

УДК 621.438

ОБЕСПЕЧЕНИЕ ПОКАЗАТЕЛЕЙ РЕСУРСА И НАДЕЖНОСТИ ГТД СТАЦИОНАРНОГО ПРИМЕНЕНИЯ

Ю.М. Ануров

Доктор технических наук

Генеральный конструктор ОАО «ГТ-ТЭЦ ЭНЕРГО»
ул. Трефолева, 2, литер В, г. Санкт-Петербург, Россия,
198097

Контактный тел.: (812) 380-61-20

E-mail: Yuri_anurov@energomash.ru

В.А. Коваль

Доктор технических наук, старший научный сотрудник*

E-mail: turbogaskoval1@rambler.ru

А.А. Халатов

Член-корреспондент НАН Украины, заведующий
отделом

Отдел высокотемпературной термогазодинамики
Институт технической теплофизики НАН Украины
ул. Желябова, 2-А, г. Киев, Украина, 03057

Контактный тел.: (044) 456-93-02

E-mail: khalatov@vortex.org.ua

А.И. Хоменко

Генеральный директор**

Контактный тел.: (0512) 49-46-31

E-mail: andrey.khomenko@zorya.com.ua

В.Е. Спицын

Кандидат технических наук, главный конструктор**

Контактный тел.: (0512) 49-76-76

E-mail: ves@mashproekt.nikolaev.ua

**ГП НПКГ «Зоря-Машпроект»

пр. Октябрьский, 42-А, г. Николаев, Украина, 54018

В.В. Романов

Кандидат технических наук, генеральный директор

ОАО «Сумское НПО им. М.В. Фрунзе»
ул. Горького, 58, г. Сумы, Украина, 40004

Контактный тел.: (0542) 78-68-20

E-mail: Romanov_v@frunze.com.ua

Е.А. Ковалева

Аспирант*

E-mail: GTU2010@rambler.ru

*Институт проблем машиностроения

им. А.Н. Подгорного НАН Украины

ул. Д. Пожарского, 2/10, г. Харьков, Украина, 61046

Контактный тел.: (057) 349-47-64

динамических напряжений в лопатках компрессора
(в 20...40 раз) и тепловых нагрузок в горячей части

Викладено питання забезпечення надійності й ресурсу ГТД. Розглянуто умови виникнення газодинамічної нестійкості осевого компресора й заходу щодо захисту лопаток газових турбін від руйнувань шляхом інтенсифікації теплообміну, особливої нанесення теплозахисних покриттів

Ключові слова: двигун, ресурс, надійність, обертовий зрив

Изложены вопросы обеспечения надежности и ресурса ГТД. Рассмотрены условия возникновения газодинамической неустойчивости осевого компрессора и мероприятий по защите лопаток газовых турбин от разрушений путем интенсификации теплообмена, особенности нанесения теплозащитных покрытий

Ключевые слова: двигатель, ресурс, надежность, вращающийся срыв

Questions of maintenance of reliability and resource GTE are stated. Origination conditions unstable stability of the axial-flow compressor and a provisions on protection of shovels of gas turbines against destructions by an intensification of heat exchange, feature of drawing of heat-shielding coverings are observed

Keywords: engine, resource, reliability, twirled break-down

Введение

Основными показателями, характеризующими конструктивное совершенствование ГТД наземного применения, является высокий КПД и ресурс, как общий, так и до первого капитального ремонта.

Для современных эксплуатируемых машин третьего – четвертого поколений, а также проектируемых авиационных двигателей пятого поколения, которые впоследствии будут конвертированы в промышленные ГТУ, характерны высокие параметры термодинамического цикла [$\pi_k^* = 15...23 / (30...40)$] и [$T_T^* = 1373...1523K / (1800...1900K)$]. Реализация высоких значений π^* связана с трудностями обеспечения надежной работы двигателя на нерасчетных (пониженных) режимах работы, когда из-за недостаточных запасов газодинамической устойчивости могут возникнуть неустойчивые формы движения потока в виде вращающегося срыва и (или) помпажа. Резкий рост

двигателя приводит к усталостному разрушению и выгоранию элементов конструкции даже при кратковременной работе.

Изначально повышенные значения T_r^* на расчетном режиме также вынуждают разработчиков ГТД обеспечивать более жесткие требования к надежности работы изделия в целом. В силу высокой термомеханической и вибрационной напряженности лопатки турбин имеют малые по сравнению с другими деталями двигателя ресурс, что в значительной мере уменьшает среднюю наработку на отказ. При этом тенденция такова, что повышение T_r^* всегда опережает развитие конструктивных сплавов по допустимым температурам, увеличивает и так уже значительный дефицит жаропрочности лопаток и дисков турбины и диктует необходимости принудительного охлаждения воздуха, отбираемого из компрессора. Отборы на охлаждение сокращают полезную работу цикла, принося в жертву надежности и ресурса часть выигрыша в топливной экономичности и энергоёмкости ГТУ, ради которого осуществляется форсирование рабочего процесса.

Результаты расчетов и экспериментальных исследований газовых турбин, а также статистические данные натурных испытаний ГТУ с самым эффективным заградительным охлаждением показывают, что каждое совместное повышение T_r^* на 100о и π_k^* на 4,5...5,0 единиц заставляют отбирать из компрессора на охлаждение турбины 3...3,5% воздуха. Это приводит к уменьшению КПД турбины на 0,8...1,0% и делает паразитными 30...35⁰ на каждых 100⁰ повышения температуры газа. Установлено, что при сохранении существующей тенденции в росте потерь, связанных с охлаждением турбины, дальнейшее повышение параметров цикла ГТУ становится нецелесообразным.

В связи со сказанным выше, одним из основных путей решения проблемы обеспечения высоких показателей ГТД является надежное определение границы неустойчивых режимов, а также совершенствование технологий конвективного охлаждения лопаток турбин путем интенсификации процесса теплообмена без увеличения относительного расхода воздуха, отбираемого в компрессоре, и ограничениях по потерям давления при движении его в охлаждающих каналах.

Сюда следует отнести и мероприятия, связанные с защитой металлической основы высокотемпературных деталей ГТД от воздействия высоких температур путем нанесения теплозащитных покрытий (ТЗП). Именно ТЗП дают возможность значительно увеличить срок использования лопаток и во многих случаях служат защитным слоем, который принимает на себя разрушающее действие высоких температур и

других факторов, а в случае разрушения может быть нанесен заново.

Глава 1. Определение параметров надежности и ресурса ГТД стационарного применения

Даны основные понятия и определения. Приведена методика расчета нормативных показателей надежности газотурбинной энергетической установки (ГТЭ) в зависимости от графика нагрузки ТЭЦ и характера резервирования (холодный или горячий резерв) отдельных блоков. При решении задачи синтеза объект (в качестве примера рассмотрена ГТ ТЭЦ ГТ-050 [1]) может рассматриваться как совокупность входящих в него элементов (рис. 1).

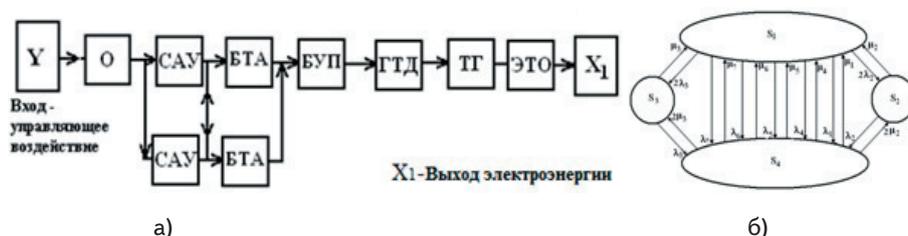


Рис. 1. Структурная схема ГТЭ (а) и граф четырех возможных ее состояний (б)

Здесь ТГ – турбогенератор; О – оператор; САУ – система автоматического управления; БТА – блок топливных агрегатов; БУП – блок управления подшипниками; ГТД – газотурбинный двигатель; ТГ – турбогенератор; ЭТО – электротехническое оборудование, обеспечивающее выход электроэнергии. S1 – работоспособное состояние; S2 – состояние отказа одного блока САУ; S3 – состояние отказа одного блока БТА; S4 – неработоспособное состояние; λ – интенсивность отказов; μ – интенсивность восстановлений, p – вероятность события.

В соответствии с графом четырех возможных состояний объекта ГТЭ описывается системой дифференциальных уравнений

$$\begin{cases} \frac{dp_1}{dt} = -(2\lambda_2 + 2\lambda_3 + \lambda_1 + \lambda_4 + \lambda_5 + \lambda_6 + \lambda_7)p_1 + \mu_2 p_2 + \mu_3 p_3 + (\mu_1 + \mu_4 + \mu_5 + \mu_6 + \mu_7)p_4 \\ \frac{dp_2}{dt} = -\lambda_2 p_2 - \mu_2 p_2 + 2\lambda_2 p_1 + 2\mu_2 p_4 \\ \frac{dp_3}{dt} = -\lambda_3 p_3 - \mu_3 p_3 + 2\lambda_3 p_1 + 2\mu_3 p_4 \\ \frac{dp_4}{dt} = -(2\mu_2 + 2\mu_3 + \lambda_1 + \lambda_4 + \lambda_5 + \lambda_6 + \lambda_7)p_4 + \lambda_2 p_2 + \lambda_3 p_3 + (\mu_1 + \mu_4 + \mu_5 + \mu_6 + \mu_7)p_1 \end{cases} \quad (1)$$

Математическое моделирование ГТД с помощью системы уравнений (1) позволяет определить один из важнейших показателей надежности объекта – коэффициент (оперативной) готовности K_r (K_{op}). Результаты численного решения системы (1) при заданных параметрах отказов ГТ-050 показаны на рис. 2 в виде зависимостей указанных коэффициентов от времени непрерывной работы объекта t, час (а), коэффициента финансовых потерь $R_{пот}$ при $t_{ав}=1ч$ (б) и относительных затрат на ремонт C_r (в отношении к стоимости работы одного часа работы станции) при $t_{ав}=1ч$ (в).

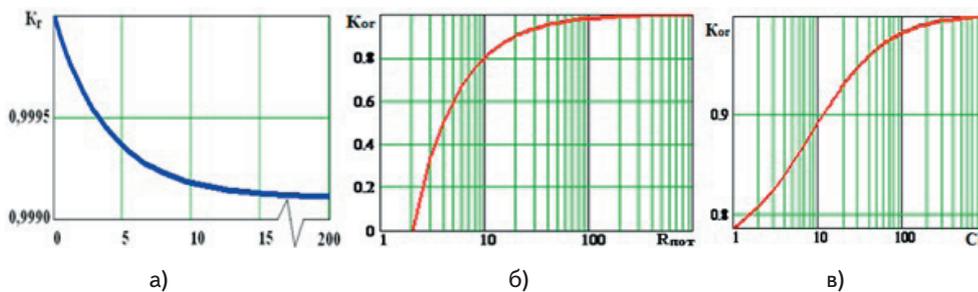


Рис. 2. Характеристики коэффициента готовности ГТЭ ГТ-050

В главе приведены и проанализированы методики расчёта: интервала времени для выполнения профилактических и аварийно-восстановительных работ в процессе использования ГТ ТЭЦ, резерва времени на техническое обслуживание в процессе функционирования ГТЭ по назначению, определения показателей надёжности ГТ ТЭЦ при отключении части блоков на техническое обслуживание. Также описаны подходы для оценки выработки ресурса ГТД на основании весовых коэффициентов режимов при: номинальной и пиковой нагрузки, нормального и ускоренного пуска, а также аварийного останова.

В качестве примера представлены алгоритмы и результаты оценки влияния латентного периода аварии и величины штрафов и коэффициента финансовых потерь устранения последствий аварии (ремонт) на нормативный показатель готовности ГТ-050, а также распределения K_g на составляющие элементы структурной схемы установки. Приведены алгоритм и пример расчет показателей надёжности маслосистемы установки ГТ-050 с учетом ее структуры.

Поскольку при проектировании современных ГТД различного применения для ожидаемых условий эксплуатации в течении назначенного ресурса разработчики стремятся обеспечить состояние объекта, когда отказы с опасными последствиями оценивались за час наработки двигателя как события, практически, невероятные, то особое внимание должно уделяться вопросам обеспечения газодинамической устойчивости машины [2]. Снижение ΔK_y ниже минимально допустимого уровня может привести к появлению режимов вращающегося срыва в компрессоре или помпажных колебаний газоздушного рабочего тела. Показано, что разрушения конструкции двигателя могут быть необратимыми в плане его восстановления (рис. 3).



а) б)

Рис. 3. Разрушение компрессора (а) и камеры сгорания (б) при помпаже ГТД

На примере авиационного ГТД F-100 продемонстрировано, что трехлетняя доводка двигателя позволила частоту появления газодинамической неустойчивости снизить примерно в 20 раз. Это обстоятельство приводит к необходимости повышать надежность оценки срывных режимов работы машины на стадии ее проектирования.

Глава 2. Повышение надежности оценки срывных режимов в осевых компрессорах ГТД

Рассмотрены подходы, связанные с определением условий потери газодинамической устойчивости в осевых компрессорах ГТД. Выполнен анализ применения эмпирических критериальных соотношений (критериев) для оценки срывных режимов в компрессорных ступенях, основанных на предельном торможении потока в плоских и круглых диффузорах, эквивалентных межлопаточным каналам лопаточных венцов. Показано, что использование в практике проектирования осевых компрессоров штатных критериев $\alpha_s, \varphi_r, \varphi_c, D_f$ и др. приводит к погрешности определения границы срывных режимов ($C_{a\text{срыв}}$) порядка $\pm 12...26\%$, что при уровне $\Delta K_{y\text{ min}} = 7...10\%$ свидетельствует о не достаточной их надежности [3].

В результате численного эксперимента установлено, что для ступеней с малым удлинением лопаток \bar{h} и малой плотностью решеток b/t погрешность оценки может возрасти до уровня более 50% (рис. 4). Такое расхождение объясняется тем, что области значений $\bar{h} < 2,0$ и b/t не вошли в статистику обобщений параметров $\alpha_s, \varphi_r, \varphi_c, D_f$. Вместе с тем, в настоящее время существует тенденция применения ступеней с малым удлинением и умеренным значением плотности (демферные ступени) и это делает проблему повышения надежности оценки срывных режимов актуальной.

Поскольку величина в определенной мере характеризует степень относительного влияния профильного и торцевого пограничных слоев на аэродинамические процессы в лопаточных венцах, то учет интегральных характеристик вязких течений в критериальных соотношениях является необходимым.

Приведены результаты расчетов характеристик различных осевых компрессорных ступеней и момента потери газодинамической устойчивости (границы срыва), полученные с помощью 3-D программных комплексов ANSYSCFX, Fluent, Taskflow, APNASA и др. В результате применения этих пакетов

установлена и структура пространственного течения у концов рабочих лопаток в области торцевого пограничного слоя, который, по мнению большинства исследователей, в значительной степени определяет границу срыва. Сопоставление расчетных и экспериментальных данных свидетельствует о том, что их расхождение может составлять порядка 13%, а в отдельных случаях и более 30...40%. Указано на причины такого несоответствия.

$$\frac{\partial^2 H}{\partial C_a^2} C_a + 2 \frac{\partial H}{\partial C_a} \leq 2\pi \tau \left\{ \left(\frac{\partial^2 H}{\partial C_a^2} C_a + 2 \frac{\partial H}{\partial C_a} \right) \cdot (\bar{\delta}_t^* + \bar{\delta}_t^{***}) + 2 \left(\frac{\partial H}{\partial C_a} C_a + H \right) \cdot \left(\frac{\partial \bar{\delta}_t^*}{\partial C_a} + \frac{\partial \bar{\delta}_t^{***}}{\partial C_a} \right) + H C_a \left(\frac{\partial^2 \bar{\delta}_t^*}{\partial C_a^2} + \frac{\partial^2 \bar{\delta}_t^{***}}{\partial C_a^2} \right) + h \frac{1+d}{1-d} \left[\left(\frac{\partial^2 H}{\partial C_a^2} C_a + 2 \frac{\partial H}{\partial C_a} \right) \cdot (\bar{\delta}_T^* + \bar{\delta}_T^{***}) + 2 \left(\frac{\partial H}{\partial C_a} C_a + H \right) \cdot \left(\frac{\partial \bar{\delta}_T^*}{\partial C_a} + \frac{\partial \bar{\delta}_T^{***}}{\partial C_a} \right) + H C_a \left(\frac{\partial^2 \bar{\delta}_T^*}{\partial C_a^2} + \frac{\partial^2 \bar{\delta}_T^{***}}{\partial C_a^2} \right) \right] \right\} \quad (2)$$

Входящие в это выражение относительные толщины $\bar{\delta}_T^* = \delta_T^* / h$ и $\bar{\delta}_T^{***} = \delta_T^{***} / b$ являются суммарными, равными условным толщинам торцевого пограничного слоя у корпуса машины и втулке; $\tau = b/t$; H – напор ступени. Безразмерные шаговые толщины вытеснения

и потери энергии профильного пограничного слоя нормированы по хорде профиля b .

Расчетный анализ условия (2) показывает, что характер изменения параметров профильного и торцевого пограничных слоев в РК существенно влияет на момент возникновения вращающегося срыва. Поэтому при

вычислениях необходимо достаточно надежно определять не только напорные характеристики ступеней, но и интегральные характеристики пограничных слоев с помощью какого-либо метода их моделирования. Например, для тестовых ступеней С-12 и С-14 условные толщины профильного пограничного слоя δ^* определены экспериментально путем специальных измерений. Соответствующие параметры торцевого

пограничного слоя были вычислены с помощью подходов, описанных в работе [1]. Для этого использованы как результаты опытных исследований радиальных полей параметров потока в широком диапазоне режимов, так и результаты их моделирования 2-D программными комплексами. Это позволило при известных характеристиках ступеней, заданных с помощью полиномов второго порядка в виде $H = f(C_{2a})$, а также регрессионных соотношений $\delta^* = f(C_{2a})$ и $\delta^{***} = f(C_{2a})$ найти значения $C_{a \text{ срыв}}$, практически совпадающими с опытными данными (погрешность составляет менее 2%).

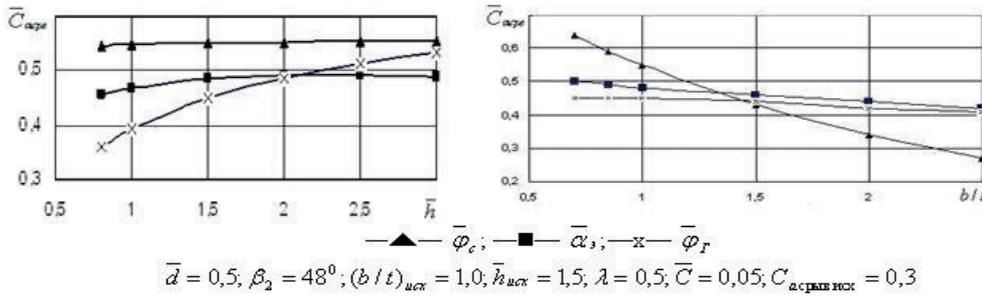


Рис. 4. Влияние удлинения лопаток РК и густоты решетки на $C_{a \text{ срыв}}$

В результате анализа экспериментальных напорных характеристик элементарных сечений установлено, что поиск критериальных параметров целесообразно проводить не для отдельного сечения, "ответственного" за появления срывных зон, а для ступени в целом, полагая, что данный параметр усреднен по высоте канала или применяется для среднего радиуса лопаточного аппарата.

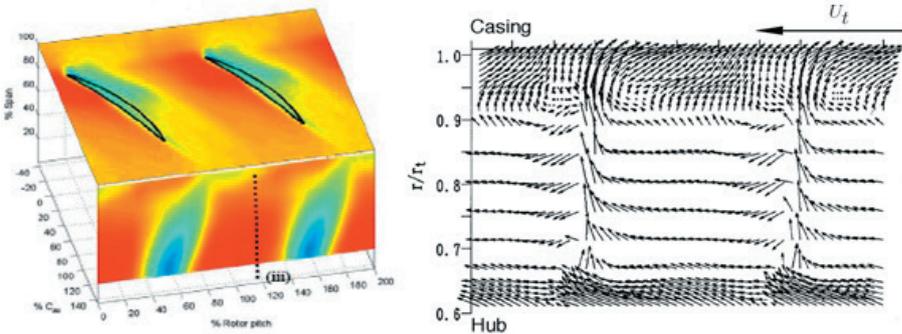


Рис. 5. Особенности формирования профильного и торцевого пограничных слоев в рабочем колесе компрессора на предсрывном режиме работы

Учитывая особенности формирования профильного и торцевого пограничных слоев, которые на предсрывном режиме работы могут быть развиты (рис. 5), а также выполнив количественную оценку распространения малых возмущений в области вязкого течения, на основании решения вариационной задачи об устойчивости течения получено критериальное соотношение для определения начала возникновения срывных режимов в виде

значения $C_{a \text{ срыв}}$, практически совпадающими с опытными данными (погрешность составляет менее 2%).

Глава 3. Ресурс и надежность систем охлаждения лопаток газовых турбин

Дан анализ тенденции роста температуры газа перед турбиной и пути реализации способов повыше-

ния эффективности охлаждения сопловых и рабочих лопаток. Рассмотрены физические аспекты процесса охлаждения, принципы подобия стационарного и неустойчивого закрученного потока. При этом выявлены особенности гидродинамики и теплообмена в пограничном слое около завихрителей. Приведены результаты исследования микроструктуры закрученного потока, которые явились основой для понимания физической структуры потока и разработки более совершенных математических моделей и методов расчета. Эксперименты подтвердили теоретические выводы о возможности существования смешанного режима закрученного течения [3,4].

Показана важность изучения особенностей и крупномасштабной флуктуации закрученного потока (частоты и амплитуды колебаний скорости и давления) для организации рационального горения в камере сгорания, которое определенным образом связано с улучшением ресурсных показателей ГТД.

Раскрыты закономерности циклонного охлаждения лопаток (рис. 6).

Показано, что при таком способе охлаждения лопаток можно обеспечить достаточно высо-

кий уровень интенсификации теплообмена (3...4) с умеренным фактором повышения гидравлического сопротивления (4...12). Отмечены технологические преимущества циклонной системы перед другими методами повышения эффективности в каналах охлаждения. Для *двухмерных* схем выявлены рациональные соотношения площадей входа и выхода потока. На вогнутой поверхности вихревой камеры исследованы вторичные структуры в форме вихрей Гертлера, интенсифицирующие теплообмен за счет выноса к стенке подогретых масс воздуха. В результате сравнения установлено большая эффективность циклонного охлаждения при $Re_d < 30000$, а струйно-циклонного – при $Re_d > 30000$.

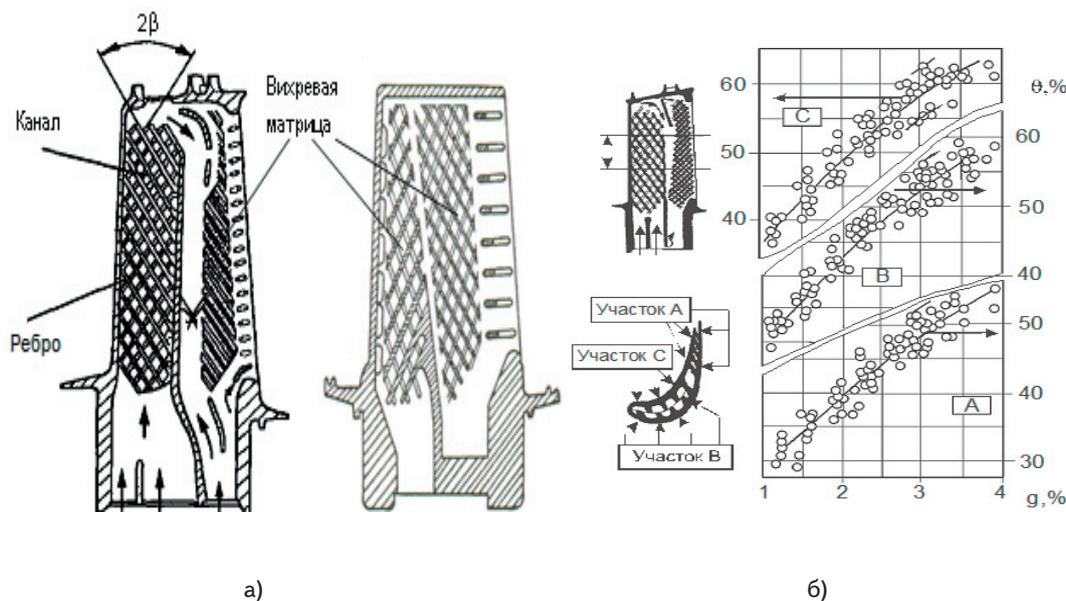


Рис. 7. Лопатки с вихревой матрицей (а) и зависимость глубины охлаждения от количества воздуха (б)

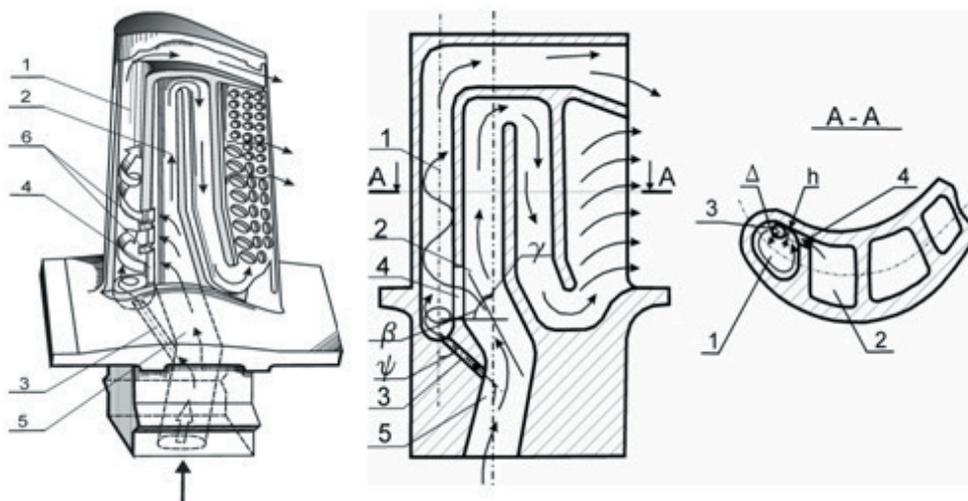


Рис. 6. Лопатки газовой турбины с циклонным охлаждением входной кромки (Патент Украины № 49125 и № 50807.— F01D 5/18. — 2010. Халатов А.А., Борисов И.И., Северин С.Д., Дашевский Ю.Я., Новохацкая И.В.): 1—канал охлаждения входной кромки; 2—канал охлаждения профиля лопатки; 3—дополнительный канал; 4—щель тангенциального завихрителя; 5—распределительный канал

Вместе с тем, сравнение теплообмена для различных видов внутреннего охлаждения лопаток показало, что наилучшие условия интенсификации процесса обеспечивают *трехмерные* системы с распределенным щелевым вдувом, в которых охладитель выводится через заднюю кромку лопатки. Установлено влияние направления закрутки потока во вращающемся канале (сила Кориолиса). В условиях эксперимента отмечена большая на 9% интенсивность теплообмена при закрутке потока по направлению вращения канала, по сравнению с его закруткой против вращения.

В разделе отражены вопросы, связанные с интенсификацией теплообмена в лопатках при помощи вихревых матриц (рис.7, а).

Эти конструкции получили широкое распространение в газовых турбинах авиационного, судового и энергетического назначения, как при самостоятельном использовании, так и в комбинации с другими способами внутреннего охлаждения. Накопленный к настоящему времени более чем 30-летний опыт проектирования и эксплуатации рабочих и сопловых лопаток газовых турбин с вихревой матрицей позволяет сделать следующие основные выводы[3,5]:

1. Применение вихревой матрицы в условиях, характерных для условий эксплуатации лопатки газовой турбины ($\beta=30^\circ\text{...}60^\circ$), позволяет увеличить средний теплообмен в 2,2...3,1 раза и в 1,3 раза сократить потребный расход охладителя по сравнению с традиционным способом, но при одновременном росте относительных потерь давления в 4,6...7,2 раза. **2.** Применение вихревой матрицы в области входной кромки позволяет более чем на два порядка повысить число термоциклов до появления усталостных трещин на стороне давления. Это полностью исключило возникновение поверхностных микротрещин в период назначенного ресурса эксплуатации ГТД. **3.** Эксплуатация подтвердила высокую интегральную прочность лопатки, ее исключительную «живучесть» при работе в нерасчетных условиях, запыленности потока, появлении микротрещин на поверхности лопатки и даже при разрушении соседних лопаток. **4.** Применение турбин с такой конструкцией лопатки позволяет исключить установку тонкостенного дефлектора – достаточно трудоемкого в производстве и нестабильного в эксплуатации. **5.** Высокая тепловая эффективность лопатки с вихревой матрицей позволяет устранить в системе охлаждения циклового воздуха теплообменник, обеспечивающий работоспособность дефлекторных лопаток и, тем самым, сократить на 1,8...2,5% потери давления в наружном контуре авиационного ГТД.

Указанные преимущества обусловили высокую тепловую эффективность, технологичность, конструкционную «живучесть» и эксплуатационную надежность лопаток с вихревой матрицей обусловили их широкое практическое использование более, чем в 30 типах ГТД.

Глава 4. Вихревые потоки в системе охлаждения

Особенностью сопловых аппаратов высокотемпературных газовых турбин является малое удлинение лопаток ($h/b \leq 1$). Тепловые потоки в криволинейных и торцевых поверхностях стали соизмеримыми, увеличился угол поворота потока в решетке, что

приводит к значительному поперечному градиенту давления и, как следствие, к возникновению трехмерной структуры потока с локальными вихревыми структурами (рис. 8).

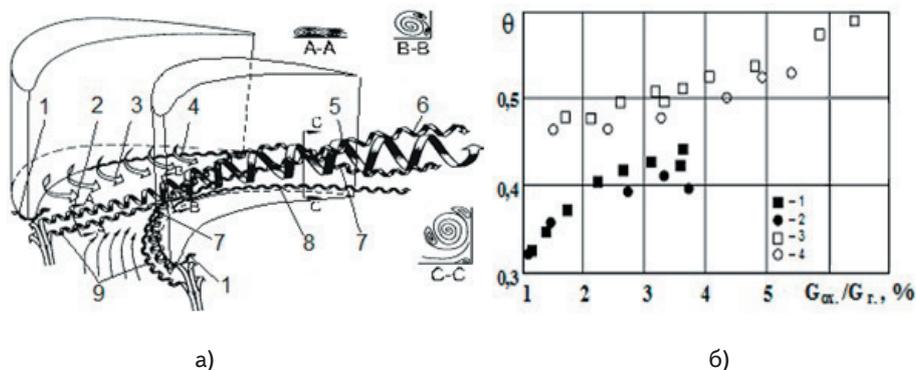


Рис. 8. Вихревые структуры в сопловом аппарате газовой турбины (а) и зависимость средней по обводу лопатки глубины охлаждения поверхности лопатки от относительного расхода охлаждающего воздуха (б): 1, 2 – гладкие каналы охлаждения; 3, 4 – каналы с углублениями; 1, 3 – $T_f = 860\text{K}$; 2, 4 – $T_f = 1010\text{K}$

Приведены результаты исследования теплообмена, гидродинамики и пленочного охлаждения в криволинейных каналах и сопловых аппаратах с интенсивными вторичными течениями и вихревыми структурами, которые позволили обосновать условия физического подобия потоков, изучить трехмерную структуру потока, теплообмен и пленочное охлаждение на торцевой и криволинейной поверхности соплового аппарата, влияние неравномерности температуры потока на входе.

В целях повышения точности моделирования процессов обтекания и теплопередачи лопаток высоконагруженных турбин выполнен большой цикл экспериментальных и теоретических исследований, направленных на установление закономерностей по влиянию на эффективность теплообмена: продольной кривизны обтекаемой поверхности, поверхностного трения, пленочного охлаждения, структуры пограничного слоя, центробежной неустойчивости в условиях продольного градиента давления, вдува воздуха через криволинейную пористую стенку.

Должное внимание уделено исследованию поверхностных углублений с целью интенсификации теплообмена. Высокая тепловая эффективность мини-вихрей «торнадо», генерируемых поверхностными углублениями, сочетается с низкими гидравлическими потерями, а при определенных условиях интенсификация теплообмена даже превышает рост гидравлических потерь. Уникальные свойства поверхностных углублений послужили основой ряда новых вихревых технологий аэротермодинамики, среди которых - внутреннее охлаждение лопаток газовых турбин, осциллирующее пленочное охлаждение, пассивное управление отрывом потока на лопатках турбомашин.

Данные, показанные на этом рис. 7,б свидетельствуют о том, что поверхностные углубления увеличивают среднюю глубину охлаждения почти на 10%. Применение углублений в системе охлаждения позволяет снизить неравномерность температуры по-

верхности лопатки с 200°C до 150°C. При температуре газового потока 1000К использование углублений способствует снижению температуры поверхности лопатки в лобовой части на 25...50°C, а температуру дефлектора – почти на 100°C.

Следует отметить, что такие положительные результаты получены в условиях мелких поверхностных углублений, которые далеки от значений $h/D=0,25...0,30$, обеспечивающих максимальный уровень теплообмена.

Установлено, что применение в охлаждающих каналах центральной части лопаток мелких сферических углублений ($h/D=0,135$; $\gamma=40...50\%$) вместо оребрения, позволило увеличить пропускную способность тракта охлаждения почти на 25%. Показано, что поверхностные углубления можно также использовать для уменьшения теплопроводности от лопаток в диск турбины через замковое соединение. В результате исследований выявлено, что при одинаковом относительном расходе охладителя ($G_{ок.}/G_r = 8\%$) эффективность теплообмена в канале с углублениями превышает теплообмен в гладком канале на 50% , а теплообмен в канале с оребрением – на 25%. При $G_{ок.}/G_r = 10\%$ средняя глубина охлаждения лопатки со сферическими углублениями в охлаждающих каналах превышает на 30...50% глубину охлаждения лопатки канального типа с петлевой схемой и гладкими каналами и на 10...25% – лопатку с разрезным оребрением. Долговечность лопатки с поверхностными углублениями почти в 3 раза выше долговечности гладкоканальной конструкции, в 1,6 раза выше долговечности лопатки с оребрением охлаждающих каналов и в 5 раз выше лопатки со штырьковой системой охлаждения.

Глава 5. Теплозащитные покрытия и надежность рабочих лопаток турбины

Описаны различных типов ТЗП лопаток газовых турбин и проанализированы особенности их нанесения на рабочие поверхности. Приведены физико-механические свойства покрытий и описан механизм их разрушения в условиях работы ГТД. Разработка методики оценки теплового состояния оребренной стенки охлаждаемой лопатки с ТЗП.

При этом получено выражение для определения прироста глубины охлаждения в случае применения ТЗП в виде

$$\Delta\theta_{cp} = [1 - \theta(1 + Bi/2)] \cdot \left(1 - \frac{1}{Bi_n \theta}\right) \cdot \left[1 - \bar{S} \cdot \left(1 - \eta_p \cdot \frac{1 - \theta(1 + Bi)}{1 - \theta(1 + Bi/2)}\right)\right] \quad (3)$$

где $Bi = \alpha_r \delta / \lambda$, $Bi_n = \alpha_r \delta_n / \lambda_n$ – толщины стенки и покрытия, λ и λ_n – теплопроводность стенки и покрытия, η_p - эффективность оребрения; $S = S_p / (S_p + S_{ст})$ – соотношение площадей ребра и стенки охлаждаемой лопатки.

Приведена методика расчета ресурса лопаточного аппарата с ТЗП при длительных статических и циклических нагрузках. Выполнена оценка работоспособности лопаточного аппарата турбины с ТЗП в условиях интенсивного коррозионно-эрозионного воздействия высокоскоростного газового потока. При этом рассмотрены вопросы, связанные с окислением металлического жаростойкого связующего подслоя, термомеханическим разрушением теплозащитного покрытия, напряженным состоянием керамического покрытия и его ресурсом.

В предлагаемом подходе к расчету компоненты тензора напряжений и тензора деформаций в каждой точке поперечного сечения лопатки определяются с использованием МКЭ из совместного решения уравнений, описывающих условия равновесия отсеченной части стержня, и решения задачи теории упругости об обобщенном плоском деформированном состоянии, при котором деформация вдоль стержня является линейной функцией координат осей, лежащих в плоскости поперечного сечения [6].

При расчете ТЗП определяются главные напряжения и деформации вдоль оси лопатки – Z, в направлении касательной к контуру поперечного сечения – S, и в направлении нормали к поверхности лопатки – T. На границе раздела: керамический слой – металлическая поверхность лопатки, напряжения в направлении нормали к поверхности соответствуют напряжениям отрыва керамического слоя.

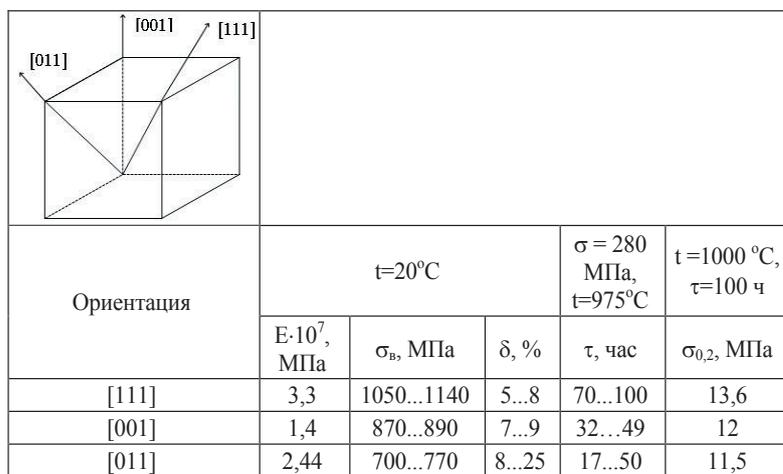


Рис. 9. Влияние ориентации кристаллов на свойства сплава ЖС6Ф

Лопатки, отливаемые с образованием монокристаллической структуры, обладают анизотропией свойств упругости, прочности, пластичности и ползучести в направлениях кристаллографических осей (рис. 9). При этом показано, что расчеты деформаций монокристаллических лопаток должны проводиться с учетом анизотропии указанных свойств.

В итоге, работоспособность керамического покрытия определяет общая его напряженность, вызванная деформациями самой лопатки, температурой и разностью коэффициентов линейного расширения покрытия и материала лопатки, а также напряжениями отрыва покрытия от поверхности пера.

В заключение главы раскрыты вопросы оценки эквивалентности испытаний и эксплуатации по критерию исчерпания ресурса слоя ТЗП.

Выводы

Рассмотренные в монографии мероприятия, связанные с:

- повышением точности оценки возникновения неустойчивых режимов работы в осевых компрессо-

рах с учетом особенностей формирования профильного и пограничного слоя;

- обеспечением гарантированной защитой высокотемпературных газовых турбин от термомеханических разрушений путем интенсификации процессов теплообмена в рабочих и сопловых лопатках, а также технологией нанесения теплозащитных покрытий, обладающих высокими физико-механическими свойствами, позволят на стадии принятия проектных решений улучшить показатели надежности и ресурса газотурбинной техники.

Литература

1. Конвертирование авиационных двигателей в стационарные газотурбинные установки / Коваль В.А., Романов В.В., Ануров Ю.М., Спицын В.Е., Ковалева Е.А. – Харьков: Монограф, 2010. – 244 с.
2. Испытания, обеспечение надежности и ремонт авиационных двигателей и энергетических установок / Елисеев Ю.С., Крымов В.В., Малиновский К.А. и др. – М.: Изд-во МАИ, 2005. – 540 с.
3. Розробка та впровадження суднових ГТД ДП НВКГ «Зоря»-Машпроект» / Хоменко А.І., Романов В.В., Чернов С.К., Халатов А.А., Спицын В.Е., Тройнич М.Г., Коваль В.О., Головащенко О.Ф. – Миколаїв: Видавництво Торубари О.С., 2010.-282 с.
4. Халатов А.А. Теплообмен и гидродинамика в полях центробежных массовых сил. Том 9: Теплообмен и гидродинамика при циклонном охлаждении лопаток газовых турбин / А.А. Халатов, В.В. Романов, И.И. Борисов, Ю.Я. Дашевский, С.Д. Северин. – К.: Изд-во Ин-та технической теплофизики НАН Украины, 2010. – 317с.
5. Ануров Ю.М. Эффективные методы интенсификации теплообмена в системах охлаждения лопаточных аппаратов высокотемпературных газовых турбин: дисс. на соиск. уч. степ. докт. техн. наук.– С.-Петербург: СПбГПУ, 2005. – 322 с.
6. Ануров Ю.М. Основы обеспечения прочностной надежности авиационных двигателей и силовых установок / Ю.М. Ануров, Д.Г. Федорченко – СПб: Из-во СПбГПУ, 2004. – 390 с.