

## МЕТАЛЛЫ И ВОПРОСЫ ПРОЧНОСТИ

### ОЦЕНКА СТАТИЧЕСКОЙ ПРОЧНОСТИ ТУРБИННЫХ ЛОПАТОК ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК БОЛЬШОЙ МОЩНОСТИ

© 2024 г. А. Н. Архипов<sup>а, \*</sup>, И. В. Пучков<sup>б</sup>, Ю. А. Равикович<sup>а</sup>, О. В. Романова<sup>с</sup>, А. А. Ивановский<sup>с</sup>

<sup>а</sup>Московский авиационный институт, Волоколамское шоссе, д. 4, Москва, 125993 Россия

<sup>б</sup>Независимый эксперт, п/о Почты России, до востребования, Москва, 140082 Россия

<sup>с</sup>Акционерное общество “Силловые машины”, ул. Ватутина, д. 3, лит. А, Санкт-Петербург, 195009 Россия

\*e-mail: arkipov.48@list.ru

Поступила в редакцию 10.10.2023 г.

После доработки 06.12.2023 г.

Принята к публикации 21.12.2023 г.

Рассмотрены методы оценки и критерии повреждения лопаток турбин под действием статических нагрузок при проведении трехмерных расчетов современных зарубежных и отечественных энергетических установок большой мощности. Указаны факторы, на которые нужно обратить внимание при расчете прочности и долговечности рабочих лопаток турбин большой мощности при кратковременном и длительном статическом нагружении. Описаны 3D-методики упругопластической оценки кратковременной статической прочности с помощью процедуры определения предельных оборотов до разрушения лопаток, остаточных перемещений и деформаций пера, предельной прочности и перемещений ножки, прочности замка на отрыв, срез, изгиб и др. Приведены дополняющие одна другую методики оценки несущей способности, а также глобальной и локальной длительной прочности с использованием расчетов накопленных деформаций по кривым ползучести. Описаны критерии, используемые при различных методах оценки долговечности, в том числе на разных этапах проектирования и при использовании теплозащитных покрытий. Рассмотрены случаи определения деформаций ползучести при отсутствии данных о кривых ползучести путем проведения упругопластических расчетов по изохронным кривым и расчета долговечности по кривым Ларсона – Миллера. Показана необходимость учета многоосности при оценке локальной ползучести в местах концентрации напряжений и описаны пределы применимости и критерии такой оценки, позволяющие повысить расчетную долговечность до 2 раз. Приведены примеры релаксации растягивающих и сжимающих напряжений при оценке накопленной деформации ползучести. Рассмотрены вопросы взаимодействия ползучести с повреждениями других типов – многоциклового и малоциклового (термоциклической) усталостью, различными видами нагружения турбины.

*Ключевые слова:* лопатка турбины, нагружение, ползучесть, раскрутка турбины, кратковременная статическая прочность, длительная прочность, кривые ползучести, изохронные кривые ползучести, критерии разрушения, многоосность, релаксация напряжений

**DOI:** 10.56304/S0040363624060018

Действующие в России требования к оценке статической прочности турбинных лопаток энергетических газовых установок [1, 2] предусматривают использование критериев, основанных на одномерных и двумерных расчетах. Внедрение трехмерных конечно-элементных (3D КЭ) расчетов в практику проектирования газовых турбин большой мощности потребовало применения новых методик и критериев для оценки работоспособности лопаток.

В статье описаны методы оценки и критерии повреждения лопаток турбин под действием статических нагрузок при проведении трехмерных расчетов. Рассмотрены два основных вида статических нагрузок – кратковременная раскрутка

турбины при нерегламентированных режимах работы установки и заданная длительность работы при номинальной частоте вращения ротора и различных температурах (мощностях турбины). Нагрузки обоих видов оказывают определяющее влияние на конструкцию пера и замка лопаток турбин. Вопросы комплексной оценки статической прочности лопаток турбин установок большой мощности в отечественной литературе освещены недостаточно, в первую очередь, вследствие отсутствия опыта создания таких установок. Поэтому выявление особенностей оценки кратковременной и длительной статической прочности лопаток турбин с применением современных методов расчета является актуаль-

ной задачей при проектировании, создании и эксплуатации газотурбинных установок мощностью более 50 МВт. При подготовке данной статьи использовался опыт, накопленный при модернизации установок GTX100, GT11NM/DM, GT11N2M, GT13E2M, GT24/26, GT36, ГТУ-65, ГТУ-170 и др. в ведущих западных компаниях – Siemens, ABB, Alstom и российской компании АО “Силовые машины”.

### ОЦЕНКА КРАТКОВРЕМЕННОЙ СТАТИЧЕСКОЙ ПРОЧНОСТИ ТУРБИНЫХ ЛОПАТОК

Рабочие лопатки турбины проектируются на длительный ресурс работы при номинальной частоте вращения ротора турбины, поэтому расчет кратковременной статической прочности сводится к оценке работоспособности турбины при ее раскрутке на балансировочном стенде, холостом ходу и в номинальном режиме работы при потере кинематической связи с генератором. Для того чтобы подобная аварийная ситуация не приводила к катастрофическим последствиям – разрушению ротора, рабочие лопатки должны быть спроектированы так, чтобы в случае аварийной раскрутки они первыми разрушались по перу либо по ножке, а замковые выступы дисков ротора оставались бы целыми.

Расчет предельной нагрузки осуществляется с помощью процедуры анализа предельной нагрузки (Limit Load Analysis – LLA), описанной в стандарте ASME [3]. Выполняется 3D КЭ-расчет модели лопатки с сектором диска со средними физическими свойствами материала (модули упругости, плотность) и минимальными значениями предела текучести или кратковременной длительной прочности, для которых строится предельная кривая, ограниченная данными параметрами (рис. 1, а). Материал лопатки моделируется как упруго-идеально-пластический (рис. 1, б). Коррозионное и теплобарьерное покрытия должны быть смоделированы с учетом их средней толщины. Контакт лопатки и диска задается с минимальным коэффициентом трения. Монотонное приращение частоты вращения ротора после достижения 100%-ного номинала частоты осуществляется без изменения теплового состояния до момента, пока не произойдет пластический коллапс (потеря устойчивости) лопатки или диска, когда лавинообразно увеличивается пластическая деформация в локальном расширяющемся объеме при монотонно повышающейся нагрузке (рис. 2).

Упругопластический анализ проводится в несколько этапов: вначале устанавливаются температура и перепад давления, затем добавляется центробежная нагрузка, включается упругопластический закон и задается увеличение частоты

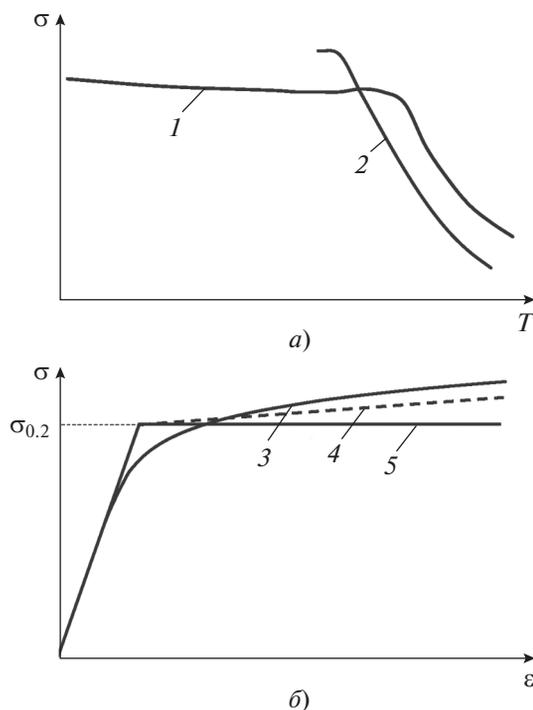


Рис. 1. Зависимости минимального предела текучести  $\sigma_T$  (1) и 10-часовой длительной прочности  $\sigma_{дл}$  (2) от температуры  $T$  (а) и напряжения  $\sigma$  от относительной деформации  $\epsilon$  для никелевого сплава (б) при монотонном (3), билинейном (4) и идеально-пластическом (5) деформировании

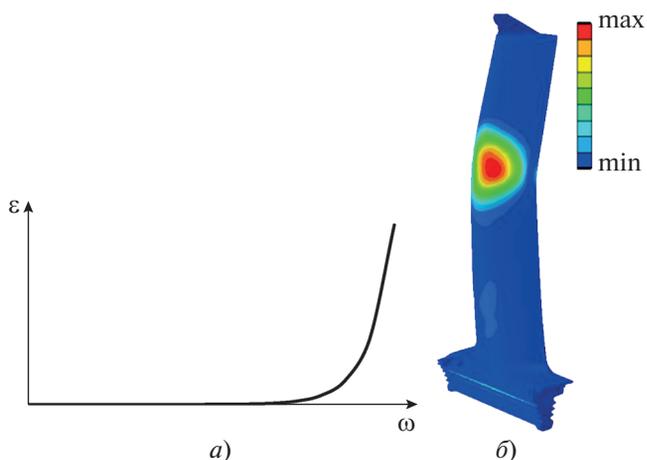
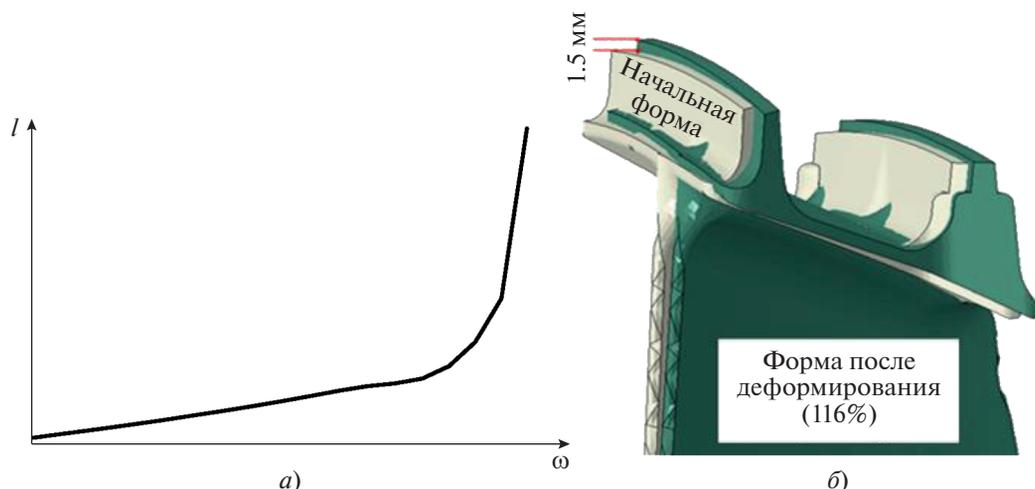


Рис. 2. Зависимость эквивалентной накопленной пластической деформации  $\epsilon$  во время раскрутки ротора турбины от его частоты вращения  $\omega$  (а) и ее распределение по поверхности лопатки при  $\omega = 131\%$  номинального значения (б)

вращения ротора с постоянным приращением до достижения момента ускорения перемещений лопатки. Если при центробежной нагрузке, соответствующей 130% частоты вращения, и рабочей температуре не происходит потеря устойчивости, это означает, что лопатка имеет существенный



**Рис. 3.** Радиальные перемещения периферийной точки  $l$  бандажной полки лопатки турбины при раскрутке до момента разрушения (а) и остаточные радиальные перемещения после разгрузки с частоты вращения ротора турбины 116% номинальной (б)

запас по несущей способности, что присуще рабочим лопаткам первых ступеней турбины. Для определения разрушающей частоты вращения, при которой начинается разрушение таких лопаток, материал диска и хвостовика лопатки может задаваться упругим.

Лопатки последних ступеней вследствие своих размеров и монолитности обычно разрушаются раньше, чем частота вращения ротора достигнет 130% номинального значения, но должны успешно пройти раскрутки, регламентированные зарубежной нормативной документацией, при частоте вращения 116% номинальной и рабочей температуре и 120% номинальной при моделировании разгонных испытаний.

Пример пластического коллапса пера рабочей лопатки турбины по критерию накопленной пластической деформации показан на рис. 2, б. За предельное значение принимается частота вращения ротора на предпоследнем шаге расчета.

Кроме того, необходимо оценить перемещение (удлинение) лопатки в зависимости от частоты вращения ротора турбины, а также определить остаточные перемещения и деформацию лопатки после раскрутки до 116% и разгрузки при рабочей температуре или после раскрутки до 120% и разгрузки при нормальной температуре (20–30°C) в балансировочной камере (рис. 3). Максимальные остаточные перемещения лопатки после разгрузки не должны превышать значения, устанавливаемого при аэродинамическом расчете. Максимальная эквивалентная пластическая деформация в критических локациях лопатки после разгрузки не должна превышать 1%.

Использование закона идеальной пластичности после достижения минимального значения условного предела текучести приводит к весьма

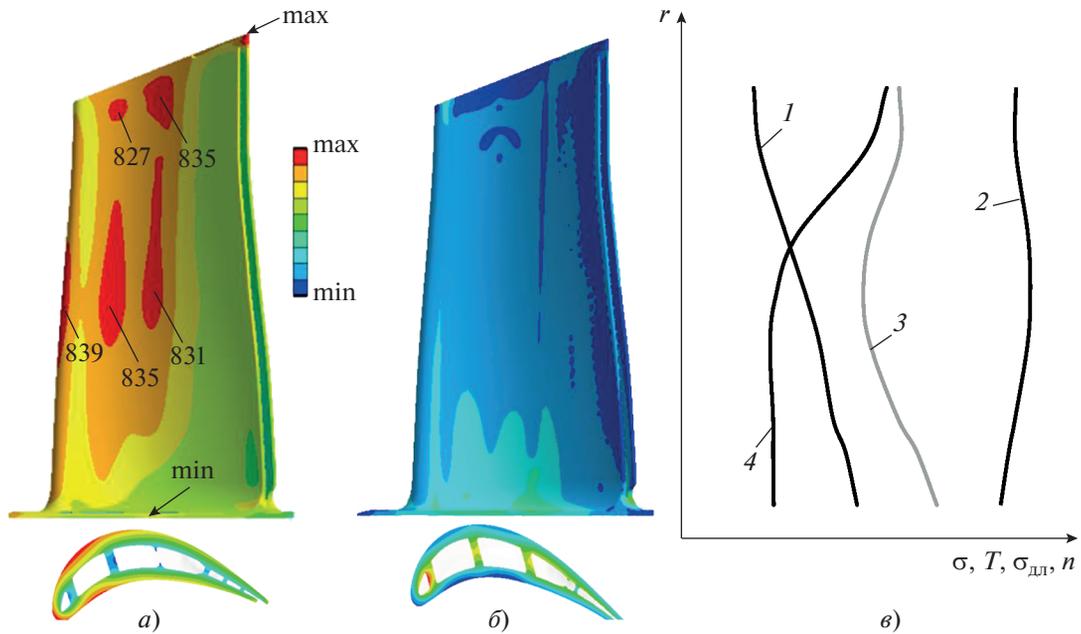
консервативным результатам, и его обычно применяют на начальной стадии проектирования. Для высоконагруженных рабочих лопаток последних ступеней может потребоваться более аккуратная оценка разрушающей частоты вращения ротора, если применение закона идеальной пластичности не позволяет удовлетворить критерий 116%, например с использованием билинейной кривой деформирования (см. рис. 1, б).

Данный метод расчета позволяет оценить некоторые критерии лопатки: предельные прочность и перемещения пера и ножки, прочность замка на отрыв, срез и изгиб и др.

### ОЦЕНКА ДЛИТЕЛЬНОЙ СТАТИЧЕСКОЙ ПРОЧНОСТИ ТУРБИННЫХ ЛОПАТОК

Основным фактором, ограничивающим эксплуатацию лопаток турбин, является длительная прочность. Во время работы газотурбинной установки в режимах частичной и полной нагрузки в рабочих и направляющих лопатках, а также в защитных роторных и статорных экранах проточной части возникают деформации ползучести, которые увеличиваются в течение наработки в этих режимах. При достижении предельной деформации происходит либо локальное растрескивание, либо недопустимая деформация детали.

**Оценка несущей способности пера лопатки.** До настоящего времени в отечественной практике основными являются расчет упругих (или упруго-пластических) напряжений и оценка запаса по времени по кривым длительной прочности [4]. Необходимо отметить консервативность такого подхода, так как в процессе работы происходят релаксация напряжений и их перераспределение, которые не могут быть воспроизведены при стан-



**Рис. 4.** Распределение температур, °С, (а) и упругих напряжений (б) по корыту и в среднем сечении лопатки, а также средних напряжений  $\sigma$  (1), температур  $T$  (2), минимальных пределов ползучести  $\sigma_{дл}$  (3) и коэффициента запаса прочности  $n$  (4), соответствующих заданному ресурсу, по радиусу лопатки  $r$  (в)

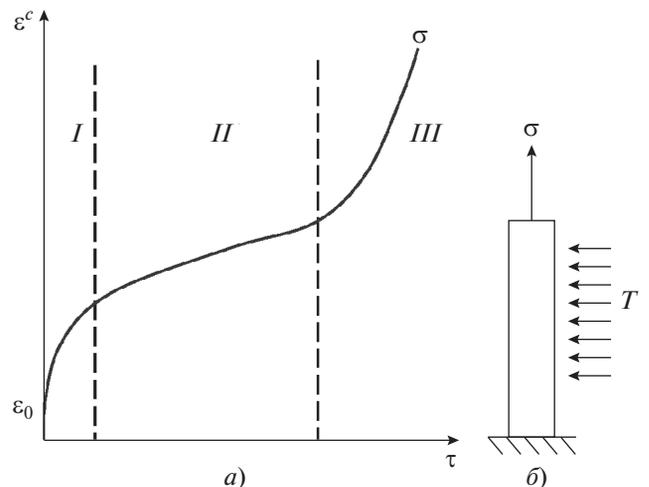
дартных испытаниях на длительную прочность при мягком нагружении, но с результатами которых сравниваются упругие напряжения, полученные при КЭ-расчете. Тем не менее при определении несущей способности пера лопаток применение 3D КЭ-расчета упругих напряжений позволяет повысить точность оценки (рис. 4). В качестве критерия обычно используют эквивалентные напряжения Мизеса.

При расчете методом конечных элементов определяют средние напряжения и температуры не менее чем в 10 поперечных сечениях пера лопатки (расстояние между сечениями не должно превышать 10% высоты пера). Затем для каждого сечения пера лопатки рассчитывают время работы  $\tau$  путем сравнения среднего напряжения  $\sigma$  в сечении с соответствующим 1%-ным минимальным пределом ползучести  $\sigma_{1\%}$  или пределом длительной прочности  $\sigma_{дл}$ .

**Расчет по кривым ползучести.** Расчет по кривым ползучести в настоящее время является основным видом 3D КЭ-расчетов долговечности при длительном статическом нагружении.

Кривые ползучести материала получают на стандартных лабораторных образцах путем замера деформации  $\epsilon^c$  (индекс “с” от англ. creep – ползучесть) с помощью высокотемпературных экстензометров на всем протяжении испытаний в условиях растяжения при постоянных нагрузке и температуре. Типовая кривая ползучести  $\epsilon^c = f(\tau)$  имеет участки первичной (I), вторичной (II) и третичной (III) ползучести (рис. 5).

Деформация  $\epsilon_0$ , возникающая сразу после приложения нагрузки, называется мгновенной [5] и может включать в себя как упругую, так и пластическую часть. Участок кривой первичной ползучести характеризуется неустановившейся ползучестью, когда ее скорость убывает. На участке вторичной ползучести ее скорость достигает минимального значения, т.е. материал “ползет” с постоянной скоростью  $\dot{\epsilon}^c = const$ . Ускорение скорости ползучести на третичном участке предшествует разрушению.



**Рис. 5.** Схематичный вид кривой ползучести  $\epsilon^c = f(\tau)$  (а) для напряжения  $\sigma$  и температуры  $T$  (б)

Кривые ползучести материала образцов, как правило, характеризуются большим разбросом даже при одинаковых напряжениях и температурах, что всегда затрудняло их аппроксимацию. Более или менее устойчивые результаты получаются только для зависимости скорости установившейся ползучести  $\dot{\epsilon}^c$  на вторичном участке от напряжения.

В одной из первых работ [6], посвященных ползучести конструкционных материалов паровых турбин, была предложена зависимость

$$\dot{\epsilon}^c = B\sigma^n,$$

где значение показателя степени  $n$  для сталей составляло от 3 до 8 [5];  $B$  – постоянная.

В [7] для каждого из трех участков были выведены следующие зависимости скорости ползучести от напряжений:

$$\text{для первичной ползучести } \dot{\epsilon}^c = K\sigma;$$

$$\text{для вторичной ползучести } \dot{\epsilon}^c = K'\sigma^n;$$

для третичной ползучести  $\dot{\epsilon}^c = K''\exp(B\sigma)$ , где  $K, K', K''$  – постоянные.

Предложенный закон скорости ползучести многократно модифицировался и с каждым разом усложнялся для конкретных материалов. Например, в описании программного комплекса ANSYS (Mechanical APDL Material Reference, Sections 4.5.5) приведено не менее 30 неявных и явных уравнений ползучести.

Один из примеров задания закона ползучести приведен в работе [8]. Деформация ползучести складывается из трех составляющих. Для первичной  $\epsilon^{prim}$  и вторичной  $\epsilon^{ss}$  ползучести можно записать выражение [9]

$$\epsilon^{prim} + \epsilon^{ss} = \epsilon_\tau (1 - e^{-R\tau}) + \epsilon^{ss}\tau,$$

где  $\epsilon_\tau$  – предельное значение первичной ползучести;  $\epsilon^{ss}$  – скорость установившейся ползучести;  $R$  – эмпирический коэффициент (все параметры зависят от температуры и уровня напряжений).

Третичная ползучесть  $\epsilon^{ter}$  описывается выражением

$$\epsilon^{ter} = C \left( \frac{\tau}{\tau_p} \right)^f,$$

где  $C, f$  – коэффициенты, зависящие от напряжений и температуры;  $\tau_p$  – время до разрушения.

В настоящее время для описания скорости ползучести различных никелевых сплавов используют сложные степенные зависимости деформации или скорости ползучести от напряжений, времени, температуры с большим числом эмпирических коэффициентов. Одно из наиболее

часто применяемых выражений для определения скорости ползучести материалов лопаток турбин в виде степенной функции с коэффициентами  $C_1, C_2, C_3, C_4/t$  (здесь  $t$  – температура):

$$\dot{\epsilon}^c = C_1 \sigma^{C_2} \tau^{C_3} e^{C_4/t}.$$

В компании АВВ для описания первичной и вторичной кривых ползучести сплава In738LC разработана еще более сложная степенная функция

$$\dot{\epsilon}_{12}^c = 10^{c_1} \tau^{m_1+m_2} \sigma^{d_1+d_2} e^{(b_1+b_2)\sigma} e^{-Q/(t+273)}.$$

Расчет по кривым ползучести проводится для полной 3D КЭ-модели лопатки со средними физическими свойствами материала (модули упругости, плотность, кривые ползучести). Для лопаток необходимо моделировать не менее двух элементов по толщине стенки пера лопатки. Для улучшения сходимости расчет можно проводить для отдельной лопатки, контактные поверхности которой смещены с учетом центробежной нагрузки и температурных перемещений самой лопатки и диска и закреплены по нормали.

Расчеты на ползучесть, в первую очередь, проводятся для условий номинальной нагрузки, но для создания счетчика ресурса могут выполняться расчеты при частичной нагрузке и перегрузке.

Для того чтобы определить время достижения предельной накопленной деформации ползучести, нужно вычислить тензоры напряжений  $\sigma_{ij}(\tau)$  и тензоры накопленных деформаций ползучести  $\epsilon_{ij}^c(\tau)$  в каждом конечном элементе лопатки и компоненты перемещений всех узлов лопатки  $u_i(\tau)$ . Расчет проводится с периодическим сохранением значений тензоров напряжений и деформаций в каждой КЭ-конструкции через определенные промежутки времени  $\tau$ , соответствующие справочным характеристикам материала (например, 1, 10, 100, 300, 1000, 3000 ч и т.д.) и этапам работы турбины (например, время для периодических осмотров, а также для первой и второй разборки турбины). Кроме того, для более точной оценки времени до разрушения и дальнейшего повышения ресурса рекомендуется продолжить расчет (например, до двойного ресурса или до остановки расчета вследствие выхода локальных деформаций на третий участок кривой ползучести).

На этапе проектирования, когда тепловое состояние лопатки не валидировано, при расчете добавляется запас по температуре +20 К. При этом надо учитывать, что для локаций с высокой температурой при этом запасе время до достижения предельной деформации ползучести может снизиться в 2 раза. Для создания счетчика ресурса проводятся дополнительные расчеты наиболее нагруженной рабочей лопатки на ползучесть в

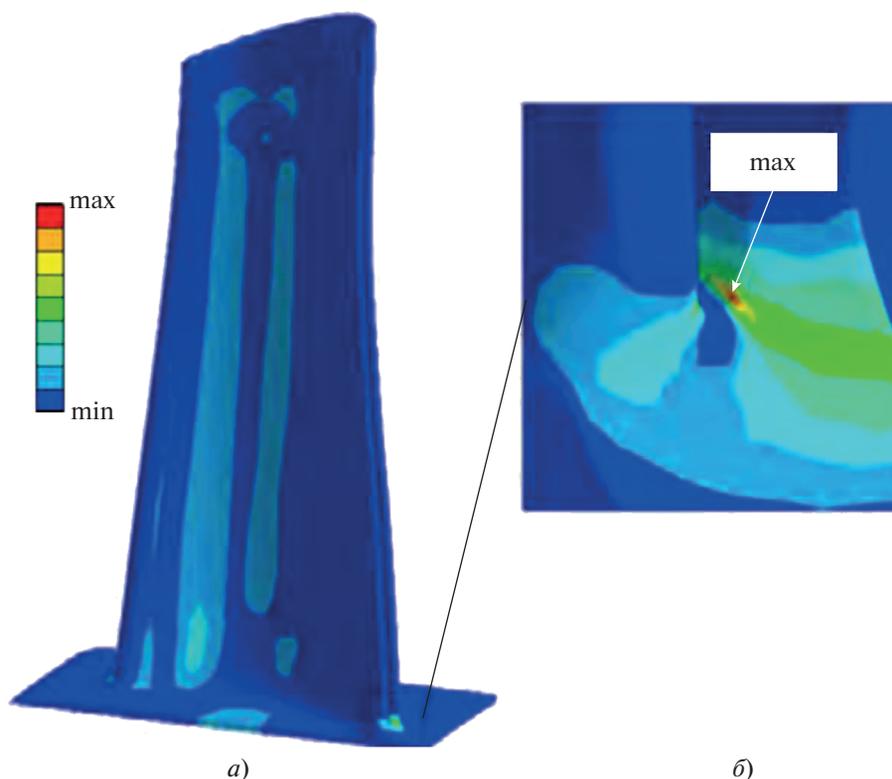


Рис. 6. Деформации ползучести в рабочей лопатке турбины на пере (а) и в зоне концентрации напряжений в щели на выходной кромке (б)

условиях частичной нагрузки (60, 80% и др.) и повышенной нагрузки (102, 105% и др.).

Для лопаток с теплобарьерными покрытиями рекомендуется дополнительно выполнять расчет без покрытий, чтобы оперативно оценить остаточный ресурс при обнаружении отслаивания покрытия во время инспекции турбины. Пример расчета деформации ползучести на пере лопатки турбины показан на рис. 6 [10].

Критерии при расчетах по кривым ползучести выбираются на основе результатов одноосных испытаний. Поэтому вычисленная многоосная деформация ползучести  $\epsilon_{ij}^c(\tau)$  должна быть представлена инвариантом, например деформацией ползучести Мизеса или максимальной главной деформацией [11]. С помощью механики сплошной среды показано, что в случаях многоосного напряженно-деформированного состояния деформация Мизеса всегда так же велика, как и максимальная главная деформация. Для одноосного нагружения деформация Мизеса и максимальная главная деформация равны. Таким образом, деформация Мизеса  $\epsilon_{VM}$  применяется в качестве эквивалентной деформации ползучести:

$$\epsilon_{VM} = \sqrt{\frac{3}{2}(\epsilon)_{ij}^{dev}(\epsilon)_{ij}^{dev}},$$

где  $(\epsilon)_{ij}^{dev}$  — тензор-девиатор деформаций.

При расчетах по кривым ползучести ресурс рабочей лопатки определяется с использованием следующих критериев:

- накопленной деформации ползучести;
- многоосности;
- времени до разрушения при ползучести;
- перемещения пера лопатки.

Деформация ползучести, вызванная локальной концентрацией напряжений и называемая локальной ползучестью, возникает в ограниченной области лопатки с градиентом деформации выше 0.3%/мм (на кромках, галтелях, отверстиях и др.), где возможно образование локальных малых трещин. Такая деформация менее критична, чем глобальная деформация ползучести, приложенная на большой площади в критическом сечении лопатки, по которому возможен обрыв лопатки. Следовательно, при локальной ползучести предельная деформация ползучести может быть выше, чем для глобальной ползучести.

При расчете в каждом элементе определяется накопленная деформация ползучести  $\epsilon_{ij}^c(\tau)$ , которая сравнивается с соответствующими справочными статистически обоснованными предельными значениями  $\epsilon_{min}^c(\tau, T)$ , полученными для заданного интервала времени при прогнозируемой температуре  $T$  для выбранного материала лопатки. Предельные значения накопленной

деформации ползучести  $\epsilon_{\min}^c(\tau, T)$  за заданный интервал времени определяются после статистической обработки данных о накопленных деформациях образцов, испытанных на ползучесть до разрушения при различных температурах (рис. 7).

Принимается, что длительность испытаний не оказывает влияния на предельную накопленную деформацию ползучести. Оценка проводится по минимальным  $\epsilon_{\min}^c(\tau, T)$  (с доверительным интервалом  $-3\sigma$ ) и средним  $\epsilon_{\text{mean}}^c(\tau, T)$  значениям предельной ползучести.

Вопросам статистической оценки прочности деталей газотурбинных двигателей с учетом воздействия многих случайных факторов посвящено много работ, например [12, 13] и др.

Для вероятностной оценки влияния отклонений геометрических размеров лопаток в настоящее время используются параметрические модели, позволяющие создать модели реальных измеренных лопаток и определить влияние геометрических размеров на их прочность (в первую очередь, малоцикловую и/или термическую усталость, а также собственные частоты лопаток) при различных режимах нагружения, климатических условиях, разной степени износа установки [14]. Однако для оценки статической прочности такие методы пока что используются в ограниченном объеме.

Влияние других случайных воздействий, в том числе отклонений, определяющих термоциклические нагрузки, учитывается запасами прочности, которые являются собственностью компаний.

Поскольку способность перераспределения нагрузки в конструкции зависит от степени многоосности (в состоянии гидростатического сжатия перераспределение напряжений невозможно), то для установления пределов деформации для локальной ползучести используется коэффициент многоосности [15–17], который применяется только для градиентов деформации локальной ползучести выше 0.3%/мм. При выполнении условий локальности по градиенту деформаций значения предельной деформации ползучести должны быть скорректированы с учетом многоосности напряжений. Критерий 0.3%/мм, а также влияние многоосности подтверждены лабораторными экспериментами и опытом эксплуатации.

Чтобы применить полученные при испытаниях на одноосное растяжение данные для рабочих лопаток турбин, где во многих критических зонах (особенно охлаждаемых лопаток) напряженно-деформированное состояние является многоосным, необходимо учитывать такое отличие от условий испытаний. С этой целью вводится поправочный коэффициент  $\varphi(\sigma_{ij})$ , с помощью которого уменьшаются минимальные  $\epsilon_{\min}^{\text{uniaxial}}$  и сред-

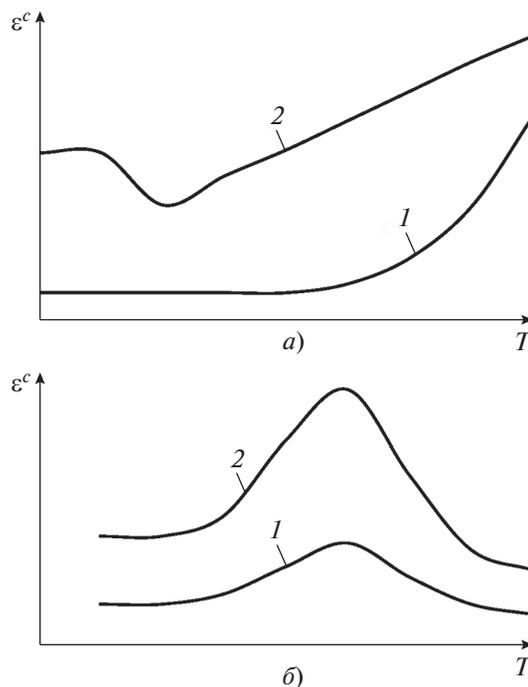


Рис. 7. Зависимость минимального 1 и среднего 2 предельного значения накопленной деформации ползучести  $\epsilon^c$  от температуры  $T$  для никелевых сплавов при разной степени легирования 1 (а) и 2 (б)

ние  $\epsilon_{\text{mean}}^{\text{uniaxial}}$  справочные значения предельной ползучести в зависимости от тензора напряжений в элементе  $\sigma_{ij}$ :

$$\epsilon_{\min}^{\text{multiaxial}}(\sigma_{ij}, T) = \epsilon_{\min}^{\text{uniaxial}}(T) \varphi(\sigma_{ij});$$

$$\epsilon_{\text{mean}}^{\text{multiaxial}}(\sigma_{ij}, T) = \epsilon_{\text{mean}}^{\text{uniaxial}}(T) \varphi(\sigma_{ij}).$$

Для учета возможного перераспределения напряжений в процессе ползучести следует оценить коэффициент многоосности ближе к времени разрушения от ползучести.

Чтобы учесть влияние многоосности на предел деформации ползучести, в прошлом были предложены различные теории для сталей. На практике используется подход Эшби и Кокса, поскольку он дает наиболее консервативное снижение одноосной деформации ползучести. Кокс и Эшби, а позже в расширенной версии Смит и Вебстер моделировали рост пустот на границах зерен, который, как они предполагали, является доминирующим механизмом повреждения при ползучести. Поправочный коэффициент Кокса и Эшби определяется по выражению [15–17]:

$$\varphi(\sigma_{ij}) = \frac{\sinh\left[\frac{2}{3}\left(\frac{n-0.5}{n+0.5}\right)\right]}{\sinh\left[2\left(\frac{n-0.5}{n+0.5}\right)\frac{\sigma_H}{\sigma_{VM}}\right]},$$

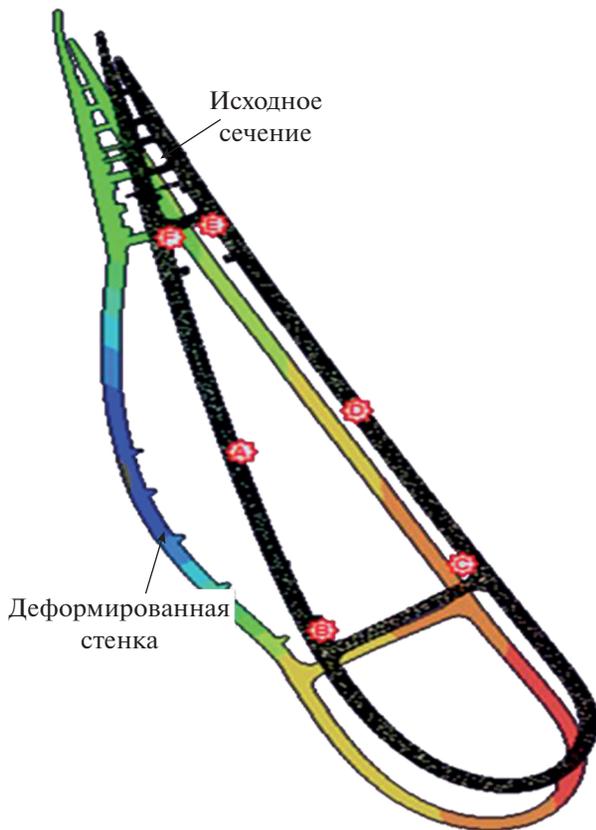


Рис. 8. Деформированная стенка охлаждаемой сопловой лопатки после ползучести в течение 32 тыс. ч

где  $n$  – показатель упрочнения закона пластичности;  $\sigma_H = (\sigma_{xx} + \sigma_{yy} + \sigma_{zz})/3$  – гидростатическое напряжение;  $\sigma_{VM}$  – напряжение Мизеса.

Снижение минимальных  $\epsilon_{\min}^{uniaxial}$  и средних  $\epsilon_{\text{mean}}^{uniaxial}$  справочных значений предельной ползучести происходит только в случае, когда  $\frac{\sigma_H}{\sigma_{VM}} > \frac{1}{3}$ .

При учете коэффициента многоосности для градиентов деформации локальной ползучести выше 0.3%/мм предельная деформация ползучести  $\epsilon_{\min}^{multiaxial}$  и, соответственно, ресурс могут быть повышены до 2 раз, т.е. расчетный ресурс лопаток без учета многоосности получается заниженным по сравнению с реальным ресурсом.

Оценка разрушения при ползучести проводится по минимальным или средним значениям накопленной деформации ползучести. Минимальные предельные значения накопленной деформации ползучести  $\epsilon_{\min}^c(\tau, T)$  используются при проектировании лопаток, причем если температура лопатки не была отвалидирована предварительно (по результатам измерений температур для прототипа с помощью термокрасок, пирометров,

термокристаллов, исследований микроструктуры испытанных лопаток и др.), то в качестве предельного значения берется  $\epsilon_{\min}^c(\tau, T + 20 \text{ K})$ . Средние предельные значения  $\epsilon_{\text{mean}}^c(\tau, T)$  применяются при исследовании причин разрушений лопаток в процессе эксплуатации.

В отличие от использовавшихся ранее предельных значений накопленной деформации ползучести, которые не зависели от марки никелевого сплава и температуры металла и равнялись 1% для глобального критерия (по несущей способности) и 2% для локального критерия, в последние годы стали применять новые критерии, определенные по результатам измерений и статистической обработки относительных деформаций образцов, испытанных на ползучесть (см. рис. 7).

Оценка времени до разрушения  $\tau_p$  при ползучести, которое зависит от значений накопленной деформации ползучести  $\epsilon_{\min}^c(\tau, T)$ , представляет большой интерес для практики.

Для каждого  $k$ -го элемента рассчитывается время  $\tau_{p, k}$ , при котором накопленная деформация ползучести достигает предельного значения (*Rupture*) при данной температуре. Минимальное время из долговечностей, полученных для всех критических сечений и локальных критических зон, принимается за время до разрушения лопатки.

Для учета возможных неточностей расчета температуры и накопления деформаций ползучести устанавливается запас 20% по времени до разрушения  $\tau_p^* = 0.8\tau_p$ .

Оценка перемещений пера лопатки проводится после расчета за заданное время путем сравнения с допустимыми перемещениями, определяемыми из полной 3D-модели двигателя [18]. Этот критерий используется только при расчетах по кривым ползучести либо изохронным кривым ползучести и позволяет оценить глобальную вытяжку лопатки вследствие ползучести за заданный период работы.

Согласно практическим данным, перемещения бандажной полки рабочей лопатки не должны превышать 1/4 высоты сотового уплотнения теплового экрана из-за возможного износа полки при касании припоя. Перемещение выходной кромки в плоскости сечения лопатки относительно спинки соседней лопатки (ширина проходного сечения газового тракта) должно быть согласовано со специалистами в области аэродинамики. При значительных деформациях ползучести рекомендуется проверить аэродинамику ступени.

Особое внимание уделяется раздутию (*ballooning*) стенок полости охлаждаемых сопловых лопаток (рис. 8), которое не должно превышать 1% первоначального размера горла между соседними лопатками в венце. В итоге в качестве ресурса ло-

патки в условиях ползучести принимается минимальное значение времени из полученных результатов трех перечисленных численных критериев.

**Расчет по изохронным кривым ползучести.** При затруднении выполнить расчет по кривым ползучести вследствие отсутствия достоверных данных для материала или плохой сходимости расчета можно воспользоваться изохронными кривыми ползучести, процедура построения которых показана на рис. 9 и описана в работе [4]. Если на кривой ползучести провести сечение  $\tau_1$ , которое пересекает кривые в точках  $A_1, A_2, A_3, A_4$ , соответствующих деформациям  $\varepsilon_1, \varepsilon_2, \varepsilon_3, \varepsilon_4$  и напряжениям  $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3, \sigma_4$ , то можно построить зависимость, выражающую изохронную кривую ползучести для времени  $\tau_1$ :

$$\sigma = f(\varepsilon^c, \tau_1).$$

Для начального времени  $\tau = 0$  изохронная кривая совпадает с обычной кривой деформирования. Изохронные кривые при  $\tau > 0$  ( $\tau_1$  и  $\tau_2$  на рис. 9) представляют собой условные кривые деформирования, и так как деформации ползучести возникают при напряжениях меньше предела текучести, то понижение упругопластического сопротивления материалов происходит и на упругом участке условных кривых деформирования.

После построения изохронных кривых ползучести задача сводится к расчету упругопластического тела, как и при кратковременном статическом нагружении. Однако благодаря применению условных кривых деформирования полученные значения нелинейной деформации можно принять как деформации ползучести при выбранном времени  $\tau$ .

Оценка прочности и долговечности детали при расчетах по изохронным кривым ползучести может быть проведена с использованием тех же критериев, что и при расчетах с привлечением кривых ползучести.

**Расчет по кривым длительной прочности.** Из-за нехватки высокотемпературных датчиков для измерения деформаций большое число испытаний при длительном статическом нагружении проводили до разрушения без измерения деформаций (перемещений) ползучести. Результаты испытаний в этом случае представляют в виде зависимости времени до разрушения  $\tau$  от выдержки при постоянном напряжении  $\sigma_{дл}$  и температуре  $t$  (рис. 10).

При выборе предела длительной прочности и оценке времени до разрушения необходимо принимать во внимание конечную цель расчетов. Например, на стадии проектирования при предварительной оценке долговечности, до которой деталь должна сохранять работоспособность, следует использовать минимальное значение предела длительной прочности, получаемого с учетом разбро-

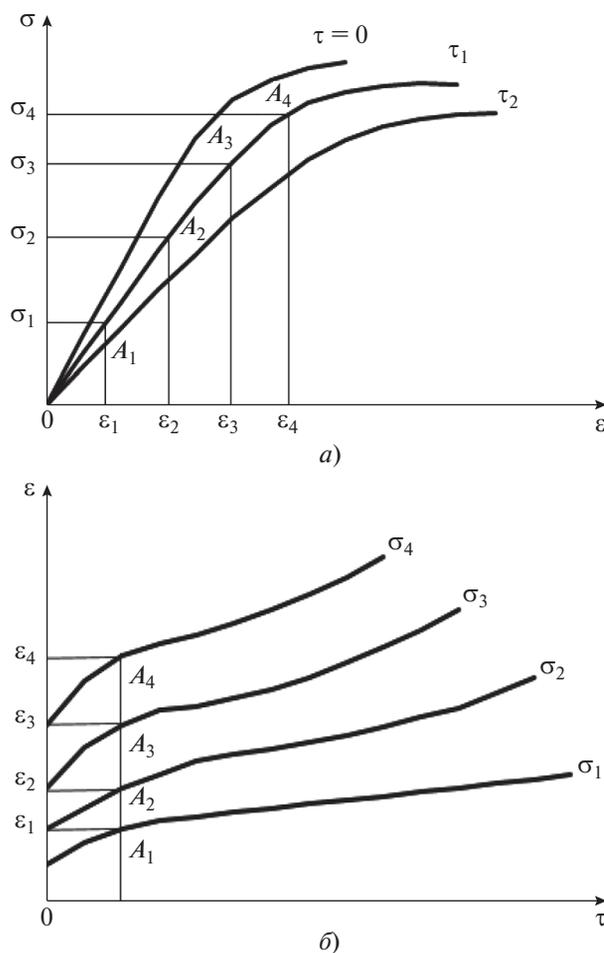


Рис. 9. Построение изохронных кривых ползучести (а) по сетке кривых ползучести (б) при  $T = \text{const}$  [4]

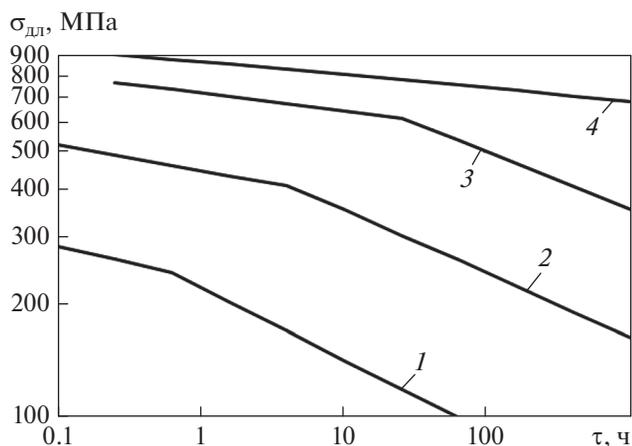
са экспериментальных данных с доверительным интервалом ( $3\sigma$ ). Но при исследовании детали с трещинами или после разрушения можно применять и среднее значение предела длительной прочности.

Как правило, значения пределов длительной прочности представляют в виде кривых или таблиц. Экстраполяция в область долговечности и температур, выходящих за рамки обследованного диапазона, не рекомендуется. Однако на практике применяется экстраполяция долговечности на длительные ресурсы (от 5000–10000 до 100000 ч и более) из-за невозможности провести такие испытания.

Наиболее распространенным методом экстраполяции по долговечности является использование зависимости, предложенной Ларсоном и Миллером [19]:

$$\sigma = f(P_L); \quad P_L = T(C + \lg \tau_p),$$

где  $P_L$  – параметр Ларсона – Миллера;  $T$  – температура испытаний, К;  $C$  – постоянная (обычно  $C = 15-30$ , для никелевых сплавов  $C \approx 20$ ).



**Рис. 10.** Зависимость длительной прочности никелевого сплава ХН77ТЮР от времени выдержки при постоянном напряжении [12].  
 $t$ , °C: 1 – 600; 2 – 700; 3 – 800; 4 – 900

Этот метод широко применяется в практике эксплуатации газовых турбин, хотя экстраполяция по температуре по-прежнему не рекомендуется.

При оценке локальных напряжений по кривым длительной прочности может использоваться упругий или упругопластический трехмерный расчет. Полученная оценка является весьма консервативной и может быть применена в случае, если все рассчитанные напряжения не превышают предела длительной прочности при соответствующих местных температурах за заданный ресурс. По результатам упругого трехмерного расчета при номинальной и частичной нагрузке или перегрузке в заданном сечении и по характеристикам длительной прочности может быть проведена оценка запаса по времени. По имеющимся характеристикам 1%-ного предела ползучести определяется время, соответствующее рассчитанным средним напряжениям и температуре.

При расчетах не следует использовать только справочные данные по характеристикам материала, так как в зависимости от поставщика значения пределов длительной прочности и других характеристик могут заметно отличаться от справочных и привести к существенной погрешности в оценке прочности и ресурса. Рекомендуется провести дополнительные кратковременные (100–1000 ч) испытания отдельно изготовленных образцов или образцов, вырезанных из изготовленных деталей, для входного контроля поставляемых материалов и заготовок, а также контроля технологического процесса изготовления детали.

**Релаксация напряжений.** Микромеханика разрушения при ползучести отличается от таковой при релаксации напряжений. Повреждение при ползучести характеризуется укрупнением и изменением формы упрочняющей фазы микроструктуры с последующим образованием локальных

изолированных полостей ползучести, ростом пор и их слиянием в микротрещины и обусловлено только растягивающим напряжением, так как при сжатии не может образоваться полость при ползучести.

Релаксация сжимающих напряжений определяется возникновением и перемещением дислокаций. Если образец выдерживает начальную деформацию, то релаксация сжимающих напряжений при жестком нагружении не может привести к разрушению. В детали, если область релаксации велика (по сравнению с размером детали), может произойти перераспределение нагрузки, которое увеличивает нагрузку в других областях конструкции.

Релаксация растягивающих напряжений определяется при соответствующих испытаниях. Если данные отсутствуют, необходимо применить более консервативную процедуру оценки ползучести.

Пример ползучести – раздувание (ballooning) направляющей дефлекторной лопатки. Пример смешанной ползучести и релаксации – релаксация термических напряжений и ползучесть от центробежных нагрузок в галтели от пера к нижней платформе лопатки. Пример релаксации напряжений – снижение напряжений в локальном перегретом пятне (например, при отслаивании термозащитного покрытия) и в охлаждающем отверстии.

## ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ ПОЛЗУЧЕСТИ С ДРУГИМИ ВИДАМИ ПОВРЕЖДЕНИЯ

Взаимодействие с многоцикловой усталостью для энергетических установок большой мощности напрямую не учитывается. При оценке многоцикловой усталости главный упор делается на отстройку собственных частот лопаток от возбуждающих гармоник, для чего используются специальные динамические критерии. Статические напряжения применяются для построения диаграмм предельных амплитуд Гудмана при определении динамических напряжений тензометрированием или другими методами; в горячих зонах статические напряжения оцениваются с учетом их снижения вследствие ползучести.

Взаимодействие ползучести с малоцикловой (термоциклической) усталостью учитывается путем использования данных высокотемпературных испытаний при жестком цикле нагружения с выдержками (10 мин и более) в полуциклах растяжения или сжатия для того, чтобы успела произойти релаксация напряжений в цикле, вызванная ползучестью материала, а также специальным счетчиком ресурса, в котором число циклов по особым методикам пересчитывается в эквивалентные часы для оценки общего ресурса детали.

Взаимодействие ползучести с другими видами нагружения (впрыск воды, быстрый запуск, включение системы охлаждения воздуха на входе в компрессор, системы обледенения и т.д.) определяется счетчиком ресурса, в котором каждый вид повреждения учитывается путем умножения времени работы при данном виде нагружения на специальные штрафные множители. Формирование счетчика ресурса – это большая и сложная работа, результаты которой являются собственностью компаний.

## ВЫВОДЫ

1. Внедрение трехмерных конечно-элементных расчетов в практику проектирования газовых турбин большой мощности потребовало применения новых методик и критериев для оценки работоспособности лопаток.

2. Для оценки работоспособности вращающихся деталей газотурбинного тракта в условиях кратковременной раскрутки турбины при нерегламентированных режимах работы установки широкое применение нашел 3D-метод Limit Load Analysis, позволяющий определить допустимую частоту вращения, при которой не происходит потеря устойчивости детали, а также частоту вращения, при которой происходит разрушение детали.

3. Расчет по кривым ползучести в настоящее время является основным видом 3D КЭ-расчетов долговечности при длительном статическом нагружении. Устойчивые результаты расчета получаются только при использовании зависимости скорости установившейся ползучести на вторичном участке от напряжения, являющейся сложной степенной функцией с большим числом эмпирических коэффициентов.

4. Расчеты на ползучесть, в первую очередь, проводятся для условий номинальной нагрузки на период, равный удвоенному расчетному (гарантийному) сроку службы детали, но для создания счетчика ресурса могут выполняться расчеты для условий частичной нагрузки и перегрузки. На этапе проектирования, когда тепловое состояние лопатки не валидировано, при расчете добавляется запас по температуре +20 К. Для лопаток с теплобарьерными покрытиями рекомендуется дополнительно проводить расчет без покрытий, чтобы оперативно оценить остаточный ресурс при обнаружении отслаивания покрытия во время инспекции турбины.

5. При расчетах по кривым ползучести ресурс рабочей лопатки турбины определяется с использованием критериев накопленной деформации ползучести, которая сравнивается в каждом 3D-узле со статистически обработанными результатами испытаний предельной деформации ползучести, полученными для заданного интер-

вала времени при прогнозируемой температуре для выбранного материала лопатки. Важными дополнительными критериями являются коэффициент многоосности, время до разрушения при ползучести и время перемещения пера.

6. При учете коэффициента многоосности в местах концентрации напряжений для градиентов деформации локальной ползучести выше 0.3%/мм предельная деформация ползучести (и, соответственно, ресурс) может быть повышена до 2 раз, т.е. расчетный ресурс лопаток без учета многоосности получается заниженным по сравнению с реальным ресурсом.

7. При отсутствии достоверных данных о кривых ползучести материала для оценки деформаций ползучести рекомендуется провести упруго-пластический расчет по изохронным кривым ползучести.

8. Расчет по кривым длительной прочности и по кривым Ларсона – Миллера является устаревшим методом и применяется в случае отсутствия надежных данных по кривым ползучести и изохронным кривым ползучести.

9. При оценке долговечности детали рекомендуется учитывать релаксацию растягивающих и сжимающих напряжений, влияющих на микромеханику разрушения.

10. Взаимодействие ползучести с многоцикловой и малоцикловой (термоциклической) усталостью, а также различными видами нагружения турбины напрямую не учитывается, а рассматривается при построении диаграмм предельных амплитуд или при использовании данных по высокотемпературным циклическим испытаниям при жестком цикле нагружения с выдержками (10 мин и более) в полуциклах растяжения или сжатия. Применение специальных счетчиков ресурса, в которых иные виды нагружения (число циклов, впрыск воды, быстрый запуск, включение системы обледенения и пр.) по определенным методикам пересчитываются в эквивалентные часы, позволяет оценить общий ресурс лопатки.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **РТМ 108.020.14-82.** Турбины газовые стационарные. Нормы статической и термоциклической прочности рабочих и направляющих лопаток. Л.: НПО ЦКТИ, 1984.
2. **РТМ 108.022.102-77.** Турбины газовые стационарные. Расчет на прочность хвостовых соединений рабочих лопаток газовых турбин. Л.: НПО ЦКТИ, 1978.
3. **ASME Section VIII.** Rules for Construction of Pressure Vessels. Div. 2.5.2: Protection against plastic collapse. 2019. P. 580–585.
4. **Биргер И.А., Мавлютов Р.Р.** Сопротивление материалов. М.: Наука, 1986.

5. **Работнов Ю.Н.** Ползучесть элементов конструкций. М.: Наука, 1966.
6. **Bailey R.W.** The utilization of creep test data in engineering design // Proc. Inst. Mech. Engrs. 1935. V. 131.
7. **Norton F.H.** The creep of steel at high temperature. N.Y.; L.: McGraw-Hill, 1929.
8. **Simulation** of silo combustor liners transient behavior for advanced design upgrade / I. Fedorov, V. Vassiliev, A. Arkhipov, F. Magni // Proc. of ASME Turbo Expo 2015. Montreal, Canada, 15–19 June 2015.
9. **Garofalo F.** Fundamental of creep and creep-rupture in metals. N.Y.: MacMillan, 1963.
10. **Романова О.В.** Оценка прочности и ресурса деталей ГТУ. Проблемы и решения // Сб. докл. LXVII науч.-техн. сессии по проблемам газовых турбин “Научно-технические проблемы широкого применения газотурбинных и парогазовых установок в электроэнергетике РФ”. Санкт-Петербург, 15–16 сент. 2020 г. С. 78–80.
11. **Биргер И.А.** Расчет конструкций с учетом пластичности и ползучести // Изв. АН СССР. Механика. 1965. № 2. С. 119–122.
12. **Конструкционная** прочность материалов и деталей ГТД / под ред. И.А. Биргера и Б.Ф. Балашова. М.: Машиностроение, 1981.
13. **Костюк А.Г.** Динамика и прочность турбомашин. М.: Издательский дом МЭИ, 2020.
14. **Расчетно-экспериментальное** исследование динамики и прочности основных деталей ГТД с учетом геометрических отклонений / Ю.А. Равикович, Д.П. Холобцев, А.Н. Архипов, А.С. Шахов // Вестник УГАТУ. 2023. Т. 27. № 1 (99). С. 47–59.
15. **Cocks A.C.F., Ashby M.F.** Intergranular fracture during power-law creep under multiaxial stresses // Metal Sci. 1980. V. 14. P. 395–402. <https://doi.org/10.1179/030634580790441187>
16. **Webster G.A., Ainsworth R.A.** High temperature component life assessment. Chapman & Hall, 1994.
17. **Hochtemperatur** Bauteillebensdauer, Methoden zur lebensdauervorhersage und – ermittlung für mehrachsig beanspruchte Bauteile unter hohen Temperaturen / K. Maile, C. Schwarzkopf, W. Bernstein, W. Seifert // Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e.V. (FVV), Vorhaben Nr. 199, Abschlussbericht, Heft 652, 1997.
18. **The whole-engine** model for clearance evaluation / A.N. Arkhipov, V.V. Karaban, I.V. Puchkov, G. Filkorn, A. Kieninger // Proc. of ASME Turbo Expo 2009. Orlando, Florida, USA, 8–12 June 2009. Paper GT2009-59259. P. 9–17.
19. **Larson F.R., Miller J.** A time-temperature relationship for rupture and creep stresses // Trans. ASME. 1952. V. 74. P. 765–771.

## Static Strength Assessment of Turbine Blades in High-Capacity Power Units

A. N. Arkhipov<sup>a, \*</sup>, I. V. Puchkov<sup>b</sup>, Yu. A. Ravikovich<sup>a</sup>, O. V. Romanova<sup>c</sup>, and A. A. Ivanovskii<sup>c</sup>

<sup>a</sup> *Moscow Aviation Institute, Moscow, 125993 Russia*

<sup>b</sup> *Independent Expert, Moscow, 140082 Russia*

<sup>c</sup> *AO Power Machines, St. Petersburg, 195009 Russia*

*\*e-mail: arkhipov.48@list.ru*

**Abstract**—The article considers assessment methods and criteria of damage inflicted to turbine blades under the effect of static loads in carrying out 3D structural analyses of modern foreign and domestically produced high-capacity power units. Factors that should be considered in performing strength and longevity analyses of the rotor blades of high-capacity turbines when subjected to short- and long-term static loading are pointed out. The article also describes 3D techniques for carrying out elastoplastic assessment of short-term static strength using a procedure for determining the limit rotation speed to blade fracture, airfoil residual displacements and strains, shank ultimate strength and displacement, dovetail tearing-off, shear, flexural strength, etc. The article presents mutually complementary techniques for determining the bearing capacity as well as global and local long-term strength with using cumulative strain predictions by creep curves. Criteria used in different longevity assessment methods are described, including those applied at different design stages and in using thermal protection coatings. Cases are considered in which creep strains are determined in the absence of data on creep curves by carrying out elastoplastic analyses by isochronous curves and longevity analysis using the Larson–Miller curves. The need to take multiaxiality into account in estimating local creep in places of stress concentration is shown, and the applicability limits and criteria of such assessment that make it possible to increase the predicted longevity by up to two times are described. Examples of tensile and compressive stress relaxation in estimating cumulative creep strain are given. Matters of creep interaction with other types of damage, including high-cycle and low-cycle (thermal cycling) fatigue, and various turbine loading kinds are considered.

**Keywords:** turbine blade, loading, creep, turbine acceleration, short-term static strength, long-term strength, creep curves, isochronous creep curves, fraction criteria, multiaxiality, stress relaxation