

## Исследование колебаний модельных блисков авиационных газотурбинных двигателей с расстройкой параметров

И.Н. Рыжиков

Иркутский национальный исследовательский технический университет, ул. Лермонтова, 83, Иркутск, Россия  
rin111@list.ru

<https://orcid.org/0000-0001-6105-0659>

Статья поступила 30.08.2023, принята 12.09.2023

*В статье представлены результаты модального анализа моделей блисков — рабочих колес газотурбинного двигателя, выполненных из цельной заготовки. Был осуществлен численный и экспериментальный модальный анализ. С использованием лазерной виброметрии и метода конечных элементов произведен анализ колебаний модели блиска с расстройкой параметров, внесенной в конструкцию блиска путем присоединения к лопаткам дополнительных масс. Представлен основной математический аппарат метода конечных элементов, который используется при модальном анализе. Подробно описаны методика и техника эксперимента с использованием лазерной виброметрии. Выявлены случаи максимальной локализации колебаний модели с расстройкой. Численное исследование собственных колебаний моделей блисков проводилось с помощью разработанной программы компьютерного моделирования Ocs\_Rotor, в основе алгоритма которой лежат положения метода конечных элементов. На основе анализа результатов натурного эксперимента и компьютерного моделирования проведена оценка влияния на частоты и формы колебаний расстройки параметров, вносимой в циклически симметричную систему путем присоединения к лопаткам дополнительной массы. В результате установлено, что даже незначительная расстройка (1–2 %) может существенно изменить формы колебаний блиска, внести локализацию, и, соответственно, снизить долговечность. Разработаны рекомендации по снижению вредного влияния расстройки на собственные колебания блисков.*

**Ключевые слова:** блиск; расстройка параметров; локализация колебаний; лазерная виброметрия; собственные колебания.

## Study of vibrations of model blisks of aircraft gas turbine engine with mistuning

I.N. Ryzhikov

Irkutsk National Research Technical University; 83, Lermontov St., Irkutsk, Russia  
rin111@list.ru

<https://orcid.org/0000-0001-6105-0659>

Received 30.08.2023, accepted 12.09.2023

*The article presents the results of a modal analysis of blisk models - gas turbine engine impellers made from a single piece. Numerical and experimental modal analysis is performed. Using laser vibrometry and the finite element method, the oscillations of the blisk model are analyzed with the detuning of the parameters introduced into the blisk design by attaching additional masses to the blades. The main mathematical apparatus of the finite element method, which is used in modal analysis, is presented. The methodology and technique of the experiment with the use of laser vibrometry are described in detail. Cases of maximum localization of oscillations of the detuned model are revealed. Numerical study of eigenoscillations of blisk models is carried out using the developed computer simulation program Ocs\_Rotor, the algorithm of which is based on the provisions of the finite element method. Based on the analysis of the results of a full-scale experiment and computer simulation, an assessment is made of the effect on frequencies and vibration modes of the parameter detuning introduced into a cyclically symmetrical system by attaching additional mass to the blades. As a result, it has been established that even a slight detuning (1-2%) can significantly change the shape of the blisk oscillations, introducing localization and, accordingly, reducing the durability. Recommendations have been developed to reduce the detrimental effect of detuning on the eigenoscillations of blisks.*

**Keywords:** blisk; detuning of parameters; oscillation localization; laser vibrometry; natural oscillations.

**Введение.** Одним из путей повышения экономической эффективности авиационных газотурбинных двигателей (ГТД) является увеличение их ресурса, который, в свою очередь, определяется уровнем и характером действующих напряжений в материале конструкций при рабочих нагрузках. В конструкциях авиационных ГТД все шире используется технология интегрирования

диска и лопаток. Такая конструкция получила название «блиск» (от англ. *BLaded DISK*, дословно — «облопаченный» диск). Такие изделия производятся либо из цельной заготовки, либо сваркой трением. При этом из конструкции исключаются массы хвостовика и ножки лопатки. Получаемое рабочее колесо получается более легким, статическая нагрузка от центробежных сил

уменьшается, что позволяет увеличить скорость вращения. Однако имеется множество вопросов, связанных с динамическим поведением блиска. Поскольку масса диска значительно уменьшается за счет отсутствия замков крепления лопаток, вклад лопаток в спектр колебаний блиска становится более значительным, а вклад диска уменьшается. При этом уровень демпфирования интегрированной конструкции блиска по сравнению с обычным рабочим колесом с набором рабочих лопаток, установленных в замках на ободе диска, является чрезвычайно низким. Свободные колебания блиска, особенно их формы, очень чувствительны к так называемой расстройке параметров, которая заключается в малых

отличиях в частотах колебаний секторов блиска вследствие их геометрических и массовых отличий, которые всегда присутствуют в реальных конструкциях из-за имеющихся допусков на размеры конструкции. Расстройка параметров приводит к «расслоению» частот парных форм колебаний и локализации колебаний (различия вибрационного поведения отдельных лопаток). При локализации энергия колебаний локализуется, т. е. перераспределяется в окружном направлении таким образом, что одна или несколько лопаток начинают колебаться с максимальной амплитудой, в то время, как остальные лопатки практически не колеблются (рис. 1).

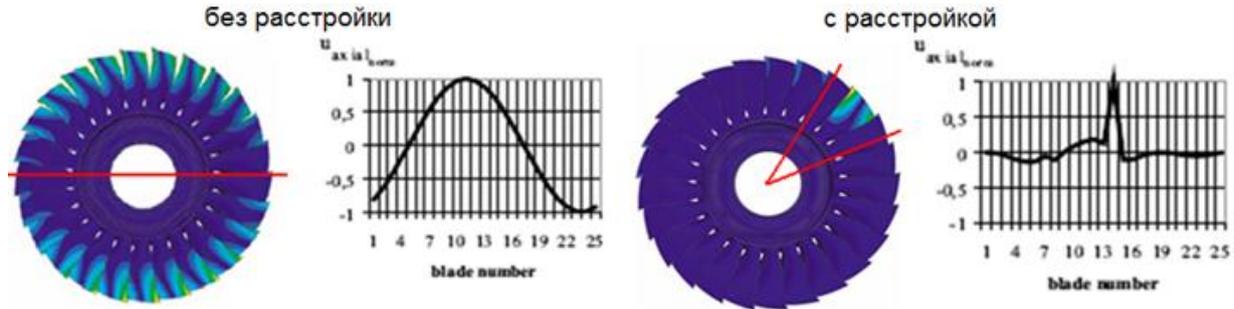


Рис. 1. Эффект локализации колебаний

При этом в материале колеблющихся с максимальной амплитудой лопаток напряжения могут вырасти в разы. Однако собственная частота колебаний блиска при этом изменяется незначительно. Как показывают некоторые исследования [1–7], при 1%-ной расстройке (т. е. разнице в частотах отдельных секторов) напряжение может увеличиться до 110 %, что приведет к значительному снижению долговечности блиска. Поэтому исследования, направленные на изучение эффекта расстройки колебаний блисков, являются актуальными.

Цель данной работы — выявление случаев с наибольшим влиянием незначительной расстройки на собственные колебания блисков (так называемые *worst cases*), когда локализация максимальна, как показано на рис. 1.

Для достижения указанной цели необходимо решить следующие задачи: построить компьютерные модели блисков без расстройки и с расстройкой; провести их модальный анализ; выполнить натурный эксперимент с использованием лазерной виброметрии; сравнить результаты расчетов и эксперимента; выявить случаи с максимальной локализацией вследствие расстройки.

Наиболее широко применяемым в настоящее время численным методом исследований колебаний конструкций является метод конечных элементов (МКЭ). В соответствии с МКЭ, уравнения свободных колебаний блиска без расстройки:

$$[M]\{\delta\} + [K]\{\delta\} = 0, \quad (1)$$

учитывая, что:

$$\delta = \delta_0 \cos(\omega t - \beta). \quad (2)$$

Здесь  $[M]$  — глобальная матрица масс;  $\{\delta\}$  — вектор ускорений узловых точек конечноэлементной модели;  $[K]$  — матрица жесткости;  $\delta_0$  — амплитуда колеба-

ний;  $\{\delta\}$  — вектор перемещений узловых точек конечноэлементной модели;  $\beta$  — фаза колебаний;  $\omega$  — круговая частота.

С учетом уравнений (1) и (2):

$$([K] - \omega^2[M])\delta_0 = 0. \quad (3)$$

Для системы с расстройкой расстройка  $i$ -й лопатки определяется как [8; 9]:

$$\Delta f_i = (f^2 - f_m^2) / f^2, \quad (4)$$

где  $f$  — частота колебаний не расстроенной лопатки;  $f_m$  — частота колебаний лопатки с расстройкой. Частота колебаний не расстроенной лопатки:

$$f = \sqrt{k/m}, \quad (5)$$

где  $k$  — жесткость лопатки;  $m$  — масса лопатки.

Уравнение собственных колебаний циклически-симметричной системы с расстройкой имеет вид:

$$\{\delta\} + f_B^2[A]\{\delta\} = 0, \quad (6)$$

где  $[A]$  — матрица, учитывающая величину расстройки системы.

Программные комплексы на основе МКЭ являются эффективными инструментами для инженерного анализа (в данном случае — модального анализа) конструкций. Для численного анализа колебаний блисков и исследования влияния расстройки на частоты и формы колебаний использовался разработанный автором конечно-элементный программный комплекс *Ocs Rotor* [10].

**Методика и техника эксперимента.** На рис. 2 показан экспериментальный вибростенд, в состав которого входят модуль для генерации сигнала, электромагнитный вибратор и сканирующий лазерный виброметр

PSV-400. Модель блиска крепилась с помощью алюминиевых гаек к электромагнитному вибратору, возбуждающему колебания. Модуль для генерации сигнала формировал переменный сигнал в диапазоне от 5 до 150 Гц.

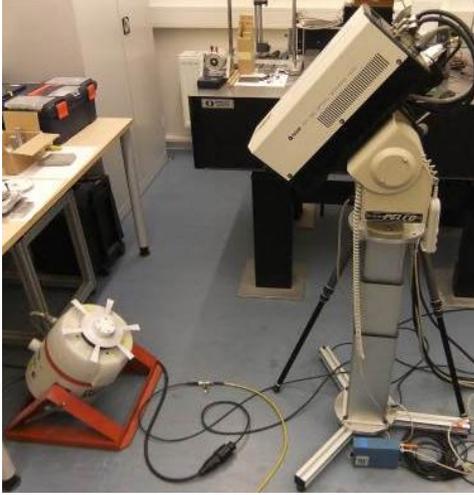


Рис. 2. Экспериментальное лабораторное оборудование

Сигнал усиливался и передавался на вибратор, который заставлял колебаться модель блиска. В основу функционирования лазерного сканирующего виброметра положен эффект Доплера. Виброметр испускает и принимает отраженный от колеблющегося блиска лазерный луч, вычисляя значения виброперемещений, на основе которых определяются частоты и формы собственных колебаний блиска. На рис. 3 представлена схема работы виброметра. Установленная специальная программа позволяет получать на мониторе компьютера формы колебаний в виде цветных полос и деформированное состояние блиска, а также значение собственной частоты, соответствующей данной форме (рис. 4).

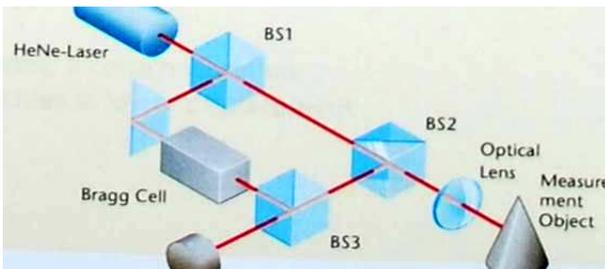


Рис. 3. Схема работы лазерного виброметра

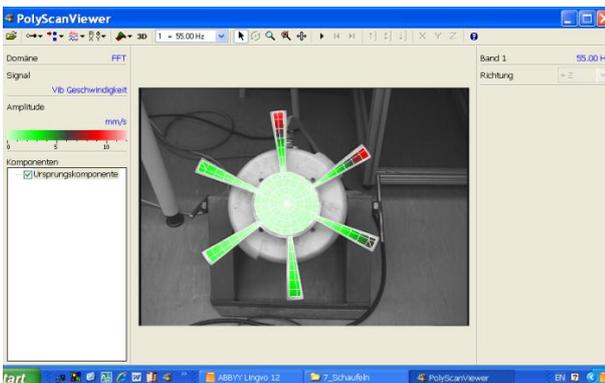


Рис. 4. Результаты измерений колебаний лазерным виброметром

Для экспериментальных исследований на оборудовании для лазерной резки металла из листовой стали толщиной 2 мм с высокой точностью был изготовлен 6-лопачечный модельный блиск с отверстием в центре (рис. 5).

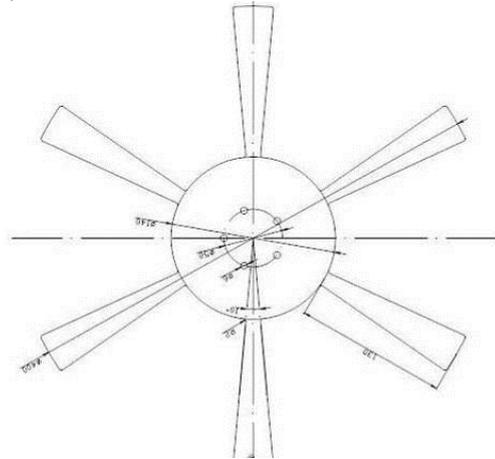
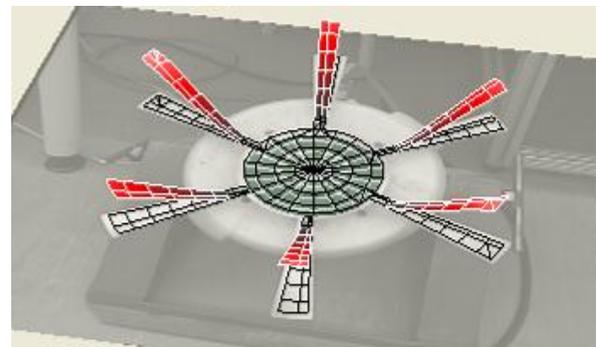


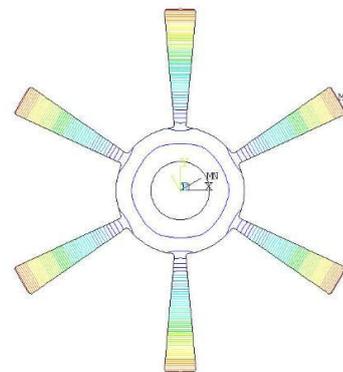
Рис. 5. Модель блиска с шестью лопатками

Вначале необходимо провести модальный анализ блиска без расстройки. Результаты измерений и расчеты показали, что модель ведет себя, как абсолютно циклически симметричная (рис. 6).

В табл. 1 представлено сравнение результатов расчета в программах *Ansys* и *Ocs\_Rotor* и результатов эксперимента. Наблюдается хорошее согласование результатов, что подтверждает работоспособность разработанной программы, а также адекватность и точность построенных моделей [10].



а)



б)

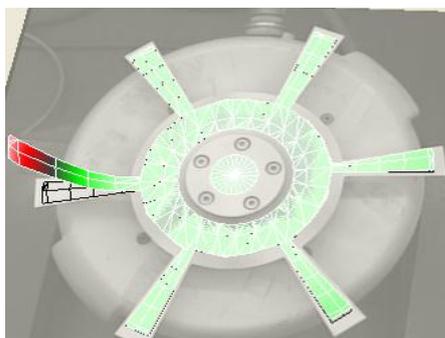
Рис. 6. Вторая форма колебаний блиска без расстройки: а — эксперимент; б — расчет МКЭ *Ansys*

**Таблица 1.** Собственные частоты колебаний модели без расстройки, Гц

Мода колебаний	Эксперимент	<i>Ocs_Rotor</i>	<i>Ansys</i>
$f_1$	85.41	86.71	86.12
$f_2$	86.87	88.72	88.37
$f_2'$	87.15	88.72	88.37
$f_3$	91.47	90.07	90.16
$f_3'$	92.19	90.07	90.16

При экспериментальных измерениях для моделирования расстройки к лопаткам модели прикреплялась магнитная лента (рис. 7). Каждый отрезок ленты взвешивался с точностью до 0.001 г.

В первом случае только к одной лопатке блиска приклеивался кусочек магнитной ленты массой 0,1 г. Это вызывало значительное искажение форм колебаний. На рис. 8 показана вторая форма колебаний (зонтичная форма). Можно видеть, что только лопатка с дополнительной массой колеблется максимально, амплитуды же остальных лопаток незначительны.

**Рис. 7.** Моделирование расстройки**Рис. 8.** Локализация колебаний расстроенного блиска

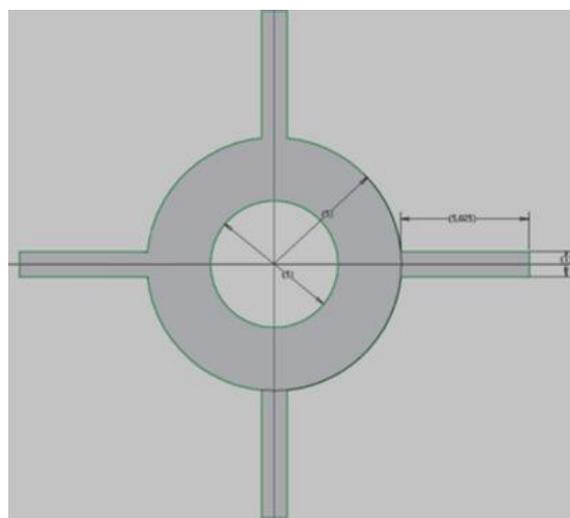
Также были исследованы два разных порядка следования лопаток с разной массой в окружном направлении. В обоих случаях дополнительные массы разной величины присоединялись ко всем лопаткам блиска, за исключением одной лопатки. Первый случай представлял собой блиск, в котором масса лопаток постепенно возрастала от 0 до 1,0 г от лопатки к лопатке. Во втором случае изменение масс лопаток по окружности происходило скачками в следующем порядке: 0 г – 0,1 г – 0,4 г – 0,2 г – 0,5 г – 0,3 г.

В табл. 2 представлено сравнение этих двух случаев. Как видно, при первом порядке наблюдается более значительная локализация, чем при втором. Кроме того, при втором порядке различие в частотах парных форм меньше, чем при первом (табл. 2).

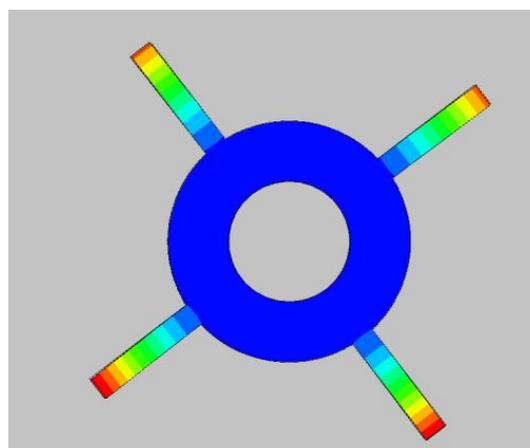
**Таблица 2.** Частоты колебаний модели для разных порядков следования расстроенных лопаток в окружном направлении

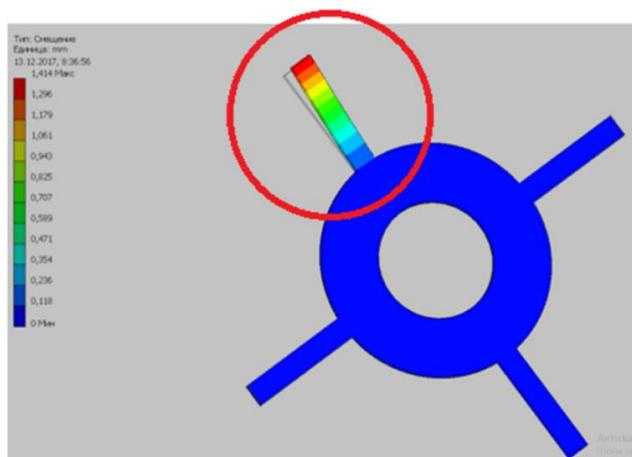
Форма колебаний	Порядок 1	Порядок 2
$f_1$	79.13	81.64
$f_2$	81.65	82.04
$f_2'$	82.83	82.33
$f_3$	87.72	89.22
$f_3'$	90.32	90.19
$f_4$	95.72	96.79
$f_4'$	98.94	97.94

Также в программе *Ocs\_Rotor* был проведен модальный анализ модели плоского блиска с четырьмя лопатками толщиной 2 мм с центральным отверстием (рис. 9). На рис. 10 показана вторая форма колебаний 4-лопаточного блиска без расстройки. Как видно, амплитуды колебаний всех лопаток практически одинаковы, что соответствует зонтичной форме колебаний.

**Рис. 9.** Модель блиска с четырьмя лопатками

Затем был проведен расчет колебаний данной модели с 3%-ной расстройкой, которая моделировалась удлинением одной из лопаток. На рис. 11 показана первая форма колебаний данной модели с расстройкой. Наблюдается значительная локализация колебаний в сравнении с моделью без расстройки на рис. 10.

**Рис. 10.** Вторая форма колебаний блиска без расстройки



Р  
н  
с  
.

#### Литература

1. Вторая форма колебаний модели блиска с расстройкой // Beirow B. Grundlegende untersuchungen zum schwingungsverhalten von verdichterlaufrädern in integralbauweise. Cottbus: Shaker Verlag, 2009. 174 p.
2. Beirow B., Figaschewsky F., Kühhorn A., Bornhorn A. Modal analyses of an axial turbine blisk with intentional mistuning // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. 2018. V. 140, iss. 1. P. 012503.
3. Figaschewsky F., Kühhorn A. Analysis of mistuned blade vibrations based on normally distributed blade individual natural frequencies // Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air: Conference Proceedings, 2015. URL: <https://doi.org/10.1115/GT2015-43121> (дата обращения: 15.09.2023).
4. Martel C., Sánchez-Álvarez J.J. Intentional mistuning effect in the forced response of rotors with aerodynamic damping // Journal of Sound and Vibration. 2018. V. 433. P. 212-229.
5. Beirow B., Kühhorn A., Figaschewsky F., Bornhorn A., Repeckij O. Forced response reduction of a blisk by means of intentional mistuning. Proceedings of ASME, 2018. GT2018-76584.
6. Beirow B., Figaschewsky F., Kühhorn A., Bornhorn A. Vibration Analysis of an Axial Turbine Blisk with Optimized Intentional Mistuning Pattern // Journal of Sound and Vibration. 2019. V. 442. P. 11-27.
7. Repeckij O.V., Nguen V.V. Численное исследование преднамеренной расстройки при вариациях толщины лопаток энергетических турбомашин // Вестник НГИЭИ. 2021. № 8 (123). P. 44-56.
8. Репецкий О.В. Математическое моделирование видов преднамеренной расстройки осевых и радиальных рабочих колес турбомашин // Климат, экология, сельское хозяйство Евразии: материалы XI Междунар. науч.-практической конф. (28-29 апр. 2022 г.). Иркутск, 2022. С. 318-327.
9. Репецкий О.В., Рыжиков И.Н., Нгуен Т.К. Разработка математических моделей и численных методов для анализа долговечности лопаточных систем турбомашин с расстройкой параметров // Вестн. стипендиатов DAAD. 2015. № 1 (12). С. 91-106.
10. Рыжиков И.Н. Программный комплекс для исследования колебаний рабочих колёс турбомашин с расстройкой параметров // Молодежный вестн. ИрГТУ. 2021. Т. 11. № 2. С. 14-18.

#### References

1. Beirow B. Grundlegende untersuchungen zum schwingungsverhalten von verdichterlaufrädern in integralbauweise. Cottbus: Shaker Verlag, 2009. 174 p.

**Заключение.** Результаты исследования позволяют утверждать, что даже сравнительно малая расстройка (не более 1–2 %) оказывает значительное влияние на свободные колебания конструкции, а именно:

- приводит к изменению значений частот собственных колебаний блиска;
- приводит к значительной локализации, т. е. значительному возрастанию амплитуды колебаний одной или нескольких лопаток по сравнению с остальными.

Расстройка оказывает меньшее влияние на колебания конструкции в случае, когда параметр, вызывающий расстройку (например, неодинаковая масса лопаток), изменяется в окружном направлении пилообразно. Влияние расстройки максимально в том случае, когда данный параметр постепенно растет в окружном направлении от лопатки к лопатке, и у первой и последней лопаток наблюдается его максимальная разница.

2. Beirow B., Figaschewsky F., Kühhorn A., Bornhorn A. Modal analyses of an axial turbine blisk with intentional mistuning // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. 2018. V. 140, iss. 1. P. 012503.
3. Figaschewsky F., Kühhorn A. Analysis of mistuned blade vibrations based on normally distributed blade individual natural frequencies // Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air: Conference Proceedings, 2015. URL: <https://doi.org/10.1115/GT2015-43121> (дата обращения: 15.09.2023).
4. Martel C., Sánchez-Álvarez J.J. Intentional mistuning effect in the forced response of rotors with aerodynamic damping // Journal of Sound and Vibration. 2018. V. 433. P. 212-229.
5. Beirow B., Kühhorn A., Figaschewsky F., Bornhorn A., Repeckij O. Forced response reduction of a blisk by means of intentional mistuning. Proceedings of ASME, 2018. GT2018-76584.
6. Beirow B., Figaschewsky F., Kühhorn A., Bornhorn A. Vibration Analysis of an Axial Turbine Blisk with Optimized Intentional Mistuning Pattern // Journal of Sound and Vibration. 2019. V. 442. P. 11-27.
7. Repeckij O.V., Nguen V.V. Numerical study of intentional mistuning with variations in the thickness of the blades of power turbomachines // Bulletin of the NGIEI. 2021. № 8 (123). P. 44-56.
8. Repeckij O.V. Mathematical modeling of types of intentional detuning of axial and radial impellers of turbomachines // Klimat, ekologiya, sel'skoe hozyajstvo Evrazii: materialy XI Mezhdunar. nauch.-prakticheskoy konf. (28-29 apr. 2022 g.). Irkutsk, 2022. P. 318-327.
9. Repeckij O.V., Ryzhikov I.N., Nguen T.K. Development of mathematical models and numerical methods for analyzing the durability of turbomachine blade systems with parameter detuning // Vestn. stipendiatov DAAD. 2015. № 1 (12). P. 91-106.
10. Ryzhikov I.N. A software package for studying the vibrations of turbomachine impellers with parameter detuning // Young Researchers' Journal of ISTU. 2021. V. 11. № 2. P. 14-18.