

УДК 539.3

© 2011 г. Н. Г. БУРАГО, А. Б. ЖУРАВЛЕВ, И. С. НИКИТИН

МОДЕЛИ МНОГООСНОГО УСТАЛОСТНОГО РАЗРУШЕНИЯ И ОЦЕНКА ДОЛГОВЕЧНОСТИ ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИЙ

Исследуются критерии и модели многоосного разрушения в условиях малоциклового усталости (МЦУ). Определены параметры моделей на основе экспериментальных данных одноосных усталостных испытаний при различных коэффициентах асимметрии цикла. Описана процедура расчета напряженного состояния диска компрессора газотурбинного двигателя (ГТД) в полетном цикле нагружения. С использованием рассчитанного напряженного состояния с помощью моделей многоосного усталостного разрушения получены оценки долговечности диска компрессора. Результаты сопоставлены с данными наблюдений при эксплуатации.

Ключевые слова: модель многоосного усталостного разрушения, оценка долговечности, концентрация напряжений, центробежная нагрузка, аэродинамическая нагрузка.

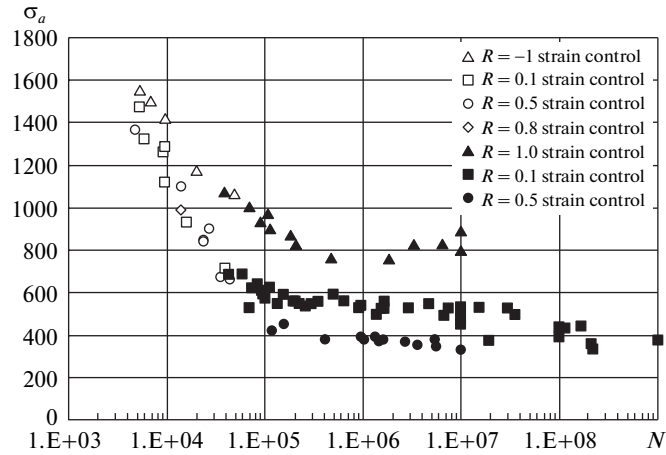
1. Введение. Данная работа содержит описание основных моделей многоосного усталостного разрушения в условиях малоциклового усталости (МЦУ), а также пример их применения к оценке долговечности элементов конкретной технической конструкции.

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 деформированному состоянию или по накопленной повреждаемости. 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.

Подходы, связанные с изучением кинетики роста усталостной трещины в зависимости от числа циклов нагружения и вида напряженного состояния, в данной работе не рассматриваются.

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 условиях, моделирующих эксплуатационные.

2. Модели многоосного усталостного разрушения. 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 опи-



Фиг. 1

сании 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.

Используются два типа представления усталостных одноосных испытаний в виде экспериментального набора точек (и/или соответствующих аппроксимирующих кривых) $\sigma_a(N)$ и $\sigma_{\max}(N)$, изображающих при разных значениях параметра асимметрии R предельное число циклов до разрушения N для определенных значений амплитуды напряжений $\sigma_a(N)$ (первый тип) или максимального напряжения $\sigma_{\max}(N)$ (второй тип).

Экспериментальные данные одноосных испытаний описываются кривыми Веллера, которые аналитически могут быть представлены соотношением Баскина [1–3]

$$\sigma = \sigma_u + \sigma_c N^\beta \quad (2.1)$$

где σ_u – предел усталости, σ_c – коэффициент усталостной прочности, β – показатель усталостной прочности, N – число циклов до разрушения. Типичные результаты для титанового сплава [4, 5] показаны на фиг. 1.

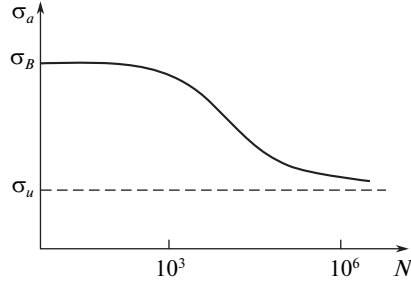
Задача исследования усталостного разрушения состоит в определении пространственного распределения функции числа циклов до разрушения N из уравнений типа (2.1), обобщенных на случай многоосного напряженного состояния и содержащих рассчитанные напряжения в рассматриваемой конструкции.

Если представить зависимости $\sigma_a(N)$ в виде $\sigma_a = \sigma_u + \sigma_c N^\beta$ при $R = -1$, $\sigma_a = \sigma_{u0} + \sigma_{c0} N^\beta$ при $R = 0$, то соответствующие кривые $\sigma_{\max}(N)$ будут иметь вид:

$$\sigma_{\max} = \sigma_u + \sigma_c N^\beta \quad \text{при } R = -1 \quad (2.2)$$

$$\sigma_{\max} = 2\sigma_{u0} + 2\sigma_{c0} N^\beta \quad \text{при } R = 0 \quad (2.3)$$

Отношение пределов усталости по кривым $\sigma_{\max}(N)$ при $R = -1$ и $R = 0$ равно $k_{-1} = \sigma_u / (2\sigma_{u0})$, где σ_u и σ_{u0} – пределы усталости по кривым $\sigma_a(N)$ при $R = -1$ и $R = 0$ соответственно.



Фиг. 2

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

2.1.1. *Модель Сайнса*. Обобщение одноосной усталостной кривой (2.1) на случай многоосного напряженного состояния согласно [6] имеет вид:

$$\Delta\tau/2 + \alpha_s \sigma_{\text{mean}} = S_0 + AN^\beta, \quad \sigma_{\text{mean}} = (\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3)_{\text{mean}}, \quad (2.4)$$

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

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.

Для определения параметров модели по одноосным усталостным кривым перепишем ее уравнение для одноосной кривой $\sigma_{\text{max}}(N)$ при $R = -1$ и $R = 0$.

При $R = -1$ имеем $\Delta\tau/2 = \sqrt{(2\sigma_{\text{max}})^2 + (2\sigma_{\text{max}})^2} / 6 = \sqrt{2}\sigma_{\text{max}}/3$, $\alpha_s \sigma_{\text{mean}} = 0$. Отсюда следует $\sqrt{2}\sigma_{\text{max}}/3 = S_0 + AN^\beta$. Сравнивая с одноосным представлением (2.2), можно получить связи $S_0 = \sqrt{2}\sigma_u/3$, $A = \sqrt{2}\sigma_c/3$.

При $R = 0$ имеем $\Delta\tau/2 = \sqrt{(\sigma_{\text{max}})^2 + (\sigma_{\text{max}})^2} / 6 = \sqrt{2}\sigma_{\text{max}}/6$, $\alpha_s \sigma_{\text{mean}} = \alpha_s \sigma_{\text{max}}/2$. В результате получим $(\sqrt{2}/6 + \alpha_s/2)\sigma_{\text{max}} = S_0 + AN^\beta$. Из (2.3) следует связь $S_0 = 2\sigma_{u0}(\sqrt{2}/6 + \alpha_s/2)$. Приравнявая значения S_0 , находим параметр $\alpha_s = \sqrt{2}(2k_{-1} - 1)/3$.

Примем во внимание следующее обстоятельство. Представление одноосных усталостных кривых соотношениями (2.1) справедливо, начиная с уровней $N \sim 1000$, до этих значений $\sigma(N)$ меняется незначительно и имеет порядок предела прочности σ_B [1, с. 378], что показано на фиг. 2. Поэтому для оценки параметра A используем приближенное соотношение: $\sqrt{2}\sigma_B/3 = S_0 + 10^{3\beta}A$.

Выпишем окончательные выражения параметров многоосной модели через параметры одноосных усталостных кривых при $R = -1$ и $R = 0$:

$$S_0 = \sqrt{2}\sigma_u/3, \quad A = 10^{-3\beta}\sqrt{2}(\sigma_B - \sigma_u)/3, \quad \alpha_s = \sqrt{2}(2k_{-1} - 1)/3, \quad k_{-1} = \sigma_u/(2\sigma_{u0}) \quad (2.5)$$

2.1.2. *Модель Кроссланда*. Обобщение одноосной усталостной кривой на случай многоосного напряженного состояния согласно [7] имеет вид:

$$\Delta\tau/2 + \alpha_s(\bar{\sigma}_{\text{max}} - \Delta\tau/2) = S_0 + AN^\beta, \quad \bar{\sigma}_{\text{max}} = (\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3)_{\text{max}} \quad (2.6)$$

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

Для определения параметров модели по одноосным усталостным кривым перепишем ее уравнение для одноосной кривой $\sigma_{\max}(N)$ при $R = -1$ и $R = 0$.

$$\text{При } R = -1 \text{ имеем } \Delta\tau/2 = \sqrt{(2\sigma_{\max})^2 + (2\sigma_{\max})^2}/6 = \sqrt{2}\sigma_{\max}/3, \alpha_c \bar{\sigma}_{\max} = \alpha_c \sigma_{\max}.$$

Следовательно $(\sqrt{2}/3 + (1 - \sqrt{2}/3)\alpha_c)\sigma_{\max} = S_0 + AN^\beta$. Сравнивая с одноосным представлением $\sigma_{\max} = \sigma_u + \sigma_c N^\beta$, находим

$$S_0 = (\sqrt{2}/3 + (1 - \sqrt{2}/3)\alpha_c)\sigma_u, \quad A = (\sqrt{2}/3 + (1 - \sqrt{2}/3)\alpha_c)\sigma_c$$

При $R = 0$ приходим к выражениям $\Delta\tau/2 = \sqrt{(\sigma_{\max})^2 + (\sigma_{\max})^2}/6 = \sqrt{2}\sigma_{\max}/6, \alpha_c \bar{\sigma}_{\max} = \alpha_c \sigma_{\max}$. В результате имеем $(\sqrt{2}/6 + (1 - \sqrt{2}/6)\alpha_c)\sigma_{\max} = S_0 + AN^\beta$. Сравнивая с одноосным представлением $\sigma_{\max} = 2\sigma_{u0} + 2\sigma_{c0}N^\beta$, получаем, что $S_0 = 2\sigma_{u0}(\sqrt{2}/6 + (1 - \sqrt{2}/6)\alpha_c)$. Приравняв значения S_0 , находим $\alpha_c = (k_{-1}\sqrt{2}/3 - \sqrt{2}/6)/[(1 - \sqrt{2}/6) - k_{-1}(1 - \sqrt{2}/3)]$

Повторяя соображения, высказанные при определении параметров предыдущей модели, определяем уточненное значение A . Окончательные выражения для связи параметров многоосной модели с параметрами одноосных усталостных кривых при $R = -1$ и $R = 0$ имеют вид

$$S_0 = \sigma_u[\sqrt{2}/3 + (1 - \sqrt{2}/3)\alpha_c], \quad A = 10^{-3\beta}[\sqrt{2}/3 + (1 - \sqrt{2}/3)\alpha_c](\sigma_B - \sigma_u) \quad (2.7)$$

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

Параметры $\sigma_u, \sigma_{u0}, \sigma_c$ и показатель степени β для различных материалов определяются по данным одноосных усталостных испытаний при различных коэффициентах асимметрии цикла.

Имея в виду конкретный расчетный пример, рассмотренный далее, приведем приближенные значения параметров для титанового сплава Ti-6Al-4V [4, 5]: 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 $\nu = 0.32$.

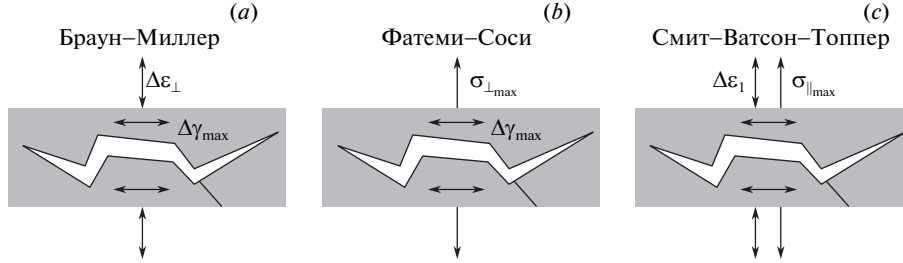
2.2. *Модели оценок по деформированному состоянию.* Классическое соотношение Коффина–Мэнсона [1], описывающее одноосное усталостное разрушение по изменению деформации в цикле нагружения, имеет вид:

$$\frac{\Delta\varepsilon}{2} = \frac{\sigma_c}{E}(2N)^b + \varepsilon_c(2N)^c$$

где σ_c – коэффициент усталостной прочности (осевой), ε_c – коэффициент усталостной пластичности (осевой), b и c – соответствующие показатели усталостной прочности и пластичности.

Кратко перечислим модели, обобщающие соотношение Коффина–Мэнсона на случай многоосного усталостного разрушения. Иллюстрация механизмов усталостного разрушения, заложенных в каждой из перечисленных ниже моделей, заимствованная из работы [8], приведена на фиг. 3, *a, b, c*.

2.2.1. *Модель Брауна–Миллера.* Модель предложена в [9], механизм усталостного разрушения, соответствующий ей, проиллюстрирован на фиг. 3, *a*. В данной модели



Фиг. 3

учитывается влияние деформаций, нормальных к площадке максимальных сдвиговых деформаций:

$$\frac{\Delta\gamma_{\max}}{2} + \alpha_{bm}\Delta\varepsilon_{\perp} = \beta_1 \frac{\sigma_c - 2\sigma_{\perp\text{mean}}}{E} (2N)^b + \beta_2 \varepsilon_c (2N)^c \quad (2.8)$$

где $\gamma_{ij} = 2\varepsilon_{ij}$; ε_{ij} – компоненты тензора деформации; $\Delta\gamma_{\max}/2$ – размах максимальных сдвиговых деформаций, достигаемых на некоторой площадке; $\Delta\varepsilon_{\perp}$ – размах нормальных деформаций на этой площадке; $\sigma_{\perp\text{mean}}$ – среднее за цикл нормальное напряжение на этой площадке. Приближенные значения для коэффициентов даны в [8]: $\alpha_{bm} = 0.3$, $\beta_1 = (1 + \nu) + (1 - \nu)\alpha_{bm}$, $\beta_2 = 1.5 + 0.5\alpha_{bm}$

2.2.2. Модель Фатемид–Соси. Модель предложена и развита в [10–13], механизм усталостного разрушения проиллюстрирован на фиг. 3, *b*. В данной модели учитывается влияние напряжений, нормальных к площадке максимальных сдвиговых деформаций:

$$\frac{\Delta\gamma_{\max}}{2} (1 + k \frac{\sigma_{\perp\text{max}}}{\sigma_y}) = \frac{\tau_c}{G} (2N)^{b_0} + \gamma_c (2N)^{c_0} \quad (2.9)$$

Здесь $\sigma_{\perp\text{max}}$ – максимальное за цикл нормальное напряжение на площадке, где достигается γ_{\max} ; σ_y – предел текучести материала; τ_c – коэффициент усталостной прочности (сдвиговой); γ_c – коэффициент усталостной пластичности (сдвиговой); b_0 и c_0 – соответствующие показатели усталостной прочности и пластичности. Приближенное значение коэффициента k равно $k = 0.5$ [13].

2.2.3. Модель Смита–Ватсона–Топпера. Модель предложена в [14], механизм усталостного разрушения проиллюстрирован на фиг. 3, *c*. В данной модели учитывается влияние напряжений, нормальных к площадке максимальных растягивающих деформаций:

$$\frac{\Delta\varepsilon_1}{2} \sigma_{\perp 1\text{max}} = \frac{\sigma_c^2}{E} (2N)^{2b} + \sigma_c \varepsilon_c (2N)^{b+c} \quad (2.10)$$

где $\Delta\varepsilon_1$ – изменение максимальной главной деформации в цикле; $\sigma_{\perp 1\text{max}}$ – максимальное нормальное напряжение на этой площадке.

Усталостные параметры титановых сплавов для данного класса моделей выбраны следующим образом.

В [15] дана оценка для параметра $\sigma_c = 1.67\sigma_B$, в [16] этот параметр оценивался как $\sigma_c = \sigma_B + 345$ МПа. В [15–17] усталостные параметры (осевые) оценены так: $\varepsilon_c = 0.35$,

$b = -0.095$, $c = -0.69$. Для сдвиговых усталостных параметров соотношения даны в [8]:
 $\tau_c = \sigma_c/\sqrt{3}$, $\gamma_c = \varepsilon_c/\sqrt{3}$, $b = b_0$, $c = c_0$.

Окончательно в расчетах принималось: $\sigma_c = 1445$ МПа, $\varepsilon_c = 0.35$, $b = -0.095$,
 $c = -0.69$, $\tau_c = 835$ МПа, $\gamma_c = 0.20$, $b_0 = -0.095$, $c_0 = -0.69$, $\sigma_y = 910$ МПа.

Заметим, что похожие значения параметров приведены в [13]: $\sigma_c = 1180$ МПа,
 $\varepsilon_c = 0.278$, $b = -0.025$, $c = -0.665$, $\tau_c = 881$ МПа, $\gamma_c = 0.18$, $b_0 = -0.082$, $c_0 = -0.470$,
 $\sigma_y = 910$ МПа.

2.3 Модели усталостного разрушения с повреждаемостью. 2.3.1. Модель Лемэтра–Шабюша. В работах [18–20] предложено дифференциальное уравнение для повреждаемости D , накапливаемой при многоосном циклическом нагружении:

$$\frac{dD}{dN} = [1 - (1 - D)^{\beta+1}]^\alpha \left[\frac{A_{IIa}}{M_0(1 - 3b_2\bar{\sigma})(1 - D)} \right]^\beta,$$

$$\alpha = 1 - a \left\langle \frac{(A_{IIa} - A^*)}{(\sigma_u - \sigma_{VM})} \right\rangle, \quad 0 \leq D \leq 1$$

Интегрирование приводит к результату:

$$N = \frac{1}{(1 + \beta)a_M} \left[\frac{(1 - 3b_2\bar{\sigma})}{A_{IIa}} \right]^\beta \left\langle \frac{(\sigma_u - \sigma_{VM})}{(A_{IIa} - A^*)} \right\rangle \quad (2.11)$$

с сохраненными обозначениями из [20]:

$$A_{IIa} = 0.5\sqrt{1.5(S_{ij,\max} - S_{ij,\min})(S_{ij,\max} - S_{ij,\min})}, \quad \sigma_{VM} = \sqrt{0.5S_{ij,\max}S_{ij,\max}}$$

$$\bar{\sigma} = (\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3)_{\text{mean}}/3, \quad A^* = \sigma_{10}(1 - 3b_1\bar{\sigma}), \quad a_M = a/M_0^\beta$$

где $S_{ij,\max}$ и $S_{ij,\min}$ – максимальное и минимальное значение девиатора напряжений в цикле нагружения, для угловых скобок принято обозначение: $\langle X \rangle = 0$ при $X < 0$, $\langle X \rangle = X$ при $X \geq 0$. Параметры модели для титанового сплава, приведенные в [20], имеют значения: $\beta = 7.689$, $b_1 = 0.0012$, $b_2 = 0.00085$ 1/МПа, $a_M = 4.1 \cdot 10^{-28}$, $\sigma_{10} = 395$ МПа, $\sigma_u = 1085$ МПа.

2.3.2. Модель УЛ (Университет Льеж). Эта модель предложена и обоснована в [5]. Проинтегрированное дифференциальное уравнение для повреждаемости в этом случае дает результат

$$N = \frac{\gamma + 1}{C} \left\langle \frac{\sigma_u - \theta \cdot \sigma_{VM}}{A_{IIa} - A^*} \right\rangle f_{cr}^{-(\gamma+1)} \quad (2.12)$$

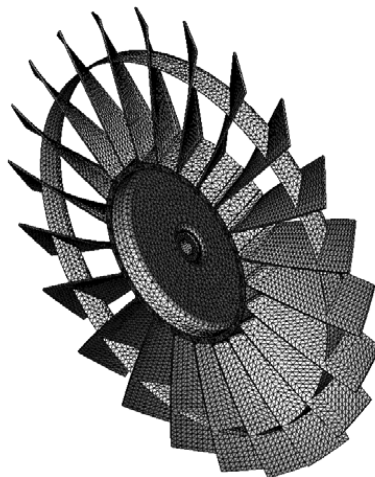
где сохранены обозначения из [5]:

$$f_{cr} = \frac{1}{b} (A_{IIa} + a\sigma_H - b), \quad f_{cr} > 0, \quad A^* = \sigma_{-1}(1 - 3s\sigma_H),$$

$$\sigma_H = (\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3)_{\text{max}}/3$$

Параметры модели [5] имеют следующие значения: $a = 0.467$, $b = 220$ МПа, $\gamma = 0.572$, $C = 7.12 \cdot 10^{-5}$, $\theta = 0.75$, $s = 0.00105$ 1/МПа, $\sigma_{-1} = 350$ МПа, $\sigma_u = 1199$ МПа.

3. Пример расчета многоосного напряженного состояния и оценки долговечности элементов конструкций. 3.1. Расчетная модель диска компрессора. В качестве примера рас-



Фиг. 4

смотрим задачу усталостного разрушения диска компрессора газотурбинного двигателя в полетных циклах нагружения в условиях малоциклового усталости.

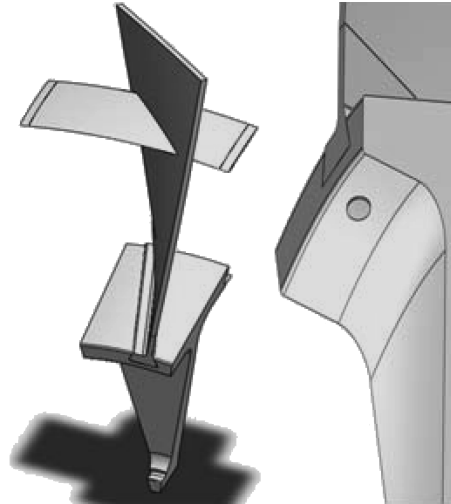
Ниже приведено описание вычислительной процедуры определения НДС контактной системы диска и лопаток компрессора во время полета и результаты расчетов. Обзор работ, посвященных этой тематике, сделан в [21]. По результатам расчета НДС на основе выбранных критериев и моделей разных типов далее получены оценки долговечности диска компрессора в условиях, моделирующих эксплуатационные.

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), (2.6), (2.8), (2.9), (2.10), (2.11), (2.12).

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.

В настоящее время формально существуют возможности решения связанной трехмерной задачи газодинамики и механики деформируемого твердого тела на основе современных прикладных программных пакетов. Однако недостаточное быстродействие ЭВМ делает такое решение труднодостижимым. Поэтому в данной работе анализ трехмерного напряженно-деформированного состояния контактной системы диска и лопаток компрессора (фиг. 4, 5) выполнен численно с помощью конечно-элементного пакета программ [22], а распределенные аэродинамические нагрузки определены приближенно аналитически с использованием классических решений об обтекании решетки пластинок под произвольным углом атаки, полученных методами ТФКП на основе гипотезы изолированного профиля [21, 23, 24] с учетом деформированного состояния лопаток.

Предполагается, что сечение лопатки с переменной кривой $\gamma(r)$ является пластиной длиной $2a$. Пусть v_∞ , p_∞ и ρ – скорость, давление и плотность газа на бесконечно-



Фиг. 5

сти; x – координата точек сечения пластины; $|x| \leq a$; r – радиальная координата сечения. Локальный угол атаки сечения равен $\alpha(r) = \gamma(r) - \arctg(v_\infty/(\omega r))$. Локальный шаг решетки равен $d = 2\pi r/N_1$, где N_1 – число лопаток на диске.

Формулы для перепада давлений на поверхности лопатки в решетке, полученные в [21], имеют вид:

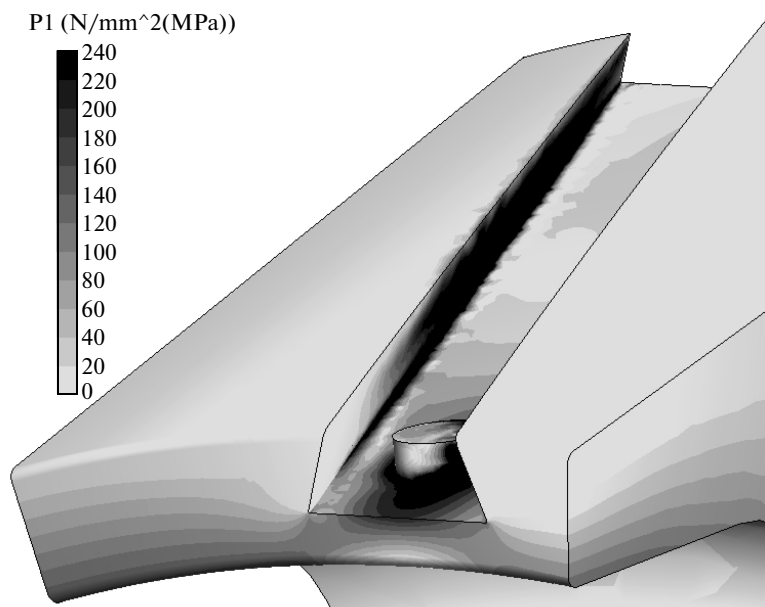
$$\Delta p(r, x) = \rho(v_\infty^2 + \omega^2 r^2) \exp(-aN_1/2r) \sin 2\alpha(r) \sqrt{\operatorname{sh} \frac{N_1(a-x)}{2r} / \operatorname{sh} \frac{N_1(a+x)}{2r}} \quad (3.1)$$

Сжимаемость газа учитывалась введением множителя Прандтля–Глауэрта $1/\sqrt{1-M^2}$, где M – число Маха набегающего потока; $M = w/c = \sqrt{v_\infty^2 + \omega^2 r^2}/c$; c – скорость звука, $\Delta p^c(r, x) = \Delta p(r, x)/\sqrt{1-M^2}$.

Приведенные формулы справедливы при выполнении условия дозвукового обтекания $\sqrt{v_\infty^2 + \omega^2 r^2} < c$ для любого сечения лопатки и использовались для определения распределенных аэродинамических давлений на лопатки при расчете напряженно-деформированного состояния рассматриваемой контактной системы.

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. Давление на лопатки принималось равным дополнительному давлению по формуле (3.1). Общее количество конечных элементов не превосходит 100 000, что вполне приемлемо для проведения расчетов на персональном компьютере. 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.

Расчет проводился в два этапа. На первом этапе на грубой сетке при упругом поведении материала рассчитывались деформации целого диска компрессора вместе с ло-

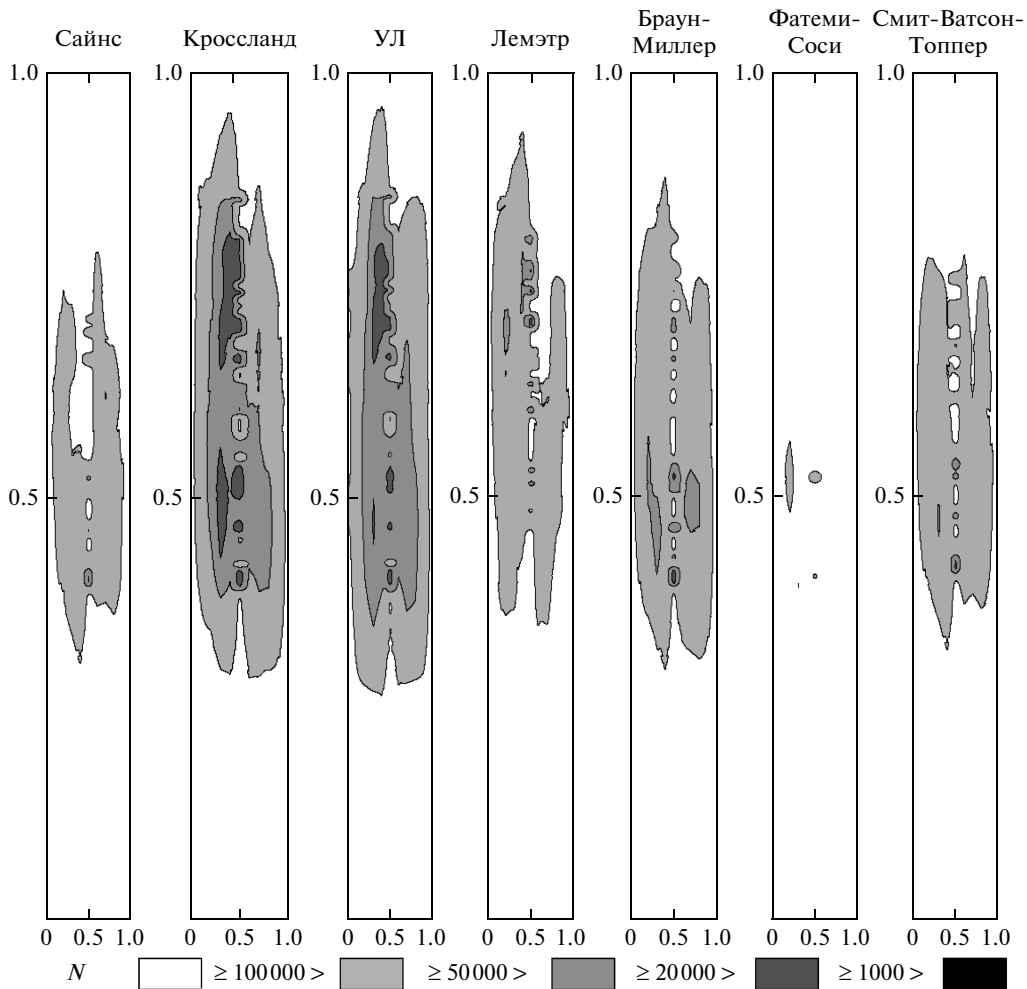


Фиг. 6

патками (фиг. 4), в результате определялись перемещения на границе сектора диска с одиночной лопаткой (фиг. 5). На втором этапе проводился уточненный расчет сектора диска с одной лопаткой (фиг. 5) на измельченной сетке при заданных граничных перемещениях, рассчитанных на первом этапе. В расчетах учитывались цилиндрические штифты, фиксирующие соединение каждой лопатки с диском, и бандажные полки. Их влияние на НДС описано в работах [25, 26].

Взаимовлияние аэродинамических нагрузок и деформированного состояния системы диска и лопаток учтено в итерационном процессе поочередного уточнения нагрузок и деформированного состояния [25, 26]. Расчеты показали, что для достижения приемлемой точности порядка 1% требуется 3–4 итерации. Наиболее опасными с точки зрения зарождения усталостных трещин, являются окрестности зон контакта диска и лопаток, имеющих вид соединения типа “ласточкин хвост” [21]. В расчетах 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 (фиг. 5) из технологических соображений ставились условия полного прилипания. На фиг. 6 показана зона концентрации максимальных растягивающих напряжений в левом (скругленном) углу паза в диске, в который вставляется лопатка. 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 [2].

3.2. Оценка долговечности элемента конструкции. На фиг. 7 для окрестности левого угла контактного соединения диска и лопатки типа “ласточкин хвост” (в зонах максимальной концентрации напряжений) показаны рассчитанные величины числа полетных циклов до разрушения N для выбранных критериев и моделей многоосного усталостного разрушения. На фиг. 8 рассматриваемая окрестность левого угла контактного паза диска выделена сплошной линией. На фиг. 7 по горизонтальной оси отложена

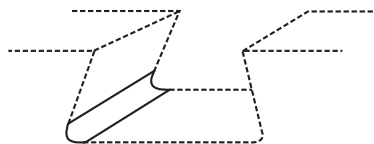


Фиг. 7

безразмерная координата закругления левого угла паза, по вертикальной оси отложена безразмерная координата по глубине паза.

Представленные результаты расчета напряженно-деформированного состояния и оценки числа полетных циклов до разрушения N были сопоставлены с результатами выполненного в [2] анализа наблюдаемых при эксплуатации закономерностей зарождения и роста усталостных трещин у данного типа дисков.

Критерии Сайнса, Лемэтра–Шабоша, Брауна–Миллера и Смита–Ватсона–Топпера дали оценку долговечности дисков ГТД на уровне 20000–50000 циклов. Критерии Кроссланда и УЛ предсказали возможность усталостного разрушения менее, чем в 20000 полетных циклов. В целом, все эти критерии дали сходное расположение зон усталостного разрушения. Критерий Фатеми–Соси дает результаты для долговечности порядка 100000 циклов. Расхождение оценки Фатеми–Соси с результатами, полученными по иным критериям, может свидетельствовать о том, что сдвиговой меха-



Фиг. 8

низ многоосного усталостного разрушения, отраженный в этом критерии, в чистом виде в полетных циклах нагружения не реализуется.

Выводы. В работе проведен анализ и идентификация параметров критериев многоосного разрушения для малоциклового усталости (МЦУ) по напряженному и деформированному состояниям, а также по накопленной повреждаемости.

Представлен пример использования данных моделей для исследования усталостного разрушения дисков компрессора ГТД серии Д30. Для этого разработана расчетная модель контактной системы диска и лопаток компрессора с учетом аэродинамических и центробежных нагрузок, моделирующих эксплуатационные, и выполнены расчеты напряженно-деформированного состояния. По различным критериям получены оценки долговечности выбранных элементов конструкции, соответствующие развитию процессов малоциклового усталостного разрушения с числом циклов до разрушения ~10 000–100 000.

Авторы благодарят А.А. Шанявского за ценные обсуждения результатов работы в процессе ее выполнения.

Исследование выполнено по плану ФЦП “Научные и научно-педагогические кадры инновационной России” на 2009–2013 годы.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Коллинз Дж.* Повреждение материалов в конструкциях. Анализ, предсказание, предотвращение. М.: Мир. 1984. 624 с.
2. *Шанявский А.А.* Моделирование усталостных разрушений металлов. Уфа. ООО “Монография”, 2007. 500 с.
3. *Bonnand V., Chaboche J.L., Cherouali H., Kanoute P., Ostoja-Kuczynski E., Vogel F.* Investigation of multiaxial fatigue in the prospect of turbine disc applications: Part II, Fatigue criteria analysis and formulation of a new combined one // Proc. 9th Int. Conf. of Multiaxial Fatigue and Fracture (ICMFF9) Parma, Italy, 2010. P. 691–698.
4. *Kallmeyer A.R., Krigo A., Kurath P.* Evaluation of multiaxial fatigue life prediction methodologies for Ti-6Al-4V // Trans. ASME J. Eng. Mater. Technol. 2002. V. 124. № 2. P. 229–237.
5. *Marmi A.K., Habraken A.M., Duchene L.* Multiaxial fatigue damage modeling of Ti6Al4V alloy // Proc. 9th Int. Conf. of Multiaxial Fatigue and Fracture (ICMFF9) Parma, Italy, 2010. P. 559–567.
6. *Sines G.* Behavior of metals under complex static and alternating stresses // Metal fatigue. L. McGraw-Hill. 1958. P. 145–169.
7. *Crossland B.* 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.
8. *Meggiolaro M.A., Miranda A.C., de Castro J.* Comparison among fatigue life prediction methods and stress-strain models under multiaxial loading // Proc. 19th Int. Congr. of Mech. Eng. 2007. Brasilia, DF.
9. *Brown M., Miller K.J.* A theory for fatigue under multiaxial stress-strain conditions // Proc. Inst. Mech. Engineers. 1973. V. 187. № 65. P. 745–756.
10. *Fatemi A., Socie D.F.* A critical plane approach to multiaxial fatigue damage including out-of-phase loading // Fatigue and Fracture of Eng. Materials and Structures. 1988. V. 11. № 3. P. 149–166.

11. *Socie D.F., Marquis G.B.* Multiaxial Fatigue. Warrendale, Pa: Soc. Autom. Engineers. 2000. 484 p.
12. *Shamsaei N., Fatemi A., Socie D.F.* Multiaxial fatigue evaluation using discriminating strain paths // *Int. J. Fatigue*. 2011. V. 33. № 4. P. 597–609.
13. *Shamsaei N., Gladyski M., Panasovskyi K., Shukaev S., Fatemi A.* Multiaxial fatigue of titanium including step loading and path alternation and sequence affects // *Int. J. Fatigue*. 2010. V. 32. № 11. P. 1862–1874.
14. *Smith R.N., Watson P., Topper T.H.* A stress-strain parameter for the fatigue of metals // *J. Materials*. 1970. V. 5. № 4. P. 767–778.
15. *Baumel A., Seeger T.* Materials Data for Cycling Loading. Supplement 1. Amsterdam: Elsevier, 1990. 1086 p.
16. *Lee Y.-L., Pan J., Hathaway R.B., Barkey M.* Fatigue Testing and Analysis. Theory and Practice. Oxford: Elsevier, 2005. 402 p.
17. *Basan R., Franulovic M., Prebil I., Crnjacic-Zic N.* Analysis of strain-life fatigue parameters and behavior of different groups of metallic materials // *Int. J. Fatigue*, 2011. V. 33. № 3. P. 484–491.
18. *Lemaitre J., Chaboche J.L.* Mechanics of Solid Materials. Cambridge: University Press, 1994. 556 p.
19. *Chaboche J.L., Lesne P.M.* Non-linear continuous fatigue damage model. // *Fatigue and Fracture of Eng. Materials and Structures*. 1988. V. 11. № 1. P. 1–17.
20. *Marmi A.K., Habraken A.M., Duchene L.* Multiaxial fatigue damage modeling at macro scale of Ti6Al4V alloy // *Int. J. Fatigue*. 2009. V. 31. № 11. P. 2031–2040.
21. *Бураго Н.Г., Журавлев А.Б., Никитин И.С., Юшков В.С.* Исследование напряженного состояния элементов конструкции ГТД. Препринт № 959. М: ИПМех РАН, 2010. 32 с.
22. *Алямовский А.А., Собачкин А.А., Одинцов Е.В., Харитонович А.И., Пономарев Н.Б.* SolidWorks Компьютерное моделирование в инженерной практике. СПб.: БХВ-Петербург, 2005. 799 с.
23. *Мхитарян А.М.* Аэродинамика. М.: Машиностроение, 1976. 446 с.
24. *Кочин Н.Е., Кибель И.А., Розе Н.В.* Теоретическая гидромеханика. Ч.1. М.: Физматгиз. 1963. 583 с.
25. *Бураго Н.Г., Журавлев А.Б., Никитин И.С.* Аэроупругий анализ контактной системы диска и лопаток ГТД // *Материалы 22 научно-технической конференции по аэродинамике. ЦАГИ*, 2011. С. 34.
26. *Бураго Н.Г., Журавлев А.Б., Никитин И.С.* Анализ напряженного состояния контактной системы “диск-лопатка” газотурбинного двигателя. // *Вычисл. механика. сплошных сред*. 2011. Т. 4. № 2. С. 5–16.

Москва
E-mail: i_nikitin@list.ru

Поступила в редакцию
20.07.11