

**ИССЛЕДОВАНИЕ РАЗЛИЧНЫХ РЕЖИМОВ
УСТАЛОСТНОГО РАЗРУШЕНИЯ И ОЦЕНКА ДОЛГОВЕЧНОСТИ
ДИСКА КОМПРЕССОРА ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ**

© 2016 г. *Н.Г. Бураго, А.Б. Журавлев, И.С. Никитин*, В.Л. Якушев**

Институт проблем механики им. А.Ю. Ишлинского РАН

*Институт автоматизации проектирования РАН

i_nikitin@list.ru

Исследование выполнено в рамках проекта РФФИ 15-08-02392.

Исследуются различные критерии многоосного разрушения в условиях малоциклового усталости (МЦУ) и предложено их обобщение на случай сверхмногоциклового усталости (СВМУ). Описана процедура расчета напряженного состояния диска компрессора газотурбинного двигателя (ГТД) в полетном цикле нагружения и при низкоамплитудных вибрациях лопаток. С использованием рассчитанного напряженного состояния и с помощью моделей многоосного усталостного разрушения получены оценки долговечности диска компрессора для альтернативных механизмов усталости МЦУ и СВМУ. Результаты сопоставлены с данными наблюдений при эксплуатации.

Ключевые слова: малоцикловая усталость, сверхмногоцикловая усталость, оценка долговечности, концентрация напряжений, центробежная нагрузка, высокочастотные колебания.

**STUDY OF DIFFERENT MODES OF FATIGUE FRACTURE
AND DURABILITY ESTIMATION FOR COMPRESSOR DISC
OF GAS TURBINE ENGINE**

N.G. Burago, A.B. Zhuravlev, I.S. Nikitin, V.L. Yakushev**

Ishlinsky Institute for Problems in Mechanics of RAS

*Institute for Computer Aided Design of RAS

Different criteria of the multiaxial fatigue fracture are studied for low-cycle fatigue (LCF) and their generalizations are proposed for very-high-cycle fatigue regime (VHCF). The procedure of the stress state calculation is described for the compressor disk of the gas turbine engine (GTE) in the flight cycle of loading and for the low-amplitude vibrations of the blades. The durability estimations of the disc operation are obtained for alternative mechanisms of fatigue LCF and VHCF using the calculated stress state and the models of multiaxial fatigue fracture. The results are compared with observed data during operation.

Key words: low-cycle fatigue, very-high-cycle fatigue, durability estimation, stress concentration, centrifugal loading, high-frequency vibrations.

1. Введение

В настоящее время существует несколько основных типов критериев и моделей усталостного разрушения, позволяющих оценить число циклов нагружения образца материала или элемента конструкции до разрушения по напряженному состоянию, по де-

формированному состоянию или по накопленной повреждаемости [1-10]. Определение параметров рассматриваемых моделей является непростой экспериментальной задачей и осуществляется, как правило, по результатам одноосных усталостных испытаний на растяжение, кручение или изгиб с различными коэффициентами асимметрии цикла.

В данной работе дается описание базовых критериев многоосного усталостного разрушения по напряженному состоянию в условиях малоциклового усталости (МЦУ) [2,3,11-13] и предлагается их обобщение на случай сверхмногоциклового усталости (СВМУ), а также пример их применения к оценке долговечности элементов конкретной технической конструкции.

Подчеркнем, что при многолетней эксплуатации конструкции работают в пределах упругости и пластические эффекты не наблюдаются вплоть до начала разрушения. Поэтому для расчета долговечности по критериям усталостной прочности вполне достаточно решить задачу теории упругости и определить диапазон изменений напряженно-деформированного состояния диска в циклическом процессе. Время жизни конструкции после образования макроповреждений типа усталостных трещин и при развитии необратимых деформаций незначительно по сравнению с полным временем эксплуатации. Поэтому подходы, связанные с изучением кинетики роста усталостных трещин в зависимости от числа циклов нагружения и вида напряженного состояния, в данной работе не рассматриваются.

Ранее в [15,16] были получены оценки долговечности диска переменной толщины (диска компрессора газотурбинного двигателя) в полетных циклах нагружения (взлет-полет-посадка) под действием центробежных нагрузок и аэродинамических давлений на лопатки. Этот циклический процесс соответствует режиму малоциклового усталости (МЦУ). Однако в последние годы большое внимание уделяется исследованию процессов сверхмногоциклового усталости (СВМУ) [1], связанных с длительными высокочастотными колебаниями элементов конструкций. В частности, такого рода процессы в дисках компрессора газотурбинного двигателя обусловлены колебаниями лопаток. Частота этих колебаний имеет порядок частоты вращения диска или кратна ей. Развитие процесса СВМУ с числом циклов до разрушения $N > 10^8$ может привести к возникновению очагов повреждений в окрестности зон контакта лопаток с диском.

Таким образом, наряду с полетными циклами режима МЦУ конструкции подвергаются также низкоамплитудным вибрационным нагрузкам режима СВМУ. Действующие в течение длительного времени вибрации могут тоже вызывать разрушение конструкций. Важно отметить, что при длительной многолетней эксплуатации амплитуда напряжений в дисках существенно ниже предела текучести и по классическим представлениям работа дисков в пределах упругости вообще не должна представлять опасности. Тем не менее, при длительной эксплуатации усталостное разрушение происходит даже при работе конструкции в пределах упругости вплоть до появления зон разрушения. Фрактографические исследования поверхностей излома разрушенных в процессе эксплуатации дисков показали, что первоначальное зарождение усталостного микроповреждения может происходить и в режиме МЦУ, и в режиме СВМУ. Отличительной особенностью разрушения в режиме СВМУ является то, что очаг зарождения микротрещин находится под поверхностью элемента конструкции, а не примыкает к ней, как в случае режима МЦУ. Эти особенности позволяют экспериментаторам различать данные механизмы при классификации первичного очага поврежденности. Отметим, что дальнейшее

развитие усталостной трещины, как правило, происходит ускоренно в режиме малоцикловой усталости и наблюдается в виде усталостных бороздок на поверхности излома. Отсюда следует, что данные режимы усталостного разрушения являются альтернативными и зачастую взаимодополняющими и взаимоусиливающими друг друга. Обзор экспериментальных исследований в этом направлении можно найти в [1,14].

Следует заметить, что в режиме МЦУ нагружение диска осуществляется центробежными силами и контактными силами от лопаток, дополнительно нагруженных аэродинамическим давлением набегающего потока. На этот силовой фон в режиме СВМУ накладывается нагружение крутильными колебаниями лопаток. В принятой постановке мы не рассматриваем причины вибраций, например, действие пульсаций давления, возбуждение собственных форм колебаний лопаток, переходные режимы работы двигателя и тому подобные. Вибрации считаются заданными, данные по амплитудам и частотам вибраций приведены в [1].

В силу линейности задачи теории упругости напряженно-деформированное состояние (НДС) полетных циклов и вибраций можно рассчитывать отдельно и затем суммированием получать полное НДС. Полные (суммарные) НДС от полетных циклов и вибраций для двух крайних положений лопатки при вибрационном кручении являются границами изучаемого циклического процесса, используемыми в критериях усталостной прочности. На основе критерия многоосного усталостного разрушения определяются время и зона зарождения усталостного микроповреждения.

В настоящее время не существует экспериментально обоснованных, общепринятых критериев разрушения в режиме СВМУ. Поэтому для оценок долговечности используется предложенное в [17] обобщение известных критериев [11-13] многоосного малоциклового усталостного разрушения ($N < 10^5$) на исследуемый, относительно малоизученный режим сверхмногоциклового усталости ($N > 10^8$).

В качестве примера решена задача усталостного разрушения диска компрессора газотурбинного двигателя (ГТД серии Д30) в полетных циклах нагружения. Приведено описание вычислительной процедуры определения напряженно-деформированного состояния (НДС) контактной системы диска и лопаток компрессора. На основе рассчитанного НДС и выбранных критериев и моделей разных типов получены оценки долговечности диска компрессора в эксплуатационных условиях для двух альтернативных режимов усталостного разрушения.

2. Модели многоосного усталостного разрушения в режиме МЦУ

2.1. Модели оценок по напряженному состоянию. Основой для определения параметров моделей многоосного усталостного разрушения являются экспериментальные кривые одноосных циклических испытаний при различных значениях параметра асимметрии цикла $R = \sigma_{\min} / \sigma_{\max}$, где σ_{\max} и σ_{\min} – максимальное и минимальное значения напряжения в цикле. При описании результатов одноосных испытаний на усталостную прочность принимаются следующие обозначения: $\sigma_a = (\sigma_{\max} - \sigma_{\min}) / 2$ – амплитуда напряжения в цикле, $\Delta\sigma = \sigma_{\max} - \sigma_{\min}$ – размах напряжений в цикле одноосного нагружения.

Экспериментальные данные одноосных испытаний описываются кривыми Веллера, которые аналитически могут быть представлены соотношением Баскина [2,3]

$$\sigma = \sigma_u + \sigma_c N^\beta, \quad (1)$$

где σ_u – предел усталости, σ_c – коэффициент усталостной прочности, β – показатель усталостной прочности, N – число циклов до разрушения. Общий вид усталостной кривой представлен на рис.1, в данном режиме представляет интерес левая ветвь при $N < 10^7$.

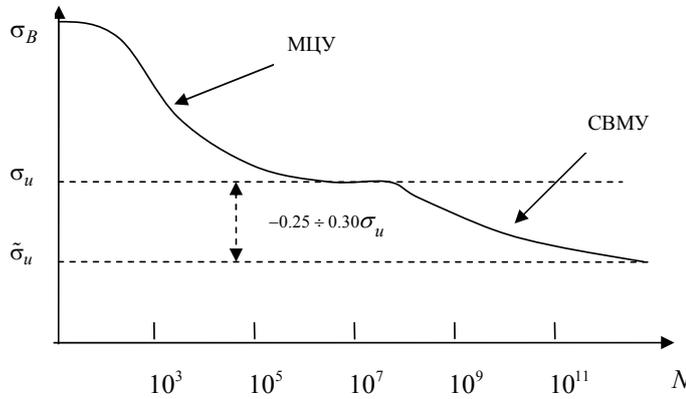


Рис.1. Бимодальная усталостная кривая.

Задача исследования усталостного разрушения состоит в определении пространственного распределения функции числа циклов до разрушения N из уравнений типа (1), обобщенных на случай многоосного напряженного состояния и содержащих рассчитанные напряжения в рассматриваемой конструкции.

Рассмотрим основные варианты обобщения результатов одноосных испытаний на общий случай многоосного напряженного состояния [2].

2.1.1. Модель Сайнса. Обобщение одноосной усталостной кривой (1) на случай многоосного напряженного состояния согласно [11] имеет вид

$$\Delta\tau/2 + \alpha_s \sigma_{\text{mean}} = S_0 + AN^\beta, \quad \sigma_{\text{mean}} = (\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3)_{\text{mean}}, \quad (2)$$

$$\Delta\tau = \sqrt{(\Delta\sigma_1 - \Delta\sigma_2)^2 + (\Delta\sigma_1 - \Delta\sigma_3)^2 + (\Delta\sigma_2 - \Delta\sigma_3)^2} / 3,$$

где σ_{mean} – сумма главных напряжений, осредненная за цикл нагружения, $\Delta\tau$ – изменение октаэдрического касательного напряжения за цикл; $\Delta\tau/2$ – его амплитуда; α_s , S_0 , A , β – параметры, определяемые по данным эксперимента.

Параметры модели, определенные по одноосным усталостным кривым при $R = -1$ и $R = 0$, найдены в [2]:

$$S_0 = \sqrt{2}\sigma_u/3, \quad A = 10^{-3\beta} \sqrt{2}(\sigma_B - \sigma_u)/3, \quad \alpha_s = \sqrt{2}(2k_{-1} - 1)/3, \quad k_{-1} = \sigma_u / (2\sigma_{u0}), \quad (3)$$

где σ_u и σ_{u0} – пределы усталости по кривым $\sigma_a(N)$ при $R = -1$ и $R = 0$ соответственно.

2.1.2. Модель Кроссланда. Обобщение одноосной усталостной кривой на случай многоосного напряженного состояния согласно [12] имеет вид

$$\Delta\tau/2 + \alpha_c (\bar{\sigma}_{\text{max}} - \Delta\tau/2) = S_0 + AN^\beta, \quad \bar{\sigma}_{\text{max}} = (\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3)_{\text{max}}, \quad (4)$$

где $\bar{\sigma}_{\max}$ – сумма главных напряжений, максимальная за цикл нагружения; параметры α_c , S_0 , A , β подлежат определению.

В этом случае параметры модели равны [2]

$$S_0 = \sigma_u \left[\sqrt{2}/3 + (1 - \sqrt{2}/3)\alpha_c \right], \quad A = 10^{-3\beta} \left[\sqrt{2}/3 + (1 - \sqrt{2}/3)\alpha_c \right] (\sigma_B - \sigma_u), \quad (5)$$

$$\alpha_c = (k_{-1}\sqrt{2}/3 - \sqrt{2}/6) / \left[(1 - \sqrt{2}/6) - k_{-1}(1 - \sqrt{2}/3) \right].$$

2.1.3. Модель Финдли. Обобщение одноосной усталостной кривой на случай многоосного напряженного состояния в этой модели имеет вид [13]

$$(\Delta\tau_s/2 + \alpha_F\sigma_n)_{\max} = S_0 + AN^\beta, \quad (6)$$

где τ_s , σ_n – модуль касательного напряжения и нормальное напряжение на площадке с нормалью n_i , индекс \max означает выбор площадки, на которой комбинация $\Delta\tau_s/2 + \alpha_F\sigma_n$ принимает максимальное значение; параметры α_F , S_0 , A , β подлежат определению. По одноосным усталостным кривым при $R = -1$ и $R = 0$ определены параметры модели

$$S_0 = \sigma_u \left(\sqrt{1 + \alpha_F^2} + \alpha_F \right) / 2, \quad A = 10^{-3\beta} \left(\sqrt{1 + \alpha_F^2} + \alpha_F \right) (\sigma_B - \sigma_u) / 2, \quad (7)$$

$$\alpha_F = \frac{\sqrt{5k_{-1}^2 - 2k_{-1}/2 - k_{-1}(1 - k_{-1})}}{k_{-1}(2 - k_{-1})}.$$

Имея в виду конкретный расчетный пример, рассмотренный далее, приведем приближенные значения параметров для титанового сплава Ti-6Al-4V [8]: предел прочности $\sigma_B = 1100$ МПа; пределы усталости по кривым $\sigma_a(N)$ при $R = -1$ и $R = 0$ соответственно: $\sigma_u = 450$ МПа и $\sigma_{u0} = 350$ МПа; показатель степенной зависимости от числа циклов $\beta = -0.45$; модуль Юнга $E = 116$ ГПа; модуль сдвига $G = 44$ ГПа; коэффициент Пуассона $\nu = 0.32$.

3. Пример расчета многоосного напряженного состояния и оценки долговечности элементов конструкций в полетном цикле нагружения (МЦУ)

3.1. Расчетная модель диска компрессора. В качестве примера рассмотрим задачу усталостного разрушения диска компрессора газотурбинного двигателя в полетных циклах нагружения в условиях малоциклового усталости. Предполагается, что циклом многоосного нагружения системы диск-лопатка является полетный цикл нагружения (ПЦН), состоящий в достижении максимальных нагрузок на крейсерской скорости полета воздушного судна и соответствующих угловых скоростях вращения диска компрессора. Задача состоит в определении долговечности диска N (число ПЦН до разрушения) из соотношений (2), (4), (6). Для этого необходимо произвести расчет НДС системы диск-лопатка при действии комбинации внешних нагрузок, представленных центробежными силами, распределенными аэродинамическими давлениями на лопатки и силами нелинейного контактного взаимодействия диска, лопаток и иных дополнительных учитываемых элементов конструкции, о которых говорится ниже.

Напряженно-деформированное состояние контактной системы «диск–лопатка» определяется системой уравнений

$$\rho d\mathbf{v} / dt = \nabla \cdot \boldsymbol{\sigma} + \rho \mathbf{g}, \quad d\boldsymbol{\sigma} / dt = \lambda(\mathbf{e} : \mathbf{I})\mathbf{I} + 2\mu\mathbf{e}, \quad \mathbf{e} = (\nabla\mathbf{v} + \nabla\mathbf{v}^T) / 2, \quad d\mathbf{u} / dt = \mathbf{v},$$

включающей уравнения движения, продифференцированный по времени закон упругости Гука и кинематические соотношения, связывающие скорость деформации \mathbf{e} , векторы перемещения \mathbf{u} и скорости \mathbf{v} . Здесь \mathbf{I} – единичный тензор, λ и μ – константы упругости Ламе, $\boldsymbol{\sigma}$ – тензор напряжений Коши, $\rho\mathbf{g}$ – центробежная сила, ρ – плотность, индекс «Т» обозначает операцию транспонирования.

Граница области решения V представляется объединением частей границы трех типов $S = S_p \cup S_v \cup S_c$, на которых задаются внешние нагрузки, скорости и условия контакта соответственно. Для границ S_p и S_v условия имеют вид

$$t \geq 0, \quad \mathbf{x} \in S_p: \quad \sigma_n = (\boldsymbol{\sigma} \cdot \mathbf{n}) \cdot \mathbf{n} = p_n^*, \quad \sigma_{n\alpha} = (\boldsymbol{\sigma} \cdot \mathbf{n}) \cdot \boldsymbol{\tau}_\alpha = T_\alpha^*,$$

$$t \geq 0, \quad \mathbf{x} \in S_v: \quad \mathbf{v} = \mathbf{v}_*,$$

где \mathbf{x} – граничная точка, \mathbf{n} и $\boldsymbol{\tau}_\alpha$ ($\alpha=1,2$) – орты нормали и касательных к границе, p_n^* – аэродинамическое давление; величины со звездочками полагаются заданными. При аэродинамических поверхностных нагрузках $T_\alpha^* = 0$.

Контактные условия различных типов задаются на контактных поверхностях S_c и записываются с учетом обозначений $[v_{\tau\alpha}]$ ($\alpha=1,2$) и $[u_n]$ для скачков касательных скоростей и нормальных смещений соответственно; считается, что нормальные и касательные напряжения непрерывны на контактных границах $[\sigma_n] = [\sigma_{n\alpha}] = 0$; полагается, что коэффициент трения q не зависит от направления касательной и неотрицателен.

Рассматриваются следующие типы контактных условий (для всех случаев $t \geq 0$):

– проскальзывание с трением

$$\mathbf{x} \in S_c: \sigma_n < 0, \quad |\sigma_{n\alpha}| < q|\sigma_n|, \quad [v_{\tau\alpha}] = 0, \quad [u_n] = 0 \text{ для трения покоя};$$

$$\mathbf{x} \in S_c: \sigma_n < 0, \quad \sigma_{n\alpha} = q|\sigma_n|[v_{\tau\alpha}] / |[v_{\tau\alpha}]|, \quad [v_{\tau\alpha}] \neq 0, \quad [u_n] = 0 \text{ для трения скольжения}$$

(здесь индекс $\alpha=1,2$ и при $q=0$ имеет место случай проскальзывания без трения – гладкий контакт);

$$\text{– отлипание: } \mathbf{x} \in S_c: [u_n] \geq 0, \quad \sigma_{n\alpha} = \sigma_n = 0 \quad (\alpha=1,2);$$

$$\text{– полное сцепление – идеальный контакт: } \mathbf{x} \in S_c: [\mathbf{u}] = [\sigma_n] = [\sigma_{n\alpha}] = 0 \quad (\alpha=1,2).$$

Начальные условия имеют вид: $t=0, \quad \mathbf{x} \in V: \mathbf{u}=0, \quad \mathbf{v}=0, \quad \boldsymbol{\sigma}=0$.

Анализ трехмерного напряженно-деформированного состояния контактной системы диска и лопаток компрессора выполнен численно с помощью конечно-элементного программного пакета, а распределенные аэродинамические нагрузки определены прибли-

женно аналитически с использованием классических решений об обтекании решетки пластинок под произвольным углом атаки, полученных методами ТФКП на основе гипотезы изолированного профиля [15,18,19] с учетом деформированного состояния лопаток.

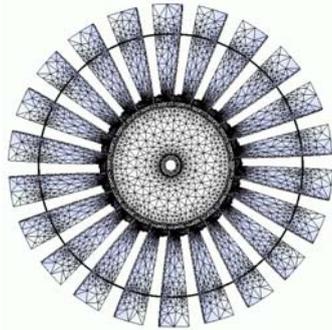


Рис.2а. Полная геометрическая КЭ-модель.

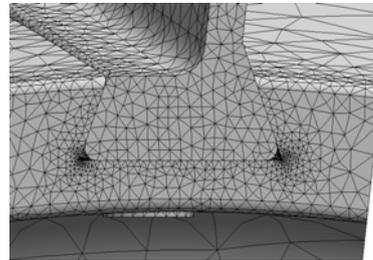


Рис.2б. Расчетная сетка для сектора.

Концентрация напряжений в окрестности соединения «ласточкин хвост» приводит к необходимости значительного сгущения расчетной сетки в этой области. Оценки показывают, что расчет полномасштабной модели диска с полным набором лопаток и с достаточной степенью сгущения, а также с учетом значительного времени обработки каждого контактного условия неэкономичен по времени. В то же время при рассмотрении сектора диска с единственной лопаткой остаются неизвестными граничные условия на его боковых поверхностях, так как в силу разворота лопаток относительно оси вращения и самого вращения задача не является осесимметричной. Поэтому расчет проводился в два этапа. Сначала была создана сетка с умеренным сгущением для полной модели (рис.2а). Количество элементов $\sim 2 \cdot 10^5$. В дальнейшем для задачи на секторе диска с сильным сгущением сетки в качестве условий на боковых поверхностях использовались перемещения, полученные из расчета на полной модели.

Конечно-элементная сетка при расчете одного сектора с лопаткой показана на рис.2б. Сетка значительно сгущена в окрестности ожидаемых концентраторов напряжений. Общее количество элементов не превосходит 100000, что вполне приемлемо для проведения расчетов на персональном компьютере.

Параметры расчета принимались такими: угловая скорость вращения $\omega = 314$ рад/с (3000 об/мин), скоростной напор на бесконечности $\rho v_\infty^2 / 2 = 26000$ Н/м², что соответствует скорости потока 200 м/с при плотности 1.3 кг/м³. Свойства материалов принимались следующими: диск (титановый сплав): $E=116$ ГПа, $\nu = 0.32$, $\rho = 4370$ кг/м³; лопатки (алюминиевый сплав): $E = 69$ ГПа, $\nu = 0.33$, $\rho = 2700$ кг/м³; фиксирующие штифты (сталь): $E=207$ ГПа, $\nu = 0.27$, $\rho = 7860$ кг/м³.

Расчеты показали, что наиболее опасными с точки зрения зарождения усталостных трещин являются окрестности зон контакта диска и лопаток, имеющих вид соединения типа «ласточкин хвост». Также показано, что наилучшее соответствие расчетных и экспериментально наблюдаемых зон концентрации напряжений достигается при учете возможности отлипания и проскальзывания контактных границ диска и лопаток. На границе фиксирующего штифта (рис.3а) из технологических соображений ставились условия полного прилипания. На рис.3б представлена зона концентрации максимальных растягива-

вающих напряжений в левом (скругленном) углу паза в диске, в который вставляется лопатка. Величина напряжений показана 12 оттенками серого цвета в диапазоне 0-240 МПа. Видно, что концентрация напряжений нарастает от фронтальной к тыльной части паза, что совпадает с данными о расположении зон зарождения усталостных трещин в тыльной части диска [1].

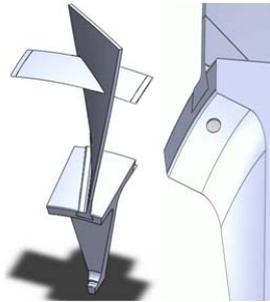


Рис.3а. Сектор диска с лопаткой.

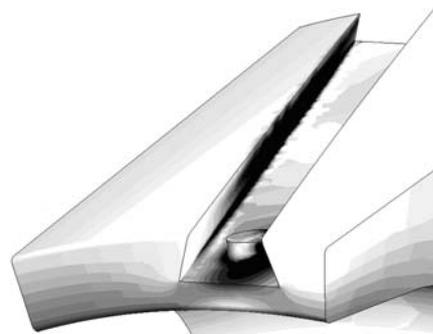


Рис.3б. Максимальное главное напряжение.

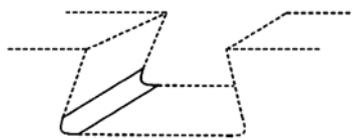


Рис.4а. Зона концентрации напряжений.

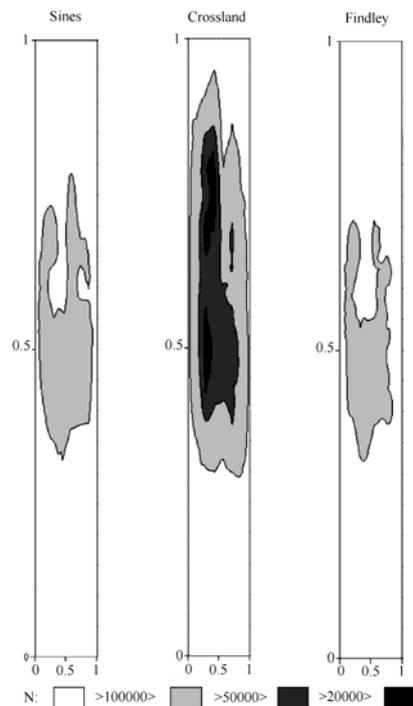


Рис.4б. Распределение долговечности для МЦУ.

3.2. Оценка долговечности по критериям малоциклового усталости. Наименьшая долговечность получилась для окрестности левого угла контактного соединения диска и лопатки типа «ласточкин хвост» в зонах максимальной концентрации напряжений, которая выделена на рис.4а сплошными линиями. На рис.4б показаны рассчитанные величины числа полетных циклов до разрушения N для выбранных критериев и мо-

делей многоосного усталостного разрушения. По горизонтальной оси отложена безразмерная координата закругления левого угла паза соединения, по вертикальной оси отложена безразмерная координата по глубине паза.

Представленные результаты расчета напряжённо-деформированного состояния и оценки числа полетных циклов до разрушения N были сопоставлены с результатами выполненного в [1] анализа наблюдаемых при эксплуатации закономерностей зарождения и роста усталостных трещин у данного типа дисков.

Критерии Сайнса и Финдли дали оценку долговечности дисков ГТД на уровне 20 000 – 50 000 циклов. Критерий Кроссланда предсказал возможность усталостного разрушения менее чем в 20 000 полетных циклов. В целом все эти критерии дали сходное расположение зон усталостного разрушения.

4. Пример расчета многоосного напряженного состояния и оценки долговечности диска компрессора ГТД при высокочастотных колебаниях

4.1. Альтернативный механизм усталостного разрушения. Многоосные критерии при сверхмногоциклового усталости (СВМУ). Дополнительно исследовался альтернативный механизм усталостного нагружения, связанный с наблюдаемыми высокочастотными осевыми колебаниями бандажных полок. Амплитуды этих колебаний и вызываемые ими возмущения напряженного состояния в окрестности концентратора напряжений относительно невелики, однако число циклов при высокой частоте колебаний за время эксплуатации может достигнуть величин $10^9 \div 10^{10}$, что приводит к необходимости исследования режима сверхмногоциклового усталости (СВМУ) и возможности усталостного разрушения при уровне напряжений, меньшем классического предела усталости материала [1,14].

В настоящее время отсутствуют экспериментально обоснованные модели многоосной усталости в режиме СВМУ. Поэтому для оценок долговечности применялись известные критерии многоосного усталостного разрушения МЦУ (2), (4) и (6) адаптированы ниже к режиму СВМУ с учетом подобия левой и правой ветвей усталостных кривых, отвечающих МЦУ и СВМУ режимам, соответственно (см. рис.1).

4.1.1. Обобщение модели Сайнса (2). Для определения параметров многоосной модели в режиме СВМУ по одноосным усталостным кривым используем те же соображения, которые применялись при их определении для режима МЦУ. Но при этом учтем подобие левой и правой ветвей усталостной кривой с помощью замен $\sigma_B \rightarrow \sigma_u$, $\sigma_u \rightarrow \tilde{\sigma}_u$, $\sigma_{u0} \rightarrow \tilde{\sigma}_{u0}$, где $\tilde{\sigma}_u$ и $\tilde{\sigma}_{u0}$ – «новые» пределы усталости на правой ветви усталостной кривой для коэффициентов асимметрии $R = -1$ и $R = 0$. Значения параметров для обобщенной модели Сайнса (3) в режиме СВМУ имеют вид

$$S_0 = \sqrt{2}\tilde{\sigma}_u/3, \quad A = 10^{-8\beta} \sqrt{2}(\sigma_u - \tilde{\sigma}_u)/3, \quad \alpha_s = \sqrt{2}(2k_{-1} - 1)/3, \quad k_{-1} = \tilde{\sigma}_u/\tilde{\sigma}_{u0}/2.$$

4.1.2. Обобщение модели Кроссланда (4). Аналогично, параметры обобщенной модели Кроссланда (5) в режиме СВМУ имеют значения:

$$S_0 = \tilde{\sigma}_u \left[\sqrt{2}/3 + (1 - \sqrt{2}/3)\alpha_c \right], \quad A = 10^{-8\beta} (\sigma_u - \tilde{\sigma}_u) \left[\sqrt{2}/3 + (1 - \sqrt{2}/3)\alpha_c \right].$$

4.1.3. Обобщение модели Финдли (6). Также определены параметры обобщенной модели Финдли в режиме СВМУ:

$$S_0 = \tilde{\sigma}_u \left(\sqrt{1 + \alpha_F^2} + \alpha_F \right) / 2, \quad A = 10^{-8\beta} (\sigma_u - \tilde{\sigma}_u) \left(\sqrt{1 + \alpha_F^2} + \alpha_F \right) / 2.$$

Для расчетов выбраны следующие значения усталостных параметров титанового сплава в режиме СВМУ: $\sigma_u = 450$ МПа, $\tilde{\sigma}_u = 250$ МПа, $\tilde{\sigma}_{u0} = 200$ МПа, $\beta = -0.3$.

4.2. Расчет низкоамплитудных осевых колебаний бандажных полок. Осевые смещения бандажных полок связаны с волновыми возмущениями, которые распространяются по угловой координате. На полный набор лопаток обычно укладывается 12-16 полуволн. Это дает возможность ввести в качестве крайних состояний элементарного цикла данного типа нагружения два положения сектора диска с одной лопаткой. В этих положениях при нулевом осевом смещении правого конца бандажной полки осевые смещения левого конца направлены в противоположных направлениях и в режимах эксплуатации достигают величины порядка 1мм. Рассматриваемые низкоамплитудные воздействия накладываются на основное напряженное состояние в полетном цикле нагружения, определяемое крейсерской скоростью полета и базовой частотой вращения диска компрессора, которое рассчитано в разделе 3.

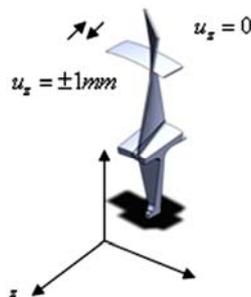


Рис.5а. Схема высокочастотного цикла.

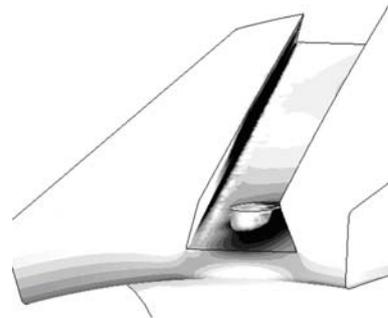


Рис. 5б. Максимальное главное напряжение.

На рис.5а показана схема приложения низкоамплитудных осевых смещений. Таким образом, рассматриваются случаи, когда на левую границу приходится максимум или минимум амплитуды колебаний, равной ± 1 мм при частоте 3000 об/мин.

На рис.5б представлено распределение максимального главного напряжения в окрестности паза диска при максимальном угле закручивания лопатки в высокочастотном цикле ее крутильных колебаний с учетом центробежных и аэродинамических нагрузок на диск. Величина напряжений показана 12 оттенками серого цвета в диапазоне 0-240 МПа. Видно, что, как и в случае режима МЦУ, зона концентрации напряжений сосредоточена в левом углу паза.

4.3. Оценка долговечности по критериям СВМУ. На рис.6 для окрестности левого угла контактного соединения диска и лопатки (в зонах максимальной концентрации напряжений) показаны рассчитанные величины числа циклов до разрушения N для трех выбранных обобщенных критериев по напряженному состоянию (Сайнса, Кроссланда и Финдли) в режиме СВМУ.

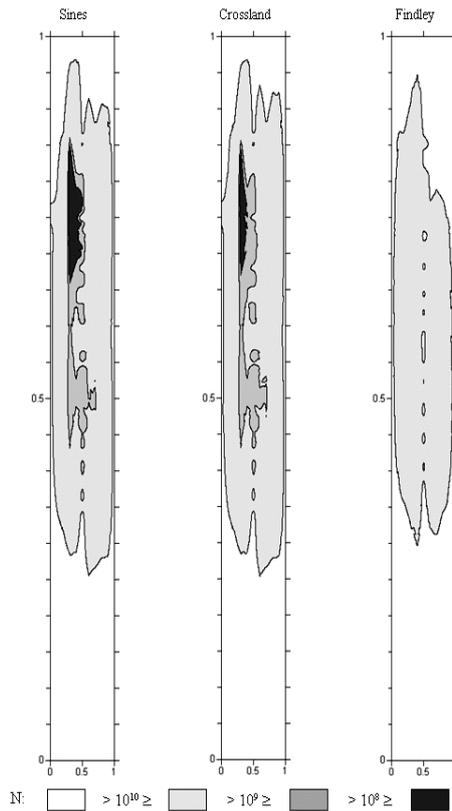


Рис.6. Распределение долговечности в режиме СВМУ.

Несмотря на относительно невысокий уровень амплитуд напряжений в цикле, расчетами показано, что и в этом случае возникают зоны возможного усталостного разрушения, расположенные в тыльной зоне левого угла паза диска, примерно там же, где и в случае полетных циклов нагружения. Величина N , при которой они появляются, имеет порядок $10^9 \div 10^{10}$, что в пересчете на реальное время процесса с периодом цикла 0.02 с (при выбранной частоте колебаний) дает величину 50 000 час, вполне достижимую в процессе эксплуатации. Хотя эти оценки весьма приблизительны, они указывают на принципиальную возможность развития усталостного разрушения в указанных зонах диска компрессора как по механизму МЦУ (полетный цикл нагружения), так и по механизму СВМУ (высокочастотные, низкоамплитудные вибрации элементов конструкции). Тем большую опасность может иметь результат взаимодействия этих механизмов, поскольку они проявляют себя в близкорасположенных зонах и на близких масштабах реального времени.

5. Выводы

В работе проведен сравнительный численный анализ и оценка долговечности диска компрессора ГТД для двух альтернативных механизмов усталостного разрушения МЦУ и СВМУ. Выполненные расчеты указывают на близкое расположение зон усталостного разрушения и близость оценок долговечности для МЦУ и СВМУ в реальном времени.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *A.A. Шанивский*. Моделирование усталостных разрушений металлов. – Уфа.: Изд-во научной технической литературы «Монография», 2007, 498 с.;
A.A. Shaniavskii. Modelirovanie ustalostnykh razrushenii metallov. – Ufa: Izd-vo nauchno-tehnicheskoi literatury «Monografiia», 2007, 498 s.
2. *N.G. Burago, A.B. Zhuravlev, I.S. Nikitin*. Models of Multiaxial Fatigue Fracture and Service Life Estimation of Structural Elements // *Mechanics of Solids*, 2011, v.46, №6, p. 828-838.
3. *M.A. Meggiolaro, A.C. Miranda, J. de Castro*. Comparison among fatigue life prediction methods and stress-strain models under multiaxial loading // *Proceedings of 19th Int. Congress of Mech. Eng.*, 2007, Brasilia, DF.
4. *D.F. Socie, G.B. Marquis*. Multiaxial fatigue. Society of Automotive Engineers, 2000, p.129-169.
5. *N. Shamsaei, M. Gladyski, K. Panasovskyi, S. Shukaev, A. Fatemi*. Multiaxial fatigue of titanium including step loading and path alternation and sequence affects // *Int. J. of fatigue*, 2010, v.32, p.1862-1874.
6. *J. Lemaître, J.L. Chaboche*. *Mechanics of solid materials*. – Cambridge University Press, 1994, 582 p.
7. *J.L. Chaboche, P.M. Lesne*. Non-linear continuous fatigue damage model // *Fatigue and Fracture of Eng. Materials and Structures*, 1988, v.11, №1, p.1-17.
8. *A.K. Marmi, A.M. Habraken, L. Duchene*. Multiaxial fatigue damage modeling at macro scale of Ti6Al4V alloy // *Int. J. of Fatigue*, 2009, v.31, p.2031-2040.
9. *I.V. Papadopoulos, P. Davoli, C. Gorla, M. Filippini, A. Bernasconi*. A comparative study of multiaxial high-cycle fatigue criteria for metals // *Int. J. of Fatigue*, 1997, v.19(3), p.219-235.
10. *Ying-Yu Wang, Wei-Xing Yao*. Evaluation and comparison of several multiaxial fatigue criteria // *Int. J. of Fatigue*, 2004, v.26, p.17-25.
11. *G. Sines*. Behavior of metals under complex static and alternating stresses. Metal fatigue. – McGraw-Hill, 1959, p.145-169.
12. *B. Crossland*. Effect of large hydrostatic pressures on torsional fatigue strength of an alloy steel // *Proc. Int. Conf. on Fatigue of Metals*, London, 1956, p.138-149.
13. *W.N. Findley*. A theory for the effect of mean stress on fatigue of metals under combined torsion and axial load or bending // *J. of Eng. for Industry*, 1959, p.301-306.
14. *C. Bathias, P.C. Paris*. Gigacycle fatigue in mechanical practice. Marcel Dekker. – New York, 2005, 304 p.
15. *Н.Г. Бураго, А.Б. Журавлев, И.С. Никитин*. Анализ напряженного состояния контактной системы «диск-лопатка» газотурбинного двигателя // *Вычисл. мех. сплош. сред*, 2011, т.4, №2, с.5-16;
N.G. Burago, A.B. Zhuravlev, I.S. Nikitin. Analiz napriazhennogo sostoiianiia kontaktnoi sistemy «disk-lopalka» gazoturbinного dvigatel'ia // *Vychisl. mekh. splosh. sred*, 2011, т.4, №2, с.5-16.
16. *V. Bonnard, J.L. Chaboche, H. Cherouali, P. Kanoute, E. Ostojka-Kuczynski, F. Vogel*. Investigation of multiaxial fatigue in the prospect of turbine disc applications: Part II – Fatigue criteria analysis and formulation of a new combined one. *Proceedings the 9-th Intern. Conf. of Multiaxial Fatigue and Fracture (ICMFF9)*, Parma, Italy, 2010, p.691-698.
17. *Н.Г. Бураго, А.Б. Журавлев, И.С. Никитин*. Сверхмногоцикловое усталостное разрушение титановых дисков компрессора // *Вестник ПНИПУ. Механика*, 2013, №1, с.52-67;
N.G. Burago, A.B. Zhuravlev, I.S. Nikitin. Sverkhmnogotsiklovoe ustalostnoe razrushenie titanovykh diskov kompressora // *Vestnik PNIPU. Mekhanika*, 2013, №1, s.52-67.
18. *А.М. Мхитарян*. Аэродинамика. – М.: Машиностроение, 1976, 447 с.;
А.М. Mkhitarian. Aerodinamika. – М.: Mashinostroenie, 1976, 447 s.
19. *Н.Е. Кочин, И.А. Кибель, Н.В. Розе*. Теоретическая гидромеханика. Ч.1. – М.: Физматгиз, 1963, 584 с.;
N.E. Kochin, I.A. Kibel, N.V. Roze. Teoreticheskaiia gidromekhanika. Ch.1. – М.: Fizmatgiz, 1963, 584 s.

Поступила в редакцию 29.06.15