УДК 62-135 Doi: 10.31772/2712-8970-2025-26-2-252-263

Для цитирования: Репецкий О. В., Нгуен В. М. Исследование влияния расстройки параметров на прочностные характеристики элементов турбомашин // Сибирский аэрокосмический журнал. 2025. Т. 26, № 2. С. 252–263. Doi: 10.31772/2712-8970-2025-26-2-252-263.

For citation: Repetskii O. V., Nguyen V. M. [Investigation of the effect of parameter mistuning on the strength characteristics of turbine elements]. *Siberian Aerospace Journal*. 2025, Vol. 26, No. 2, P. 252–263. Doi: 10.31772/2712-8970-2025-26-2-252-263.

Исследование влияния расстройки параметров на прочностные характеристики элементов турбомашин

О. В. Репецкий, В. М. Нгуен*

Иркутский государственный аграрный университет имени А. А. Ежевского Российская Федерация, 664038, Иркутская обл., Иркутский р-н, п. Молодежный, зд. 1/1 *E-mail: manhzhucov@gmail.com

Аннотация. Актуальность исследования обусловлена необходимостью повышения надежности и долговечности паровых турбин, широко используемых в энергетической отрасли. Одним из критических факторов, влияющих на эксплуатационные характеристики турбин, является возникновение и развитие трещин в рабочих лопатках, что может привести к их разрушению и аварийным ситуациям. Дефекты такого рода способны значительно изменить динамические характеристики конструкции, снижая ее ресурс и увеличивая вероятность выхода из строя. Поэтому анализ влияния трещин на вибрационные параметры и прочность лопаток является важной задачей для прогнозирования их надежности и разработки методов диагностики.

В данной статье исследуется влияние трещины на динамические и прочностные характеристики рабочих лопаток паровых турбин. Для исследования выбрано модельное рабочее колесо паровой турбины. Для анализа использовалась конечно-элементная модель в среде ANSYS Workbench. Исследованы собственные частоты и формы колебаний лопаток при различных угловых скоростях вращения, а также влияние трещины различной длины на динамические характеристики конструкции. Результаты анализа показывают, что наличие дефекта приводит к снижению собственных частот колебаний, особенно для низкочастотных форм изгибных колебаний. Кроме того, изучено влияние роста трещины на долговечность лопаток и всего рабочего колеса. Установлено, что увеличение длины трещины значительно сокращает ресурс лопаток, а долговечность рабочего колеса в целом снижается более медленно за счёт взаимодействия лопаток между собой. Полученные результаты могут быть использованы при разработке методик диагностики и прогнозирования ресурса турбомашин, а также для оптимизации их конструкции с целью повышения эксплуатационной надежности.

Ключевые слова: долговечность, рабочие лопатки, турбомашины, трещина, частота собственных колебаний, расстройка параметров.

Investigation of the effect of parameter mistuning on the strength characteristics of turbine elements

O. V. Repetskii, V. M. Nguyen*

Irkutsk State Agrarian University named after A. A. Ezhevsky 1/1, Molodezhny settlement, Irkutsk region, 664038, Russian Federation *E-mail: manhzhucov@gmail.com Abstract. The relevance of the study is due to the need to improve the reliability and durability of steam turbines, which are widely used in the energy industry. One of the critical factors affecting the performance of turbines is the occurrence and development of cracks in the blades, which can lead to their destruction and emergency situations. This type of defects can significantly change the dynamic characteristics of a structure, reducing its life and increasing the likelihood of failure. Therefore, analyzing the effect of cracks on the vibration parameters and strength of blades is an important task for predicting their reliability and developing diagnostic methods.

This article examines the effect of cracks on the dynamic and strength characteristics of steam turbine blades. The object of the study is a working wheel made of 304 stainless steel. The finite element model in the ANSYS Workbench environment was used for the analysis. The natural frequencies and vibration mode of the blades at different angular speeds of rotation, as well as the effect of cracks of various lengths on the dynamic characteristics of the structure, are investigated. The analysis results show that the presence of a defect leads to a decrease in natural oscillation frequencies, especially for low-frequency forms of bending vibrations. In addition, the effect of crack growth on the durability of the blades and the entire working wheel has been studied. It has been found that increasing the crack length significantly reduces the life of the blades, and the durability of the working wheel decreases more slowly due to the interaction of the blades with each other. The obtained results can be used in the development of methods for diagnosing and predicting the life of turbomachines, as well as to optimize their design in order to increase operational reliability.

Keywords: durability, working blades, turbomachines, crack, natural frequency, mistuning parameters.

Введение

Паровые турбины являются ключевыми элементами энергетических установок, обеспечивающими преобразование тепловой энергии в механическую. Высокая эффективность и надежность работы турбомашин напрямую зависят от состояния их конструктивных элементов, в частности рабочих лопаток. В процессе эксплуатации лопатки подвергаются значительным механическим нагрузкам, а также воздействию высоких температур и циклических напряжений, что может приводить к их повреждениям. Одним из наиболее распространенных видов повреждений рабочих лопаток является образование трещин, возникающих под воздействием усталостных нагрузок, эрозии и других эксплуатационных факторов. Развитие таких дефектов может существенно изменить динамические характеристики конструкции, приводя к изменению собственных частот и форм колебаний, а также к увеличению вероятности аварийных ситуаций. Поэтому исследование влияния трещин и других повреждений на прочностные и вибрационные свойства лопаток является важной задачей для повышения эксплуатационной надежности турбомашин [1; 2].

Проблема долговечности и надежности рабочих лопаток актуальна не только для традиционной энергетики, но и для ракетно-космической отрасли. Газотурбинные и ракетные двигатели, работающие в экстремальных условиях высоких температур и нагрузок, также подвержены развитию усталостных трещин в критических элементах конструкции. Анализ динамических характеристик лопаток позволяет разработать более надежные методы прогнозирования повреждений, что особенно важно для авиационных и космических двигателей, где внезапный отказ элементов турбомашины может привести к катастрофическим последствиям [3; 4].

Современные методы диагностики и прогнозирования ресурса рабочих лопаток основаны на численных методах анализа, среди которых метод конечных элементов (МКЭ) занимает одно из ведущих мест. С его помощью можно детально изучить напряжённо-деформированное состояние (НДС) конструкции, выявить критические зоны и прогнозировать влияние дефектов на динамическое поведение лопаток и их ресурс [5; 6].

В данной работе проведено исследование влияния трещин различной длины на динамические и прочностные характеристики рабочих лопаток паровых турбин. Для анализа использовалось конечно-элементное моделирование в среде ANSYS Workbench, позволяющее оценить влияние дефектов на частотные характеристики и долговечность конструкции. Результаты данного исследования могут быть использованы при разработке методик диагностики повреждений и прогнозирования ресурса турбомашин, что способствует повышению их эксплуатационной надежности, продления ресурса и снижению рисков аварийных отказов как в энергетической, так и в ракетно-космической технике [7–9].

Постановка задачи

Объектом исследования настоящей работы является лопатка рабочего колеса паровой турбины. Рабочее колесо изготовлено из нержавеющей стали со следующими механическими характеристиками: модуль Юнга – 1,93 · 10⁵ МПа; плотность – 7900 кг/м³; коэффициент Пуассона – 0,25; прочность на растяжение – 600 МПа, предел текучести – 310 МПа, твердость – 170 НВ. В качестве конечно-элементной модели данной работы применяется конечный элемент ТЕТ10 коммерческой программы ANSYS WORKBENCH с 3-я степенями свободы в узле и общим количеством конечных элементов – 117888 и 176499 узловыми точками. Количество степеней свободы составляет 529497. Трёхмерная модель рабочего колеса и КЭМ сектора представлены на рис. 1 [10].



Рис. 1. Рабочее колесо модели паровой турбины с 8-ю лопатками: *а* – общий вид; *б* – вид одного сектора; *в* – конечно-элементная модель сектора

Fig. 1. The working wheel of a steam turbine model with 8 blades: a – general view; δ – view of one sector; s – finite element model of the sector

При изучении характеристик свободных колебаний колеса предполагается, что колесо имеет неподвижную опору в центре для исключения осевых перемещений при моделировании. В ходе исследования динамических и ресурсных характеристик установлено, что на рабочие лопатки влияют центробежные и аэродинамические силы, возникающие вследствие вращения и давления газа. Частота вращения составляет 314,159 рад/с, а угловая скорость приложена в осевом направлении вдоль ступицы. На поверхности лопаток действует синусоидальная нагрузка, обусловленная давлением газа [11]:

$$P = P_0 + P_a \cos(\Omega t), \tag{1}$$

где $P_0 = P_a = 0,05$ (МПа); $\Omega = 314,159$ рад/с. Данная нагрузка $\{F_{\text{дин}}\}$ из уравнения (4) моделируется дополнительно и вносится в расчет по программе ANSYS.

Статическое НДС конструкции определяется по формуле [1]:

$$([K_E] + [K_G] + [K_R]) \cdot \{\delta\} = \{F_\Omega\} + \{F_T\} + \{F_G\}.$$
(2)

Собственные частоты и формы колебаний конструкции вычисляются из уравнения [1]

$$[M]\{\dot{\delta}\} + [C]\{\dot{\delta}\} + ([K_E] + [K_G] + [K_R]).\{\delta\} = 0.$$
(3)

Динамический отклик конструкции можно получить из выражения [1]

$$[M]\{\ddot{\delta}\} + [C]\{\dot{\delta}\} + ([K_E] + [K_G] + [K_R])\{\delta\} = \{F_{\text{дин}}\},$$
(4)

где $[K_E]$ и [M] – основные матрицы жесткости и масс конструкции; $[K_G]$ – матрица геометрической жесткости; $[K_R]$ – дополнительная матрица жесткости, возникающая в результате вращения; $\{F_{\Omega}\}, \{F_T\}, \{F_G\}$ – векторы, соответствующие силам от вращения, температуры и давления газа соответственно; $\{C\}$ – матрица демпфирования; $\{\ddot{\delta}\}$ – ускорение узловых точек; $\{\dot{\delta}\}$ – скорость узловых точек; $\{\delta\}$ – вектор перемещений; $\{F_{дин}\}$ – вектор возбуждающих сил.

Для решения системы матричных уравнений применяются следующие основные численные методы: метод исключения Гаусса (статическое НДС); метод Якоби (расчет собственных колебаний); метод суперпозиции мод (расчет вынужденных колебаний). Для задачи прогнозирования ресурса рабочих колес турбомашин разработанные алгоритмы были объединены на основе МКЭ [12–15]. Для суммирования повреждений используется «метод дождя», а линия усталости формируется на основе гипотезы Пальмгрен – Майнера [1].

Результаты моделирования

На первом этапе проведено исследование собственных частот и форм колебаний единичной лопатки рабочего колеса. Рис. 2 показывает формы колебаний лопатки рабочего колеса турбины. Представлены восемь различных форм: продольно-изгибные, поперечно-изгибные и крутильные. Продольно-изгибные колебания проявляются в формах 1, 3, 5 и 7, поперечно-изгибные – в формах 2 и 6, а крутильные – в формах 4 и 8. Эти формы колебаний являются важными для анализа динамических характеристик лопатки и оценки ее надежности в эксплуатационных условиях.

Исследование собственных частот колебаний рабочего колеса при различных угловых скоростях вращения позволяет выявить влияние вращения на динамическое поведение конструкции. Полученные результаты представлены в табл. 1. Анализ данных показывает, что изменение скорости вращения приводит к различным эффектам в зависимости от формы колебаний. Так, частоты 1, 3, 5 и 7 форм колебаний почти остаются неизменными при увеличении скорости вращения. Это свидетельствует о слабой зависимости продольно-изгибных колебаний от центробежных сил и гироскопических эффектов. Во 2 и 6 формах, характеризующихся поперечно-изгибными колебаниями, наблюдается снижение частоты. Это может быть обусловлено уменьшением жёсткости конструкции при поперечном изгибе под действием центробежных сил.

В отличие от предыдущей группы, некоторые формы колебаний демонстрируют рост частот с увеличением скорости вращения. Например, частота 4 формы возрастает с 2585,7 (в состоянии покоя) до 4766,6 рад/с при скорости 1000 рад/с, а 8 формы – с 10216 до 11034 рад/с. Это свидетельствует о том, что центробежные силы существенно повышают эффективную жёсткость конструкции при кручении.

Далее было исследовано влияние дефекта в виде трещины на собственные частоты колебаний лопатки рабочего колеса турбины. Местоположение и размеры трещины представлены на рис. 3. В ходе исследования рассмотрены три варианта с различной длиной трещины: вариант 1 с длиной трещины b = 10 % а, вариант 2 с длиной трещины b = 20 % а и вариант 3 с длиной трещины b = 30 % а, где а – ширина лопатки. При этом ширина раскрытия трещины с = 1 мм остаётся неизменной. Трещина расположена на расстоянии 102 мм от центра вращения диска с лопатками.



Рис. 2. Формы колебаний лопатки рабочего колеса турбины

Таблица 1

D	-		
Результаты янялизя сооственных	частот колебании елиничной	попятки колеся с учетом вряшени	R
i cogindia i di analinda cooci dennoix	пастот колсоании сдини шон	Johanki Koseca e y lerom bpattenn	"

Форма колебаний	Без вращения	100 рад/с	500 рад/с	1000 рад/с	
1	303,1	303,1	303,15	303,15	
2	1889,1	1876,3	1438,1	1017,8	
3	1918,4	1889,1	1889,1	1889,1	
4	2585,7	2643,3	3435,5	4766,6	
5	5 5258,1		5258,1	5258,1	
6	7915,4	7907,5	7742,0	7425,4	
7	10124,0	10136,0	10216,0	10216,0	
8	10216,0 10216,0		10392,0	11034,0	

Результаты анализа собственных частот колебаний одиночной лопатки рабочего колеса с учётом наличия трещины приведены в табл. 2. Для всех форм колебаний наблюдается снижение частот по мере увеличения длины трещины, что объясняется уменьшением жёсткости конструкции вследствие дефекта. Наибольшее влияние трещина оказывает на низкочастотные формы колебаний: первые две формы демонстрируют значительное снижение частот (на 9–10 %). Это свидетельствует о высокой чувствительности изгибных колебаний на низких частотах к наличию трещины. Для более высокочастотных форм, например, шестой и восьмой, уменьшение частот менее выражено и составляет порядка 1–4 %. Это может быть обусловлено тем, что при таких формах колебаний зоны наибольших напряжений в меньшей степени затрагивают область расположения трещины.



Рис. 3. Вид и размер трещины на лопатке: *а* – лопатка без трещины; *б* – лопатка с трещиной

Fig. 3. Type and size of the crack on the blade: a – blade without a crack; δ – blade with a crack

Таблица 2

Результаты анализа собственных частот колебаний одной лопатки колеса с учетом трещины

Форма колебаний	Без трещины	Вариант 1	Вариант 2	Вариант 3	
1	303,1	300,1	291,64	275,6	
2	1889,1 1887,2 1816,8		1816,8	1698,2	
3	1918,4	1892,2	1881,7	1871,8	
4	2585,7	2578,8	2552,9	2504,7	
5	5 5258,1 5237,9		5188,1	5113,9	
6	7915,4	7912,1	7896,9	7872,4	
7	10124,0	10076,0	9933,2	9694,5	
8	8 10216,0		10146,0	10048,0	

На следующем этапе исследования было рассмотрено влияние геометрической расстройки на ресурсные характеристики лопаток рабочего колеса. В целях верификации разработанных и применяемых КЭМ и численных методов был проанализирован случай уменьшения длины двух соседних лопаток на 1 мм (рис. 4). Результаты расчёта долговечности рабочего колеса, полученные авторами с использованием программного комплекса ANSYS, были сопоставлены с результатами в программной среде ABAQUS, а также с аналитическим решением Технологического университета Тшвана (ТУТ) [10]. В качестве аналитической оценки долговечности рабочего колеса использовалось уравнение зависимости долговечности от деформации Брауна – Миллера [11]:

$$\frac{\Delta\gamma_{\max}}{2} + \frac{\Delta\varepsilon_n}{2} = 1.65 \frac{\sigma'_f}{E} (2N_f)^b + 1.75\varepsilon'_f (2N_f)^c,$$
(5)

где N_f – количество циклов до разрушения; $\Delta \varepsilon_n$ – номинальный диапазон напряжений для цикла; $\Delta \gamma_{\text{max}}$ – максимальный диапазон или амплитуда деформации сдвига для данного цикла, $\sigma'_f = 1057$ МПа – коэффициент усталостной прочности; b = -0,0385 – показатель усталостной прочности; ε'_f – коэффициент усталостной пластичности; с – показатель усталостной пластичности (исходя из усталостных свойств нержавеющей стали марки 304).



Рис. 4. Геометрия рабочего колеса с уменьшением длины двух соседних лопаток (-1 мм)

Fig. 4. Geometry of the working bladed disc with decreasing length of two adjacent blades (-1 MM)

Как следует из представленных данных в табл. 3, результаты численного анализа, выполненного с использованием подхода авторов и ANSYS, хорошо согласуются с данными, полученными другими исследователями. Это согласование подтверждает адекватность применяемых КЭМ для расчёта ресурса конструкций и свидетельствует о надёжности предложенной методики анализа.

Таблица 3

Сравнение результатов расчета долговечности с численными данными

Вил анализа	Долговечность диска с лопатками (×10 ⁶ циклов)			
brig anarrisa	(ANSYS)	ABAQUS (TYT)	Аналитическое решение	
Идеальная конструкция	4,551	4,587	4,435	
Уменьшение длины двух рядом стоящих лопаток (на –1 мм)	4,457	4,574	4,357	

На основе полученных результатов верификации разработанных и применяемых конечноэлементных моделей и численных методов авторы распространили их применение на исследование влияния трещины на ресурсные характеристики лопаток рабочего колеса. На рис. 5 указаны результаты расчета долговечности одной лопатки без трещины и с учетом трещины длиной 30 % ширины лопатки. Видно, что долговечность рабочей лопатки существенно уменьшается при существовании дефекта. В лопатке без дефекта разрушение происходит у корня, а при наличии трещины зона разрушения смещается к хвосту трещины. Это указывает на перераспределение напряжений в материале, где трещина становится концентрацией напряжений и точкой начала разрушения.

Для более полного понимания влияния трещины на ресурсные характеристики конструкции были рассмотрены показатели долговечности всего рабочего колеса с восемью лопатками как в случае отсутствия трещины, так и при наличии трещины на одной из лопаток. Результаты расчётов представлены на рис. 6. Как видно, в случае отсутствия трещины долговечность всех лопаток одинакова и составляет 4,551 ($x10^6$ циклов). При наличии трещины долговечность повреждённой лопатки снижается до 2,878 ($x10^6$ циклов) и именно она выходит из строя первой. Кроме того, наличие трещины приводит к незначительному снижению долговечности остальных лопаток – в пределах 7–8 %.



Рис. 5. Долговечность одной лопатки: *а* – лопатка без трещины; *б* – лопатка с трещиной

Fig. 5. Durability of one blade: a – blade without crack; δ – blade with crack



Рис. 6. Долговечность рабочего колеса: *а* – колесо без трещины; *б* – колесо с трещиной на одной из лопаток

Fig. 6. Durability of the working wheel: a - a wheel without a crack; $\delta - a$ wheel with a crack on one of the blades Далее было исследовано влияние роста трещины на ресурсные характеристики лопаток и рабочего колеса. Рассмотрены три варианта изменения длины трещины, как указано выше, и проведены расчёты не только для одной лопатки, но и для всей конструкции рабочего колеса. Результаты численного исследования представлены в табл. 4. Сравнение результатов расчётов для одиночной лопатки и всей конструкции рабочего колеса показало, что долговечность рабочего колеса всегда выше, чем у отдельной лопатки. Это объясняется взаимодействием лопаток и демпфирующими свойствами конструкции через диск, которые могут снижать динамические напряжения, действующие на каждую лопатку.

Таблица 4

Долговечность одной лопатки (x10 ⁶ циклов)			Долгове	чность рабоче	го колеса (x10	⁶ циклов)	
Без тре- щины	Вариант 1	Вариант 2	Вариант 3	Без тре- щины	Вариант 1	Вариант 2	Вариант 3
4,350	4,175	3,683	2,723	4,551	4,148	3,929	2,878

Результат анализа долговечности рабочего колеса турбины с учетом трещины

Анализ данных также показывает, что долговечность как отдельной лопатки, так и рабочего колеса в целом уменьшается с увеличением длины трещины. Причём снижение долговечности рабочего колеса падает быстрее при увеличении трещины, особенно при её длине более 20 % от ширины лопатки. Это указывает на высокую чувствительность системы к росту трещины, что требует ранней диагностики и возможной замены лопаток до достижения критического состояния.

Заключение

В ходе проведённого исследования выполнена верификация расчетов усталостной долговечности высоконагруженных элементов турбомашин и изучено влияние трещин различной длины на динамические и прочностные характеристики рабочих лопаток паровых турбин. Проведённое численное моделирование с применением метода конечных элементов позволило детально проанализировать изменения частотных характеристик конструкции в зависимости от длины трещины. Установлено, что наличие дефектов приводит к снижению собственных частот колебаний, особенно для изгибных форм, что может способствовать резонансным явлениям и ускоренному разрушению лопаток.

Также было выявлено, что увеличение длины трещины существенно сокращает срок службы отдельных лопаток, тогда как долговечность рабочего колеса в целом уменьшается менее интенсивно за счёт взаимодействия лопаток между собой. Это подчёркивает необходимость своевременного обнаружения дефектов и принятия мер по их устранению.

Полученные результаты могут быть использованы при разработке методик диагностики и прогнозирования ресурса турбомашин, что особенно важно для энергетической и ракетнокосмической отрасли. В газотурбинных и ракетных двигателях, работающих в высоконагруженных условиях, влияние усталостных повреждений на динамику конструкции играет ключевую роль в обеспечении безопасности и надёжности работы агрегатов. Разработанные подходы могут способствовать совершенствованию методов увеличения эксплуатационного ресурса турбомашин, особенно при применении блочных моделей расстройки параметров [16].

Благодарность. Работа финансировалась за счет средств гранта РНФ № 24-29-00135 «Численное исследование способов увеличения ресурсных характеристик осевых и радиальных транспортных турбомашин с помощью преднамеренной расстройки геометрических, массовых, аэродинамических и других параметров влияния». Авторы благодарят РНФ за поддержку настоящих исследований.

Acknowledgment. This work was carried out within the framework of the Russian Science Foundation (RSF) grant No. 24-29-00135 "Numerical study of ways to increase the resource characteristics of axial and radial transport turbomachines using deliberate detuning of geometric, mass, aerodynamic and other parameters". The authors thank the Russian Science Foundation for supporting these studies.

Библиографические ссылки

1. Репецкий О. В. Компьютерный анализ динамики и прочности турбомашин. Иркутск : Изд-во ИрГТУ, 1999. 301 с.

2. Паровые и газовые турбины для электростанций / А. Г. Костюк, В. В. Фролов, А. Е. Булкин и др. М. : Издат. дом МЭИ, 2016. С. 452–473.

3. Tim J. C. Common failures in gas turbine blades // Engineering Failure Analysis. 2005. No. 12. P. 237–247.

4. Водопьянов А. И., Павленко П. В. Причины и механизмы разрушений в эксплуатации лопаток турбины двигателя НК-8-2У // Научный вестник МГТУ ГА. 2007. № 119. С. 36–40.

5. Годовский Д. А. Дефекты элементов газотурбинных установок // Нефтегазовое дело. 2006. № 1 (4). С. 201–206.

6. Seyed M. M. Rahmani K., Mehdi T. Foreign object damage on the leading edge of gas turbine blades // Aerospace Science and Technology. 2014. Vol. 6. P. 65–75.

7. Lucjan W., Arkadiusz B., Feliks S. Fatigue analysis of compressor blade with simulated foreign object damage // Engineering Failure Analysis. 2015. No. 58. P. 229–237.

8. Репецкий О. В. Разработка математических моделей для оценки накопления повреждений и предсказания ресурса лопаточных венцов турбомашин // Известия вузов. Сер.: Машиностроение. 1995. № 1–3. С. 45–53.

9. Репецкий О. В., Нгуен В. М. Разработка методики моделирования развития усталостных трещин на примере рабочих лопаток турбомашин // Актуальные вопросы инженернотехнического и технологического обеспечения АПК : материалы Х Национал. науч.-практич. конф. (06–08 октября 2022, г. Иркутск) / Иркутский гос. аграр. ун-т им. А. А. Ежевского. 2022. С. 137–144.

10. Mashiachidi M. H., Desai D. A. Fatigue life prediction of mistuned steam turbine blades subjected to deviations in blade geometry // Science, Engineering and Technology. 2023. Vol. 3, No. 2. P. 24–35.

11. Mashiachidi M. H., Desai D. A. Prediction of fatigue life of geometrically deviated steam turbine blades under thermo-mechanical conditions // Frontiers in Manufacturing Technology. 2024. Vol. 3, No. 2. 15 p.

12. Detection of blade mistuning in a low-pressure turbine rotor resulting from manufacturing tolerances and differences in blade mounting / Schönleitner F., Traussnig L., Marn A. el al. // J. Mech. Eng. Automation. 2015. Vol. 5. P. 297–308.

13. Репецкий О. В., Нгуен В. М. Верификация разработанных математических моделей и созданного программного обеспечения на тестовых моделях пластин и академических рабочих колесах осевых турбомашин // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2024. No. 2. P. 134–144.

14. Corrosion-Fatigue Failure of Gas-Turbine Blades in an Oil and Gas Production Plant / R. Mojtaba, B. Abbas, M. Mohammad el al. // Materials. 2005. № 12. P. 237–247.

15. Zubkov I. S., Blinov V. L. Influence of the axial compressor blade row defects on the industrial gas turbine performance // The Third Conference "Problems of Thermal Physics and Power Engineering". 2020. 9 p.

16. Forced response reduction of a blisk by means of intentional mistuning / B. Beirow, A Kühhorn., F. Figaschewsky et al. // Proceedings of the ASME. Turbo Expo. Turbomachinery Technical Conference and Exposition. ASME Turbo Expo 2018: Turbomachinery Technical Conference and Exposition, GT 2018. 2018. 12 p.

References

1. Repetsky O. V. *Komp'yuternyy analiz dinamiki i prochnosti turbomashin* [Computer analysis of dynamics and strength of turbomachines]. Irkusk, 1999, 301 p.

2. Kostyuk A. G., Frolov V. V., Bulkin A. E. et al. *Parovyye i gazovyye turbiny dlya elektrostantsiy* [Steam and gas turbines for power plants]. Moscow, Moscow Institute of Energy Publ., 2016, P. 452–473.

3. Tim J. C. Common failures in gas turbine blades. *Engineering Failure Analysis*. 2005, No. 12, P. 237–247.

4. Vodopyanov A. I., Pavlenko P. V. [Causes and mechanisms of fluffing during operation of turbine blades of the NK-8-2U engine]. *Nauchnyy vestnik MGTU GA*. 2007, No. 119, P. 36–40 (In Russ.).

5. Godovsky D. A. [Defects of gas turbine unit elements]. *Neftegazovoe delo*. 2006, No. 1, P. 201–206 (In Russ.).

6. Seyed M. M. Rahmani K., Mehdi T. Foreign object damage on the leading edge of gas turbine blades. *Aerospace Science and Technology*. 2014. Vol. 6, P. 65–75.

7. Lucjan W., Arkadiusz B., Feliks S. Fatigue analysis of compressor blade with simulated foreign object damage. *Engineering Failure Analysis*. 2015. No. 58, P. 229–237.

8. Repetskiy O.V. [Development of mathematical models for assessing damage accumulation and predicting the service life of turbomachine blade rows]. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy*. *Mashinostroyeniye*. 1995, No. 1–3, P. 45–53 (In Russ.)

9. Repetskiy O. V., Nguyen V. M. [Development of a methodology for modeling the development of fatigue cracks using the example of turbomachine blades]. *Materialy X Natsional. nauch. prakti. konf. "Aktual'nyye voprosy inzhenerno-tekhnicheskogo i tekhnologicheskogo obespecheniya APK"* [Materials X National Scientific. And Prac. Conf "Actual issues of engineering, technical and technological support of the agro-industrial complex"]. Irkutsk, 2022, P. 137–144 (In Russ.).

10. Mashiachidi M. H., Desai D. A. Fatigue life prediction of mistuned steam turbine blades subjected to deviations in blade geometry. *Science, Engineering and Technology*. 2023, Vol. 3, No. 2, P. 24–35.

11. Mashiachidi M. H., Desai D. A. Prediction of fatigue life of geometrically deviated steam turbine blades under thermo-mechanical conditions. *Frontiers in Manufacturing Technology*. 2024, Vol. 3, No. 2, 15 p.

12. Schönleitner F., Traussnig L., Marn A. el al. Detection of blade mistuning in a low-pressure turbine rotor resulting from manufacturing tolerances and differences in blade mounting. *J. Mech. Eng. Automation.* 2015, Vol. 5, P. 297–308.

13. Repetskiy O. V., Nguyen V. M. [Verification of developed mathematical models and created software on test models of plates and academic working wheels of axial turbomachines]. *Sovremennye tekhnologii. Sistemnyy analiz. Modelirovanie.* 2024, No. 2, P. 134–144 (In Russ.).

14. R. Mojtaba, B. Abbas, M. Mohammad, el al. Corrosion-Fatigue Failure of Gas-Turbine Blades in an Oil and Gas Production Plant. *Materials*. 2005. No. 12, P. 237–247.

15. Zubkov I. S., Blinov V. L. Influence of the axial compressor blade row defects on the industrial gas turbine performance. *The Third Conference "Problems of Thermal Physics and Power Engineer-ing*". 2020. 9 p.

16. Beirow B., Kühhorn A., Figaschewsky F., Bornhorn A., Repetckii O.V. Forced response reduction of a blisk by means of intentional mistuning. *Proceedings of the ASME. Turbo Expo. Turbomachinery Technical Conference and Exposition. ASME Turbo Expo 2018: Turbomachinery Technical Conference and Exposition, GT 2018.* 2018. 12 p.

© Репецкий О. В., Нгуен В. М., 2025

Репецкий Олег Владимирович – доктор технических наук, профессор, проректор по международным связям; Иркутский государственный аграрный университет имени А. А. Ежевского. E-mail: repetckii@igsha.ru. https://orcid.org/0000-0003-2560-2721.

Нгуен Ван Мань – аспирант; Иркутский государственный аграрный университет имени А. А. Ежевского. E-mail: manhzhucov@gmail.com. https://orcid.org/0000-0003-4399-6146.

Repetckii Oleg Vladimirovich – Dr. Sc., Professor, Vice–Rector for International Relations; Irkutsk State Agrarian University named after A. A. Ezhevsky. E-mail: repetckii@igsha.ru. https://orcid.org/0000-0003-2560-2721.

Nguyen Van Manh – Postgraduate student; Irkutsk State Agrarian University named after A. A. Ezhevsky. E-mail: manhzhucov@gmail.com. https://orcid.org/0000-0003-4399-6146.

Статья поступила в редакцию 09.04.2025; принята к публикации 26.05.2025; опубликована 30.06.2025 The article was submitted 09.04.2025; accepted for publication 26.05.2025; published 30.06.2025

Статья доступна по лицензии Creative Commons Attribution 4.0 The article can be used under the Creative Commons Attribution 4.0 License