

# УСТАЛОСТНОЕ РАЗРУШЕНИЕ ЭЛЕМЕНТОВ АВИАЦИОННЫХ КОНСТРУКЦИЙ

Бураго Н.Г., Журавлев А.Б., Никитин И.С.

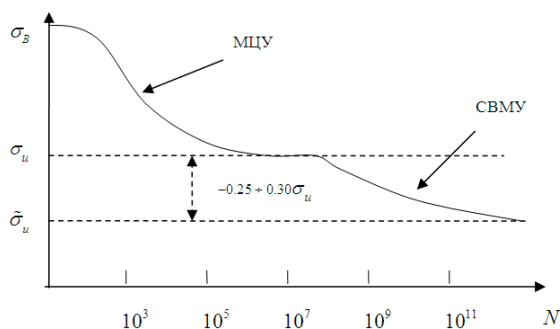
В предлагаемой работе исследуются критерии и модели многоосного разрушения в условиях малоциклового усталости (МЦУ) и в условиях сверхмногоциклового усталости (СВМУ). Описана процедура расчета напряженного состояния диска компрессора газотурбинного двигателя (ГТД) в полетном цикле нагружения и при низкоамплитудных вибрациях лопаток. С использованием рассчитанного напряженного состояния с помощью моделей многоосного усталостного разрушения получены оценки долговечности диска компрессора для альтернативных механизмов усталости МЦУ и СВМУ. Рассмотрены модельные задачи теории упругости о нагружении кольцевого диска на внешнем контуре переменными по углу радиальными напряжениями (аналог режима МЦУ) и крутящими моментами (аналог режима СВМУ). Подтверждены оценки долговечности, полученные на основании расчетов реальных элементов конструкции.

**1. Модели многоосного усталостного разрушения в режиме МЦУ.** 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  $\sigma_{\max}$  и  $\sigma_{\min}$  - 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 [1-3]

$$\sigma = \sigma_u + \sigma_c N^\beta \quad (1.1)$$

где  $\sigma_u$  - предел усталости,  $\sigma_c$  - коэффициент усталостной прочности,  $\beta$  - показатель усталостной прочности,  $N$  - число циклов до разрушения. Общий вид усталостной кривой представлен на фиг. 1, в данном режиме представляет интерес левая ветвь при  $N < 10^7$ .



Фиг. 1

Задача исследования усталостного разрушения состоит в определении пространственного распределения функции числа циклов до разрушения  $N$  из уравнений типа (1.1), 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].

*Модель Сайнса.* Обобщение одноосной усталостной кривой (1.1) на случай многоосного напряженного состояния согласно [3] имеет вид:

$$\Delta\tau/2 + \alpha_s \sigma_{\text{mean}} = S_0 + AN^\beta, \quad \sigma_{\text{mean}} = (\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3)_{\text{mean}} \quad (1.2)$$

где  $\sigma_{\text{mean}}$  - сумма главных напряжений, осредненная за цикл нагружения,  $\Delta\tau$  - изменение октаэдрического касательного напряжения за цикл;  $\Delta\tau/2$  - его амплитуда;  $\alpha_s$ ,  $S_0$ ,  $A$ ,  $\beta$  - параметры, определяемые по данным эксперимента.

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

$$S_0 = \sqrt{2}\sigma_u / 3, \quad A = 10^{-3\beta} \sqrt{2}(\sigma_B - \sigma_u) / 3, \quad \alpha_s = \sqrt{2}(2k_{-1} - 1) / 3, \quad k_{-1} = \sigma_u / (2\sigma_{u0}) \quad (1.3)$$

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

*Модель Кроссланда.* Обобщение одноосной усталостной кривой на случай многоосного напряженного состояния согласно [4] имеет вид:

$$\Delta\tau / 2 + \alpha_c (\bar{\sigma}_{\max} - \Delta\tau / 2) = S_0 + AN^\beta, \quad \bar{\sigma}_{\max} = (\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3)_{\max} \quad (1.4)$$

где  $\bar{\sigma}_{\max}$  - сумма главных напряжений, максимальная за цикл нагружения; параметры  $\alpha_c$ ,  $S_0$ ,  $A$ ,  $\beta$  подлежат определению. В этом случае параметры модели равны [2]:

$$S_0 = \sigma_u \left[ \sqrt{2} / 3 + (1 - \sqrt{2} / 3) \alpha_c \right], \quad A = 10^{-3\beta} \left[ \sqrt{2} / 3 + (1 - \sqrt{2} / 3) \alpha_c \right] (\sigma_B - \sigma_u), \quad \alpha_c = \alpha_c(k_{-1}) \quad (1.5)$$

*Модель Финдли.* Обобщение одноосной усталостной кривой на случай многоосного напряженного состояния в этой модели имеет вид [5]:

$$(\Delta\tau_s / 2 + \alpha_F \sigma_n)_{\max} = S_0 + AN^\beta \quad (1.6)$$

где  $\tau_s$ ,  $\sigma_n$  - 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  $\alpha_F$ ,  $S_0$ ,  $A$ ,  $\beta$  подлежат определению. По одноосным усталостным кривым при  $R = -1$  и  $R = 0$  определены параметры модели:

$$S_0 = \sigma_u \left( \sqrt{1 + \alpha_F^2} + \alpha_F \right) / 2, \quad A = 10^{-3\beta} \left( \sqrt{1 + \alpha_F^2} + \alpha_F \right) (\sigma_B - \sigma_u) / 2, \quad \alpha_F = \alpha_F(k_{-1}) \quad (1.7)$$

Имея в виду конкретный расчетный пример, рассмотренный далее, приведем приближенные значения параметров для титанового сплава Ti-6Al-4V [2]: 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  $\nu = 0.32$ .

Кроме того, для оценок долговечности в рассмотренном далее расчетном примере применялись критерии многоосного усталостного нагружения МЦУ по деформированному состоянию, основанные на обобщении классического соотношения Коффина-Мэнсона (Брауна-Миллера, Фатема-Соси, Смита-Ватсона-Топпера), а также модели усталостного разрушения с повреждаемостью Лемэтра-Шабаша и УЛ (Льежского Университета). Краткое описание этих моделей и сведения о параметрах для титанового сплава Ti-6Al-4V приведены в [2].

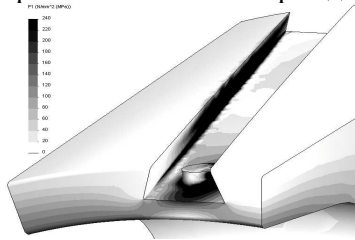
**2. Пример расчета многоосного напряженного состояния и оценки долговечности элементов конструкций в полетном цикле нагружения (МЦУ).** В качестве примера рассмотрим задачу усталостного разрушения диска компрессора газотурбинного двигателя в полетных циклах нагружения в условиях малоциклового усталости. 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 (1.2), (1.4), (1.6). 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.

В данной работе анализ трехмерного напряженно-деформированного состояния контактной системы диска и лопаток компрессора (фиг. 2-а) выполнен численно с помощью конечно-элементного пакета программ [6].

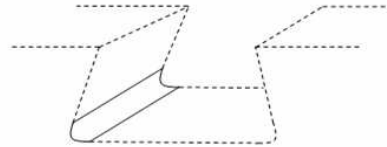
Параметры расчета принимались такими: угловая скорость вращения  $\omega = 314$  рад/с (3000 об/мин), скоростной напор на бесконечности  $\rho v_\infty^2 / 2 = 26000$  Н/м<sup>2</sup>, что соответствует скорости потока 200 м/с при плотности 1.3 кг/м<sup>3</sup>. Свойства материалов принимались следующими: диск

(титановый сплав):  $E=116 \text{ GPa}$ ,  $\nu=0.32$ ,  $\rho = 4370 \text{ кг/м}^3$ ; лопатки (алюминиевый сплав):  $E=69 \text{ GPa}$ ,  $\nu=0.33$ ,  $\rho = 2700 \text{ кг/м}^3$ ; фиксирующие штифты (сталь):  $E=207 \text{ GPa}$ ,  $\nu=0.27$ ,  $\rho = 7860 \text{ кг/м}^3$ .

Расчеты показали, что наиболее опасными с точки зрения зарождения усталостных трещин, являются окрестности зон контакта диска и лопаток, имеющих вид соединения типа «ласточкин хвост» [6]. На фиг. 2-а 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 [1].

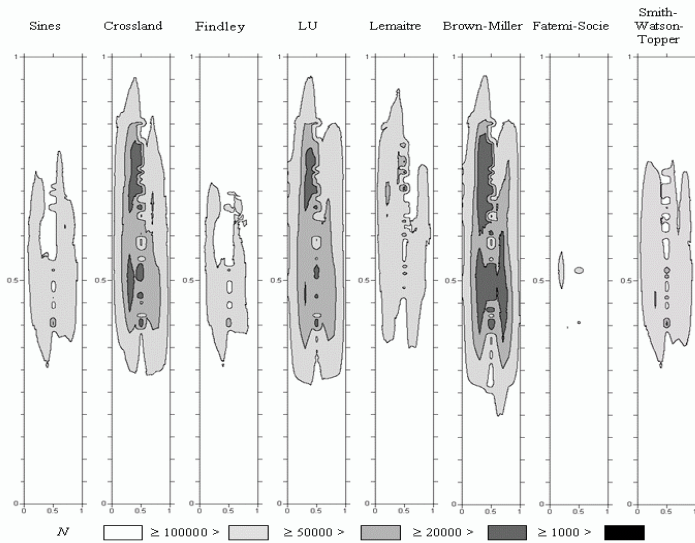


Фиг. 2-а

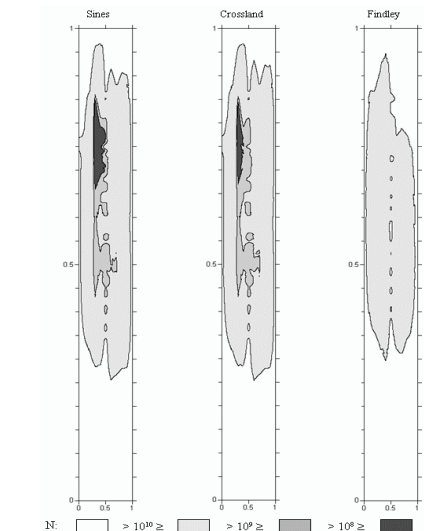


Фиг. 2-б

На фиг. 3-а 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. 2-б рассматриваемая окрестность левого угла контактного паза диска выделена сплошной линией. На фиг. 3-а по горизонтальной оси отложена безразмерная координата закругления левого угла паза, по вертикальной оси отложена безразмерная координата по глубине паза.



Фиг. 3-а. Оценка МЦУ долговечности.



Фиг. 3-б Оценка СВМУ долговечности

Критерии Сайнса, Лемэтра-Шабоша, Брауна-Миллера и Смита-Ватсона-Топпера дали оценку долговечности дисков ГТД на уровне 20 000 - 50 000 циклов. Критерии Кроссланда и УЛ предсказали возможность усталостного разрушения менее, чем в 20 000 полетных циклов. В целом, все эти критерии дали сходное расположение зон усталостного разрушения. Критерий Фатеми-Соси дает результаты для долговечности порядка 100 000 циклов. Расхождение оценки Фатеми-Соси с результатами, полученными по иным критериям, может свидетельствовать о том, что сдвиговой механизм многоосного усталостного разрушения, отраженный в этом критерии, в чистом виде в полетных циклах нагружения не реализуется.

**3. Пример расчета многоосного напряженного состояния и оценки долговечности элементов конструкций при низкоамплитудных осевых воздействиях.** 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].

В настоящее время отсутствуют экспериментально обоснованные модели многоосной усталости в режиме СВМУ. Поэтому для оценок долговечности применялись известные критерии многоосного усталостного разрушения МЦУ (1.2), (1.4) и (1.6) с учетом общих предположений о характере поведения усталостных кривых в рассматриваемом режиме. Характерный вид усталостной кривой показан на фиг.1, в данном режиме представляет интерес правая ветвь при  $N > 10^8$ . Значения параметров для обобщенных моделей Сайнса, Кроссланда и Финдли в режиме СВМУ определялись по формулам (1.3), (1.5), (1.7) с учетом подобия левой и правой ветвей усталостной кривой и с заменами  $\sigma_B \rightarrow \sigma_u$ ,  $\sigma_u \rightarrow \tilde{\sigma}_u$ ,  $\sigma_{u0} \rightarrow \tilde{\sigma}_{u0}$ , где  $\tilde{\sigma}_u$  и  $\tilde{\sigma}_{u0}$  - «новые» пределы усталости на правой ветви усталостной кривой для коэффициентов асимметрии  $R = -1$  и  $R = 0$ . Для расчетов выбраны значения усталостных параметров титанового сплава в режиме СВМУ  $\sigma_u = 450 \text{ МПа}$ ,  $\tilde{\sigma}_u = 250 \text{ МПа}$ ,  $\tilde{\sigma}_{u0} = 200 \text{ МПа}$ ,  $\beta = -0.3$ .

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 3000 об/мин., которое рассчитано в разделе 2.

На фиг. 3-б 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 критериев по напряженному состоянию (Сайнса, Кроссланда и Финдли) 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. Эти оценки 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).

**4. Аналитические оценки долговечности кольцевого диска для механизмов МЦУ и СВМУ разрушения.** С целью дополнительного наглядного подтверждения полученных результатов решены две модельные задачи теории упругости о нагружении кольцевого диска.

В первой задаче к диску приложена центробежная нагрузка, а на внешнем контуре переменное по углу радиальное напряжение, моделирующее центробежную нагрузку от лопаток и согласованное с ней по амплитуде (аналог режима МЦУ). Предполагается, что циклом многоосного нагружения диска является аналог полетного цикла нагружения (ПЦН), состоящий в достижении максимальных нагрузок на максимальных угловых скоростях вращения диска компрессора при нулевых напряжениях в начале цикла.

Во второй задаче решается уравнение для изгиба диска под действием переменных по углу крутящих моментов на внешнем контуре. Эти моменты моделируют влияние колебаний лопаток (аналог режима СВМУ). В качестве крайних состояний элементарного цикла данного типа нагружения принимаются два положения сектора диска с одной лопаткой, закрученной на максимальный угол по и против часовой стрелки. Рассматриваемые низкоамплитудные колеба-

ния накладываются на напряженное состояние в полетном цикле нагружения, определяемое базовой частотой вращения диска.

В обоих случаях максимальные главные напряжения резко возрастают в окрестности внешнего контура и приводят к появлению зон усталостного разрушения при значениях параметров, соответствующих титановому сплаву Ti-6Al-4V. Оценки долговечности по критерию Сайнса также указывают, что усталостное разрушение в любом из этих режимов может происходить за примерно одинаковый период реального времени, оцениваемый как произведение числа  $N$  на период цикла нагружения МЦУ или СВМУ.

**Выводы.** В работе проведен сравнительный 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.

Исследование выполнено по планам ФЦП "Научные и научно-педагогические кадры инновационной России" на 2009-2013 годы и проектов РФФИ 12-08-00366-а, 12-08-01260-а.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Шанявский А.А. Моделирование усталостных разрушений металлов. - Уфа. Изд-во научно-технической литературы «Монография». 2007. 498с.
2. Burago N.G., Zhuravlev A.B., Nikitin I.S. Models of Multiaxial Fatigue Fracture and Service Life Estimation of Structural Elements.// Mechanics of Solids. 2011. Vol. 46. No. 6. Pp. 828-838.
3. Sines G. Behavior of metals under complex static and alternating stresses. Metal fatigue. McGraw-Hill. 1959. Pp. 145-169.
4. Crossland B. Effect of large hydrostatic pressures on torsional fatigue strength of an alloy steel. // Proc. Int. Conf. on Fatigue of Metals. London. 1956. Pp.138-149.
5. Findley W.N. 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. Pp. 301-306.
6. Бурого Н.Г., Журавлев А.Б., Никитин И.С. Анализ напряженного состояния контактной системы «диск-лопатка» газотурбинного двигателя. // Вычисл. мех. сплош. сред. 2011. Т. 4. № 2. С. 5-16.

### Сведения об авторах

Бурого Николай Георгиевич – ведущий научный сотрудник лаборатории моделирования в механике деформируемого твердого тела ИПМех РАН им. А.Ю. Ишлинского, (495)434 41 35

E-mail [buragong@yandex.ru](mailto:buragong@yandex.ru)

Журавлев Алексей Борисович – старший научный сотрудник лаборатории геомеханики ИПМех РАН им. А.Ю. Ишлинского, (495)434 41 35 E-mail [zhuravlev.alex2010@yandex.ru](mailto:zhuravlev.alex2010@yandex.ru)

Никитин Илья Степанович – профессор кафедры физики МАТИ им. К.Э.Циолковского, (495)417 99 04 E-mail [i\\_nikitin@list.ru](mailto:i_nikitin@list.ru)

## Fatigue fracture of aviation structure elements

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

Criteria and models of multiaxial fracture are investigated under the conditions of low-cycle fatigue (LCF) and very-high-cycle fatigue (VHCF). A procedure for calculating the stress state of the compressor disk in a gas turbine engine (GTE) taking into account the flight cycle of loading and the low-amplitude vibrations of blades is outlined. The calculated stress state and models of multiaxial fatigue fracture are used to estimate the service life of the compressor disk for alternative fatigue fracture mechanisms of LCF and VHCF. Model problems of elasticity for annular disk loading by radial stresses (LCF regime analog) and by torsion torques (VHCF regime analog) are considered. Durability estimations for real GTE structure elements are calculated and compared.