

## ОЦЕНКА СНИЖЕНИЯ УСТАЛОСТНОЙ ПРОЧНОСТИ ЛОПАТОК КОМПРЕССОРА ПРИ ПОВРЕЖДЕНИИ ПОСТОРОННИМИ ПРЕДМЕТАМИ

Нихамкин М. Ш., Лимонова В. М., Хамидуллина А. К.

ГОУ ВПО «Пермский национальный исследовательский политехнический университет», Пермь, Россия. (614000, Пермь, Комсомольский пр-т, 29), e-mail: [nikhamkin@mail.ru](mailto:nikhamkin@mail.ru)

Разработана методика, которая позволяет оценить снижение усталостной прочности лопаток компрессора авиационного двигателя при повреждении посторонними предметами без проведения трудоемких усталостных испытаний натуральных лопаток с концентраторами. Методика основана на использовании представления об эффективном коэффициенте концентрации напряжений от повреждения как функции теоретического коэффициента концентрации, определяемого формой и размерами эксплуатационного повреждения, и коэффициента чувствительности к концентрации напряжений, зависящего от материала, термообработки, параметров состояния поверхностного слоя. Коэффициент чувствительности к концентрации напряжений определяется путем стандартных усталостных испытаний цилиндрических образцов с кольцевым надрезом. Проведено расчетное исследование полей напряжений и теоретических коэффициентов концентрации напряжений в таких образцах. Получена зависимость теоретического коэффициента концентрации напряжений в образце от радиуса в вершине надреза-концентратора.

Ключевые слова: авиационные двигатели, лопатки компрессора, усталостная прочность, концентрация напряжений.

## FATIGUE STRENGTH LOSS ESTIMATION OF COMPRESSOR BLADES UNDER FOREIGN OBJECT DAMAGE

Nikhamkin M. S., Limonova V. M., Hamidulina A. K.

Perm National Research Polytechnic University, Perm, Russia(61400, Perm, Komsomolsky ave., 29), e-mail: [nikhamkin@mail.ru](mailto:nikhamkin@mail.ru)

A technique is developed to estimate fatigue strength loss of aircraft engine compressor blades under foreign object damage. The technique gives an ability to get the fatigue strength estimation without laborious fatigue tests of real blades. The technique is based on representation of effective stress concentration as the function of geometry stress concentration factor and factor of stress concentration sensitivity. The geometry stress concentration factor is determined by blade damage shape and sizes. The stress concentration sensitivity factor is determined by material, heat treatment, surface layer characteristics. The stress concentration sensitivity factor may be experimentally found as result of routine fatigue tests of cylindrical shape specimens. The specimen has an annular notch as stress concentrator. Numerical analyses of stress field in the specimen and geometry stress concentration factor is carried out. It is found a dependence of geometry stress concentration factor in the specimen on radius of vertex of the notch.

Keywords: aircraft engine, compressor blades, fatigue strength, stress concentration.

Повреждение лопаток компрессора посторонними предметами, попадающими в газовойдушный тракт (ППП), – одна из наиболее распространенных (по данным [8] – до 30...40 %) причин выхода из строя авиационных двигателей. Повреждение лопатки может вызвать ее усталостную поломку вследствие концентрации напряжений, что, в свою очередь, может стать причиной выключения двигателя в полете. Несмотря на предпринимаемые меры защиты двигателей от попадания посторонних предметов, появление во время эксплуатации дефектов, вызванных ППП, является реальным фактором, влияющим на надежность.

Поиск путей повышения надежности двигателей в связи с проблемой ППП распадается на несколько направлений: предотвращение попадания посторонних предметов в двигатель [8], анализ типичных повреждений лопаток [8], исследование процессов соударения лопаток с посторонними предметами [2, 9], анализ концентрации напряжений и снижения усталостной прочности лопаток [3–6,10].

Многолетняя эксплуатационная статистика, приведенная, в частности, в работе [8], показывает, что, несмотря на многообразие случайных факторов, определяющих ППП, повре-

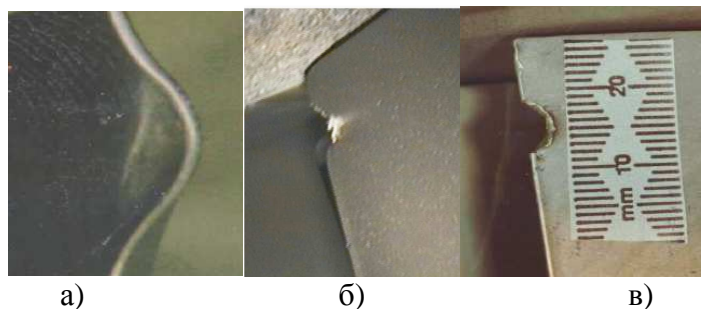


Рисунок 1. Типичные формы повреждений лопаток при ППП [8]: а - вмятина; б - разрыв; в – забоина

ждения обычно возникают на входной кромке, и их можно отнести к одной из трех групп: вмятины, забоины. Забоины чаще имеют глубину до 2,5 мм и форму, близкую к полукругности (рисунок 1). Появление повреждений, кото-

рые являются концентраторами напряжений, снижает сопротивление лопаток разрушению вследствие многоциклового усталости. Обеспечение прочностной надежности лопаток должно опираться на изучение их усталостной прочности с учетом возможного повреждения посторонними предметами.

Традиционная практика оценки усталостной прочности лопаток (см., например, [7]) состоит в проведении усталостных испытаний партии натуральных лопаток, получении предела выносливости  $\sigma_{-1}$ , с которым сравнивается действующее в лопатке динамическое напряжение. Для оценки влияния эксплуатационных повреждений на усталостную прочность лопаток дополнительно проводятся усталостные испытания партии натуральных лопаток с надрезами на входной кромке и получении предела выносливости  $\sigma_{-1}^k$ . Снижение усталостной прочности лопаток вследствие ППП оценивается эффективным коэффициентом концентрации  $K_\sigma$ , представляющим собой отношение:

$$K_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{-1}^k} \quad (1)$$

Эффективный коэффициент концентрации  $K_\sigma$  зависит как от размеров концентратора, так и от размеров лопатки, а также марки материала, термообработки, состояния поверхностного слоя, остаточных напряжений [3, 7]. Получаемые значения  $K_\sigma$  корректны только для лопаток испытанного типоразмера лопаток и конкретного типа и размеров повреждения. Экспериментальное определение  $K_\sigma$  для всего многообразия возможных повреждений лопа-

ток посторонними предметами практически невозможно реализовать, так как это было бы связано со слишком большим объемом усталостных испытаний натуральных лопаток. В соответствии с отраслевыми нормативными документами ограничиваются определением  $K_\sigma$  для концентратора в виде острого надреза на входной кромке. Такой способ дает заниженную оценку предела выносливости лопаток при ППП [3, 7].

В работах [3, 9] предложена методика оценки эффективных коэффициентов концентрации напряжений в лопатках с повреждениями произвольной формы, основанная на проведении усталостных испытаний двух партий натуральных лопаток: без концентратора и с концентратором-надрезом.

Цель настоящей работы состоит в разработке методики, которая позволяла бы оценить снижение усталостной прочности лопаток компрессора при ППП без проведения трудоемких усталостных испытаний натуральных лопаток с концентраторами.

Основой разрабатываемой методики является известное представление эффективного коэффициента концентрации напряжений  $K_\sigma$  в виде соотношения:

$$K_\sigma = 1 + q(\alpha_\sigma - 1), \quad (2)$$

где  $\alpha_\sigma$  – теоретический коэффициент концентрации напряжений,  $q$  – коэффициент чувствительности к концентрации напряжений.

Теоретический коэффициент концентрации напряжений  $\alpha_\sigma$  определяется только геометрическими параметрами: формой и размерами концентратора и лопатки. Его определение сводится к трехмерному анализу поля напряжений в лопатке с повреждениями. В работах [4, 5, 10] на основании расчетов, проведенных для широкого круга различных по форме и размерам лопаток компрессора с концентраторами различной формы и размеров, показано, что значения теоретического коэффициента концентрации напряжений зависят только от двух размеров концентратора: глубины  $h$  и радиуса в вершине  $\rho$ . Это объясняется локальным характером напряженного состояния в зоне концентрации напряжений. Для зависимости  $\alpha_\sigma$  от размеров концентратора в работе [4] предложено простое приближенное соотношение:

$$\alpha_\sigma = 1 + 1,5\sqrt{h/\rho} \quad . \quad (3)$$

Коэффициент чувствительности к концентрации напряжений  $q$  можно определять по результатам усталостных испытаний двух партий стандартных образцов: с концентратором напряжений и без него. При этом необходимо, чтобы термообработка, параметры состояния поверхностного слоя образцов были такими же, как у натуральных лопаток. В результате этих испытаний определяются пределы выносливости «гладких» (без концентратора) образцов

$\sigma_{-1S}$  и образцов с концентратором  $\sigma_{-1S}^k$  и вычисляется эффективный коэффициент концентрации напряжений в образцах  $K_{\sigma S}$ :

$$K_{\sigma S} = \frac{\sigma_{-1S}}{\sigma_{-1S}^k} \quad (4)$$

Коэффициент чувствительности к концентрации напряжений  $q$  определяется по результатам испытаний образцов как:

$$q = \frac{K_{\sigma S} - 1}{\alpha_{\sigma S} - 1} \quad (5)$$

где  $\alpha_{\sigma S}$  – теоретический коэффициент концентрации напряжений в образцах.

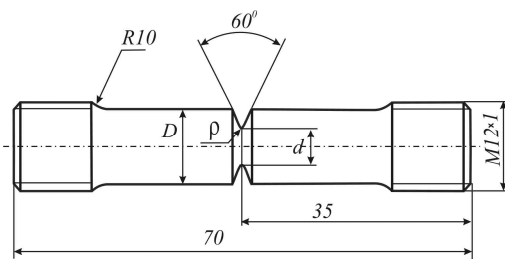


Рисунок 2. Образец с концентратором напряжений

представляет собой кольцевую V-образную канавку глубиной  $h=(D-d)/2$  с радиусом скругления  $\rho$  в вершине. Рассмотрены образцы с размерами:  $D=10$  мм,  $d=5$  мм и тремя значениями  $\rho$ : 0,5 мм, 0,25 мм и 0,15 мм.

Для определения теоретического коэффициента концентрации напряжений  $\alpha_{\sigma S}$  проводили анализ напряженного состояния образцов при растяжении осевой силой  $P$ . Расчеты проводили в осесимметричной постановке методом конечных элементов.

На рисунке 3 показан пример конечно-элементной сетки. Сетка имеет сгущение в области концентратора напряжений. Характерный размер элементов в вершине концентратора напряжений составляет 1/20 радиуса  $\rho$ . Предварительные расчеты показали, что такая сетка обеспечивает погрешность расчета напряжений в пределах 0,5 %.

Для определения  $K_{\sigma S}$  проводятся стандартные испытания на многоцикловую усталость при растяжении-сжатии образцов с концентраторами напряжений и без них. В соответствии с требованиями отечественных и зарубежных стандартов ГОСТ 25.502-85, РЦ-АП-33.15-1, ASTM E466, ASTM E606 используются цилиндрические образцы с резьбовыми захватами (рисунок 2). Концентратор напряжений

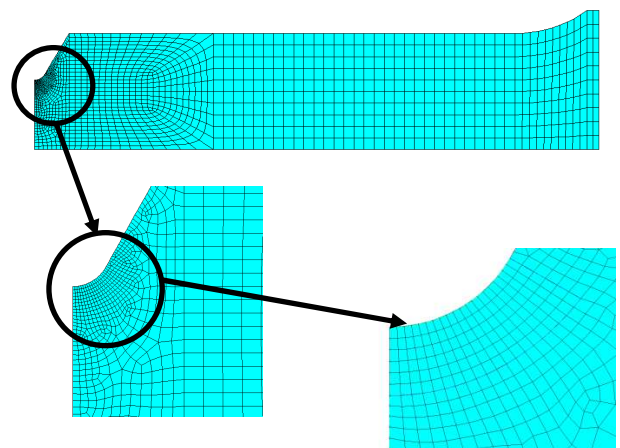


Рисунок 3. Конечно-элементная сетка

Получаемые напряжения удобно относить к условному напряжению  $\sigma_{z0}$ , которое определяется как напряжение в стержне круглого сечения диаметром  $d$  в предположении равномерного растяжения осевой силой  $P$ :

$$\sigma_{z0} = \frac{P}{\frac{\pi d^2}{4}} \quad (6)$$

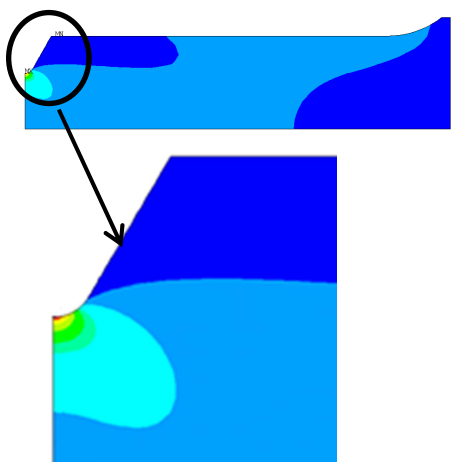


Рисунок 4. Распределение напряжений  $\sigma_z$  в образце с  $\rho=0,5\text{мм}$

Анализ полученных полей напряжений показал, что во всех исследованных случаях напряженное состояние в образце, в том числе и в области концентратора, близко к одноосному. На рисунке 4 показано в качестве примера распределение относительного напряжения  $\sigma_z/\sigma_{z0}$  в зоне концентрации для образца с радиусом  $\rho=0,5\text{мм}$ .

Теоретический коэффициент концентрации напряжений в образце  $\alpha_{\sigma s}$  определялся как отношение наибольшего направленного вдоль оси образца нормального напряжения  $\sigma_{z\max}$  в вершине концентратора к напряжению  $\sigma_{z0}$ :

$$\alpha_{\sigma s} = \sigma_{z\max} / \sigma_{z0} \quad (7)$$

Для исследованных размеров образцов значения  $\alpha_{\sigma s}$  в лежат в пределах 1,9 – 4,0. С уменьшением радиуса скругления в вершине концентратора  $\rho$  коэффициент концентрации напряжений  $\alpha_{\sigma s}$  возрастает. Полученная зависимость теоретического коэффициента концентрации напряжений от радиуса  $\rho$  приведена на рисунке 5. Она с коэффициентом корреляции 0.9987 описывается соотношением:

$$\alpha_{\sigma s} = 1,2424 \rho^{-0,622} \quad (8)$$

Используя рассчитанное значение теоретического коэффициента концентрации напряжений в образце  $\alpha_{\sigma s}$  и определенное из испытаний значение эффективного коэффициента концентрации  $K_{\sigma s}$  можно по (5) определить коэффициент чувствительности к концентрации напряжений  $q$  и по (2), (3) оценить снижение предела выносливости лопаток с забоинами.

С помощью полученной зависимости  $\alpha_{\sigma s}(\rho)$  можно оценить погрешность определения напряжений в концентраторе, обусловленных допуском на размер  $\rho$  концентратора. В част-

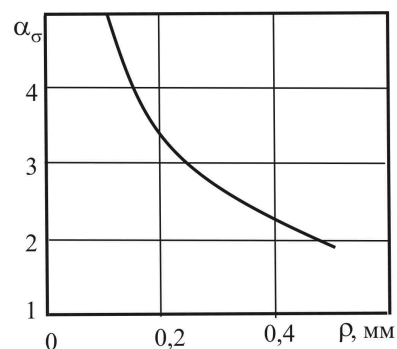


Рисунок 5. Зависимость теоретического коэффициента концентрации напряжений в образце от радиуса в вершине надреза

ности, допуск  $\pm 0,01$  мм на размер  $\rho = 0,15$  мм дает рассеяние коэффициента концентрации  $\alpha_{\text{сн}}$  в пределах  $\pm 5$  % от значения, соответствующего номинальному размеру.

*Работа выполнена при финансовой поддержке Минобрнауки РФ (договор №02.G25.31.0016) в рамках реализации Постановления Правительства РФ №218 "О мерах государственной поддержки развития кооперации российских высших учебных заведений и организаций, реализующих комплексные проекты по созданию высокотехнологичного производства".*

### Список литературы

1. Конструкционная прочность материалов и деталей газотурбинных двигателей / И. А. Биргер, Б. Ф. Балашов, Р. А. Дульнев и др.; под ред. И. А. Биргера и Б. Ф. Балашова. – М.: Машиностроение, 1981. – 222 с.
2. Нихамкин М. Ш., Семенова И. В., Любчик О. Л., Гладкий И. Л. Моделирование повреждения посторонними предметами полых лопаток вентилятора ГТД // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. – 2011. – Т. 13. – № 1-2. – С. 326-329.
3. Нихамкин М. Ш., Воронов Л. В., Конев И. П., Семенова И. В., Плотников Ю. И., Сараева Л. В. Снижение усталостной прочности лопаток компрессора ГТД при повреждении посторонними предметами. Авиационная промышленность. – 2008. – № 1. – С.21-24.
4. Нихамкин М. Ш., Семенова И. В. Концентрация напряжений в лопатках компрессора при повреждении их посторонними предметами // Известия вузов. Авиационная техника. – 2011. – № 4. – С.15-18.
5. Нихамкин М. Ш., Любчик О. Л. Теоретические коэффициенты концентрации напряжений в полых лопатках вентилятора с повреждениями // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Аэрокосмическая техника. – 2012. – № 32. – С. 25-35.
6. Нихамкин М. Ш., Семенова И. В. Вероятностная оценка стойкости лопаток компрессора ГТД к повреждению посторонними предметами // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета. – 2009. – № 3. – Ч. 2. – С. 93-97.
7. Петухов А. Н. Соппротивление усталости деталей ГТД. – М.: Машиностроение, 1993. – 240 с.
8. Сиротин Н. Н. Конструкция и эксплуатация, повреждаемость и работоспособность газотурбинных двигателей (Основы конструирования авиационных двигателей и энергетических установок). – М.: РИА "ИМ-Информ", 2002. – 442 с.
9. Nikhamkin M., Voronov L., Semenova I. Foreign Object Damage And Fatigue Strength Loss In Compressor Blades: Proceedings of the ASME Turbo Expo 2008 ASME Turbo Expo. Ser.

"2008 Proceedings of the ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air" sponsors: International Gas Turbine Institute. – Berlin, 2008. – С. 245-251.

10. Nikhamkin M., Semenova I. Stress Concentration in Compressor Blades at their Damage by Foreign Objects. Russian Aeronautics. – 2011. – Т. 54. – № 4. – С. 346-350.

**Рецензенты:**

Августинович В. Г., д.т.н., зам. начальника ОКБ по научной работе, ОАО «Авиадвигатель», г. Пермь.

Бульбович Р. В., д.т.н., профессор, декан Аэрокосмического университета «ПНИПУ», г.Пермь.