

Научная статья
УДК 519-7
EDN JJYSAN
DOI 10.17150/2713-1734.2023.5(2).192-204



О.В. Репецкий

*Иркутский государственный аграрный университет
им. А.А. Ежевского,
г. Иркутск, Российская Федерация*

Д.К. Хоанг

*Иркутский государственный аграрный университет
им. А.А. Ежевского,
г. Иркутск, Российская Федерация*

Численный анализ оптимизации ресурсных характеристик радиального колеса турбомашины введением преднамеренной расстройки параметров

Аннотация. Из-за допусков производства, небольшие отклонения массы лопатки всегда вносят изменения в геометрию и структурные свойства конструкции. Измененные геометрии и параметры лопатки значительно влияют на характеристики рабочего колеса и работоспособность конструкции всей турбомашин. Эти отклонения нарушают циклическую симметрию рабочего колеса турбины и называются расстройкой системы. Как правило, чем жестче производственный допуск, тем меньше отклонение массы лопатки. Однако, если производственные допуски более жесткие, то и стоимость изготовления становится выше. Следовательно, в процессе производства стоимость изготовления оказывает влияние на эффективность и прочность турбомашин в целом. Для анализа проблемы влияния производственного допуска и стоимости изготовления рабочего колеса, в данной работе анализируется вид расположения лопатки и отклонения массы на уровне блочного расположения лопаток по ободу диска (блочная модель). Идея заключается в том, что каждая блочная модель обеспечивает однородную структуру с точки зрения веса (величины дисбаланса радиального лопатного диска), может значительно снизить вибрацию во время работы по сравнению с применением лопатки с отклонением массы. Анализ полученных результатов показал, что введение преднамеренной расстройки параметров значительно влияет на долговечность радиального рабочего колеса. Процесс оптимизации радиального рабочего колеса заключается в вводе преднамеренной расстройки параметров для управления ресурсом и обеспечения требуемого уровня прочности, надежности и долговечности радиальных турбомашин.

Ключевые слова. Блочная модель, математические модели, оптимизация, преднамеренная расстройка, радиальное рабочее колесо, турбомашин.

Информация о статье. Дата поступления: 26 марта 2023 г.; дата принятия к публикации: 14 апреля 2023 г.; дата онлайн-размещения: 14 мая 2023 г.

Original article

O.V. Repetckii

*Irkutsk State Agrarian University named after A.A. Ezhevsky,
Irkutsk, Russian Federation*

D.C. Hoang

*Irkutsk State Agricultural University named after A.A. Ezhevsky,
Irkutsk, Russian Federation*

Numerical Analysis for Optimization of the Lifetime Characteristics of Radial Wheels Turbomachines by Introducing the Intentional Mistuning Parameters

Abstract. Due to manufacturing tolerances, small deviations in the mass of the blade always introduce changes in the geometry and structural properties of the design. Changed geometry and parameters of the blade significantly affect the characteristics of the wheel and the performance of the design of the entire turbomachine. These deviations break the cyclic symmetry of the turbine wheel and are called system mistuning. Generally, the tighter the manufacturing tolerance, the smaller the blade mass deviation. However, if the manufacturing tolerances are tighter, then the manufacturing cost becomes higher. Therefore, in the manufacturing process, the manufacturing cost has an impact on the efficiency and durability of the overall turbomachine. To analyze the problem of the influence of manufacturing tolerance and the cost of manufacturing the wheel, this paper analyzes the type of blade arrangement and mass deviation at the level of block arrangement of blades along the disk rim (block model). The idea is that each block model provides a uniform structure in terms of weight (the unbalance value of the radial disk), can significantly reduce vibration during operation compared to using a blade with a mass deviation. The analysis of the obtained results showed that the introduction of intentional mistuning parameters significantly affects the durability of the radial wheel. The process of optimizing a radial wheel consists in introducing intentional mistuning parameters to manage the resource and ensure the required level of strength, reliability and durability of radial turbomachines.

Keywords. Block model of mistuning, mathematical models, optimization, intentional mistuning, radial wheel, turbomachines.

Article info. Received 26 March, 2023; Accepted 14 April, 2023; Available online 14 May, 2023.

Радиальные рабочие колеса обычно представляют собой циклические симметричные конструкции с идентичными лопатками. Однако на самом деле лопатки всегда имеют небольшие отличия друг от друга, которые чаще всего возникают в процессе производства и их нельзя избежать [1; 2; 3]. Этот эффект известен как расстройка и может привести к значительному усилению вынужденной реакции по сравнению с настроенной конструкцией. Численное моделирование динамических систем является важной задачей в технике [4; 5]. В работе [4] предложен метод прогнозирования многоциклового усталостной долговечности радиального рабочего колеса турбомшины, состоящий из метода расчета динамической нагрузки в программе MATLAB и многоциклового

усталости в программе ANSYS. Построена резонансная диаграмма с подмножеством форм колебаний без расстройки параметров. Выполнено сравнение результатов собственных частот колебаний радиального рабочего колеса без расстройки параметров с экспериментом и численными исследованиями авторов, полученными в программе ANSYS WORKBENCH и BLADIS+. Описан алгоритм для оценки долговечности данного радиального колеса. Развитием этого алгоритма является исследование преднамеренной расстройки параметров. В этой связи, использование математического моделирования при анализе характеристик колебаний рабочих колес с расстройкой является актуальной проблемой [6; 7].

При анализе величины дисбаланса расстроенной системы, масса радиальной лопасти рассчитывается как [8]:

$$m_i = m_0 + \Delta m_i, \quad (1)$$

где m_i — масса i -й радиальной лопасти, m_0 — среднее значение масс радиальной лопасти диска с лопатками, Δm_i — отклонение массы i -й радиальной лопасти.

Величина дисбаланса лопастного диска U можно рассчитать по формуле:

$$U = R_0 \sqrt{\left(\sum_{i=1}^N \Delta m_i \cos \theta_i \right)^2 + \left(\sum_{i=1}^N \Delta m_i \sin \theta_i \right)^2}, \quad (2)$$

где U — это величина дисбаланса радиального лопастного диска, θ_i — это угол, соответствующий положению i -й лопасти по окружности, который измеряется от первой лопасти. Символ R_0 представляет собой средний радиус центра тяжести.

Предложенный в работе метод оптимизации применяется таким же образом как в формуле (2). Символ R_i в формуле (3) представляет собой радиус центра тяжести i -й лопасти.

$$U = \sqrt{\left(\sum_{i=1}^N \Delta m_i R_i \cos \theta_i \right)^2 + \left(\sum_{i=1}^N \Delta m_i R_i \sin \theta_i \right)^2}. \quad (3)$$

В данной работе анализируется возможность расположения лопасти с отклонением массы в блочной модели. Каждая блочная модель обеспечивает величину дисбаланса радиального лопастного диска. Основная идея заключается в том, что каждая исходная лопасть объединяется с одной измененной лопастью в чередующемся порядке (Блочная модель № 1) и две измененные лопасти с одинаковыми размерами симметрично расположены в блочной модели диска (Блочная модель № 2). Такое расположение обеспечивает однородную структуру с точки зрения веса (величины

дисбаланса радиального лопастного диска), значительно снижает вибрацию во время работы из-за отклонения массы.

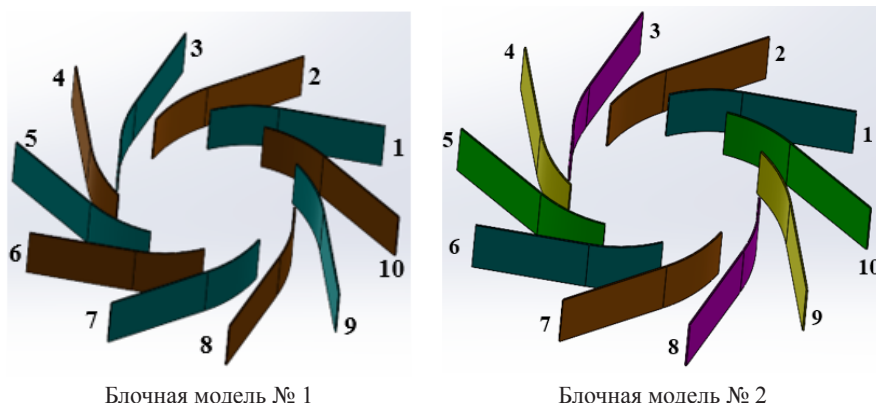


Рис. 1. Предварительные блочные модели для исследования вариантов расстройки

Метод конечных элементов (МКЭ) рассмотрен как приближенный метод решения задач на прочность и долговечность роторов турбомашин. МКЭ весьма актуальный метод, который обычно используется в технических областях в различных вычислительных программных комплексах. МКЭ имеет достаточно простой и общий алгоритм, который позволяет быстро выполнить расчеты различных вариантов сложных конструкций и прост в использовании [1; 9; 10]. Подобный анализ выполнен на примере радиального рабочего колеса с 10-ю лопатками [5].

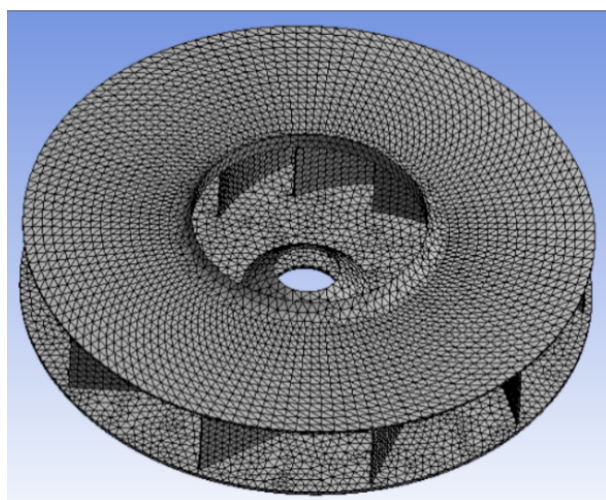


Рис. 2. Конечноэлементная модель радиального рабочего колеса с 10-ю лопатками

В данной работе рассмотрены четыре варианта изменения длины лопатки (линейные и криволинейные), которые представлены на рис. 3 для оценки ресурсных характеристик радиального рабочего колеса [11]. Данные варианты не связаны с большими финансовыми затратами и оказывают минимальное влияние на аэродинамические характеристики ступени.

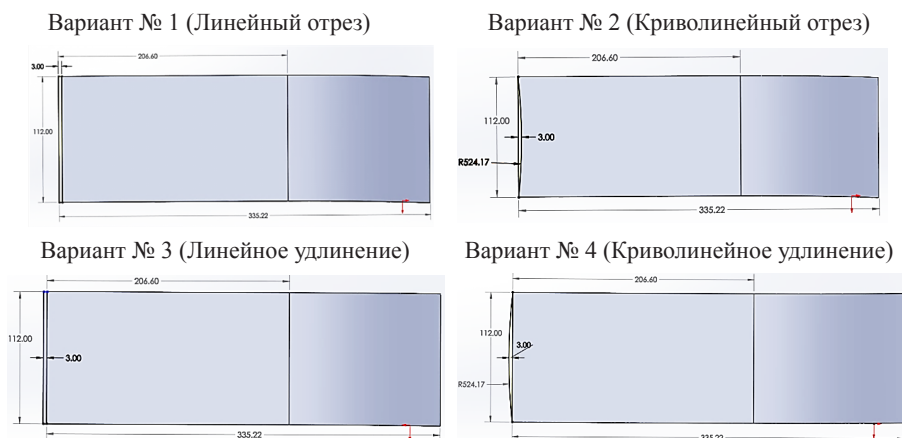
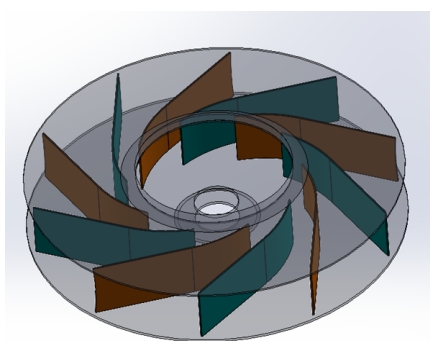
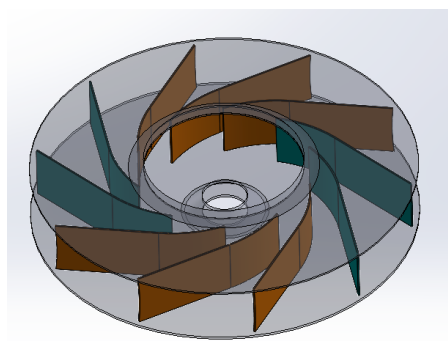


Рис. 3. Варианты изменения длины радиальной лопатки

Блочная модель № 1 включает 5 исходных лопаток и 5 измененных лопаток. Речь идет о том, что каждая исходная лопатка объединяется с одной измененной лопаткой в чередующемся порядке. Все 5 измененных лопаток выделены коричневым цветом (рис. 4).



Блочная модель № 1.2



Блочная модель № 2.2

Рис. 4. Расположения лопаток в блочной модели

Таким образом, в Блочной модели № 1.1 расположены 5 исходных лопаток и 5 лопаток с линейным отрезом (Вариант № 1). Блочная модель № 1.2 имеет 5 исходных лопаток и 5 лопаток с криволинейным отрезом (Вариант № 2). В Блочной модели № 1.3

расположены 5 исходных лопаток и 5 лопаток с линейным удлинением (Вариант № 3). В Блочной модели № 1.4 расположены 5 исходных лопаток и 5 лопаток с криволинейным удлинением (Вариант № 4).

Каждая пара лопаток с одинаковыми размерами симметрично расположена в Блочной модели № 2 (рис. 1). В данной работе предполагается 3 пары измененных лопаток (№ 3, 8 и № 4, 9 и № 5, 10) и 2 пары исходных лопаток (№ 1, 6 и № 2, 7) в блочной модели диска (рис. 4). Так, что Блочная модель № 2.1 имеет 4 исходных лопатки и 6 лопаток при линейном отрезе (Вариант № 1). В Блочной модели № 2.2 расположены 4 исходных лопатки и 6 лопаток с криволинейным отрезом (Вариант № 2). В Блочной модели № 2.3 расположены 4 исходных лопатки и 6 лопаток с линейным удлинением (Вариант № 3), а в Блочной модели № 2.4 расположены 4 исходных лопатки и 6 лопаток с криволинейным удлинением (Вариант № 4). Все 6 измененных лопаток выделены коричневым цветом (рис. 4).

Далее, автор Whitehead [12] устанавливает следующую эмпирическую зависимость между максимальным коэффициентом увеличения амплитуды $\gamma_{\text{максимум}}$ и числом лопаток рабочих колес (N):

$$\gamma_{\text{максимум}} = \frac{1}{2}(1 + \sqrt{N}). \quad (4)$$

Для данного колеса $N = 10$, а максимальный коэффициент увеличения амплитуды по Whitehead равен $\gamma_{\text{максимум}} = \frac{1}{2}(1 + \sqrt{10}) \approx 2.08$.

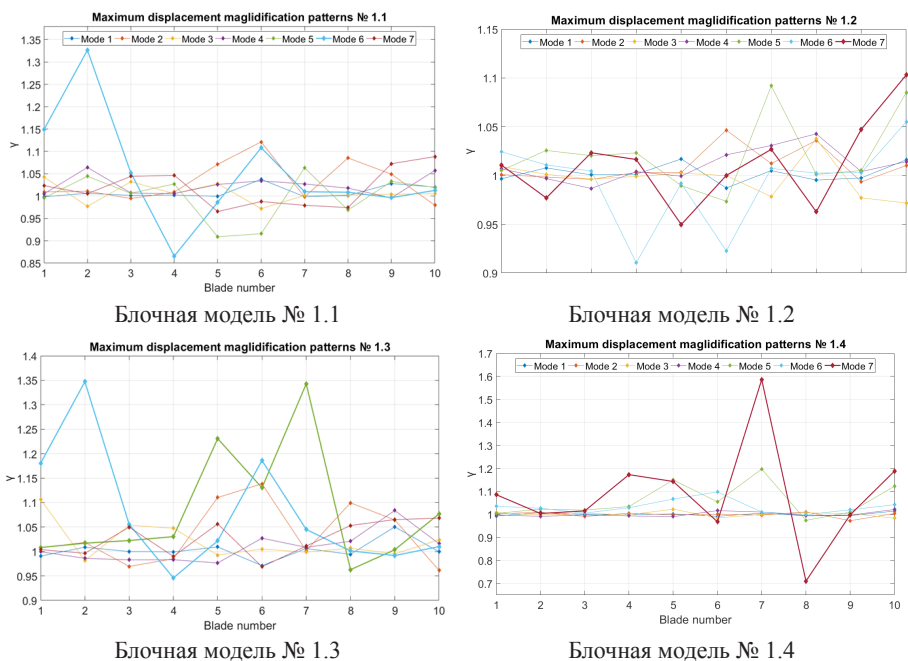
Максимальный коэффициент увеличения амплитуды γ [13] связывает максимальную амплитуду (A) расстроенной системы с максимальной амплитудой настроенной системы и имеет формулу вида:

$$\gamma = \frac{A_{\text{расс. (максимум)}}}{A_{\text{настр. (максимум)}}} \approx \frac{U_{\text{расс. (максимум)}}}{U_{\text{настр. (максимум)}}}, \quad (5)$$

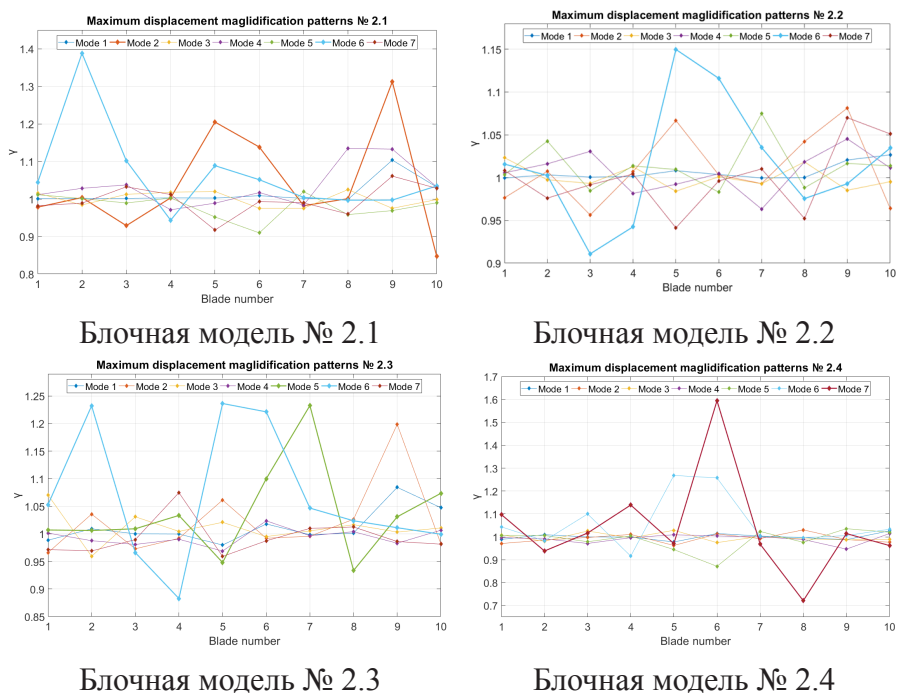
где $U_{\text{расс. (максимум)}}$ — максимальное перемещение расстроенной системы, $U_{\text{настр. (максимум)}}$ — максимальное перемещение настроенной системы.

На рис. 5 представлены расчеты коэффициента увеличения амплитуды для каждой блочной модели вида № 1 радиального колеса исследуемой турбомашины. Полученные результаты расчетов значений максимального коэффициента увеличения амплитуды показаны в табл. 1.

На следующем этапе анализа рассмотрены расчеты коэффициента увеличения амплитуды для каждой блочной модели вида № 2 радиального колеса турбомашин (рис. 6).



**Рис. 5. Коэффициент увеличения амплитуды
для блочной модели № 1**



**Рис. 6. Коэффициент увеличения амплитуды
для блочной модели № 2**

Таблица 1

**Результаты расчета максимального коэффициента
увеличения амплитуды**

Блочная модель № 1			Блочная модель № 2		
	Форма колебаний	γ_{\max}		Форма колебаний	γ_{\max}
БМ № 1.1	6	1.3265	БМ № 2.1	6	1.3880
БМ № 1.2	7	1.1031	БМ № 2.2	6	1.1498
БМ № 1.3	6	1.3471	БМ № 2.3	6	1.2363
БМ № 1.4	7	1.5860	БМ № 2.4	7	1.5945

В табл. 1 представлены основные значения максимального коэффициента увеличения амплитуды от изменения длины лопатки для каждой блочной модели данной турбомашины с учетом преднамеренной расстройки. Анализ таблицы показывает, что блочные модели расстройки № 1.4 и № 2.4 от криволинейного удлинения лопаток характеризуются максимальным коэффициентом увеличения амплитуды для седьмой формы колебаний. А для блочных моделей расстройки № 1.3 и № 2.3, максимальный коэффициент увеличения амплитуды приходится на шестую форму колебаний от линейного удлинения лопаток. Общий вид данных форм колебаний представлен на рис. 7, а полный спектр 10-ти первых форм приведен в работе [14]. Их разнообразие и отличие друг от друга связано с количеством узловых диаметров и узловых окружностей на дисках радиального рабочего колеса и величиной деформации элементов конструкции при соответствующих колебаниях.

Значения коэффициентов увеличения амплитуды колебаний в таблице 1 оказались меньше, чем максимальный коэффициент увеличения амплитуды колебаний лопаток рабочего колеса Whitehead ($\gamma_{\max} = 2.08$). Данные результаты подтвердили, что положение лопаток с отклонением массы на уровне блочного расположения 10-ти лопаток по ободу диска наиболее эффективны для данного колеса. Блочные модели обеспечивают однородную структуру с точки зрения веса (величины дисбаланса радиального диска) и позволяют значительно снизить вибрацию во время работы.

В табл. 2 представлены значения минимального количества циклов до разрушения радиального рабочего колеса по блочным моделям расстройки. Расчет долговечности выполнен на основе методика математического моделирования и прогнозирования многоциклового усталостной долговечности радиальных рабочих колес турбин с учетом динамической нагрузки, описанных в работах [4; 15].

Блочная модель расстройки № 1.3 содержит максимальное значение циклов до разрушения радиального рабочего колеса $2.0941 \cdot 10^5$ циклов в области Блочной модели расстройки № 1. Блочная модель расстройки № 2.3 содержит максимальное значение циклов до раз-

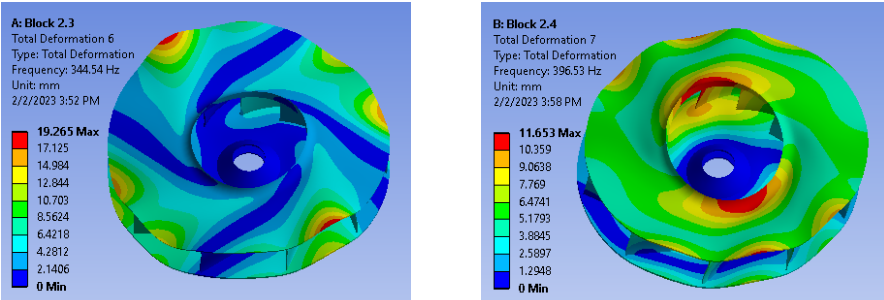


Рис. 7. Шестая (слева) и седьмая (справа) формы колебаний

рушения радиального рабочего колеса $2.1355 \cdot 10^5$ циклов в области Блочной модели расстройки № 2. По количеству циклов до разрушения, вариант № 3 (Линейное удлинение) показывает более высокие результаты, чем другие варианты изменения длины лопатки. В этой связи, самым эффективным результатом по расстройке является Блочная модель № 2.3 (вариант № 3 с линейным удлинением лопатки).

Таблица 2

Значения минимального количества циклов до разрушения радиального колеса по блочным моделям

Блочная модель №		Долговечность радиального колеса, циклов
Блочная модель № 1	Блочная модель № 1.1	$2.0899 \cdot 10^5$
	Блочная модель № 1.2	$2.0707 \cdot 10^5$
	Блочная модель № 1.3	$2.0941 \cdot 10^5$
	Блочная модель № 1.4	$2.0439 \cdot 10^5$
Блочная модель № 2	Блочная модель № 2.1	$2.0701 \cdot 10^5$
	Блочная модель № 2.2	$2.1353 \cdot 10^5$
	Блочная модель № 2.3	$2.1355 \cdot 10^5$
	Блочная модель № 2.4	$2.0825 \cdot 10^5$

Развитием данных исследований будет являться анализ преднамеренной расстройки параметров по видам обрезания лопатки (рис. 8).

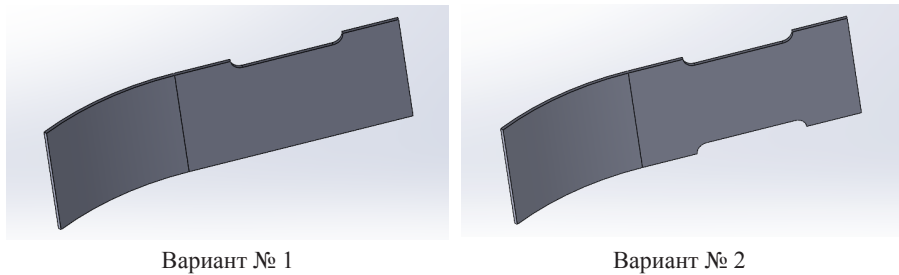


Рис. 8. Предварительные варианты обрезания радиальной лопасти

Заключение

Таким образом, в данной работе представлены четыре варианта изменения длины лопатки для исследования ресурсных характеристик радиального рабочего колеса. По результатам исследования, линейное удлинение лопатки обеспечивает изменение ресурсных характеристик радиального рабочего колеса, в том числе и повышение ресурса. Максимальный коэффициент увеличения амплитуды наблюдается для шестой формы колебаний. При этом, Блочная модель № 2.3 обеспечивает однородную структуру с точки зрения веса (величины дисбаланса) и значительно снижает вибрацию во время работы по сравнению с применением лопатки с отклонением массы и имеет максимальную долговечность. Результаты выполненного анализа по различным видам преднамеренной расстройки позволяют использовать их для оценки возможных вариантов при проектировании или эксплуатации радиальных лопаток рабочих колес турбомашин в области энергетического, химического и транспортного машиностроения.

Список использованной литературы

1. Костюк А.Г. Динамика и прочность турбомашин / А.Г. Костюк. — 3-е изд. — Москва: Изд. дом МЭИ, — 2007. — 476 с. — EDN QMJVZV.
2. Когаев В.П. Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность / В.П. Когаев, Н.А. Махутов, А.П. Гусенков. — Москва : Машиностроение, — 1985. — 224 с.
3. Репецкий О.В. Компьютерное моделирование и численный анализ чувствительности радиальных колес турбомашин / О.В. Репецкий, Д.К. Хоанг. — DOI 10.24412/2227-9407-2022-7-22-36. — EDN OEYNOM // Вестник НГИЭИ. — 2022. — № 7. — С. 22–36.
4. Репецкий О.В. Математическое моделирование и численная оценка долговечности радиальных рабочих колес турбомашин / О.В. Репецкий, Д.К. Хоанг. — DOI 10.15593/2224-9982/2022.69.06. — EDN DANNOC // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Аэрокосмическая техника. — 2022. — № 69. — С. 53–61.
5. Repetckii O.V. Physical and Mathematical Modeling and Computer Analysis of Radial Impellers for Chemical and Power Engineering, Taking Into Account Ecology / O.V. Repetckii, D.C. Hoang. — DOI 10.1088/1755-1315/990/1/012044. — EDN DZWKTU // Actual Problems of the Energy Complex: Physical Processes, Mining, Production, Transmission, Processing and Environmental Protection : IV International Scientific and Practical Conference, November 24. 2021. — 2022. — Vol. 990. — P. 012044.
6. Forced Response Reduction of a Blisk By Means of Intentional Mistuning / B. Beirow, A. Kuehhorn, F. Figashevsky, A. Bornhorn, O. Repetckii. — DOI 10.1115/1.4040715. — EDN RQRYSA // Journal of Engineering for Gas Turbine and Power. — 2019. — Vol. 141, No. 1. P. 011008.
7. Pourkiaee M. Mixed-Boundary Component Mode Substitution for Nonlinear Dynamics of Mistuned Shrouded Bladed Disks / M. Pourkiaee, S. Zucca // AIAA Journal. — 2020. — Vol. 58, No. 1. — pp. 402–414.
8. Kaneko Y. Study on the Reduction of the Resonant Stress of Turbine Blades Caused by the Stage Interaction Force (Simultaneous Optimization of Blade Resonant Stress and Amount of Unbalance) / Y. Kaneko, T. Watanabe, T. Furukawa // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. — 2021. — Vol. 143, No. 6. — P. 6 — 10.

9. Effect of Mistuning and Damping on the Forced Response of a Compressor Blisk Rotor / B. Beirow, A. Kühhorn, F. Figaschewsky, J. Nipkau // *Proceedings of ASME Turbo Expo. ASME Turbo Expo 2015 : Turbine Technical Conference and Exposition, Montreal, June 15. 2015. — Montreal, 2015. — Vol. 7B. — 12 p.*

10. Design and Analysis of An Intentional Mistuning Experiment Reducing Flutter Susceptibility and Minimizing Forced Response of A Jet Engine Fan / F. Figaschewsky, A. Kühhorn, B. Beirow [ed al.] // *Turbo Expo : Turbomachinery Technical Conference. — 2017. — Vol. 7B. — P. 13.*

11. Репецкий О.В. Численный анализ влияния геометрии лопатки на долговечность радиальных колес турбомашин / О.В. Репецкий, Д.К. Хоанг. — EDN QBYSRW // *Проблемы и перспективы устойчивого развития агропромышленного комплекса : материалы Всерос. науч.- практ. конф., Молодежный, Иркутская обл., 17 нояб. 2022 г. — Молодежный, Иркутская обл., 2022. — С. 66–73.*

12. Whitehead D.S. Effect of Mistuning on Forced Vibration of Blades With Mechanical Coupling / D.S. Whitehead // *Journal of mechanical science. — 1976. — Vol. 18, No. 6. — P. 306–307.*

13. Репецкий О.В. Анализ преднамеренной расстройки параметров при изменении толщины радиальных лопаток турбомашин/ О.В. Репецкий, Д.К. Хоанг. — DOI 10.24412/2227-9407-2022-3-7-23. — EDN KYZCCN // *Вестник НГИЭИ. — 2022. — № 3. — С. 7–23.*

14. Репецкий О.В. Численный анализ собственных частот колебаний и статических напряжений радиальных рабочих колес энергетических турбомашин для АПК / О.В. Репецкий, Д.К. Хоанг. — EDN QCYGNB // *Агротехника и энергообеспечение. — 2021. — № 4. — С. 146–157.*

15. Repetckii O.V. Fatigue Life of Radial Turbomachines at Changing Thickness Blades Taking Into Account Intentional Mistuning / O.V. Repetckii, D.C. Hoang. — DOI <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202236301044> // *State and Prospects for the Development of Agribusiness : XV International Scientific Conference on Precision Agriculture and Agricultural Machinery Industry, Rostov-on-Don, May 25. 2022 / ed. I. Malygina. — Rostov-on-Don, 2022. — Vol. 363. — P. 9.*

References

1. Kostyuk A.G. *Dynamics and strength of turbomachines*. 3rd ed. Moscow, Izdatel'skii dom MEI Publ., 2007. 476 p. EDN: QMJVZV.

2. Kogaev V.P., Makhutov N.A., Gusenkov A.P. *Calculations of machine parts and structures for strength and durability*. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1985. 224 p.

3. Repetcki O.V., Hoang D.C. Computer Simulation and Numerical Analysis of Sensitivity of Radial Wheels Turbomachines. *Vestnik NGIEI = Bulletin NGIEI*, 2022, no. 7, pp. 22–36. (In Russian). EDN: OEYNOM. DOI: 10.24412/2227-9407-2022-7-22-36.

4. Repetcki O.V., Hoang D.C. Mathematical Modeling and Numerical Assessment of the Durability of Radial Wheel Turbomachines. *Vestnik Permskogo natsional'nogo issledovatel'skogo politekhnicheskogo universiteta. Aerokosmicheskaya tekhnika = Bulletin of Perm National Research Polytechnic University. Aerospace engineering*, 2022, no. 69, pp. 53–61. (In Russian). EDN: DANNOC. DOI: 10.15593/2224-9982/2022.69.06.

5. Repetckii O.V. Physical and Mathematical Modeling and Computer Analysis of Radial Impellers for Chemical and Power Engineering, Taking Into Account Ecology. *Actual Problems of the Energy Complex: Physical Processes, Mining, Production, Transmission, Processing and Environmental Protection, IV International Scientific and Practical Conference, November 24. 2021, 2022, vol. 990, pp. 012044.* EDN: DZWKTV. DOI: 10.1088/1755-1315/990/1/012044.

6. Beirow B., Kuehhorn A., Figashevsky F., Bornhorn A., Repetckii O. Forced Response Reduction of a Blisk By Means of Intentional Mistuning. *Journal of Engineering for Gas Turbine and Power*, 2019, vol. 141, no. 1, pp. 011008. EDN: RQRY-SA. DOI: 10.1115/1.4040715.
7. Pourkiaee M., Zucca S. Mixed-Boundary Component Mode Substitution for Nonlinear Dynamics of Mistuned Shrouded Bladed Disks. *AIAA Journal*, 2020, vol. 58, no. 1, pp. 402–414.
8. Kaneko Y., Watanabe T., Furukawa T. Study on the Reduction of the Resonant Stress of Turbine Blades Caused by the Stage Interaction Force (Simultaneous Optimization of Blade Resonant Stress and Amount of Unbalance). *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2021, vol. 143, no. 6, pp. 6–10.
9. Beirow B., Kühhorn A., Figaschewsky F., Nipkau J. Effect of Mistuning and Damping on the Forced Response of a Compressor Blisk Rotor. *Proceedings of ASME Turbo Expo. ASME Turbo Expo 2015, Turbine Technical Conference and Exposition, Montreal, June 15, 2015*. Montreal, 2015, vol. 7B, pp. 12.
10. Figaschewsky F., Kühhorn A., Beirow B., Nipkau J., Giersch T., Power B. Design and Analysis of An Intentional Mistuning Experiment Reducing Flutter Susceptibility and Minimizing Forced Response of A Jet Engine Fan. *Turbo Expo. Turbomachinery Technical Conference*, 2017, vol. 7B, pp. 13.
11. Repetckii O.V., Khoang D.K. Numerical Analysis of Changing Blade Geometry on the Durability of Radial Wheels Turbomachines. *Problems and prospects of sustainable development of the agro-industrial complex. Materials of All-Russian Research Conference, Molodezhnyi, Irkutskaya oblast', November 17, 2022*. Molodezhnyi, Irkutskaya oblast', 2022, pp. 66–73. (In Russian). EDN: QBYRSW.
12. Whitehead D.S. Effect of Mistuning on Forced Vibration of Blades With Mechanical Coupling. *Journal of mechanical science*, 1976, vol. 18, no. 6, pp. 306–307.
13. Repetcki O.V., Hoang D.C. Analysis of Intentional Mistuning Parameters at Change the Thickness of Radial Blades of Turbomachines. *Vestnik NGIEI = Bulletin NGIEI*, 2022, no. 3, pp. 7–23. (In Russian). EDN: KYZCCN. DOI: 10.24412/2227-9407-2022-3-7-23.
14. Repetckii O.V., Khoang D.K. Numerical Analysis of the Eigenfrequency and Static Stress Radial Wheel of Power Turbomachine. *Agrotekhnikha i energoobespechenie = Agrotechnics and Energy Supply*, 2021, no. 4, pp. 146–157. (In Russian). EDN: QCYGNB.
15. Repetckii O.V., Hoang D.C. Fatigue Life of Radial Turbomachines at Changing Thickness Blades Taking Into Account Intentional Mistuning. In Malygina I. (ed.). *State and Prospects for the Development of Agribusiness, XV International Scientific Conference on Precision Agriculture and Agricultural Machinery Industry, Rostov-on-Don, May 25, 2022*. Rostov-on-Don, 2022, vol. 363, pp. 9. DOI: <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202236301044>.

Информация об авторах

Репецкий Олег Владимирович — доктор технических наук, профессор, проректор по международным связям, Иркутский государственный аграрный университет имени А.А. Ежевского, г. Иркутск, Российская Федерация, e-mail: repetckii@igsha.ru.

Хоанг Динь Кыонг — аспирант, кафедра «Электрооборудование и физика», Иркутский государственный аграрный университет имени А.А. Ежевского, г. Иркутск, Российская Федерация, e-mail: hoangcuonghd95@gmail.com.

Information about the Authors

Oleg V. Repetckii — Doctor of Technical Sciences, Professor, Vice-Rector for International Relations, Irkutsk State Agricultural University Named After A.A. Ezhevsky Irkutsk, Russian Federation, e-mail: repetckii@igsha.ru.

Dinh Cuong Hoang — PhD Student, Department “Electrical Equipment and Physics”, Irkutsk State Agricultural University named After A.A. Ezhevsky, Irkutsk, Russian Federation, e-mail: hoangcuonghd95@gmail.com.

Вклад авторов

Все авторы сделали эквивалентный вклад в подготовку публикации. Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Contribution of the Authors

The authors contributed equally to this article. The authors declare no conflicts of interests.

Для цитирования

Репецкий О.В. Численный анализ оптимизации ресурсных характеристик радиального колеса турбомашины введением преднамеренной расстройки параметров / О.В. Репецкий, Хоанг Динь Кьонг. — DOI 10.17150/2713-1734.2023.5(2).192-204. — EDN JJYSAN // System Analysis & Mathematical Modeling. — 2023. — Т. 5, № 2. — С. 192–204.

For Citation

Repetckii O.V., Hoang D.C. Numerical Analysis for Optimization of the Lifetime Characteristics of Radial Wheels Turbomachines by Introducing the Intentional Mistuning Parameters. *System Analysis & Mathematical Modeling*, 2023, vol. 5, no. 2, pp. 192–204. (In Russian). EDN: JJYSAN. DOI: 10.17150/2713-1734.2023.5(2).192-204.