

**Андрианов И. К., Палков К. А., Чепурнова Е. К.**  
**I. K. Andrianov, K. A. Palkov, E. K. Chepurnova**

## **МОДЕЛИРОВАНИЕ ХРУПКОГО РАЗРУШЕНИЯ ТУРБИННОЙ ЛОПАТКИ С ДЕФЕКТОМ**

### **BRITTLE FRACTURE MODELING OF A TURBINE BLADE WITH A DEFECT**

**Андрианов Иван Константинович** – кандидат технических наук, доцент кафедры «Авиастроение» Комсомольского-на-Амуре государственного университета (Россия, Комсомольск-на-Амуре); 681013, г. Комсомольск-на-Амуре, пр. Ленина, 27. E-mail: ivan\_andrianov\_90@mail.ru.

**Ivan K. Andrianov** – PhD in Engineering, Assistant Professor, Komsomolsk-na-Amure State University (Russia, Komsomolsk-on-Amur); 27, Lenin Pr., Komsomolsk-on-Amur, 681013. E-mail: ivan\_andrianov\_90@mail.ru.

**Палков Константин Алексеевич** – студент Комсомольского-на-Амуре государственного университета (Россия, Комсомольск-на-Амуре); 681013, г. Комсомольск-на-Амуре, пр. Ленина, 27. E-mail: pka.knastu@gmail.com.

**Palkov Konstantin Alekseevich** – Student, Komsomolsk-na-Amure State University (Russia, Komsomolsk-on-Amur); 27, Lenin Pr., Komsomolsk-on-Amur, 681013. E-mail: pka.knastu@gmail.com.

**Чепурнова Елена Константиновна** – лаборант-исследователь Комсомольского-на-Амуре государственного университета (Россия, Комсомольск-на-Амуре); 681013, г. Комсомольск-на-Амуре, пр. Ленина, 27. E-mail: el.chep@bk.ru.

**Elena K. Chepurnova** – Laboratory Assistant-Researcher, Komsomolsk-na-Amure State University (Russia, Komsomolsk-on-Amur); 27, Lenin Pr., Komsomolsk-on-Amur, 681013. E-mail: el.chep@bk.ru.

**Аннотация.** Проведено конечно-элементное моделирование хрупкого разрушения турбинной лопатки с дефектом на кромке при действии центробежных сил в программном комплексе ANSYS. Сопоставлено изменение коэффициента интенсивности напряжений от приращения относительной длины трещины на основании метода податливости и инженерного подхода к оценке разрушения лопатки. По результатам расчёта на примере тестовой модели турбинной лопатки с дефектом сделаны выводы о критической длине трещины в проекции на хорду лопатки, соответствующей её предельному состоянию.

**Summary.** Finite element modeling of brittle fracture of a turbine blade with a defect on the edge under the action of centrifugal forces in the ANSYS software package has been carried out. The change in the stress intensity coefficient from the increment of the relative crack length is compared on the basis of the compliance method and the engineering approach to assessing the fracture of the blade. Based on the calculation results on the example of a test model of a turbine blade with a defect, conclusions are drawn about the critical length of the crack in the projection on the chord of the blade corresponding to its limiting state.

**Ключевые слова:** турбинная лопатка, центробежные силы, хрупкое разрушение, вязкость разрушения.

**Key words:** turbine blade, centrifugal forces, brittle fracture, crack resistance.

*Научное исследование выполнено за счёт гранта Российского научного фонда № 22-79-10114 «Разработка системы диагностирования повреждений турбинных лопаток и способа оптимизации тепловода в условиях термической усталости» (<https://rscf.ru/project/22-79-10114/>).*

УДК 539.42:620.19

**Введение.** Проблема раннего диагностирования повреждений лопаток турбин требует широкого исследования вопросов зарождения и распространения трещин, выбора критерия разрушения и методов оценки предельного состояния в зависимости от условий нагружения. В работах [1–4] авторами предложен и рассмотрен подход для обнаружения трещин в лопатках газовых тур-

бин с помощью системы капсул, содержащих активное вещество. Однако открытым при разработке данной системы является вопрос расчёта критической длины трещины, при которой происходит отрыв части лопатки в процессе эксплуатации. Сегодня существуют различные критерии разрушения: силовые, энергетические – которые позволяют оценить достижение телом с трещиной предельного состояния. С учётом вычислительных возможностей современных программных комплексов, основанных на использовании метода конечных элементов, одним из подходов является метод податливости, который строится на анализе изменения потенциальной энергии деформации в процессе «выращивания» трещины [5]. Метод податливости, согласно [5], обладает преимуществом в сравнении с другими методами, поскольку не требует использования мелкой сетки и позволяет проводить вычисления для широкого диапазона длин трещин.

Таким образом, в качестве объекта исследования будем рассматривать турбинную лопатку с дефектом в виде трещины отрыва, находящуюся под действием центробежных сил вследствие вращения. Цель исследования заключалась в оценке возможности применения метода податливости для анализа хрупкого разрушения турбинной лопатки с дефектом. Актуальность исследования обусловлена возможностью применения результатов для расчёта критической длины трещины в теле турбинной лопатки сложной геометрии и разработки оптимальной системы раннего обнаружения трещин.

**Методика исследования.** Исследование будем проводить при следующих допущениях: разрушение турбинной лопатки предполагается хрупким, т. е. без образования пластических деформаций в процессе нагружения; траектория роста трещины считается известной и проходит в плоскости поперечного сечения пера лопатки; на турбинную лопатку действуют только центробежные растягивающие силы; влияние действия изгибающих сил и температурного воздействия на лопатку не учитывается. На рис. 1 показана схема поперечного сечения турбинной лопатки, где  $b$  – хорда лопатки,  $l$  – длина трещины в проекции на хорду,  $R_{\text{сп}}$  – радиус кривизны «спинки» лопатки,  $R_{\text{кор}}$  – радиус кривизны «корытца» лопатки. Штриховкой на рис. 1 обозначена область, свободная от дефекта.

В качестве критерия разрушения турбинной лопатки будем использовать силовой критерий разрушения Дж. Р. Ирвина [6], согласно которому трещина начинает расти при достижении коэффициентом интенсивности напряжений  $K$  предельного значения:

$$K = K_c, \quad (1)$$

где  $K_c$  – вязкость разрушения.

В инженерных расчётах для оценки коэффициента интенсивности напряжений в турбинной лопатке с трещиной на кромке применяется формула [5–7]

$$K = \sigma \sqrt{\pi l} Y, \quad (2)$$

где  $\sigma$  – напряжение;  $Y$  –  $K$ -тарировка, которая для рабочей лопатки турбины принимает значение

$$Y = \frac{1.11 + 5(l/b)^4}{1 - l/b}. \quad (3)$$

Напряжённое состояние в турбинной лопатке постоянного поперечного сечения при действии только центробежных растягивающих сил определяется соотношением [8]

$$\sigma = \frac{\rho \omega^2}{2} (R^2 - z^2), \quad (4)$$

где  $\rho$  – плотность материала лопатки;  $\omega$  – угловая скорость вращения;  $z$  – расстояние от оси вращения до рассматриваемого сечения лопатки;  $R$  – расстояние от оси вращения до периферийного сечения лопатки.

Формула (4) для определения напряжённого состояния в сечении турбинной лопатки не учитывает наличие трещины и её влияние на перераспределение напряжений. Соответственно, соотношения (2) – (4) применимы для приближённой оценки коэффициента интенсивности напря-

жений, когда в турбинной лопатке распространяется трещина отрыва, в других случаях требуется искать иной подход для оценки состояния трещины в турбинной лопатке. Одним из таких подходов является метод податливостей. Согласно методу, требуется оценить изменение потенциальной энергии упругого деформирования. Поток энергии в вершину трещины определяется соотношением [5, 6]

$$G = \frac{\Delta\Pi}{\Delta S}, \quad (5)$$

где  $\Delta\Pi$  – приращение потенциальной энергии упругого деформирования;  $\Delta S$  – площадь поверхности трещины по обоим берегам.

Коэффициент интенсивности напряжений будем определять на основании формулы для плоского напряжённого состояния, согласно [5, 6]:

$$K = \sqrt{GE}, \quad (6)$$

где  $E$  – модуль Юнга.

Поскольку турбинная лопатка представляет собой тело сложной геометрии, соответственно, расчёт коэффициента интенсивности напряжений согласно формулам (5) и (6) будем проводить с помощью метода конечных элементов, где одной из важных задач является построение равномерной конечно-элементной сетки. На рис. 2 представлена дискретизация геометрии турбинной лопатки на конечное множество элементов в программном комплексе ANSYS. При этом ввиду того, что оценка изменения потенциальной энергии упругого деформирования проводится в окрестности берегов и фронта трещины, требовалось сгущение конечно-элементной сетки вблизи трещины. На рис. 3 представлена конечно-элементная сетка в окрестностях трещин различной длины, моделируемых в теле лопатки. По мере удаления от области трещины размер конечно-элементной сетки увеличивается.

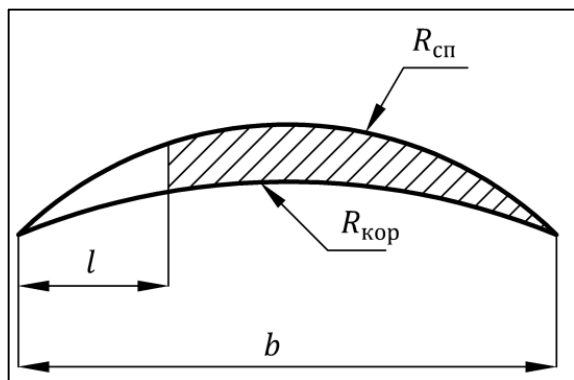


Рис.1. Схема поперечного сечения турбинной лопатки с дефектом

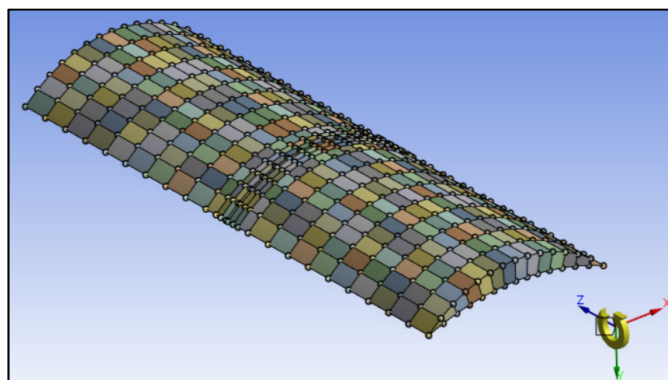


Рис.2. Конечно-элементная сетка турбинной лопатки в ANSYS

Расчёт коэффициента интенсивности напряжений проводился согласно следующей схеме [5, 6]: при заданной длине трещины  $l$  методом конечных элементов рассчитывалась потенциальная энергия упругого деформирования в окрестности трещины согласно рис. 3. Затем задавалось приращение длины трещины на длину конечного элемента ( $l + \Delta l$ ), пересчитывалась потенциальная энергия упругого деформирования в той же окрестности трещины и оценивалась разность суммарных потенциальных энергий на двух этапах расчёта. На основании формул (5) и (6) определялись интенсивность освобождения упругой энергии и коэффициент интенсивности напряжений.

**Результаты исследования и их обсуждение.** Согласно постановке задачи в программном комплексе ANSYS, корневое сечение лопатки жёстко закреплялось, ко всему объёму тела прикладывалась нагрузка в виде постоянной угловой скорости относительно оси  $Ox$ , отстоящей от

плоскости корневого сечения лопатки на расстоянии  $R - h$ , где  $h$  – высота пера лопатки (см. рис. 2).

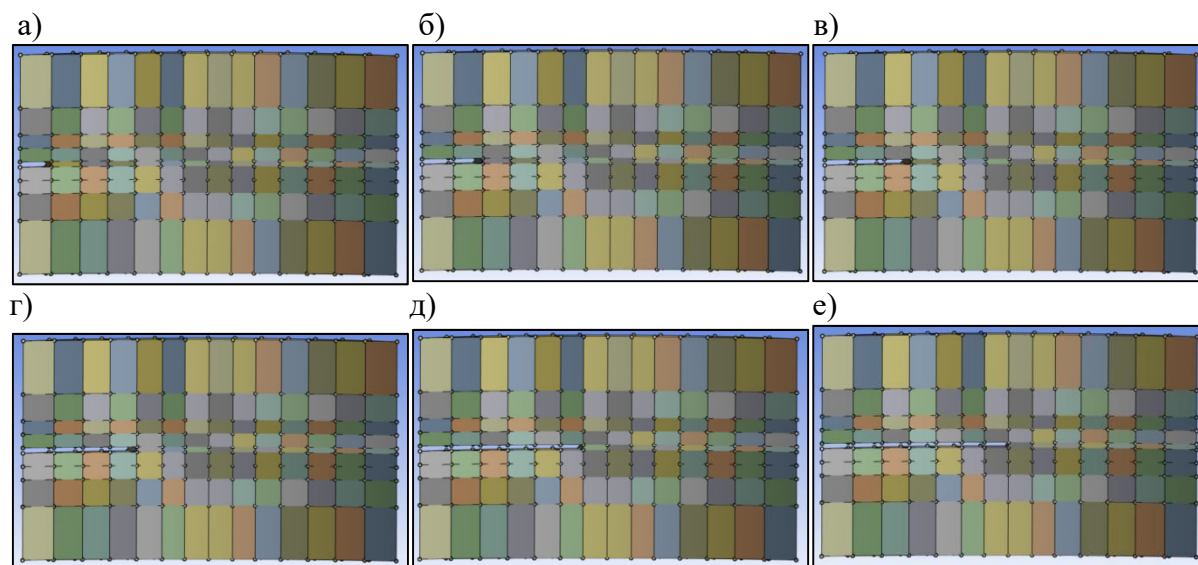


Рис. 3. Конечно-элементная сетка в области берегов трещины различной длины в процессе «выращивания»: а –  $l/b = 0.07$ , б –  $l/b = 0.14$ , в –  $l/b = 0.21$ , г –  $l/b = 0.28$ , д –  $l/b = 0.42$ , е –  $l/b = 0.5$

При моделировании задавались следующие геометрические характеристики турбинной лопатки:  $R_{\text{сп}} = 50$  мм,  $R_{\text{кор}} = 93$  мм,  $R = 300$  мм,  $b = 70$  мм,  $h = 200$  мм. Характеристики материала 45X2HM лопатки:  $K_c = 90 \dots 98$  МПа  $\cdot$  м<sup>1/2</sup> [9],  $\rho = 7800$  кг/м<sup>3</sup>,  $E = 2.1 \cdot 10^5$  МПа. Частота вращения турбинной лопатки: 10 000 об/мин. Серия численных расчётов коэффициента интенсивности напряжений проводилась для относительных длин трещин в кромке лопатки:  $l/b = 0.07$ ,  $l/b = 0.14$ ,  $l/b = 0.21$ ,  $l/b = 0.28$ ,  $l/b = 0.42$ ,  $l/b = 0.5$ , а затем по данным о расчётных значениях коэффициентов интенсивностей напряжений для разных относительных длин трещин проводилась экстраполяция по экспоненциальному закону.

В качестве тестового расчёта на начальном этапе было проведено сравнение напряжённого состояния в срединной части пера лопатки без дефекта от действия центробежных сил по формуле (4) и с помощью метода конечных элементов в программе ANSYS при действии угловой скорости  $\omega = \text{const}$  относительно оси  $Ox$ . Результаты распределения эквивалентных напряжений по Мизесу представлены на рис. 4. Напряжения в срединном сечении при  $z = R - h/2$  согласно формуле (4) составили 214 МПа, а при расчёте методом конечных элементов – 216 МПа. Расхождения в результатах оценки напряжений составили менее 1 %.

При моделировании в ANSYS напряжённо-деформированного состояния турбинных лопаток с трещинами различной длины в качестве выходных данных использовался результат «*Strain Energy*», представляющий собой потенциальную энергию упругого деформирования. Согласно результатам, при увеличении длины трещины потенциальная энергия упругого деформирования увеличивалась. Результаты расчёта коэффициента интенсивности напряжений методом податливости с помощью конечно-элементного моделирования в ANSYS и его экстраполяция представлены на рис. 5. С целью сравнительного анализа на рис. 5 пунктирной линией изображена зависимость коэффициента интенсивности напряжений с использованием формул (2), (3).

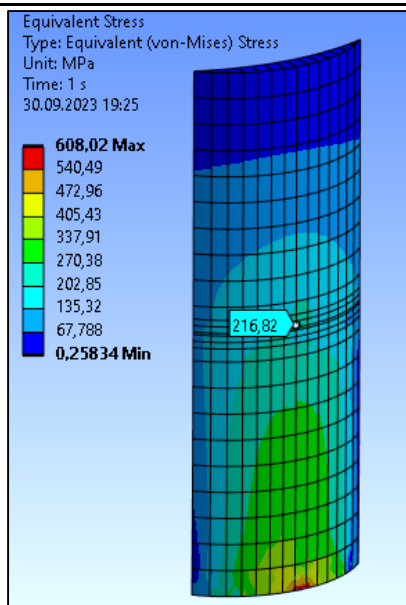


Рис. 4. Напряженное состояние турбинной лопатки без трещины

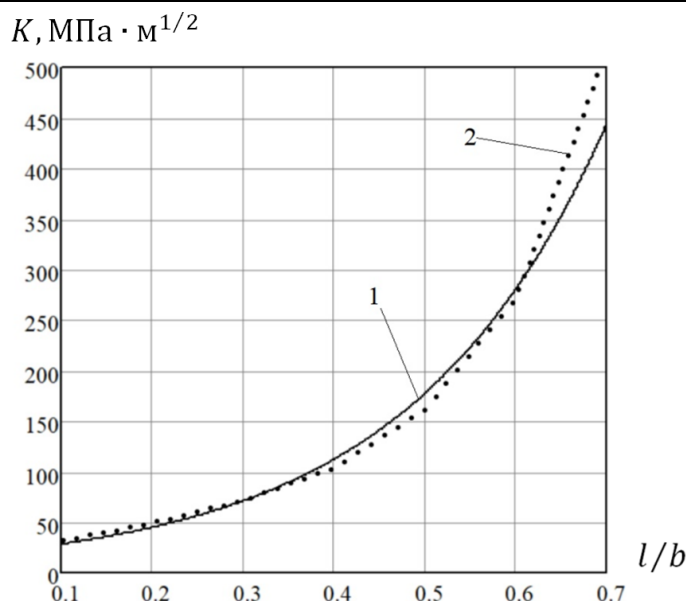


Рис. 5. Зависимость коэффициента интенсивности напряжений от относительной длины трещины турбинной лопатки при расчёте: 1 – методом податливостей согласно (6), 2 – по формуле (2)

Таким образом, при данных условиях нагружения, геометрии и материале турбинной лопатки разрушение согласно (1) при использовании метода податливости происходит при достижении длиной трещины  $l$  значений: 35...37 % хорды лопатки. При расчёте коэффициента интенсивности напряжений согласно формуле (2) предельное состояние наступает при достижении длиной трещины  $l$  значений 36...38 % хорды лопатки. Следует отметить, что расхождения в результатах оценки коэффициента интенсивности напряжений при  $l/b \leq 0.6$  согласно двум подходам не превышают 10 %, а при  $l/b > 0.6$  расхождения в результатах начинают увеличиваться, однако эта область малоинтересна, поскольку турбинная лопатка с дефектом уже перейдёт в предельное состояние.

**Заключение.** Применение метода податливости при моделировании хрупкого разрушения турбинной лопатки с дефектом показало хорошую сходимость с инженерным подходом для оценки её предельного состояния. В заключение следует отметить, что более точная оценка коэффициента интенсивности напряжений турбинной лопатки с дефектом требует учёта изменения потенциальной энергии упругого деформирования во всём теле турбинной лопатки при «выращивании» трещины. Кроме того, программный комплекс ANSYS имеет встроенную функцию расчёта коэффициентов интенсивности напряжений трещин I, II, III типов, однако данный подход требует существенного сгущения конечно-элементной сетки в окрестности дефекта и в рамках текущего исследования данный аспект не рассматривался.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Гринкруг, М. С. Система повышения безопасности авиационных газотурбинных двигателей во время эксплуатации / М. С. Гринкруг, К. Б. Мохамад, Н. А. Новгородов // Наука, инновации и технологии: от идей к внедрению: материалы II Междунар. науч.-практ. конф. молодых учёных, Комсомольск-на-Амуре, 14-18 ноября 2022 года / Редкол.: А. В. Космынин (отв. ред.) [и др.]. Часть 2. – Комсомольск-на-Амуре: ФГБОУ ВО «КНАГУ», 2022. – С. 197-199.
2. Мохамад, К. Б. Технологическое исследование характеристик системы раннего обнаружения микро-трещин в лопатке турбины двигателя / К. Б. Мохамад, М. С. Гринкруг // Производственные технологии будущего: от создания к внедрению: материалы V Междунар. науч.-практ. конф., Комсомольск-на-Амуре,

06-11 декабря 2021 года / Редкол.: С. И. Сухоруков (отв. ред.), А. С. Гудим, Н. Н. Любушкина. – Комсомольск-на-Амуре: ФГБОУ ВО «КНАГУ», 2022. – С. 290-293.

3. Andrianov, Ivan & Balli, M. & Grinkrug, Miron & Novgorodov, Nikita. (2023). Finite Element Calculation of the Limiting Pressure for Rupture of Capsules with an Active Substance in the Crack Detection System of Gas Turbine Blades // Lecture Notes in Networks and Systems. № 722. p.757-768. DOI: 10.1007/978-3-031-35311-6\_72.

4. Andrianov, Ivan & Cherpurnova, Elena. (2023). Optimization Model of the Shell Capsules Geometry for a System for Diagnosing Damage to Gas Turbine Blades in Non-stationary. International Journal of Mechanics. 17. 38-44. 10.46300/9104.2023.17.6.

5. Карзов, Г. П. Физико-механическое моделирование процессов разрушения / Г. П. Карзов, Б. З. Марголин, В. А. Швецова. – СПб.: Политехника, 1993. – 391 с.

6. Пестриков, В. М. Механика разрушения / В. М. Пестриков, Е. М. Морозов. – СПб.: ЦОП «Профессия», 2012. – 552 с.

7. Шерышев, А. Е. Возможный подход к расчётно-аналитической оценке коэффициента интенсивности напряжений лопатки газотурбинных двигателей / А. Е. Шерышев, Д. В. Тельнов // Научный вестник Московского государственного технического университета гражданской авиации. – 2014. – № 208. – С. 72-75.

8. Биргер, И. А. Расчёт на прочность деталей машин / И. А. Биргер, Б. Ф. Шорр, Г. Б. Иосилевич. – М.: Машиностроение, 1993. – 640 с.

9. Металловедение и термическая обработка стали: справ. В 3 т. Т. 1. Методы испытаний и исследования / Под ред. М. Л. Бернштейна, А. Г. Рахштадта. – М.: Металлургия, 1991. – 462 с.