом теплового согласования деталей «пакета» (диск, лопатки, статор) наиболее полно воплощены в конструкциях двигателей фирмы «Роллс—Ройс». Эти конструкции обеспечивают повышенную сохранность материальной части и постоянство характеристик турбины в процессе эксплуатации, а также получение близкого к максимально возможному к.п.д. в крейсерских условиях полета (рис. 4.2).

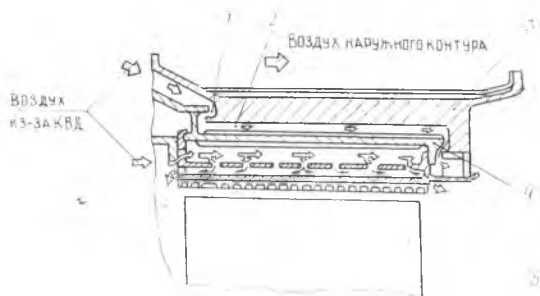


Рис. 4.2. Схема радиального уплотнения турбины способом теплового согласования статорных и роторных деталей: 1 — зазор; 2 — полость воздушная; 3 — элемент большой массы; 4 — элемент малой массы; 5 — рабочая лопатка

Сохраняемость материальной части обеспечивается благодаря тому, что тонкостенное кольцо 4, несущее трактовые, легко притираемые при касании сегменты, в процессе набора оборотов быстро расширяется, а его сжатию при сбросе оборотов препятствует массивный элемент 3, взаимодействующий с кольцом 4. При этом темп расширения кольца 4 достаточен для предупреждения касания рабочих лопаток, возникающего вследствие их теплового расширения, а также вытяжки диска и лопаток под действием центробежных сил (термическое расширение диска происходит медленнее и на режиме приемистости не оказывает влияния на изменение зазора).

Однако наиболее часто касание ротора о статор возникает при резком уменьшении частоты вращения ротора после длительной работы двигателя на максимальном режиме. При отсутствии специальных мероприятий тонкостенный статор быстро остывает, радиальный зазор уменьшается, поскольку размер ротора (диск, колесо) при сбросе изменяется медленно из-за большой тепловой инерционности. В этом случае предусматриваются мероприятия, предупреждающие быстрое уменьшение раз-

меров статора на режимах сброса, например, в конструкции радиального уплотнения турбины ВД способом тепловой согласованности (рис. 4.3). Эту функцию выполняет массивный элемент 1 (взаимодействуя с кольцом 3, он препятствует его сжатию).

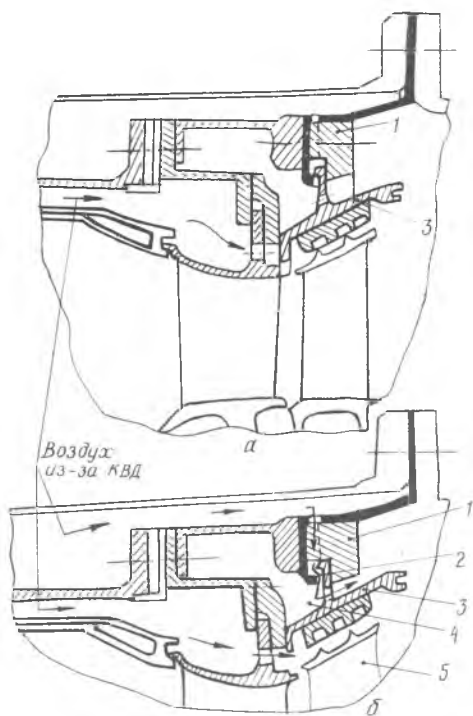


Рис. 4.3. Конструкция радиального уплотнения турбины ВД двигателя способом тепловой согласованности:

а — взаимоположение деталей 1 и 3 в момент запуска и сброса оборотов; *б* — в процессе набора оборотов; 1 — элемент большой массы; 2 — зазор; 3 — элемент малой массы; 4 — полость воздушная; 5 — рабочая лопатка

После первоначального расширения кольца 3 через образовавшуюся щель 2 воздух из-за компрессора начинает поступать в полость 4 и разогревает массивный элемент 1, в результате его диаметр достаточно быстро увеличивается, образовавшийся зазор ликвидируется и кольцо 3 «запирается».

Наибольшую завершенность метод тепловой согласованности получает при повышении технологической культуры изготовления и балансировки роторов ГТД, а также при увеличении жесткости статорных и роторных деталей.

При сбросе газа «термостатированное» массивное кольцо 1 позволяет удержать большой диаметр трактового кольца 3, несмотря на его охлаждение. Темп уменьшения диаметра системы колец 3 + 1 может широко варьироваться путем изменения массы кольца 1 или теплоподвода (теплоотвода) к нему.

Однако для обеспечения минимального радиального зазора в крейсерских условиях необходимо выполнение требований для конечных температур «пакета» [см. (4.7)].

Согласно методу теплового согласования, целенаправленные расчетно-конструкторские разработки выполняются на стадии проектирования. Этот

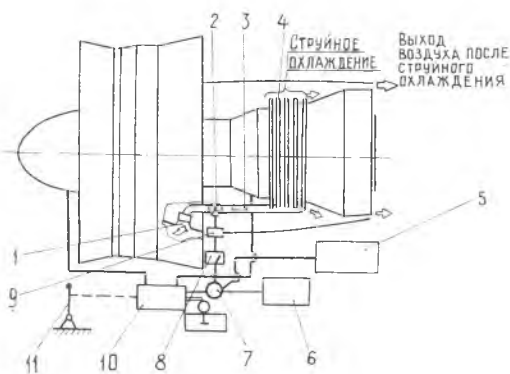


Рис. 4.4. Схема радиального уплотнения турбины двигателя CF6 методом струйного охлаждения статорных деталей:
 1 — заборник воздуха из наружного контура; 2 — клапан; 3 — трубопровод; 4 — кольцевые коллекторы; 5 — ограничитель высоты включения; 6 — ограничитель оборотов; 7 — интегратор; 8 — усилитель; 9 — привод клапана; 10 — топливный регулятор; 11 — рычаг ручного управления двигателем; → — направление движения воздуха

метод не реализуется при доработках произвольно выполненной конструкции.

В отечественной и американской практике двигателестроения распространение получили системы управления радиальными зазорами, в которых отражены идеи принудительного обдува воздухом статорных деталей в крейсерских условиях полета.

В качестве примера исполнения системы обдува статора в двигателе с отдельными соплами рассмотрим решение, реализованное на двигателях CF.6-32 и IT9D, а с общим соплом — в проектах высокоэкономичных двигателей фирм «Пратт-Уитни» и «Дженерал Электрик» и на изделии НК-86.

На двигателях CF.6 (см. рис. 1.7, рис. 4.4) и IT9D (рис. 4.5) для охлаждения статора турбины используется воздух наружного контура, который поступает в кольцевые трубопроводы и участвует в струйном обдуве охлаждаемых поверхностей статора, далее охладитель транспортируется к срезу сопла газогенератора, благодаря чему охлаждающий воздух участвует и в создании тяги двигателя.

Обращает на себя внимание согласованность исполнения конструкции статора со способом его охлаждения: статор выполнен с большим количеством тонких кольцевых ребер двойного назначения — теплофизического и прочностного, а система обдува обеспечивает равномерность охлаждения статора по длине и периметру. Статору не присущи локальные геометрические особенности, вызывающие коробление и потерю концентричности на переходных режимах.

В систему подачи и регулирования зазора (см. рис. 4.4) входят следующие агрегаты и узлы: заборники воздуха, клапаны на трубопроводах транспортировки воздуха к коллекторам обдува, высотный ограничитель (корректор), ограничитель оборотов, интегратор, усилитель и привод клапана.

Интегратор 7 получает сигналы от высотного ограничителя 5 и ограничителя оборотов 6 и выра-

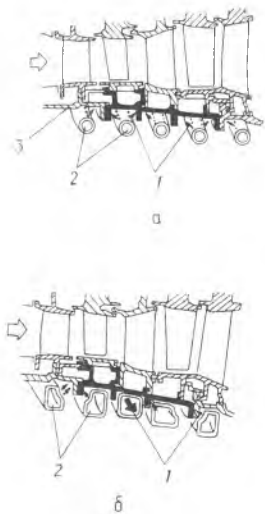


Рис. 4.5. Конструктивная схема управления радиальным зазором турбины двигателя IT9D — 59/70:
 а — серийная схема; б — усовершенствованная схема:
 1 — охлаждающие струи воздуха; 2 — кольцевые коллекторы; 3 — статор



Рис. 4.6. Зависимость радиального зазора в турбине двигателя от частоты вращения ротора при наличии системы охлаждения статора

батывает сигнал на привод клапана 9. Диаграмма, отражающая логику работы системы, приведена на рис. 4.6.

Из диаграммы видно, что обдув включается при $n_{\text{вкл}} < n_{\text{макс}}$ и имеет место в диапазоне крейсерских режимов ($n_c \text{---} n_D$). При приемистости система регулирования «пропускает» команды и набор оборотов проходит с отключенным обдувом статора. Эта система регулирования срабатывает на высотах, превышающих высоту ограничения по баростату.

Логика работы системы по числу $M = f(T_{\text{в вх}}^*)$ и на переходных режимах достоверно не известна, однако, судя по составу системы, корректировка по $T_{\text{в вх}}^*$ и при приемистости не производится. Изменение интенсивности обдува обеспечивает регулирование радиального зазора на величину до 1,5 мм.

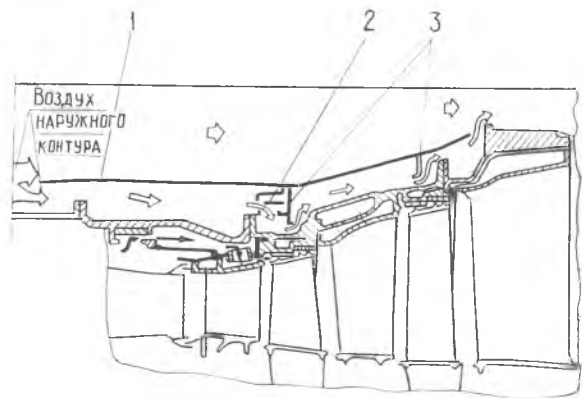
На изделии НК-86 и его модификациях логика работы системы охлаждения статора турбины высокого давления аналогична CF.6-32 и работа системы охлаждения на переходных режимах также не контролируется системой регулирования.

В этом двигателе предусмотрено регулирование радиального зазора с помощью двухпозиционной системы подачи и отключения охлаждающего воздуха, забираемого и вновь возвращаемого в поток наружного контура. Схема обдува статора в таком двигателе представлена на рис. 4.7. Пристеночный воздух поступает под капот 1, проходит через клапан 2, открываемый на крейсерском режиме, и, пройдя вдоль охлаждаемой поверхности статора, возвращается в основное русло — канал наружного контура. Эффективность такой системы ограничена малым располагаемым перепадом давления в системе охлаждения и транспортировки воздуха.

В проекте перспективного двигателя высокой экономичности «Е³» фирмы «Пратт-Уитни», выполненном со смешением потоков внутреннего и на-

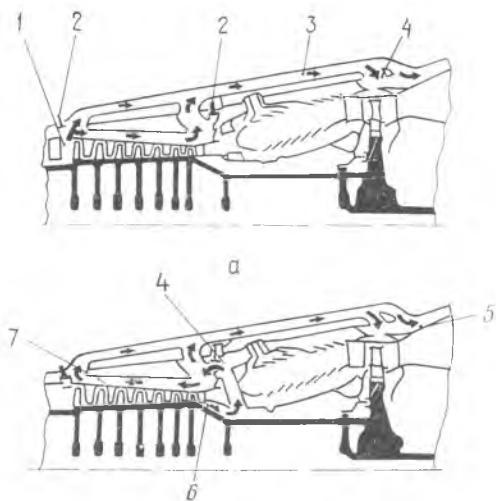
Рис. 4.7. Схема радиального уплотнения турбины двигателя со смешением потоков методом охлаждения статора воздухом наружного контура:

1 — капот; 2 — клапан; 3 — радиальные перегородки-вытеснители; → — воздух из-за компрессора; ⇨ — воздух наружного контура



ружного контуров, широко используется активное управление радиальными зазорами в последних ступенях компрессора, в турбинах высокого и низкого давления (рис. 4.8). Это позволяет увеличить радиальный зазор в эксплуатационных условиях, характеризующихся максимальными нагрузками, а также на переходных режимах, и уменьшить радиальные зазоры на крейсерских режимах, обеспечивая при этом максимальные к.п.д. элементов.

Для регулирования величины радиального зазора на крейсерском режиме воздух отбирается из-за 3-й ступени КВД 1 и транспортируется к коллекторам обдува по системе труб 3, снабженных клапанами 2. Охлаждение статорных поверхностей компрессора и турбины осуществляется при продувке воздуха через корпуса с двойными стенками 5 и 7 (хотя рассматривался и вариант охлаждения «душ»).



Способ управления радиальными зазорами путем обдува статорных деталей холодным воздухом менее экономичен, чем тепловой, поскольку для достижения допустимого зазора приходится расходовать воздух, отбираемый из компрессора, либо из-за вентилятора, с уменьшением его давления в системе охлаждения.

Рис. 4.8. Схема радиального уплотнения компрессора и турбины двигателя Е³ фирмы «Пратт-Уитни» методом продувки воздуха через статорные детали с двойными стенками:

а — охлаждение статора на крейсерском режиме; б — нагрев статора на взлетном режиме;

1 — место отбора воздуха на охлаждение; 2 — клапаны; 3 — трубопровод; 4 — коллектор; 5, 7 — двойные стенки корпусов турбины и компрессора; 6 — место отбора воздуха на нагрев

С целью быстрого нагрева статора на режимах набора и сброса оборотов выполняется переключение места отбора воздуха за КВД (см. рис. 4.8), благодаря чему обеспечивается увеличение радиальных зазоров без выработки сопрягаемых элементов. Использование потока воздуха с высокими параметрами для охлаждения несколько обесценивает эффект уменьшения радиальных зазоров, но позволяет выполнить компактно клапаны, коллекторы и каналы системы транспортировки.

Определение деформаций диска и лопатки необходимо для подсчета радиального зазора. Рассмотрим методику расчета упругих деформаций.

Методика оценки деформаций диска и лопатки на установившемся режиме

Упругая вытяжка обода диска определяется с помощью зависимости

$$\delta r_{\text{упр л}} = \frac{D_{\text{ср}} - h_{\text{л}}}{2} \frac{1}{E} (\sigma_{\varphi} - \mu \sigma_R), \quad (4.11)$$

где E — модуль упругости материала диска при рабочей температуре; σ_{φ} — тангенциальное напряжение в ободу; μ — коэффициент Пуассона; σ_R — радиальное напряжение в ободу.

Расчет величин радиальных σ_R и тангенциальных σ_{φ} напряжений для сплошного диска и диска с центральным отверстием (рис. 4.9) производится по уравнениям [18]:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{R2} &= K_{R2} \sigma_{R3} + (K_{\omega})_{R2} \rho \omega^2 R_2^2 + (K_T)_{R2} E \alpha \times \\ &\times (T_{R3} - T_{Ra}); \\ \sigma_{\varphi 2} &= K_{\varphi 2} \sigma_{R3} + (K_{\omega})_{\varphi 2} \rho \omega^2 R_2^2 + (K_T)_{\varphi 2} E \alpha \times \\ &\times (T_{R3} - T), \end{aligned} \right\} (4.12)$$

где коэффициенты K с различными индексами зависят от соотношения размеров диска, значения этих коэффициентов определяются по табл. 4.1; σ_{R3} — напряжение на внешнем контуре диска; ρ — плотность материала диска; ω — угловая скорость диска; T_{R3} , T_{Ra} — температура диска на радиусах R_3 и R_a (или в центре).

Первое слагаемое уравнения (4.12) соответствует напряжению от внешней нагрузки, обусловленной центробежными силами лопаток и замковых частей диска, второе — от центробежных сил самого диска, третье — от температурных напряжений из-за неравномерного нагрева по радиусу диска.

Напряжение на внешнем контуре диска σ_{R3} определяется из выражения

$$\sigma_{R3} = \frac{m_{\text{л}} R_{\text{л}} \omega^2 + m_{\text{об}} R_{\text{об}} \omega^2}{2 \pi R_3 b_3}.$$

где $m_{\text{л}}$, $R_{\text{л}}$ — масса и радиус центра массы пера лопатки; $m_{\text{об}}$, $R_{\text{об}}$ — масса и радиус центра массы обода диска.

Температура по радиусу диска в первом приближении изменяется по закону

$$\frac{T_R - T_{Ra}}{T_{R3} - T_{Ra}} = \left(\frac{R}{R_d} \right)^2.$$

Для определения коэффициента $C_{\text{д}}$, входящего в выражения (4.6) и (4.7), необходимо $\delta r_{\text{упр л}}$, рассчитанное из уравнения (4.11), разделить на n^2 , при которых производился расчет $\delta r_{\text{упр л}}$.

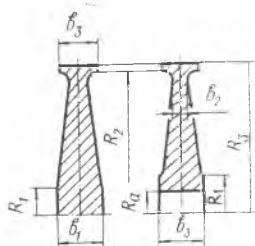


Рис. 4.9. К расчету диска

Таблица 4.1
КОЭФФИЦИЕНТЫ ДЛЯ РАСЧЕТА
НА ПРОЧНОСТЬ ДИСКОВ ПРИ $R_1/R_3 = 0.15 \dots 0.35$

$\frac{b_3}{b_2}$	Коэф- фици- ент	$R_2/R_3 = 0,85$			$R_2/R_3 = 0,9$			$R_2/R_3 = 0,95$		
		b_1/b_2			b_1/b_2			b_1/b_2		
		1,5	2,0	3,0	1,5	2,0	3,0	1,5	2,0	3,0
1,2	K_{φ_2}	1,05	0,97	0,86	1,05	0,96	0,85	1,05	0,96	0,85
	$(K_{\omega})_{\varphi_2}$	0,23	0,22	0,2	0,21	0,2	0,17	0,18	0,17	0,15
	$(K_T)_{\varphi_2}$	-0,29	-0,31	-0,32	-0,36	-0,37	-0,38	-0,43	-0,44	-0,45
	K_{z_2}	1,2	1,22	1,24	1,2	1,21	1,22	1,2	1,2	1,21
	$(K_{\omega})_{z_2}$	0,14	0,14	0,15	0,096	0,097	0,1	0,05	0,05	0,05
	$(K_T)_{z_2}$	0,085	0,087	0,09	0,058	0,059	0,06	0,03	0,03	0,03
1,5	K_{φ_2}	1,28	1,18	1,05	1,29	1,19	1,05	1,3	1,2	1,06
	$(K_{\omega})_{\varphi_2}$	0,26	0,25	0,22	0,23	0,22	0,18	0,19	0,18	0,16
	$(K_T)_{\varphi_2}$	-0,28	-0,29	-0,31	-0,35	-0,36	-0,38	-0,42	-0,44	-0,45
	K_{z_2}	1,46	1,49	1,53	1,48	1,49	1,53	1,49	1,5	1,51
	$(K_{\omega})_{z_2}$	0,17	0,17	0,18	0,12	0,12	0,12	0,06	0,06	0,06
	$(K_T)_{z_2}$	0,1	0,1	0,11	0,07	0,07	0,07	0,04	0,04	0,04
2,0	K_{φ_2}	1,65	1,5	1,37	1,67	1,25	1,4	1,71	1,57	1,39
	$(K_{\omega})_{\varphi_2}$	0,3	0,29	0,26	0,26	0,25	0,2	0,21	0,2	0,18
	$(K_T)_{\varphi_2}$	-0,26	-0,27	-0,28	-0,33	-0,34	-0,36	-0,41	-0,43	-0,44
	K_{z_2}	1,88	1,92	1,98	1,92	1,94	1,98	1,95	1,97	1,99
	$(K_{\omega})_{z_2}$	0,22	0,22	0,23	0,15	0,15	0,16	0,08	0,08	0,08
	$(K_T)_{z_2}$	0,13	0,14	0,14	0,09	0,09	0,1	0,05	0,05	0,05

Упругая вытяжка лопаток определяется по уравнению

$$\delta r_{упр л} = \frac{\sigma_{л} h_{л}}{E_{л}}, \quad (4.13)$$

где $\sigma_{л}$ — напряжение в лопатке, осредненное по ее длине.

Для лопаток современных двигателей величина напряжений $\sigma_{л}$ при наличии бандажной полки составляет 18...22 кг/мм², при ее отсутствии — 12...16 кг/мм².

Коэффициент $C_{л}$, входящий в формулы (4.6) и (4.7), находится делением $\delta r_{упр л}$ на n^2 .

Расчет и проектирование охлаждаемых высокотемпературных турбин

5.1. ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА И ПРОЕКТИРОВАНИЯ ТУРБИН ПОД ЗАДАННЫЙ РЕСУРС РАБОТЫ

Как отмечалось, основным направлением развития авиационных ГТД является непрерывное повышение температуры газа перед турбиной T_{Γ}^* при одновременном увеличении ресурса ее работы. При расчете и проектировании высокотемпературной турбины под заданный ресурс возникает необходимость учета многочисленных факторов, сложным образом влияющих на этот показатель.

Особенностью излагаемой ниже методики расчета турбины на начальной стадии проектирования является применение таких показателей, как работа на лопатках рабочего колеса, эквивалентный теплоперепад, допустимые напряжения в рабочих лопатках и т. п., которые позволяют учесть влияние многочисленных факторов без детального исследования кинематики ступени.

Основными определяющими факторами являются: температура газа T_{Γ}^* ; геометрические и кинематические параметры турбины (например, средний диаметр рабочего колеса $D_{\text{ср}}$, высота рабочей лопатки $h_{\text{л}}$, коэффициент формы лопатки $K_{\text{ф}}$, окружная скорость колеса $u_{\text{ср}}$ и т. д.), параметры нагрузки турбины $u_{\text{ср}}/c_{\text{ал}}^*$; величина действующих и допустимых напряжений в лопатке $\sigma_{\text{л}}$; прочностные характеристики применяемых материалов $\sigma_{\text{в1-}}$; температура тела лопатки $T_{\text{л}}$, которая, в свою очередь, зависит от эффективности применяемой системы охлаждения лопатки $\Theta_{\text{л}}$; температура охлаждающего воздуха $T_{\text{охл}}^*$.

В качестве объекта для расчета ресурса турбины выбрана рабочая лопатка турбины высокого давления, которая, как правило, ограничивает возможность увеличения времени эксплуатации двигателя.

Целью приведенных ниже преобразований является нахождение в явном виде зависимостей, связывающих перечисленные определяющие факторы, при назначенном ресурсе работы турбины.

Представленные выводы рабочих зависимостей позволяют полнее раскрыть физическую сущность излагаемого материала и облегчают восприятие методики расчета системы охлаждения турбины.

Температура газа, натекающего на рабочие лопатки $T_{гw}^*$, может быть определена из уравнения

$$T_{гw}^* = T_r + \frac{\omega^2_1}{2 c_p} \approx T_r^* - \frac{c^2_1}{2 c_p} + \frac{\omega^2_1}{2 c_p}, \quad (5.1)$$

где T_r — термодинамическая (статическая) температура газа в осевом зазоре между первым сопловым аппаратом и рабочим колесом.

Значение скорости газового потока, натекающего на рабочие лопатки, рассчитывается из выражения:

$$\omega^2_1 = c^2_1 + u^2_1 - 2 u_1 c_{u1}, \quad (5.2)$$

где $c_{u1} = c_1 \cdot \cos \alpha_1$.

Подставив ω^2_1 из уравнения (5.2) в (5.1), получим

$$T_{гw}^* \approx T_r^* + \frac{u^2_1}{2 c_p} - \frac{u_1 c_{u1}}{c_p}. \quad (5.3)$$

На начальной стадии проектирования турбин, когда их кинематика еще не исследована, удобно пользоваться такими показателями, как работа на лопатках рабочего колеса, эквивалентный теплотерепад, допустимые напряжения в рабочей лопатке и т. д.

Работа на лопатках колеса турбины определяется по уравнению Эйлера

$$L_\tau = u_1 c_{u1} - u_2 c_{u2} = u_1 c_{u1} \left(1 - \frac{u_2 c_{u2}}{u_1 c_{u1}} \right), \quad (5.4)$$

эквивалентный перепад температуры газа на турбине

$$\Delta T_\tau^* = \frac{u_1 c_{u1} - u_2 c_{u2}}{c_p}. \quad (5.5)$$

Поскольку c_{u2} , как правило, имеет направление, противоположное c_{u1} , то формула (5.4) принимает вид

$$L_\tau = u_1 c_{u1} \left(1 + \frac{u_2 c_{u2}}{u_1 c_{u1}} \right). \quad (5.6)$$

Обозначая отношение $u_2 c_{u2} / u_1 c_{u1}$ индексом κ_u , находим, что

$$u_1 c_{u1} = \frac{L_\tau}{1 + \kappa_u}. \quad (5.7)$$

Для турбин с осевым выходом газового потока c_{u2} и κ_u равны нулю, тогда

$$L_\tau = u_1 c_{u1}, \quad (5.8)$$

а

$$\Delta T_\tau^* = \frac{u_1 c_{u1}}{c_p} = \frac{L_\tau}{c_p}.$$

С учетом этого формула для расчета $T_{гw}^*$ преобразуется к виду

$$T_{гw}^* \approx T_r^* + \frac{u^2_1}{2 c_p} - \Delta T_\tau^* \approx T_r^* + \frac{u^2_1}{2 c_p} - \frac{L_\tau}{c_p}. \quad (5.9)$$

В общем случае при $c_{u2} \neq 0$

$$T_{гв}^* \approx T_{г}^* + \frac{u_1^2}{2c_p} - \frac{L_{\tau}}{c_p(1+\kappa_u)}. \quad (5.10)$$

Температуру газа, поступающего на рабочие лопатки — $T_{гв}^*$, следует определять с учетом радиальной неравномерности температурного поля на выходе из камеры сгорания [19]. Поэтому уравнение (5.10) нужно привести к виду

$$T_{гв}^* = K_3 T_{г}^* + \frac{u_1^2}{2c_p} - \frac{L_{\tau}}{c_p(1+\kappa_u)}. \quad (5.11)$$

Как видно, на величину $T_{гв}^*$ оказывают влияние:

коэффициент радиальной неравномерности температурного поля K_3 , который представляет собой отношение пиковой и среднемассовой температур газа и для выполненных двигателей изменяется в диапазоне 1,03...1,08 [19];

температура торможения газа $T_{г}^*$ в осевом зазоре между первым сопловым аппаратом и рабочим колесом;

сумма второго и третьего слагаемых, которая всегда отрицательна и по величине тем больше, чем больше работа газа в ступени. В самом деле, поскольку работа L_{τ} , например при осевом выходе потока, равна $u_1 c_{u1}$, а c_{u1} существенно превышает u_1 , разность $(u_1^2 - u_1 c_{u1})$ всегда отрицательна (увеличение работы турбины при некотором значении окружной скорости рабочего колеса u_1 сопровождается ростом скорости c_{u1}).

Остаточная закрутка потока на выходе из ступени, характеризуемая коэффициентом κ_u , на выполненных турбинах изменяется в пределах 0...0,15. Максимальную величину работы на колесе турбины L_{τ} лимитируют допустимые напряжения в рабочей лопатке.

Установим связь между напряжениями и работой. Известно [1], что напряжения в рабочих лопатках можно определить из выражения

$$\sigma_{лс} = \sigma_n \left(1 + \frac{\sigma_{бп}}{\sigma_n} \right) = \sigma_n (1 + K_{бп}) = 2\rho K_{\phi} \frac{h_{л}}{D_{ср}} \times \\ \times u_{ср}^2 (1 + K_{бп}), \quad (5.12)$$

где σ_n , $\sigma_{бп}$ — напряжения, вызываемые соответственно пером лопатки и бандажной полкой в поле центробежных сил; $K_{бп} = \frac{\sigma_{бп}}{\sigma_n}$ — малоизменяющаяся величина, которая по статистике может быть принята равной 0,2; K_{ϕ} — коэффициент формы лопатки; ρ — плотность материала лопатки; $h_{л}$ — высота лопатки; $D_{ср} = \frac{D_{пер} + d}{2}$ — средний диаметр турбины; $u_{ср}$ — окружная скорость на диаметре $D_{ср}$.

Из уравнения (5.12) можно выделить величину $u_{\text{ср}}^2$:

$$u_{\text{ср}}^2 = \beta \frac{D_{\text{ср}}}{h_n}, \quad (5.13)$$

где

$$\beta = \frac{\sigma_{\text{л} \Sigma}}{2 \rho K_{\Phi} (1 + K_{6 \text{п}})}.$$

С другой стороны, связь между средней скоростью потока $u_{\text{ср}}$ и работой L_{T} в многоступенчатой турбине может быть определена при использовании параметра нагрузки Парсонса $Y^* = \frac{u_{\text{ср}}}{c_{\text{ад}}^*}$:

$$\frac{u_{\text{ср}}}{c_{\text{ад}}^*} = u_{\text{ср}} \sqrt{\frac{z_{\text{ст}} \eta_{\text{T}}}{2 L_{\text{T}}}} = u_{\text{ср}} \sqrt{\frac{\eta_{\text{T}}}{2 L_{\text{ст}}}}. \quad (5.14)$$

Здесь $L_{\text{ст}}$ — работа на лопатках одной ступени; $z_{\text{ст}}$ — число ступеней турбины в каскаде (на выполненных двигателях $z_{\text{вл}}$ равно 1...2); η_{T} — к.п.д. каскада турбины, например ВД, изменяющийся в пределах 0,875...0,91.

Раскрывая уравнение (5.14), получаем:

$$L_{\text{ст}} = \frac{u_{\text{ср}}^2}{2} \eta_{\text{T}} \frac{1}{Y^{*2}}. \quad (5.15)$$

Диапазон изменения параметра Y^* по статистике изменяется в узких пределах. Для современных одноступенчатых турбин он равен 0,45...0,55.

Подставив в уравнение (5.15) значение $u_{\text{ср}}^*$ из выражения (5.13), получим интересующую нас формулу, связывающую работу с напряжением в лопатках:

$$L_{\text{ст}} = \frac{1}{2} \beta \frac{D_{\text{ср}}}{h_n} \eta_{\text{T}} \frac{1}{Y^{*2}} = \frac{\sigma_{\text{л} \Sigma}}{2 \rho K_{\Phi} (1 + K_{6 \text{п}})} \frac{D_{\text{ср}}}{h_n} \frac{\eta_{\text{T}}}{2 Y^{*2}}. \quad (5.16)$$

Проанализируем факторы, определяющие максимально возможную величину работы в ступени турбины. Как видно из уравнения (5.16), работа $L_{\text{ст}}$ определяется допустимой величиной действующих напряжений в рабочей лопатке $\sigma_{\text{л} \Sigma}$, уровень которых зависит от характеристик применяемых материалов, технологии изготовления и, соответственно, от требуемого запаса прочности, а также ресурса работы и допустимой температуры лопатки под заданный ресурс.

Допустимые действующие напряжения рассчитываются на основе диаграмм длительной прочности и зависят от применяемого материала. На рис. 5.1 приведены соответствующие зависимости $\sigma_{\text{в},-}^t = f(\tau_{\text{р}}, T_{\text{л}})$ для одного из современных жаропрочных сплавов ЖС6Ф, используемого для изготовления литых рабочих лопаток турбин,

где τ_p — ресурс работы турбины; T_d — температура лопатки.

Расчет производится в следующем порядке.

Назначается ряд температур лопатки (три—четыре значения T_d); далее при заданном ресурсе работы турбины τ_p с помощью диаграммы $\sigma_{в.г}^t = f(\tau_p, T_d)$ определяются соответствующие им значения разрушающих напряжений $\sigma_{в.г}^t$.

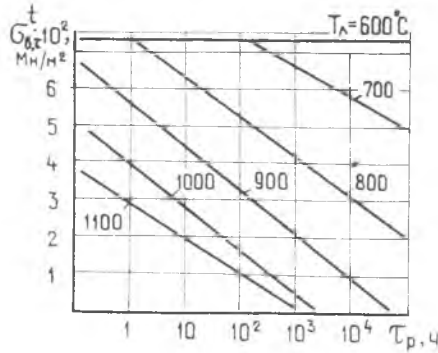


Рис. 5.1. Пределы длительной прочности жаропрочного сплава ЖС6Ф

Зная требуемые нормированные коэффициенты запаса прочности рабочей лопатки K_τ , можно найти допустимые действующие напряжения при

выбранных температурах лопатки $[\sigma_{д}] = \frac{\sigma_{в.г}^t}{K_\tau}$.

Для двигателей дозвуковых пассажирских самолетов K_τ может быть принят равным 1,8...2,0, для двигателей боевого назначения эти значения уменьшаются до 1,3...1,5.

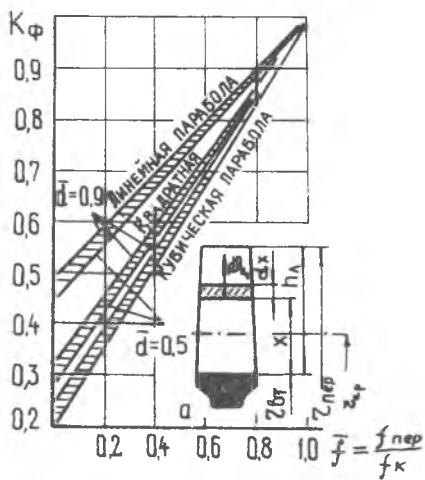
Следующей задачей является конструкторское обеспечение напряжений в лопатке, равных допустимым (см. уравнение (5.12)). Эту цель конструктор может достигнуть, изменяя:

коэффициент формы лопатки $K_\phi = f(\bar{d}, \bar{l})$ (K_ϕ в основном зависит от закона изменения площади поперечного сечения лопатки по высоте \bar{l} , определяемой технологией изготовления, влияние геометрических параметров лопатки \bar{d} и \bar{l} на K_ϕ приведено на рис. 5.2);

тип лопатки (с бандажной полкой или без нее) — фактор $K_{бп}$;

геометрический фактор $\frac{D_{ср}}{h_d}$ (приемлемость выбираемых величин $\frac{D_{ср}}{h_d}$ уточняется по результатам эскизной компоновки газового тракта турбины и двигателя в целом).

Для предварительного выбора величин $\frac{D_{ср}}{h_d}$ и $u_{ср}$ можно воспользоваться статистическими корреляционными зависимостями $\frac{D_{ср}}{h_d} = f(T_r^*)$ и $u_{ср} = f(D_{ср}/h_d)$, представленными соответственно



на рис. 5.3 и 5.4 и отражающими опыт конструирования турбины ВД ведущими моторостроительными фирмами.

Следующим этапом расчетов является проверка возможности обеспечения принятых температур лопатки T_l , которые определяются эффективностью охлаждения собственно лопатки $\Theta_l = f(\bar{g}_{охл.л.})$, пропускной способностью системы, включающей участок тракта от места отбора воздуха до выхода

его из лопаток, $\frac{g_{охл.л.} \sqrt{T_{к.}^*}}{P_{к.}^*} = f(\pi)$.

При этом необходимо учитывать влияние отбираемого для охлаждения расхода воздуха на термодинамическую эффективность цикла.

Из выражения (2.16) для Θ_l можно также определить температуру газа, натекающего на рабочие лопатки, $T_{г.ш.}$. Решая уравнение (2.16) относительно $T_{г.ш.}^*$ получим зависимость

$$T_{г.ш.}^* = T_l \frac{1 - \Theta_l \frac{T_{охл.}^*}{T_l}}{1 - \Theta_l} \quad (5.17)$$

Подставив выражение (5.16) и (5.17) для $L_{ст}$ и $T_{г.ш.}^*$ в уравнение (5.11), после преобразования получим уравнение, характеризующее зависимость температуры газа в осевом зазоре от допустимой температуры лопатки, геометрических факторов, окружной скорости колеса и параметров нагрузки:

$$T_l^* = \frac{1}{K_э} \left[\frac{T_l \left(1 - \Theta_l \frac{T_{охл.}^*}{T_l} \right)}{1 - \Theta_l} + \frac{\sigma_{лу}}{2\rho K_{ф.} (1 + K_{об.п.})} \frac{D_{ср}}{h_l} \right] \times \frac{\tau_{гт}}{2 Y^{*2}} \frac{1}{c_p (1 + \alpha_u)} - \frac{u_{ср}^2}{2 c_p} \quad (5.18)$$

Рис. 5.2. Зависимость коэффициента формы лопатки K_f от \bar{d} для различных законов изменения площади сечения по высоте лопатки: $\bar{d} = \frac{D_{пер}}{D_{вт}}$, $f_{пер}$, f_k — площадь поперечного сечения у периферии и корня лопатки

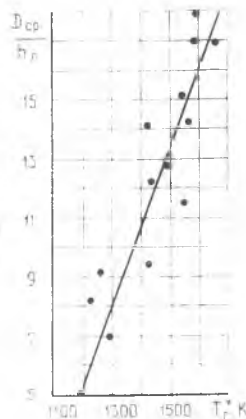


Рис. 5.3. Влияние $T_{г.}^*$ на величину $\frac{D_{ср}}{h_l}$:
● — данные по различным ТРДД

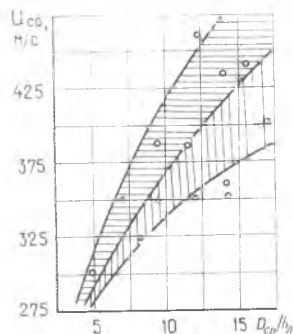


Рис. 5.4. Зависимость окружной скорости рабочего колеса $u_{ср}$ от величины $\frac{D_{ср}}{h_l}$:

○ — данные по различным ТРДД; ≡ — для рабочих лопаток ТВД без бандажной полки; ▨ — для рабочих лопаток с бандажной полкой

Это уравнение позволяет определять необходимые значения глубины охлаждения лопатки Θ_d , которые обеспечат ресурс турбины с учетом многочисленных факторов. Может оказаться, что достигнутый уровень конструирования рабочих лопаток при назначенных геометрических параметрах турбины D_{cp} , h_d и выбранной окружной скорости u_{cp} не позволит реализовать желаемое значение температуры газа перед турбиной, тогда необходим пересмотр параметров цикла (T_r^* , π_k^*).

Особо следует остановиться на назначении температуры охлаждающего воздуха $T_{охл}^*$. Значение этой температуры зависит от места отбора воздуха в компрессоре, подогрева воздуха при его транспортировке, наличия или отсутствия теплообменника на линии подачи, наличия системы впрыска дополнительного хладагента и системы предварительной закрутки.

Рассмотрим задачу выбора места отбора воздуха от компрессора для турбины с перфорацией входных кромок рабочих лопаток, поскольку перфорация налагает дополнительные ограничения на параметры охлаждающего воздуха, давление которого в относительном движении должно превышать полное давление газового потока $p_{r\omega}^*$, набегającego на входную кромку рабочей лопатки (вогросы, связанные с влиянием теплообменника или впрыска и предварительной закрутки на параметры воздуха, рассмотрены в гл. 3).

Определим, прежде всего, величину статического давления газа в осевом зазоре:

$$\frac{p_{r\omega}^*}{p_{гоз}} = \left(\frac{T_{r\omega}^*}{T_{гоз}} \right)^{\frac{k_r}{k_r-1}}, \quad (5.19)$$

статическую температуру газа, которую можно считать из выражения

$$T_{гоз} = T_r^* - \frac{c_1^2}{2c_p}, \quad (5.20)$$

где $\frac{c_1^2}{2} = (1 - \bar{\rho}) L_{ст}$. здесь $\bar{\rho}$ — степень реактивности, которая для коротких лопаток турбин ВД может быть принята равной 0,2...0,25.

Заменяя c_1 из уравнения (5.20) его значением из выражения

$$c_1 = \sqrt{2(1 - \bar{\rho}) L_{ст}}, \quad (5.21)$$

окончательную формулу для определения температуры $T_{гоз}$ можно представить в виде

$$T_{гоз} \approx T_r^* - \frac{c_1^2}{2c_p} \approx T_r^* - \frac{L_{ст}}{c_p} (1 - \bar{\rho}). \quad (5.22)$$

Зная T_r^* , $T_{гоз}$, с помощью таблиц основных газодинамических функций [1,20] определяем газо-

динамические функции температуры $\tau(\lambda_{c1}) = \frac{T_{гоз}}{T_{г}^*}$

и давления $\pi(\lambda_{c1})$ и далее находим значение величины $p_{гоз}$ по известным $p_{к}^*$, $\sigma_{кс}$ и $\sigma_{сА}$:

$$p_{гоз} = p_{г}^* \pi(\lambda_{c1}) = p_{к}^* \sigma_{кс} \sigma_{сА} \pi(\lambda_{c1}); \quad (5.23)$$

$$T_{гоз} = T_{г}^* \tau(\lambda_{c1}). \quad (5.24)$$

Здесь $\sigma_{кс}$, $\sigma_{сА}$ — коэффициенты восстановления полного давления соответственно в камере сгорания и сопловом аппарате турбины. При выполнении предварительных расчетов для нахождения $\sigma_{кс}$ следует воспользоваться зависимостью $1 - \sigma_{кс} = \delta = f(T_{г}^*)$ [19]; $\sigma_{сА}$ определяется с помощью графика $\sigma_{сА} = f(\lambda_{c1}, \varphi)$ [20].

Подставив уравнения (5.23), (5.24) и (5.11) в формулу (5.19), получим полное давление газа в осевом зоре (в относительном движении):

$$p_{г\omega}^* = p_{к}^* \sigma_{кс} \sigma_{сА} \pi(\lambda_{c1}) \left\{ K_{э} - \frac{u_1^2}{2 c_p T_{г}^*} - \frac{L_{ст}}{c_p T_{г}^* (1 + z_u)} \right\} \frac{1}{\tau(\lambda_{c1})} \left(\frac{r_1}{r_1 - 1} \right)^{\frac{k_{г}}{k_{г} - 1}}. \quad (5.25)$$

Во избежание втекания горячего газа через перфорацию на входной кромке рабочей лопатки давление охлаждающего воздуха должно несколько превышать величину $p_{г\omega}^*$, которая изменяется по радиусу в соответствии с изменением степени реактивности. Степень реактивности лопатки на любом радиусе $\bar{\rho} = \frac{H_{л}}{H_{ад}}$ может быть выражена через степень реактивности на среднем радиусе $\bar{\rho}_{ср}$ и геометрические характеристики соплового аппарата α_1 , $D_{ср}/h_{л}$:

$$\bar{\rho} = \bar{\rho}_{ср} + \cos^2 \alpha_1 \left[1 - \left(\frac{D_{ср}}{D} \right)^2 \right] (1 - \bar{\rho}_{ср})^2. \quad (5.26)$$

Для упрощения расчетов параметров состояния газа вблизи периферии рабочей лопатки, где, как известно, величина $p_{г\omega}^*$ достигает максимума, найдем соответствующие оценочные зависимости для типичных значений углов выхода потока из первого соплового аппарата $\alpha_1 = 18...20^\circ$, степени реактивности на среднем радиусе $\bar{\rho}_{ср} = 0,25$ и $\left(\frac{D_{ср}}{h_{л}} \right)_{сА} = 13...18$.

Значение второго слагаемого в (5.26)

$$\cos^2 \alpha_1 \left[1 - \left(\frac{D_{ср}}{D} \right)^2 \right] (1 - \bar{\rho}_{ср})^2 = \cos^2 \alpha_1 \times$$

$$\times \left[1 - \left(\frac{a}{a+1} \right)^2 \right] (1 - \bar{\rho}_{ср})^2$$

примерно равно 0,062. Здесь $a = (D_{ср}/h_{л})_{сА}$.

Соответственно степень реактивности на периферии может быть представлена в виде:

$$\bar{\rho}_{\text{пер}} = \bar{\rho}_{1\text{ср}} + 0,062,$$

а выражение (5.21) для скорости потока на выходе из соплового аппарата примет вид

$$\frac{c_{21\text{пер}}^2}{2} = (1 - \bar{\rho}_{\text{пер}}) L_{\text{ст}}. \quad (5.27)$$

Температура газа в осевом зазоре на периферии при этом рассчитывается по зависимости

$$T_{\Gamma\text{оз пер}} = K_3 T_{\Gamma}^* - \frac{c_{21\text{пер}}^2}{2 c_p} = K_3 T_{\Gamma}^* - \frac{(1 - \bar{\rho}_{\text{пер}})}{c_p} L_{\text{ст}}. \quad (5.28)$$

При известных температуре $T_{\Gamma\text{оз пер}}$ и скорости c_1 определим коэффициент скорости $\lambda_{\text{оз}}$ на периферии и далее — газодинамические функции температуры τ (λ_{c1})_{пер} и давления π (λ_{c1})_{пер}, $p_{\Gamma\text{оз пер}}$, $p_{\Gamma\omega\text{пер}}^*$ в предположении, что работа турбины по радиусу колеса постоянна, т. е. $L_{\text{ст}} = f(r) = \text{const}$. Выполнив расчеты по определению $p_{\Gamma\omega\text{ср}}^*$ для типичного диапазона изменения $u_{\text{ср}}$, $L_{\text{ст}}$, T_{Γ}^* , можно найти коэффициент корреляции $p_{\Gamma\omega\text{пер}}^*$ и $p_{\Gamma\omega\text{ср}}^*$, представив $p_{\Gamma\omega\text{пер}}^* \approx \text{const } p_{\Gamma\omega\text{ср}}^*$. На выполненных турбинах высокого давления с повышенными параметрами цикла коэффициент корреляции изменяется в диапазоне 1,05...1,1.

Обычно давление в характерных сечениях газозоудушного тракта турбины относят к давлению воздуха за компрессором p_k^* , благодаря чему достигается определенная универсальность результатов вследствие неизменности полученных величин в широком диапазоне работы турбины. Например, вместо $p_{\Gamma\omega\text{пер}}^*$ записывают $\bar{p}_{\Gamma\omega\text{пер}}^* = \frac{p_{\Gamma\omega\text{пер}}^*}{p_k^*}$.

Итак, параметры $T_{\Gamma\omega}^*$, $p_{\Gamma\omega}^*$ газа, натекающего на рабочие лопатки, в относительном движении определены. Перейдем к рассмотрению параметров воздуха и определению места отбора его от компрессора.

Параметры воздуха на выходе из отверстий перфорации на периферии рабочей лопатки определим, например, для системы подвода охлаждающего воздуха с его предварительной закруткой по направлению вращения ротора, как наиболее экономичной. Для этого воспользуемся уравнением (3.29):

$$p_{\Gamma\omega\text{пер}}^* = p_{\text{в1}}^* + \rho \eta (u_2 c_{n2} - u_1 c_{n1}) + \rho \frac{u_{\text{ср}}^2}{2} \left(1 + \frac{1}{\frac{D_{\text{ср}}}{h_{\text{л}}}} \right)^2 \times \\ \times \left[1 - \left(\frac{\frac{D_{\text{ср}}}{h_{\text{л}}} - 1}{\frac{D_{\text{ср}}}{h_{\text{л}}} + 1} \right)^2 \left(1 + \frac{0,5}{\tau_{\text{л}}} \right) \right]. \quad (5.29)$$

Для расчета температуры воздуха $T_{в\text{ пер}}^*$ применимо уравнение (3.30).

Граничным условием отсутствия затекания газа через перфорацию во внутреннюю полость лопатки является равенство полного давления газа и воздуха на периферии:

$$p_{в\text{ пер}}^* = p_{г\text{ пер}}^* \quad (5.30)$$

Напомним, что при расчете $p_{в\text{ пер}}^*$ должны быть учтены потери в тракте транспортировки воздуха, а при расчете $p_{г\text{ пер}}^*$ — потери в камере сгорания и сопловом аппарате турбины.

Граничное условие (5.30) устанавливает связь, которая позволяет определить место отбора воздуха в компрессоре, обеспечивающее невтекание горячего газа через перфорированную входную кромку рабочей лопатки. Это условие может быть описано уравнением

$$p_{в1}^* = p_{к}^* \sigma_{к\text{с}} \tau_{\text{СА}} \pi(\lambda_{c1}) \left[\left(K_{э} + \frac{u_1^2}{2 c_p T_{г}^*} - \frac{L_{сг}}{c_p T_{г}^* (1 + \alpha u)} \right) \frac{1}{\tau(\lambda_{c1})} \right]^{\frac{k_{г}}{k_{г}-1}} - \rho \eta (u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1}) - \rho \frac{u_{г\text{ пер}}^*}{\eta_{г\text{ пер}}} \left(1 + \frac{1}{\frac{D_{ср}}{h_{л}}} \right)^2 \eta_{л} \left[1 - \left(\frac{\frac{D_{ср}}{h_{л}} - 1}{\frac{D_{ср}}{h_{л}} + 1} \right) \left(1 + \frac{0,5}{\eta_{л}} \right) \right]. \quad (5.31)$$

Величина $p_{в1}^*$ сравнивается со значениями давления в воздушном тракте компрессора и позволяет назвать номер ступени, за которой может быть осуществлен отбор.

Температура воздуха в месте отбора приблизительно оценивается по формуле

$$\frac{T_{в1}^*}{T_{к}^*} = \left(\frac{p_{в1}^*}{p_{к}^*} \right)^{\frac{n-1}{n}}, \quad (5.32)$$

где $\frac{n-1}{n} = \frac{k-1}{k} \frac{1}{\eta_{\text{ад}}}$, здесь $\eta_{\text{ад}}$ — адиабатический к.п.д. группы ступеней компрессора, условно принимается равным адиабатическому к.п.д. компрессора $\eta_{\text{ад к}}$; n — показатель политропы компрессора.

Располагая величинами $p_{в1}^*$ и $T_{в1}^*$, при известной характеристике пропускной способности системы $\frac{g_{\text{охл л}} \sqrt{T_{в}^*}}{p_{в}^*} = f(\pi)$ можно определить расход

воздуха $g_{\text{охл л}}$ в рабочую лопатку, а по зависимости $\Theta_{л} = f(g_{\text{охл л}})$ найти значение глубины охлаждения лопатки и выполнить поверочный расчет турбины. На основании поверочного расчета можно изменить пропускную способность системы или повысить номер ступени, за которой осуществляется отбор воздуха на охлаждение.

Возможный порядок расчета по изложенной методике приведен в конце настоящей главы.

Расход воздуха $g_{\text{охл.л}}$, используемого для охлаждения только рабочих лопаток турбины ВД, очевидно, не равен суммарному расходу на охлаждение турбины в целом из-за неизбежных утечек воздуха через элементы тракта и вследствие дополнительной подачи его на другие горячие детали турбины.

Рассмотрим порядок расчета полного расхода воздуха на охлаждение турбины.

В высокотемпературных двигателях, как правило, охлаждению подвергаются не менее 3...4 лопаточных венцов, диски и замки лопаток, а также трактовые элементы. Примерная раскладка расхода воздуха на охлаждение различных элементов многоступенчатой турбины приведена на рис. 2.15—2.17 и в табл. 2.2.

Как отмечалось, физическая температура газа, натекающего на сопловые лопатки, существенно превышает среднемассовую термодинамическую. Приблизленно температура газового потока перед сопловым аппаратом может быть определена по уравнению

$$T_{\Gamma \text{ макс}}^* = T_{\Gamma}^* + K (T_{\Gamma}^* - T_{\text{к}}^*) + \Delta T_{\Gamma \text{ охл}}, \quad (5.33)$$

где $K = 0,25 \dots 0,3$ — коэффициент, отражающий влияние окружной и радиальной неравномерности температурного поля газа за камерой; $\Delta T_{\Gamma \text{ охл}}$ — увеличение температуры газа из-за отборов воздуха на охлаждение. Для уровня температур газа $T_{\Gamma}^* = 1500 \dots 1700 \text{ К}$ $\Delta T_{\Gamma \text{ охл}}$ составляет $50 \dots 100 \text{ К}$.

Допустимая температура сопловых лопаток турбины определяется в основном местной термостойкостью материала в районе входной и выходной кромок и реже — снижением прочности лопаток в целом, как элемента конструкции, передающего значительную долю крутящего момента и осевую силу. Для современных материалов эта температура находится в диапазоне $t_{\text{лСА}} = 1050 \dots 1150^\circ\text{С}$, поэтому для проектных расчетов можно принять в качестве допустимой $t_{\text{лСА}} = 1100^\circ\text{С}$. Потребная глубина охлаждения лопаток первого соплового аппарата

$$\Delta T_{\text{лСА}} = T_{\Gamma \text{ макс}}^* - T_{\text{лСА}}$$

потребный безразмерный параметр охлаждения $\Theta_{\text{СА}}$ определяется из выражения

$$\Theta_{\text{СА}} = \frac{\Delta T_{\text{лСА}}}{T_{\Gamma \text{ макс}}^* - T_{\text{к}}^*}. \quad (5.34)$$

Расход воздуха на охлаждение первого соплового аппарата может быть определен с помощью графика $\Theta_{\Sigma \text{ СА}} = f(g_{\text{охл.СА}})$ или $\Theta_{\text{конв}} = f(\bar{g}_{\text{охл.СА}})$ (рис. 5.5). На выполненных конструкциях расход

воздуха для охлаждения первого соплового аппарата высокотемпературных турбин составляет 4...7%.

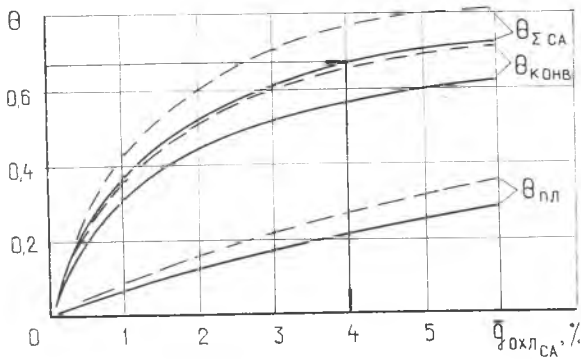


Рис. 5.5. К определению расхода воздуха на охлаждение сопловой лопатки: — — — соответствуют схеме охлаждения для T_r^* до 1600 К (рис. 2.12); — — — — конвективная схема охлаждения с внутренним дефлектором и оребрением; сплошное охлаждение с отверстиями малого диаметра и фильтрами для воздуха

При определении полного расхода воздуха на охлаждение турбины с учетом утечек через лабиринтные уплотнения и стыки между блоками сопловых аппаратов, а также на охлаждение бандажных полок рабочих лопаток, дисков, замков лопаток, трактовых колец и т. п., следует привлекать статистический материал (см. рис. 2.15—2.17 и табл. 2.2). Представленные данные по расходам воздуха относятся лишь к одно- и двухступенчатым охлаждаемым турбинам. При достижении температуры газа выше статистической может возникнуть необходимость увеличения числа охлаждаемых венцов, при этом увеличение расхода должно учитываться в соответствии с температурой на входе в рассматриваемые венцы. Суммарный расход на охлаждение турбины может быть определен в общем случае по следующей зависимости:

$$\begin{aligned} \bar{g}_{охл \Sigma} = & (\bar{g}_{охл \text{СА}} + \bar{g}_{охл \text{бп}} + \bar{g}_{охл \text{л}} + \bar{g}_{ут} + \bar{g}_{охл \text{д}}) \text{ТВД} + \\ & + (\bar{g}_{охл \text{СА}} + \bar{g}_{охл \text{д}} + \bar{g}_{охл \text{л}} + \bar{g}_{ут}) \text{ТСД} + (\bar{g}_{охл \text{д}} + \\ & + \bar{g}_{охл \text{опоры}} + \bar{g}_{ут}) \text{ТНД} + \bar{g}_{охл \text{трак}} + \bar{g}_{охл \text{ст}} \quad (5.35) \end{aligned}$$

(здесь ТВД — турбина высокого давления, ТСД — среднего давления, ТНД — низкого давления).

Для снижения отрицательного влияния отбора воздуха на характеристики двигателя место отбора должно выбираться с учетом параметров газа, натекающего на данный лопаточный венец.

Расчетные величины расхода воздуха для различных турбин (ВД, СД, НД) должны быть приведены (по затрачиваемой на сжатие работе) к параметрам воздуха за компрессором высокого давления, что позволяет оперативно определить влияние суммарного расхода воздуха на величину удельного расхода топлива в двигатель.

5.2. РАСЧЕТНАЯ ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ ВОЗДУХА, ОХЛАЖДАЮЩЕГО ТУРБИНУ, НА ЕЕ К.П.Д. И ЭКОНОМИЧНОСТЬ ГТД

Как отмечалось, применение охлаждения сопряжено с потерями энергии и снижением к.п.д. цикла ГТД. Рассмотрим влияние отборов воздуха на термический к.п.д. цикла. Предполагается, что воздух, используемый для охлаждения некоторого венца турбины, не совершает работу в этом венце, а в последующий венец поступает со значительно меньшей температурой, чем температура газа. Кроме того, будем считать, что работа охлаждающего воздуха на последующих ступенях может быть определена по зависимости

$$H'_T = \frac{T_B^*}{T_{Гi}^*} \frac{z_{CT} - z'_{CT}}{z_{CT}} H_T,$$

где $T_{Гi}^*$ — температура газа перед ступенью, расположенной за охлаждаемым венцом; z_{CT} — общее число ступеней турбины; z'_{CT} — число охлаждаемых ступеней; H_T — работа адиабатического расширения, отдаваемая турбиной при полном расширении газа в ней.

Оценим к.п.д. двигателя с охлаждаемой турбиной, считая η_k , η_T и $\eta_{КС}$ неизменными в сравнении с неохлаждаемой турбиной при той же начальной температуре газа T_T^* и том же расходе воздуха через камеру сгорания и турбину.

К.п.д. двигателя при отсутствии охлаждения

$$\eta_{неохл} = \frac{H_T \eta_T - H_K / \eta_K}{q}.$$

Здесь H_K / η_K — работа, затрачиваемая на привод компрессора;

q — количество удельного подведенного тепла.

Полезная (свободная) мощность ГТД может быть определена по следующим зависимостям: для ГТД с неохлаждаемой турбиной

$$G_B H_T \eta_T - G_B \frac{H_K}{\eta_K} = N_{св. неохл}; \quad (5.36)$$

для ГТД с охлаждаемой турбиной

$$(G_B - G_{охл}) H_T \eta_T + G_{охл} H'_T \eta_T - G_B \frac{H_K}{\eta_K} = N_{св. охл}. \quad (5.37)$$

Вычитая уравнение (5.37) из (5.36), можно получить выражение для оценки снижения полезной мощности вследствие охлаждения турбины:

$$\Delta N_{св} = -G_{охл} \eta_T H_T \left[1 - \frac{T_B^*}{T_{Гi}^*} \cdot \frac{z_{CT} - z'_{CT}}{z_{CT}} \right].$$

Таким образом, к.п.д. двигателя с охлаждаемой турбиной

$$\eta_{\text{охл}} = \eta_{\text{неохл}} - \frac{G_{\text{охл}}}{G_{\text{в}}} \left[\frac{\eta_{\text{т}} H_{\text{т}} \left(1 - \frac{T_{\text{в}}^*}{T_{\text{гi}}^*} \right) \cdot \frac{z_{\text{ст}} - z_{\text{ст}}^i}{z_{\text{ст}}}}{q} \right]. \quad (5.38)$$

Он тем меньше, чем больше расход охлаждающего воздуха. Однако действительное снижение к.п.д. цикла будет больше к.п.д. $\eta_{\text{охл}}$, определяемого по уравнению (5.38), поскольку к.п.д. охлаждаемых турбин $\eta_{\text{т}}$ всегда ниже, чем неохлаждаемых. Поэтому при проектировании двигателя с высокой температурой газа перед турбиной возникает задача оценки влияния охлаждения на к.п.д. турбины и удельный расход топлива. На начальной стадии проектирования точная оценка этих влияний затруднена.

Рассмотрим метод приближенного определения влияния дополнительных потерь энергии от охлаждения на к.п.д. турбины.

Дополнительные потери энергии в охлаждаемых турбинах складываются из: профильных потерь, снижающих кинетическую энергию движущегося газа; термодинамических потерь, уменьшающих располагаемый адиабатный теплоперепад; дополнительных потерь энергии, возникающих при смешении охладителя с газом в проточной части турбины; затрат мощности на подготовку и прокачку охладителя через систему охлаждения; дополнительных потерь энергии в решетке, связанных с повышенной нестационарностью потока, выходящего из впереди стоящей охлаждаемой решетки.

Очевидно, что величина дополнительных потерь энергии в первую очередь будет зависеть от глубины охлаждения и от расхода охлаждающего воздуха.

Как показали исследования ЦИАМ, *профильные потери* от охлаждения и отклонений от оптимальной геометрии лопаток вызваны отводом тепла от пограничного слоя сопловых лопаток и приводят к некоторому увеличению потерь на трение. Однако величина этих потерь даже при сравнительно глубоком охлаждении ($T_{\text{ст}}/T_{\text{г}}^* = 0,7...0,8$) мала и обычно не учитывается. В рабочих лопатках эти потери существенно возрастают. Объясняется это изменением плотности пограничного слоя, что в поле центробежных сил приводит к интенсификации вторичных течений. Детальное опытное исследование этого явления на одноступенчатой газовой турбине выполнено в МВТУ имени Н. Э. Баумана Манушиным Э. Л. Им установлено, что при глубоком охлаждении в диапазоне

окружных скоростей, характерном для современных турбин, $\bar{\eta}_{\text{охл пс}} = \left(\frac{\eta_{\text{т охл}}}{\eta_{\text{т неохла}}} \right)_{\text{пс}} = 0,995 \dots 0,985$ (меньшие значения характерны для жидкостного охлаждения). На основании этих исследований построена зависимость $\bar{\eta}_{\text{охл пс}} = f(\bar{g}_{\text{охл л}})$ (рис. 5.6).

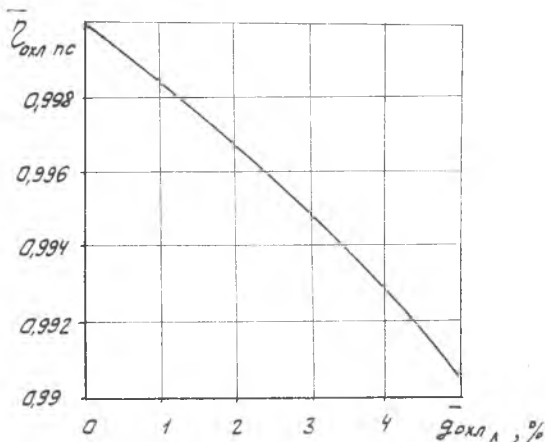


Рис. 5.6. Влияние на к.п.д. турбины охлаждения пограничного слоя на рабочих лопатках

Возрастание профильных потерь в охлаждаемых решетках объясняется также вынужденным отступлением от оптимальной геометрии профиля и лопаточных решеток. В первую очередь это касается радиусов входной и выходной кромок ($r_{\text{охл}} \approx \approx 1,4 \dots 1,5 r_{\text{неохл}}$), шага ($t_{\text{охл}} \approx 1,1 \dots 1,15 t_{\text{неохл}}$), ширины и максимальной толщины профиля и др. В результате коэффициенты скорости φ сопловых и рабочих решеток уменьшаются. Для рационально спроектированных охлаждаемых воздухом решеток рекомендуется принимать $\Delta \varphi_{\text{охл са}} = \varphi_{\text{са}} - \varphi_{\text{охл са}} = (5 \dots 7) \cdot 10^{-3}$ и $\Delta \varphi_{\text{охл рк}} = \varphi_{\text{рк}} - \varphi_{\text{охл рк}} = (6 \dots 8) \cdot 10^{-3}$ [21]. В дозвуковых реактивных турбинах увеличение радиуса входной кромки в большом диапазоне не вызывает заметного изменения эффективности турбины. Утолщение выходной кромки приводит к сравнительно большому росту сопротивления сопловых лопаток и несколько меньшему — рабочих. Снижение к.п.д. турбины из-за неоптимальности геометрии профиля лопаток, связанное с наличием охлаждения $\bar{\eta}_{\text{геом}} = f(\bar{g}_{\text{охл}})$ показано на рис. 5.7.

Высокотемпературная ступень турбины ВД ввиду малого объемного расхода, определяемого высоким давлением, обычно имеет короткие лопатки. Выполнить эти лопатки с малой хордой, обеспечивающей большие удлинения лопаток (что позволяет снизить концевые потери) не удастся по нескольким причинам. Во-первых, лопатки соплового аппарата обычно крепятся консольно по периферии и уменьшение хорды лимитируется изгибными напряжениями, определяемыми газовыми силами.

Во-вторых, невозможно уменьшить радиус выходной кромки пропорционально хорде. Поэтому при малой хорде растут кромочные потери и снижается к.п.д. турбины. Серьезное влияние на величину хорды лопаток оказывают расход охлаждающего воздуха и способ организации внутреннего охлаждения лопаток.

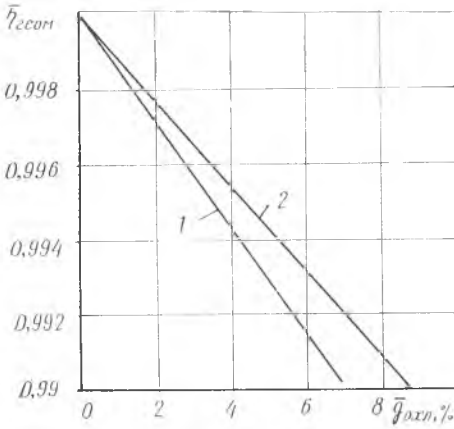


Рис. 5.7. Снижение к.п.д. турбины из-за неоптимальности геометрии охлаждаемых лопаток:
1 — рабочая лопатка; 2 — сопловой аппарат

Относительная длина неохлаждаемых сопловых и рабочих лопаток $\left(\frac{h_l}{s}\right)_{\text{неохл}}$ может быть оценена по статистической зависимости [22], представленной на рис. 5.8. Относительная длина охлаждаемых лопаток $\left(\frac{h_l}{s}\right)_{\text{охл}}$ может быть рассчитана по эмпирической формуле

$$\left(\frac{h_l}{s}\right)_{\text{охл}} = \frac{(h_l/s)_{\text{неохл}}}{1 + a \gamma_{\text{охл}}}$$

где S — ширина лопатки; a — эмпирический коэффициент, равный 1,12...1,15.

Переход от относительной длины лопатки $\left(\frac{h_l}{s}\right)_{\text{охл}}$ к удлинению лопатки $\left(\frac{h_l}{b}\right)_{\text{охл}}$ — отношение длины к хорде — можно осуществить по зависимости $\left(\frac{h_l}{b}\right)_{\text{охл}} = K \left(\frac{h_l}{s}\right)_{\text{охл}}$.

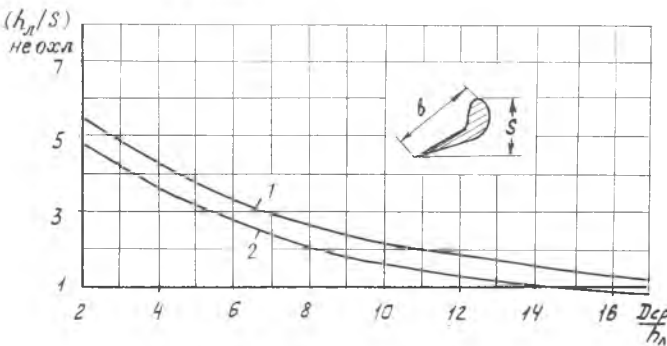


Рис. 5.8. Зависимость относительной длины неохлаждаемых лопаток от параметра $D_{\text{ср}}/h_l$:
1 — рабочая лопатка; 2 — сопловой аппарат

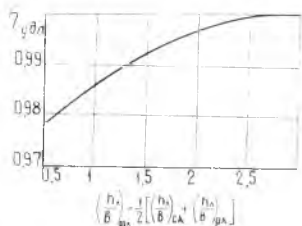


Рис. 5.9. Влияние на к.п.д. турбины удлинения лопаток

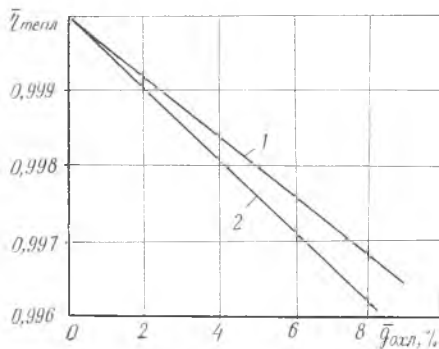
Здесь K — коэффициент, равный 0,7...0,8 для сопловых и 0,82...0,84 — для рабочих лопаток.

Влияние удлинения лопаток на к.п.д. турбины показано на рис. 5.9.

Термодинамические потери в охлаждаемых решетках связаны с отводом тепловой энергии от газа в процессе его расширения в сопловых и рабочих решетках. Отвод тепла вызывает снижение располагаемой работы и уменьшает скорость истечения при заданном перепаде на них, а значит, и удельную окружную работу газа. Как показано в [27], дополнительные термодинамические потери в системах воздушного охлаждения, используемых в настоящее время в авиационных ГТД, весьма малы (скорость газа уменьшается на 0,2...0,3%). Однако, как показывают расчеты, с увеличением глубины охлаждения эти потери могут возрасти в 3...4 раза. Дополнительные термодинамические потери обычно учитываются в процессе газодинамического расчета турбины. На начальной стадии проектирования двигателя эти потери могут быть оценены по зависимости (рис. 5.10), построенной по методу расчета расширения газа в охлаждаемых решетках [27].

Потери энергии от смешения газа с выпускаемым в проточную часть охладителем зависят от места выдува, направления и энергии выдуваемого воздуха. Значительные потери давления наблюдаются при подаче охладителя на спинку профиля и в районе входной кромки, где выдув осуществляется навстречу газовому потоку. Подача охладителя на корытце лопатки (в область повышения давления) сопровождается сравнительно малыми гидравлическими потерями. Выдув в торец выходной кромки приводит даже к уменьшению кромочных потерь, связано это с тем, что воздух добавляет количество движения газовому потоку в закромочном следе. Влияние выдува воздуха в различных местах профиля лопатки на к.п.д. турбины показано на рис. 5.11.

Рис. 5.10. Влияние на к.п.д. турбины отвода тепла лопатками от газового потока:
1 — лопатка рабочего колеса, 2 — сопловый аппарат



Кроме воздуха, охлаждающего перо лопатки, в газовый тракт турбины поступает также воздух, охлаждающий диски, бандажные полки и другие элементы. Смешение втекающего воздуха с основным потоком также приводит к снижению к.п.д. На рис. 5.12 и 5.13 представлены расчетные зависимости снижения к.п.д. турбины от относительно-го расхода воздуха, втекающего в осевой зазор между сопловым аппаратом и рабочим колесом и

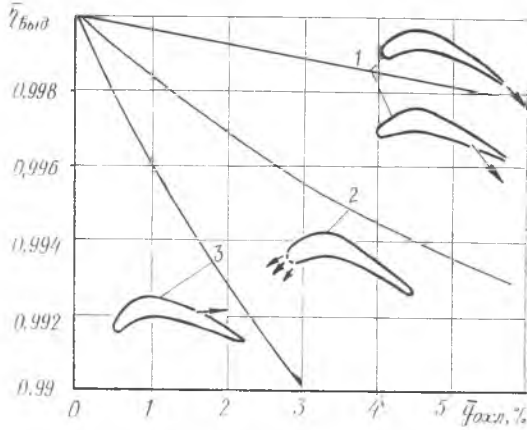


Рис. 5.11. Влияние на к.п.д. турбины выдува воздуха на поверхность пера лопатки: 1 — выдув в выходную кромку; 2 — во входную кромку; 3 — на спинку

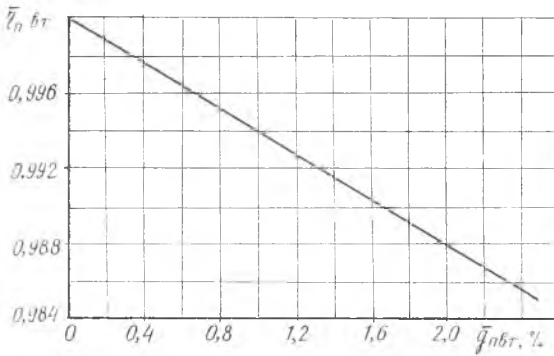


Рис. 5.12. Влияние на к.п.д. турбины поперечных втеканий газового потока

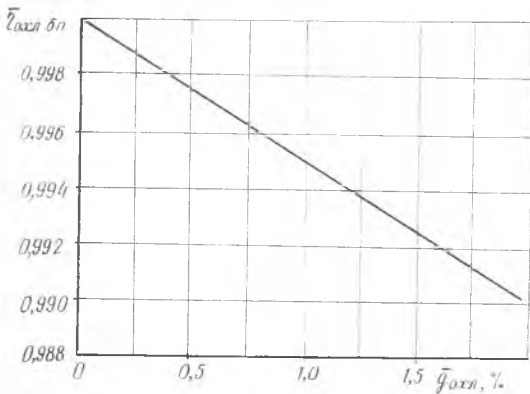


Рис. 5.13. Влияние на к.п.д. турбины расхода воздуха на охлаждение бандажной полки рабочей лопатки

идущего на охлаждение бандажных полок рабочего колеса.

Затраты энергии на подготовку и прокачку воздуха $H_{вр}$ через систему охлаждения имеют место только при охлаждении рабочих лопаток и объясняются увеличением энергии вращательного движения воздуха по мере перемещения его от радиуса подачи к периферии лопаток («насосный эффект»). В расчете на 1 кг охладителя

$$H_{вр} \approx \xi (u_{вых}^2 - u_{вх}^2 c_{и\ вх}),$$

где ξ — коэффициент, учитывающий компенсацию потерь: при выпуске воздуха в радиальный зазор $\xi = 0,75 \dots 0,8$, что объясняется уменьшением потерь на утечку; при выпуске его из кромок $\xi = 0,6 \dots 0,7$ из-за реакции струи, увеличивающей окружное усилие на лопатках; в первом случае $u_{вых} = u_{ср}$, во втором $u_i = u_{ср}$; $c_{и\ вх}$ — окружная составляющая скорости воздуха на входе.

Коэффициент ξ зависит также от потерь энергии охлаждающего воздуха в системе подвода. Зависимость $\xi = f(\Delta \bar{p}_{подв}^*)$ приведена на рис. 5.14. Для системы подвода охлаждающего воздуха с предварительной закруткой ориентировочно можно принять $\Delta \bar{p}_{подв}^* = \frac{\Delta p_{подв}^*}{p_{к}^*} = 0,1$, в случае ее отсутствия

$$\Delta \bar{p}_{подв}^* = 0,2 \dots 0,25.$$

Относительный к.п.д. турбины, учитывающий «насосный эффект», может быть определен по формуле

$$\eta_{нас} = 1 - \bar{g}_{рк+замок} \frac{\xi H_{вр}}{H_T \eta_T}.$$

Если предварительная закрутка воздуха отсутствует, то $c_{и\ вх} = 0$ и

$$\eta_{нас} = 1 - \bar{g}_{рк+замок} \frac{\xi u_{ср}^2}{c_{ад}^2 \eta_T}. \quad (5.39)$$

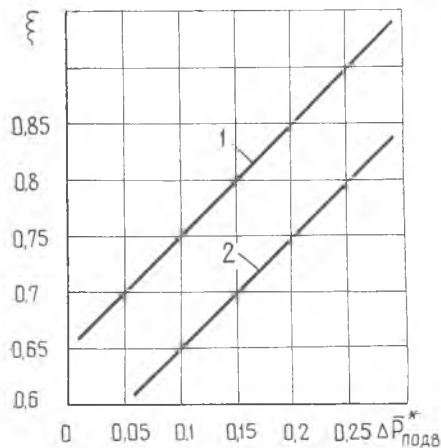


Рис. 5.14. Зависимость коэффициента ξ от относительных потерь давления в системе охлаждения:

1 — выпуск охладителя из торца лопаток в радиальный зазор; 2 — выпуск охладителя из задней кромки

Для случая с предварительной закруткой охлаждающего воздуха, если принять $u_{\text{вх}} = c_{\text{ад}} u_{\text{ср}} = 0,5 u_{\text{ср}}$, то

$$\bar{\eta}_{\text{нас}} = 1 - 1,5 \bar{g}_{\text{рк+замок}} \xi \left(\frac{u_{\text{ср}}}{c_{\text{ад}}} \right)^2 \frac{1}{\eta_{\text{Г}}} \quad (5.40)$$

На рис. 5.15 приведены зависимости $\bar{\eta}_{\text{нас}} = f(\bar{g}_{\text{рк+замок}})$ для случаев с предварительной закруткой и без нее для $\xi = 0,7$ и $\frac{u_{\text{ср}}}{c_{\text{ад}}} = 0,5$.

Дополнительные потери энергии из-за повышенной неустойчивости потока в охлаждаемых турбинах обусловлены периодической нестационарностью потока, натекающего на лопатки. Эти потери зависят от различия средних скоростей в закруточных следах и в основном потоке.

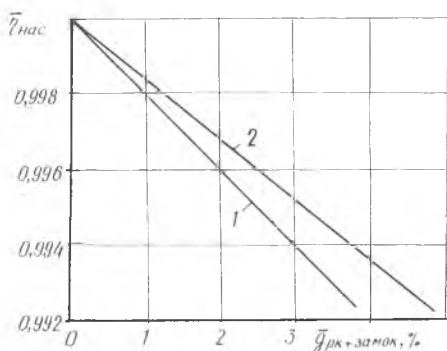


Рис. 5.15. Влияние на к.п.д. турбины насосного эффекта каналов системы охлаждения:

1 — подвод воздуха без предварительной закрутки; 2 — с предварительной закруткой

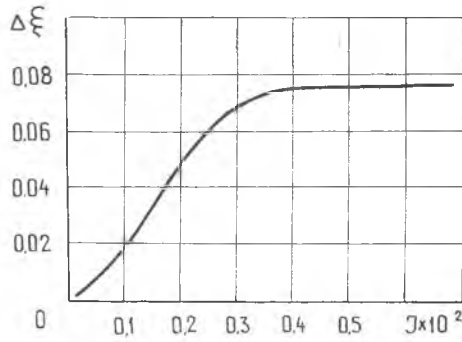
Следы от лопаток предыдущих венцов приводят к возникновению потерь энергии в процессе выравнивания полей скоростей и вследствие изменения углов натекания газового потока на рабочие лопатки при прохождении зоны следа. Возникающие при этом удары в спинку лопатки и отрывные течения являются причиной появления дополнительных потерь энергии [23]. Очевидно, что ширина следа от предыдущего венца тем больше, чем большее количество воздуха используется для его охлаждения.

В работе [23] дана экспериментальная зависимость дополнительных потерь энергии в решетке рабочего колеса от параметра нестационарности $\Delta \xi_{\text{нест}} = j(I)$. Эта зависимость приведена на рис. 5.16. Параметр нестационарности представляет собой следующее выражение:

$$I = \frac{1}{4} \xi_{\text{СА}} \frac{1 - u_{\text{ср}}/c_{\text{ад}}^* \cos \alpha_1}{\left(\frac{u_{\text{ср}}}{c_{\text{ад}}^*} \right)^2 - 2 \left(\frac{u_{\text{ср}}}{c_{\text{ад}}^*} \right) \cos \alpha_1 - \bar{p} (1 - \bar{p})}$$

Здесь $\xi_{\text{СА}}$ отражает влияние потери энергии в предыдущем венце на параметр нестационарности.

Рис. 5.16. Влияние коэффициента нестационарности I на потери $\Delta \xi$ в рабочей решетке



Можно отметить, что дополнительные потери в рабочих решетках для достаточно широкого класса турбинных ступеней лежат в пределах $\Delta \xi_{мест} = f(I) = 0,05 \dots 0,08$. Для высокотемпературных турбин авиационных ГТД могут быть приняты следующие значения параметров, входящих в формулу параметра нестационарности: $\left(\frac{u_{ср}}{c_{ад}^*}\right) = 0,48 \dots 0,52$;

$$\alpha_1 = 16 \dots 20^\circ; \bar{\rho} = 0,25 \dots 0,35.$$

На рис. 5.17 представлена зависимость влияния на к.п.д. турбины нестационарности газового потока, вызванной охлаждением сопловых лопаток, рассчитанная при значении параметров $\frac{u_{ср}}{c_{ад}^*} = 0,5$;

$$\alpha_1 = 18^\circ; \bar{\rho}_{ср} = 0,3.$$

Таким образом, к.п.д. охлаждаемой турбины определяется по уравнению

$$\eta_{т\text{откл}} = \eta_{т\text{неохл}} \eta_{охл\text{пс}} \eta_{геом\text{СА}} \eta_{геом\text{л}} \eta_{удл} \eta_{тепл\text{л}} \eta_{тепл\text{СА}} \eta_{выд} \times \eta_{пвт} \eta_{бп} \eta_{иас} \eta_{нест} \quad (5.41)$$

К.п.д. неохлаждаемой турбины может быть определен с помощью графической зависимости

$$\eta_{т\text{неохл}} = f\left(\frac{u_{ср}}{c_{ад}^*}\right), \text{ представленной на рис. 5.18. Па-}$$

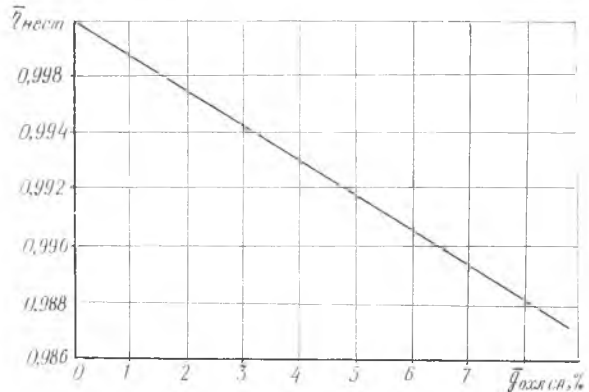
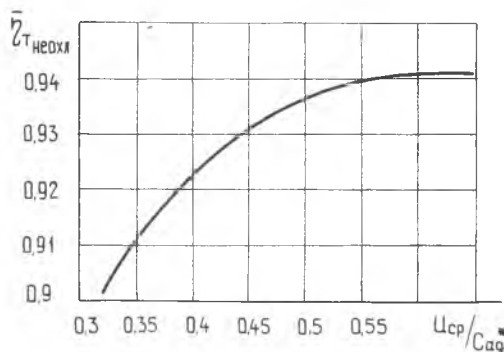


Рис. 5.17. Влияние на к.п.д. турбины нестационарности газового потока, вызванной охлаждением сопловых лопаток

параметр $\frac{u_{ср}}{c_{ад}^*}$ определяется по формуле $\frac{u_{ср}}{c_{ад}^*} = 5,72 \times$

$$\times 10^{-4} D_{ср} n \frac{1}{\sqrt{\frac{\Delta H_{эф}}{z_{ст} \tau_{т}}}}$$

где $\Delta H_{эф}$ — эффективный теплоперепад на турбине.



Р и с. 5.18. Влияние на к.п.д. неохлаждаемой турбины параметра нагрузки $u_{ср}/c_{ад}^*$

Рассмотрим пример расчета к.п.д. турбины высокого давления для одного из ТРДД $\eta_{т\text{охл}}$ по приведенной методике.

5.3. ПОРЯДОК ПРОЕКТНОГО РАСЧЕТА ОХЛАЖДАЕМОЙ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНОЙ ТУРБИНЫ

Температуру газа, натекающего на рабочие лопатки ТВД, можно рассчитать по уравнению 5.11 и результаты расчета занести в табл. 5.1 При этом значения величин, входящих в ур. 5.11, могут быть приняты: $\eta_{т} = 0,875 \dots 0,91$; $\alpha = 0 \dots 0,15$; $Y^* = 0,45 \dots 0,55$; $K_{э} = 1,03 \dots 1,08$; $c_p = 1 + 0,000125 \times (T_{г}^* - 273)$.

1. Задаются несколькими (тремя) значениями окружной скорости колеса $u_{ср}$ и температуры газа на выходе из соплового аппарата (в осевом зазоре) $T_{г}^*$.

Таблица 5.1

$$T_{гw}^* = f(u_{ср}, T_{г}^*)$$

$u_{ср}, \text{ м/с}$	$T_{г}^*, \text{ К}$		
	1300	1500	1700
400			
450			
500			

2. Для выбранных величин $u_{\text{ср}}$ и T_{Γ}^* определяется значение комплекса β : $\beta = \frac{u_{\text{ср}}^2}{D_{\text{ср}}/h_{\text{л}}}$, результаты расчета заносятся в табл. 5.2.

Т а б л и ц а 5.2

$$\beta = f(u_{\text{ср}}, D_{\text{ср}}/h_{\text{л}})$$

$u_{\text{ср}}, \text{ м/с}$	$D_{\text{ср}}/h_{\text{л}}$		
	12	15	18
400	13220	10650	8880
450	16790	13420	11200
500	20850	16650	13900

3. Определяется допустимое напряжение в корне рабочей лопатки, например с бандажной полкой $\sigma_{\text{лз}}$, по уравнению $\sigma_{\text{лз}} = \beta 2 \rho K_{\Phi} (1 + K_{\text{бп}}) 10^{-6}$.

Значения величин K_{Φ} , $K_{\text{бп}}$, ρ соответственно могут быть приняты равными 0,75; $\approx 0,2$; 8650 кг/м³.

На основании результатов расчета β (табл. 5.2) определяются значения $\sigma_{\text{лз}}$ и заносятся в табл. 5.3.

Т а б л и ц а 5.3

$$\sigma_{\text{лз}} = f(u_{\text{ср}}, D_{\text{ср}}/h_{\text{л}})$$

$u_{\text{ср}}, \text{ м/с}$	$D_{\text{ср}}/h_{\text{л}}$		
	12	15	18
400	21 (210)	17 (170)	14,1 (141)
450	26,6 (266)	21,3 (213)	17,8 (178)
500	33,1 (331)	26,4 (264)	21,9 (219)

4. Рассчитывается время работы лопатки турбины на взлетном и крейсерском режимах:

$$\tau_{\text{р взл}} = \frac{V_{\text{п}}}{L_{\text{п}}} \cdot \frac{\tau_{\text{взл п}}}{60}, \quad \% \text{ от } \tau_{\text{ср}}; \quad \tau_{\text{р кр}} = \tau_{\text{ср}},$$

где $V_{\text{п}}$ — средняя скорость полета (для дозвуковых самолетов она может быть принята равной 850 км/ч); $L_{\text{п}}$ — длина трассы полета самолета, км; $\tau_{\text{взл п}}$ — время одного взлетного цикла, которое в соответствии с нормами ИКАО может быть принято равным 5,5 мин; $\tau_{\text{ср}} = 5000, 10000$ ч — ресурс работы турбины.

5. Определяется допустимая температура лопатки турбины при вычисленных значениях действующих напряжений $\sigma_{л,в}$, ресурсах τ_p и принятом запасе прочности $K_\tau = \frac{\sigma_{л,в}^t}{\sigma_{л,в}}$ с помощью диаграммы длительной прочности применяемого материала $\sigma_{в,с}^t = f(T_{л}, \tau_p)$.

Расчет производится отдельно для взлетного и крейсерского режимов, результаты заносятся в табл. 5.4, в которой приведены данные для крейсерского режима ($\tau_p = 5000$ ч, $K_\tau = 2,0$).

Таблица 5.4

$$T_{л} = f(u_{ср} \cdot D_{ср}/h_{л})$$

$u_{ср}$, м/с	$D_{ср}/h_{л}$		
	12	15	18
400	1041	1070	1098
450	1000	1038	1068
500	938	1000	1035

6. Рассчитываются необходимые значения глубины охлаждения рабочей лопатки $\Theta_{л,потр}$ для различных степеней сжатия в компрессоре $\pi_{к}^*$, для чего в первом приближении можно воспользоваться зависимостью, характеризующей температуру воздуха за компрессором высокого давления (рис. 5.19). В данном примере температура воздуха, охлаждающего турбину, принята равной температуре за компрессором ВД — $T_{охл}^* \approx T_{к}^*$, хотя в общем случае они могут различаться. Результаты расчета $\Theta_{л,потр}$, выполненные при $D_{ср}/h_{л} = 12; 15$ и 18, заносятся в табл. 5.5, в которой приведены данные $T_{к}^*$ для крейсерского режима.

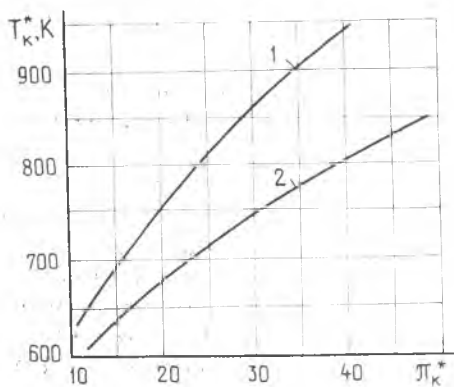
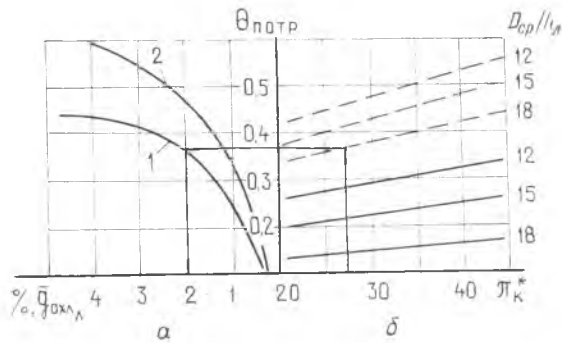


Рис. 5.19. Изменение температуры воздуха за компрессором $T_{к}^*$ по $\pi_{к}^*$ на взлетном ($H=0$, $M=0$, $T_{н} = 288$ К) и крейсерском режимах ($H=11$ км, $M=0,8$, $T_{н} = 298$ К) при политропическом к.п.д. компрессора $\eta_{п} = 0,89$:
1 — взлетный; 2 — крейсерский режимы

π_k^*	25	35	45
$T_k^* = T_{охл}^*, K$	710	750	830
$T_{гв}^* - T_l$			
$T_{гв}^* - T_{охл}^*$			
$\Theta_{л\text{ потр}} = \frac{T_{гв}^* - T_l}{T_{гв}^* - T_{охл}^*}$			

По результатам расчета (табл. 5.5) строятся графики зависимости $\Theta_{л\text{ потр}} = f\left(\frac{D_{ср}}{h_{л}}, \pi_k^*, \bar{g}_{охл\text{ л}}\right)$ по типу графиков, представленных на рис. 5.20. На рис. 5.20 приведены зависимости глубины охлаждения для двух конструкций охлаждаемых турбинных лопаток (1, 2). Кривая 1 отражает современный уровень организации охлаждения, например дефлекторной лопатки (см. рис. 2.8), кривая 2 — уровень близкой перспективы (см. рис. 3.6,б).

Рис. 5.20. К определению влияния π_k^* , $D_{ср}/h_{л}$ и системы охлаждения на расход охлаждающего воздуха в рабочую лопатку ТВД при $T_{гвзл}^* = 1500 K$, $\tau_p = 5000$ ч, $u_{ср} = 400$ м/с:
1 — современный уровень организации системы охлаждения; 2 — перспективный; — — — — — крейсерский; - - - - - взлетный режимы



7. Результаты определения расхода воздуха в рабочую лопатку турбины ВД (СД или НД) при варьировании параметров $D_{ср}/h_{л}$, $u_{ср}$ на взлетном (и крейсерском) режиме работы при (современном или перспективном) принятом уровне глубины охлаждения лопатки могут быть представлены в виде графиков $\bar{g}_{охл\text{ л}} = f(\pi_k^*, T_g^*)$ (рис. 5.21, 5.22).

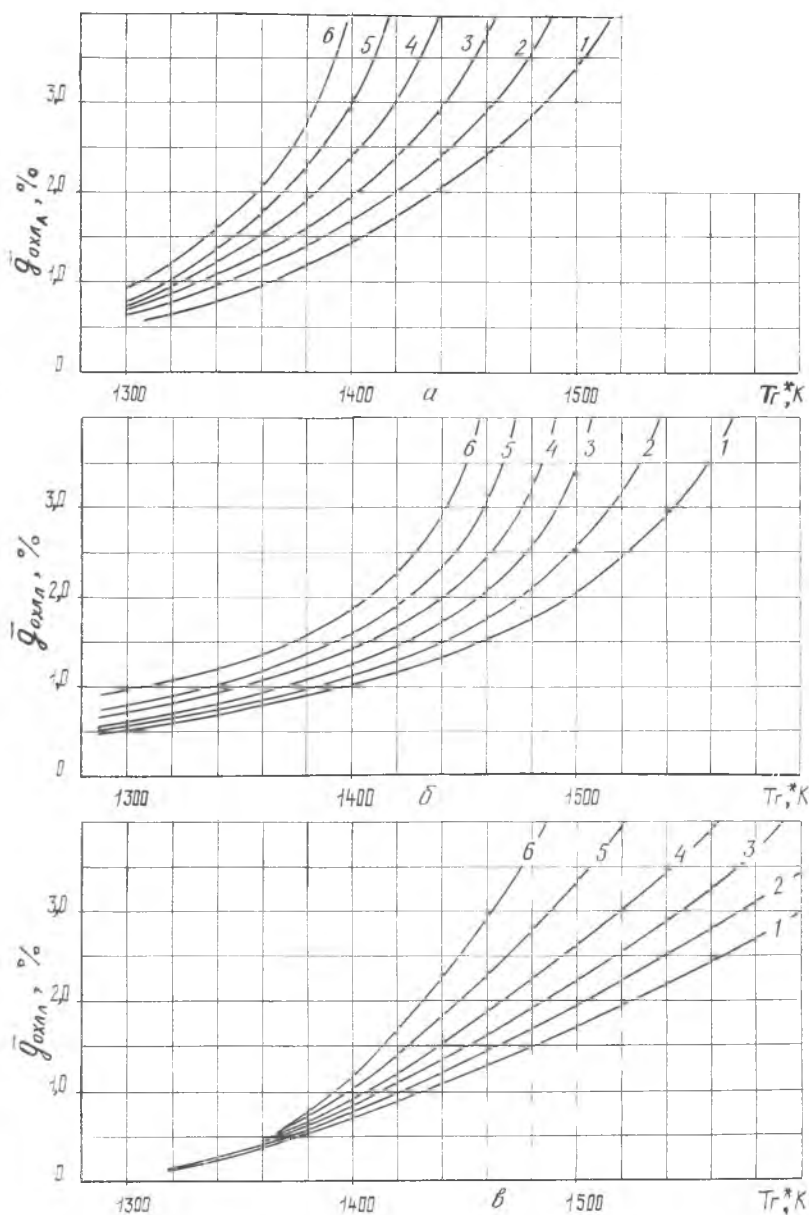


Рис. 5.21. Влияние параметров двигателя π_k^* , T_r^* и турбины D_{cp}/h_l на потребный расход охлаждающего воздуха в рабочую лопатку ТВД $\bar{g}_{ohl,л}$:
 а, б, в — соответственно $D_{cp}/h_l = 12, 15, 18$; крейсерский режим, ресурс двигателя $\tau_p = 5000$ ч, система охлаждения с современным уровнем организации:

1, 2, 3, 4, 5, 6 — соответственно $\pi_k^* = 20, 25, 30, 35, 40, 45$

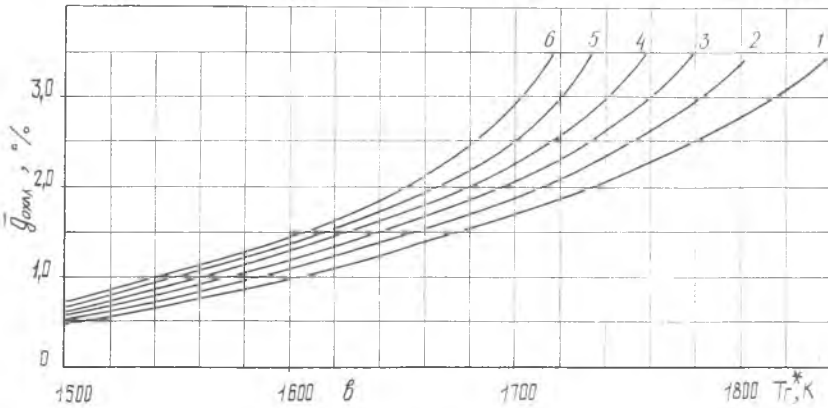
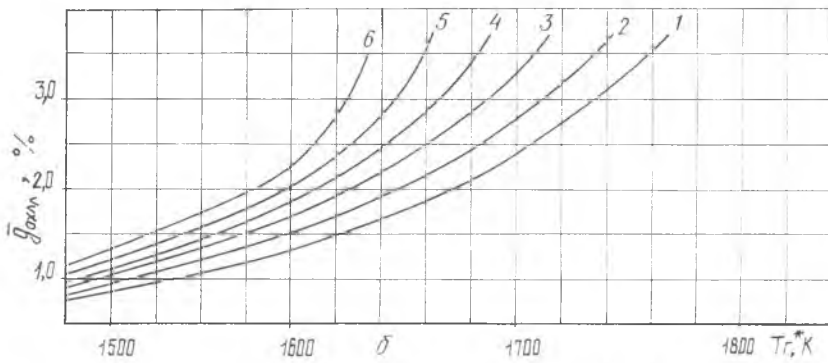
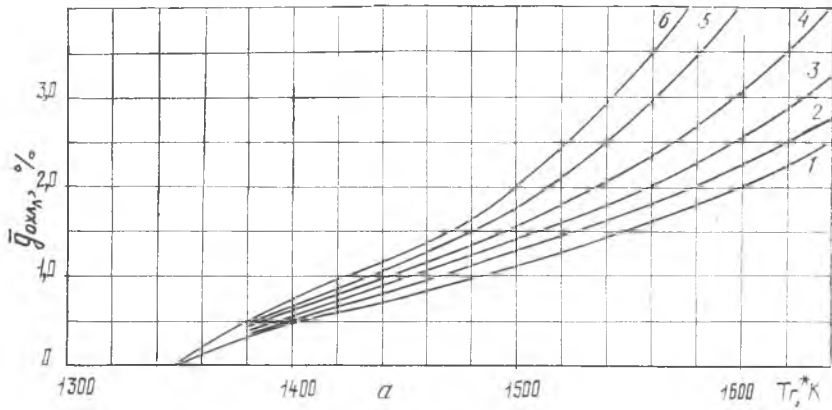
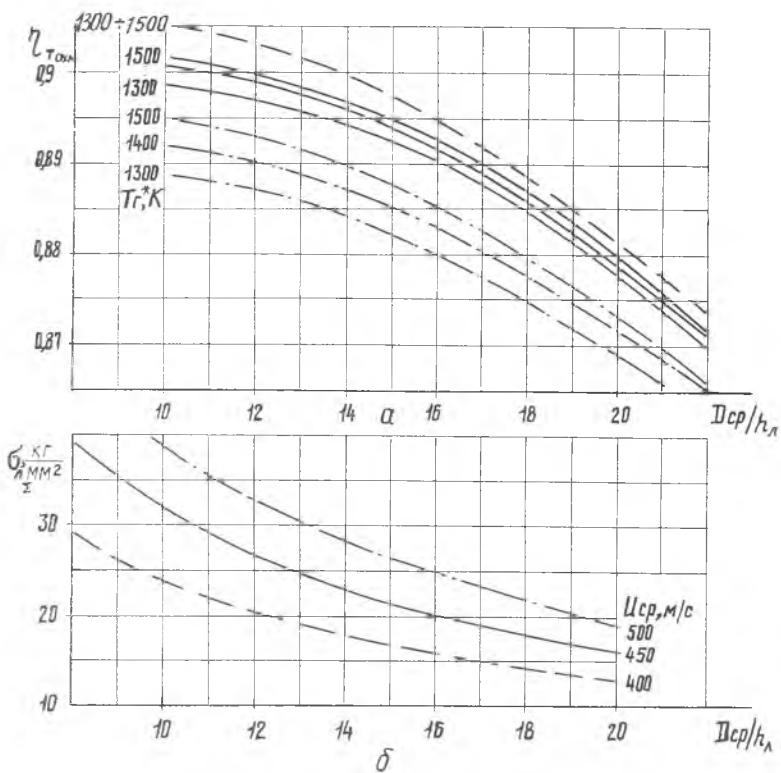
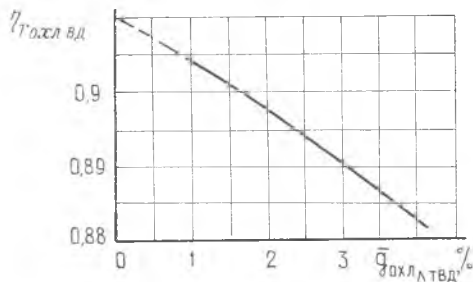


Рис. 5.22. Влияние параметров двигателя π_k^* , T_g^* и турбины $D_{ср}/h_l$ на потребный расход охлаждающего воздуха в рабочую лопатку ТВД $\bar{g}_{охл.л.}$:
 а, б, в — соответственно $D_{ср}/h_l = 12, 15, 18$; взлетный режим, $\tau_{взл} = 40$ ч, система охлаждения с современным уровнем организации;
 1, 2, 3, 4, 5, 6 — соответственно $\pi_k^* = 20, 25, 30, 35, 40, 45$



Р и с. 5.23. Влияние на протекание к.п.д турбины $\eta_{Тохл}$ параметров

D_{cp}/h_l , u_{cp} , $T_{г}^*$ на крейсерском режиме при $\bar{g}_{охл л} = 1\%$, $\pi_k^* = 25$:
 a — $\eta_{Тохл}$,
 b — $\sigma_{л \Sigma}$,
 \dots — $u_{cp} = 500$ м/с,
 $---$ — 450 м/с,
 $---$ — 400 м/с.



Р и с. 5.24. Пример изменения к.п.д. охлаждаемой высокотемпературной турбины ВД для одного из современных ТРДД по расходу воздуха на рабочие лопатки при $D_{cp}/h_l = 12$; $u_{cp} = 400$ м/с; $\pi_k^* = 30$; $T_{г}^* = 1600$ К, система охлаждения с современным уровнем

Виды потерь КПД	Режим	$\bar{\eta}_{охл пс}$	Неоптимальность геометрии		Отвод тепла		$\bar{\eta}_{выд}$	$\bar{\eta}_{пбт}$	$\bar{\eta}_{охл бп}$	$\bar{\eta}_{нас}$	$\bar{\eta}_{нест}$	$\bar{\eta}_{Твд}$
			$\bar{\eta}_{геом л}$	$\bar{\eta}_{геом са}$	$\bar{\eta}_{тепл л}$	$\bar{\eta}_{тепл са}$						
Взл. режим		0,995	0,995	0,991	0,999	0,996	0,99	0,992	0,995	0,993	0,99	0,9379
КР. РЕЖИМ $g_{охл л} \%$	1,0	0,9985	0,995	0,991	0,997	0,996	0,993	0,999	0,998	0,998	0,9941	0,966
	1,5	0,9975	0,995	0,991	0,995	0,994	0,992	0,999	0,9975	0,9967	0,9935	0,9617
	2,0	0,997	0,995	0,991	0,972	0,999	0,9915	0,995	0,996	0,997	0,993	0,9586

8. Определяется температура газа, натекающего на сопловые лопатки, по формуле

$$T_{г \text{ макс}}^* = T_{г}^* + K (T_{г}^* - T_{к}^*) + \Delta T_{г \text{ охл}},$$

где $\Delta T_{г \text{ охл}} = 50 \dots 100 \text{ К}$ для уровня температур газа $T_{г}^* = 1500 \dots 1700 \text{ К}$, $K = 0,25 \dots 0,3$.

Потребная глубина охлаждения сопловых лопаток

$$\Delta T_{СА} = T_{г \text{ макс}}^* - T_{л \text{ СА}}.$$

Здесь $T_{л \text{ СА}} = 1050 \dots 1150^\circ\text{С}$.

Безразмерная глубина охлаждения лопаток соплового аппарата оценивается по уравнению

$$\Theta_{СА} = \frac{\Delta T_{л \text{ СА}}}{T_{г \text{ макс}}^* - T_{к}^*}.$$

Затем с помощью графиков $\Theta_{СА} = f(\bar{g}_{\text{охл} \text{ СА}})$ $\Theta_{\text{конв}} = f(\bar{g}_{\text{охл} \text{ СА}})$ (см. рис. 5.5) определяется расход воздуха на охлаждение первого соплового аппарата.

10. Рассчитывается суммарный расход воздуха на охлаждение всех горячих элементов турбины $\bar{g}_{\text{охл} \Sigma}$ (рабочих и сопловых лопаток, дисков и замков, опоры турбины, бандажных полок, статора, трактовых поверхностей), а также расход, связанный с утечками через лабиринтные уплотнения и в стыки между блоками сопловых аппаратов, с привлечением формулы (5.35).

11. Зная суммарный расход воздуха на охлаждение турбины и раскладку его по ступеням, можно перейти к уточненному газодинамическому расчету турбины [22] и оценке удельного расхода топлива $C_{\text{к}}$.

12. Основываясь на проектных расчетах системы охлаждения и уточненном газодинамическом расчете турбины, оцениваем к.п.д. охлаждаемой турбины по методике, построенной на статистических материалах по влиянию различных видов охлаждения (см. настоящее пособие).

На рис. 5.23 представлены результаты расчета к.п.д. охлаждаемой высокотемпературной турбины высокого давления в зависимости от параметров:

$\frac{D_{\text{ср}}}{h_{\text{л}}}$, $u_{\text{ср}}$, $T_{г}^*$, $\sigma_{\text{л} \Sigma}$, которые позволяют проследить влияние их на к.п.д. На рис. 5.24 и в табл. 5.6 показано влияние расхода воздуха, охлаждающего турбину ВД, на ее к.п.д. для одного из современных ТРДД.

1. Жирицкий Г. С., Локай В. И., Максимова М. К., Струнkin В. А. Газовые турбины двигателей летательных аппаратов. — М.: Машиностроение, 1971. — 620 с.
2. Копелев С. З., Гуров С. В. Тепловое состояние элементов конструкции авиационных двигателей. — М.: Машиностроение, 1978. — 204 с.
3. Швец И. Т., Дыбан Е. П. Воздушное охлаждение деталей газовых турбин. — Киев: Наукова думка, 1974.
4. Walker L. A. and Markland E. Heat Transfer to Turbine Blading in the Presence of secondary Flow, Heat Transfer, London, 1965, vol. 8.
5. Жирицкий Г. С., Локай В. И. и др. Газовые турбины авиационных двигателей. — М.: Оборонгиз, 1963.
6. Локай В. И., Трушин В. А. Влияние вращения на теплообмен между газом и элементами проточной части газовой турбины — ИЗВУЗ. Авиационная техника, 1968, № 3.
7. Гуров С. В. Исследование интенсивности охлаждения дефлекторной лопатки. — Теплоэнергетика, 1967, № 10.
8. Керн Д., Краус А. Развитие поверхности теплообмена. Пер. с англ. — М.: Энергия, 1977. — 464 с.
9. Михеев М. А. Основы теплопередачи. М.—Л., Госэнергоиздат, 1956.
10. Зикеев В. В. Конвективно-пленочное охлаждение сопловых лопаток турбин. Изв. АН СССР, Теплофизика высоких температур, 1979, № 6, т. 17, 1319...1327 с.
11. Фаворский О. Н., Копелев С. З. Охлаждаемые воздушом лопатки газовых турбин. — Теплоэнергетика, 1981, № 8, с. 7—11.
12. Sellers R., Dahlberg D. E., Colvert G. S. New Approaches to Turbine Airfoil Cooling and Manufacturing. AIAA Paper, 1977, № 948.
13. Interavia Air letter, 1979, № 9397, p. 7—9.
14. Кейс В. М., Лондон А. Л. Компактные теплообменники. — Л.: Госэнергоиздат, 1962. — 159 с.
15. Горелов Г. М., Данильченко В. П., Резник В. Е. Улучшение параметров ГТД при впрыске воды в воздух, охлаждающий турбину. — ИВУЗ. Авиационная техника, 1983, № 3.
16. Шустров Ю. М., Булаевский М. М. Авиационные системы кондиционирования воздуха. — М.: Машиностроение, 1978. — 159 с.
17. Болотин Н. Б., Данильченко В. П., Резник В. Е. Об эффективности использования закрученного потока в системе охлаждения авиационных газовых турбин. — Сб.: Вихревой эффект и его промышленное применение, вып. 3 — Куйбышев: КуАИ, 1981.
18. Ловинский С. И., Линко Г. И., Анучкин Г. П. Конструкция и основы проектирования авиационных ГТД. — М.: Машиностроение, 1977. — 313 с.
19. Резник В. Е., Данильченко В. П., Болотин Н. Б., Ковылов Ю. Л., Лукачев С. В. Инженерные основы проектирования камер сгорания авиационных ГТД. Под ред. д. т. н. Лукачева В. П. — Куйбышев: КуАИ, 1981, — 75 с.
20. Абрамович Г. Н. Прикладная газовая динамика. — М.: Наука, 1969. — 824 с.
21. Локай В. И., Максимова М. К., Струнkin В. А. Газовые турбины двигателей летательных аппаратов. — М.: Машиностроение, 1979.
22. Мамаев Б. И. Газодинамический расчет осевой турбины. — Куйбышев: КуАИ, 1969. — 103 с.
23. Самойлович Г. С. Возбуждение колебаний лопаток турбомашин. — М.: Машиностроение, 1975.

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	3
Основные условные обозначения	5
Глава 1. Системы охлаждения горячих элементов турбин	7
1.1. Общие сведения	7
1.2. Способы охлаждения лопаток	9
1.3. Охлаждение дисков и других горячих элементов турбин	14
Глава 2. Эффективность систем охлаждения элементов турбин	18
2.1. Расчетные соотношения	18
2.2. Показатели эффективности охлаждения лопаток	27
2.3. Тенденция развития систем охлаждения рабочих лопаток турбин высокого давления некоторых шестранных авиационных ГТД	35
Глава 3. Пути уменьшения относительного расхода воздуха на охлаждение турбин	47
3.1. Общие сведения	47
3.2. Увеличение интенсивности теплообмена в охлаждаемых элементах	47
3.3. Повышение жаропрочности материалов	51
3.4. Понижение температуры воздуха в теплообменнике	52
3.5. Впрыск воды в охлаждающий воздух	57
3.6. Использование подвода воздуха с закруткой к системе охлаждения	62
3.7. Отключение подачи охлаждающего воздуха на крейсерских режимах	69
Глава 4. Тепловое управление радиальными зазорами	78
4.1. Расчетные соотношения	78
4.2. Примеры конструктивного выполнения систем управления радиальными зазорами	82
Глава 5. Расчет и проектирование охлаждаемых высокотемпературных турбин	89
5.1. Особенности расчета и проектирования турбин под заданный ресурс работы	89
5.2. Расчетная оценка влияния воздуха, охлаждающего турбину, на ее к.п.д. и экономичность ГТД	101
5.3. Порядок проектного расчета охлаждаемой высокотемпературной турбины	110
Литература	118

Св. план, 1983, поз. 26.

Виктор Павлович Лукачев
Валерий Павлович Данильченко
Виктор Ефремович Резник

**ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ
И ИНЖЕНЕРНЫЕ ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ
СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ
ЭЛЕМЕНТОВ ТУРБИН АВИАЦИОННЫХ ГТД**

Учебное пособие

Редактор Э. Грязнова
Техн. редактор Н. Каленюк
Корректор Н. Куприянова

Сдано в набор 8.06.83 г. Подписано в печать 28.09.83 г. ЕО00264
Формат 70×100 1/16. Бумага писчая белая.
Гарнитура литературная. Печать высокая.
Усл. п. л. 9,7. Уч.-изд. л. 8,0. Т. 600 экз.
Заказ 515. Цена 30 к.

Куйбышевский ордена Трудового Красного Знамени
авиационный институт имени академика С. П. Королева,
г. Куйбышев, ул. Молодогвардейская, 151.

Типография УЭЗ КуАИ, г. Куйбышев, ул. Ульяновская, 18.

ЗАМЕЧЕННЫЕ ОПЕЧАТКИ

Стр.	Строка	Напечатано	Следует читать
35	18 сверху	В табл. 2.2 приведены некоторые сведения о си-	В таблицах 2.3, 2.4, 2.5 и 2.6 представлены материалы,
58	12 снизу	Под $Q_{л экв} \dots$	Под $\Theta_{л экв} \dots$
58	Формула (3.9)	$Q_{л экв} = \dots$	$\Theta_{л экв} = \dots$
87	10 сверху	Расчет величин радиальных $\delta_{R\dots}$	Расчет величин радиальных $\sigma_{R\dots}$