

Научная статья

УДК 519-7

EDN IWVEYG

DOI 10.17150/2713-1734.2024.6(2).237-250



О.В. Репецкий

*Иркутский государственный аграрный университет
имени А.А. Ежевского,
п. Молодежный, Иркутский район, Российская Федерация*

Нгуен Ван Мань

*Иркутский государственный аграрный университет
имени А.А. Ежевского,
п. Молодежный, Иркутский район, Российская Федерация*

Численный анализ влияния расстояния между лопатками статора на усталостную долговечность роторов турбомашин

Аннотация. Лопатки ротора обычно работают в непосредственной близости от лопаток статора, расположенных на одинаковом расстоянии друг от друга, при этом следы от лопаток практически не рассеиваются. Рабочие лопатки проходят по следу каждой лопатки статора и получают серию равномерно распределенных импульсов. Изменение синхронизации импульсов по отношению друг к другу происходит так, что воздействие одних импульсов отменяет влияние других и приводит к снижению уровня возбуждения. Одним из способов изменения синхронизации импульсов от статора является использование модифицированного расстояния между лопатками статора. При этом положения некоторых или всех лопаток смещаются по окружности относительно друг друга и получается фазовое отклонение импульсов от лопаток статора. В данной работе представлена теоретическая методика исследования использования модифицированного расстояния между лопатками для уменьшения уровня возбуждения на рабочие лопатки, возникающего от следа лопаток статора турбин. Приведены результаты численного расчета долговечности для тестового случая академического рабочего колеса.

Ключевые слова. Модифицированный, долговечность, теоретический анализ, численный расчет, лопатки статора.

Информация о статье. Дата поступления: 20 октября 2023 г.; дата принятия к публикации: 23 мая 2024 г.; дата онлайн-размещения: 19 июня 2024 г.

Original article

O. V. Repetckii

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

Nguyen Van Manh

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

Numerical Analysis on the Use of a Modified Vanes Spacing to Increase the Fatigue Life of the Turbomachine Rotors

Abstract. The rotor blades usually work in close proximity to the stator blades located at the same distance from each other, then there is practically no possibility of

scattering wakes from the blades. Thus, the working blades are forced to follow the wake of each stator blade and, consequently, receive a series of equally distributed pulses. Obviously, if it were possible to change the synchronization of pulses with respect to each other, the effect of some pulses could be canceled by others, and a decrease in the level of excitation would be achieved. One of the ways to change the synchronization of pulses from the stator is to use a modified distance between the blades of the stator. In this case, the positions of some or all of the blades are shifted circumferentially relative to each other and receives a phase deviation of the pulses from the stator blades. This paper presents a theoretical methodology for investigating the use of a modified distance between the blades to reduce the level of excitation on the working blades arising from the trace of the turbine stator blades. The results of numerical calculations on durability for a test case on an academic impeller are also considered.

Keywords. Modified, durability, theoretical analysis, numerical calculation, stator blades.

Article info. Received 20 October, 2023; Accepted 23 May, 2024; Available online 19 June, 2024.

Введение

Выход из строя рабочих лопаток является ключевым фактором, влияющим на срок службы реактивных двигателей [1, с. 452–473]. Одной из основных причин выхода из строя рабочих лопаток является усталость, вызванная колебаниями аэродинамической силы, действующей на рабочие лопатки [2]. Компоненты, расположенные выше по потоку, особенно лопатки статора, являются основным источником колебаний аэродинамической силы на поверхности лопаток ротора. Когда частота периодических колебаний аэродинамической силы совпадает с частотой собственных колебаний рабочих лопаток, возникает резонансная вибрация [3]. Результаты исследования многих авторов показали, что возможно уменьшить силы возбуждения, возникающие от лопаток статора, путем смещения окружного положения некоторых или всех лопаток и, таким образом, получить эффект подавления сил [4–13]. При этом силы возбуждения разбиваются на серию гармоник, каждая из которых имеет определенную частоту и амплитуду относительно основной части полной функции. Тогда общий отклик лопатки можно выразить через ее реакцию на каждую отдельную гармоническую составляющую.

Основной целью использования модифицированной конструкции является увеличение многоциклового усталостной долговечности рабочих лопаток турбокомпрессора. Однако лишь немногие исследователи изучили взаимосвязь между модифицированной конструкцией и усталостной долговечностью. Настоящая работа направлена на численное исследование возможности увеличения усталостной долговечности лопаток ротора при изменении расстояния между лопатками статора. Теоретический анализ влияния модифицированной конструкции на общий уровень возбуждения использует разложение функции силы в ряд Фурье [14].

Аналитическая процедура

Предположение и описание метода. Предположим, что каждый отдельный импульс силы, которому подвергается рабочая лопатка, имеет одинаковое максимальное значение и что сила этого импульса изменяется синусоидально со временем. Эта функция силы имеет амплитуду от 0 до 1, ее можно увидеть на рис. 1, где она определяется как [14]:

$$\left\{ \begin{aligned} f_i(x) &= 1 - \cos \frac{2\pi}{d_i}(x - x_i), \text{ при } x_i \leq x \leq x_{i+1} \\ f_i(x) &= 0, \text{ при } x_i > x > x_{i+1} \end{aligned} \right\}, \quad (1)$$

где d_i — расстояние между i -ой и $(i+1)$ -ой лопатками статора, т.е. $d_i = x_{i+1} - x_i$.



Рис. 1. Представление предполагаемой функции силы, создаваемой лопатками статора турбины

Один полный цикл функции силы происходит, когда колесо совершает один полный оборот. Этот полный цикл усилия затем складывается из суммы колебаний, вызванных каждой лопаткой статора, и может быть выражен в виде:

$$F(x) = \sum_{i=1}^K f_i(x) = \sum_{i=1}^K \left[1 - \cos \frac{2\pi}{d_i}(x - x_i) \right], \quad (2)$$

где K — общее количество лопаток статора. Значение x в конце цикла будет называться L и равно x_{K+1} или $\sum_{j=1}^K d_j$.

Другой способ описания полной циклической функции силы заключается в использовании ряда Фурье в виде [15, р. 53–78]:

$$F(x) = \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} \left(a_n \cos \frac{2\pi nx}{L} + b_n \sin \frac{2\pi nx}{L} \right), \quad (3)$$

где $a_0 / 2$ представляет собой среднее значение силы $F(x)$ в течение цикла длины L . Коэффициенты членов ряда имеют вид:

$$\begin{cases} a_n = \frac{2}{L} \int_0^L F(x) \cos \frac{2\pi nx}{L} dx \\ b_n = \frac{2}{L} \int_0^L F(x) \sin \frac{2\pi nx}{L} dx \end{cases}. \quad (4)$$

Подставив определение $F(x)$ из уравнения (2) в уравнение (4), получим коэффициенты Фурье в виде:

$$\begin{cases} a_n = \sum_{i=1}^K \frac{2}{L} \int_{x_i}^{x_{i+1}} \cos \frac{2\pi nx}{L} dx - \sum_{i=1}^K \frac{2}{L} \int_{x_i}^{x_{i+1}} \cos \frac{2\pi(x-x_i)}{d_i} \cos \frac{2\pi nx}{L} dx \\ b_n = \sum_{i=1}^K \frac{2}{L} \int_{x_i}^{x_{i+1}} \sin \frac{2\pi nx}{L} dx - \sum_{i=1}^K \frac{2}{L} \int_{x_i}^{x_{i+1}} \cos \frac{2\pi(x-x_i)}{d_i} \sin \frac{2\pi nx}{L} dx \end{cases}, \quad (5)$$

но

$$\sum_{i=1}^K \frac{2}{L} \int_{x_i}^{x_{i+1}} \cos \frac{2\pi nx}{L} dx = \frac{2}{L} \int_0^L \cos \frac{2\pi nx}{L} dx = 0,$$

и

$$\sum_{i=1}^K \frac{2}{L} \int_{x_i}^{x_{i+1}} \sin \frac{2\pi nx}{L} dx = \frac{2}{L} \int_0^L \sin \frac{2\pi nx}{L} dx = 0,$$

поскольку x_1 всегда принимается равным нулю, а x_{K+1} равно L . Таким образом, уравнение (5) может быть задано формулой:

$$\begin{cases} a_n = - \sum_{i=1}^K \frac{2}{L} \int_{x_i}^{x_{i+1}} \cos \frac{2\pi(x-x_i)}{d_i} \cos \frac{2\pi nx}{L} dx = \sum_{i=1}^K a_{ni} \\ b_n = - \sum_{i=1}^K \frac{2}{L} \int_{x_i}^{x_{i+1}} \cos \frac{2\pi(x-x_i)}{d_i} \sin \frac{2\pi nx}{L} dx = \sum_{i=1}^K b_{ni} \end{cases}, \quad (6)$$

где

$$\begin{aligned} a_{ni} &= - \frac{2}{L} \int_{x_i}^{x_{i+1}} \cos \frac{2\pi(x-x_i)}{d_i} \cos \frac{2\pi nx}{L} dx \\ b_{ni} &= - \frac{2}{L} \int_{x_i}^{x_{i+1}} \cos \frac{2\pi(x-x_i)}{d_i} \sin \frac{2\pi nx}{L} dx \end{aligned}. \quad (7)$$

При $d_i = L / n$:

$$\begin{aligned} a_{ni} &= -\frac{1}{n} \cos \frac{2\pi}{d_i} x_i \\ b_{ni} &= -\frac{1}{n} \sin \frac{2\pi}{d_i} x_i \end{aligned},$$

и при $d_i \neq L / n$:

$$\begin{aligned} a_{ni} &= \frac{d_i}{2\pi} \left(\frac{1}{L - nd_i} - \frac{1}{L + nd_i} \right) \left(\sin \frac{2\pi n}{L} x_{i+1} - \sin \frac{2\pi n}{L} x_i \right) \\ b_{ni} &= \frac{d_i}{2\pi} \left(\frac{1}{L - nd_i} - \frac{1}{L + nd_i} \right) \left(\cos \frac{2\pi n}{L} x_{i+1} - \cos \frac{2\pi n}{L} x_i \right). \end{aligned}$$

Коэффициенты ряда Фурье теперь можно объединить следующим образом:

$$\sqrt{a_n^2 + b_n^2} = A_n. \quad (8)$$

тогда представление функции силы в виде ряда Фурье можно записать как:

$$F(x) = \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} A_n \sin \left(\frac{2\pi n x}{L} - \varphi_n \right), \quad (9)$$

где члены A_n — это коэффициенты различных гармоник, которые входят в состав функции силы, а члены φ_n — это фазы для этих гармоник.

Применение теории к конкретной конфигурации лопаток. Если необходимо проанализировать конкретную конфигурацию лопаток, все различные расстояния между лопатками статора известны. Первым шагом анализа является вычисление длины цикла L , равной сумме всех промежутков. Это значение L вместе с номером вычисляемой гармоники n подставляется в уравнения (7). Затем значение первого расстояния между статорами d_1 вводится в соответствующие уравнения (7), определяемые значением L/n , и затем вычисляются члены a_{n1} и b_{n1} . Эта процедура выполняется для каждого последующего значения расстояния статора d до тех пор, пока не будут рассчитаны все члены a_{ni} и b_{ni} . Затем члены a_{ni} и b_{ni} суммируются, чтобы получить a_n и b_n , и, наконец, гармонический коэффициент A_n для порядка n -й рассчитывается по уравнению (8). Для расчета гармонического коэффициента другого порядка, значение n этой гармоники подставляется в уравнения (7), и вся процедура повторяется. Этот тип вычислений очень хорошо подходит для автоматических вычислений, где конфигурацию можно полностью проанализировать за короткое время.

Коэффициенты гармоник для различных конфигураций лопаток

Конфигурации лопаток, выбранные для анализа. В качестве исследуемого объекта выбрано модельное академическое рабочее колесо состоящее из 10 лопаток с равным расстоянием между ними. Конкретное количество лопаток не имеет значения для анализа и не влияет на общие выводы задачи. Предполагается, что: 1). динамическая сила, действующая на рабочие лопатки, изменяется синусоидально, когда лопатки переходят из следа одной лопатки статора в след следующей, и 2). амплитуды всех синусоидальных импульсов считаются одинаковыми равными 1,00. В условиях этих предположений можно показать, что для 10 равномерно расположенных лопаток в сборе, 10-й порядок является основной для функций силы с амплитудным коэффициентом 1,00 и амплитудные коэффициенты для всех остальных гармоник равны нулю. Аналитическая обработка или численный расчет на других конфигурациях лопаток позволяет сравнить амплитудные коэффициенты различных гармоник с амплитудным коэффициентом 10-го порядка для 10 равномерно расположенных лопаток в сборе. Таким образом, возбужденные уровни любой конфигурации лопаток могут быть выражены в процентах от уровня возбуждения равномерно распределенного узла.

Все остальные конфигурации лопаток, выбранные для анализа получены путем изменения положения некоторых или всех лопаток из 10 равномерно расположенных лопаток в сборе. Для исследования выбраны 2 типа модификаций:

1. Фазирование (смещение по окружности) между N блоками лопаток без изменения расстояния между лопатками внутри блоков.
2. Изменение расстояние между лопатками в N блоках, но с одинаковым расстоянием внутри любого конкретного блока.

В первом типе модификации узел лопаток с равным расстоянием разделен на N блоков, при этом расстояние между лопатками в любом из блоков остается неизменным. Затем отдельные блоки смещаются в окружном направлении относительно друг друга. Когда колесо вращается, лопатки ощущают серию равномерно распределенных импульсов, проходя перед одним блоком, а затем получают другую серию импульсов, фазовое соотношение которых отличается от первого, и так далее. Фазовое соотношение между последовательными сериями импульсов определяется отклонением из нормального расстояния между лопатками, составляющее 360° в не модифицированном случае.

Во втором типе модификации узел лопаток, расположенных на равном расстоянии друг от друга, разделен на N блоков, и расстояние между лопатками внутри различных блоков изменяется. В любом конкретном блоке расстояние постоянно. В случае сборки,

разделенной на два блока, расстояние в одном блоке составляет $1 + s$, а в другом расстояние составляет $1 - s$, где 1 — расстояние в случае стандартного узла с равным расстоянием. Изменение окружного расстояния s предлагалось варьировать от 0 до 15 процентов от стандартного расстояния. Существует практический предел значения s с точки зрения аэродинамического проектирования, и считается, что значение в 15 процентов достаточно большое, чтобы охватить практический диапазон. В случае сборки из трех сегментов, предполагается, что первый блок сохраняет исходное стандартное расстояние, а два других блока имеют расстояние $1 + s$ и $1 - s$ соответственно.

В данном исследовании выбрана модель академической ступени компрессора, состоящей из 10 лопаток статора и 10 лопаток ротора [11]. Узел лопаток статора разделен на два блока (рис. 2). Для первого типа модификации расстояние d_{10} между первым и вторым блоком уменьшается на Δd , а d_5 увеличивается на такую величину, что расстояние между лопатками внутри блоков остается неизменным. Фазовое отклонение равно: $(\Delta d / 1) * 360$ (в градусах). Для второго типа модификации, первый блок имеет расстояние между лопатками $1 + s$, а второй блок имеют $1 - s$, соответственно [12].

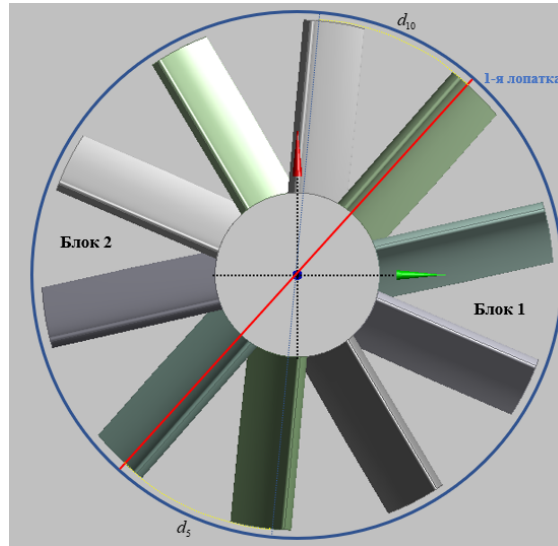


Рис. 2. Узел лопаток статора разделен на два блока.

Результаты модификации типа I. Уровни возбуждения для конфигурации лопатки типа I при $\varphi = 0^\circ$, $\varphi = 90^\circ$ и $\varphi = 180^\circ$ показаны в табл. 1, соответственно. Видно, что для любого заданного значения соответствующей переменной, гармоники с номерами 9,

10, 11 имеют более значительные амплитудные коэффициенты в сравнение с остальными. Поэтому для показания изменения коэффициентов амплитуды гармоник при изменении фазирования между блоками лопаток, достаточно представить значения коэффициента амплитуды гармоник для трех этих номеров (рис. 3).

Таблица 1

**Коэффициент амплитуды гармоник
при переменном фазировании между блоками лопаток**

Номер гармоники, n	Коэффициент амплитуды гармоник, A_n		
	$\varphi = 0^\circ$	$\varphi = 90^\circ$	$\varphi = 180^\circ$
1	0.00	0.0021	0.0045
2	0.00	0.0031	0.0116
3	0.00	0.0193	0.0398
4	0.00	0.0114	0.0424
5	0.00	0.0573	0.1098
6	0.00	0.0228	0.0815
7	0.00	0.1353	0.0233
8	0.00	0.0343	0.1161
9	0.00	0.4585	0.6884
10	1.00	0.5803	0.1358
11	0.00	0.4396	0.5698
12	0.00	0.0471	0.0465

Фазирование между блоками может изменяться в пределах от 0° до 180° , на рис. 3 показано изменение коэффициентов гармоник 9-го, 10-го и 11-го порядков при переменном угле фазирования. При фазировке 0° коэффициент 10-го порядка равен 1.00, а все остальные равны нулю. При увеличении угла фазирования от нуля коэффициент 10-го порядка падает, а остальные коэффициенты возрастают. При фазовом угле 162° , амплитуда 10-го порядка уменьшается до значения 0,05, а 9-го и 11-го повышаются до значений 0,67 и 0,57 соответственно. Наилучшие условия с точки зрения общего уровня возбуждения возникают при фазовом угле 104° , где коэффициенты 9-го, 10-го и 11-го порядка приблизительно равны и находятся в диапазоне 0,48-0.50. При этом общий уровень возбуждения получается равным 0.81 в сравнение с немодифицированным случаем.

Результаты модификации типа II (изменение расстояния между лопатками в блоке).

В этом типе модификации коэффициенты гармоник показаны на рис. 4 как функции расстояния s . Коэффициент 10-го порядка значительно уменьшается с увеличением s всего на 3 %. Однако коэффициенты других порядков растут довольно быстро, это приводит к общим уровням возбуждения в диапазоне от 0,47 до

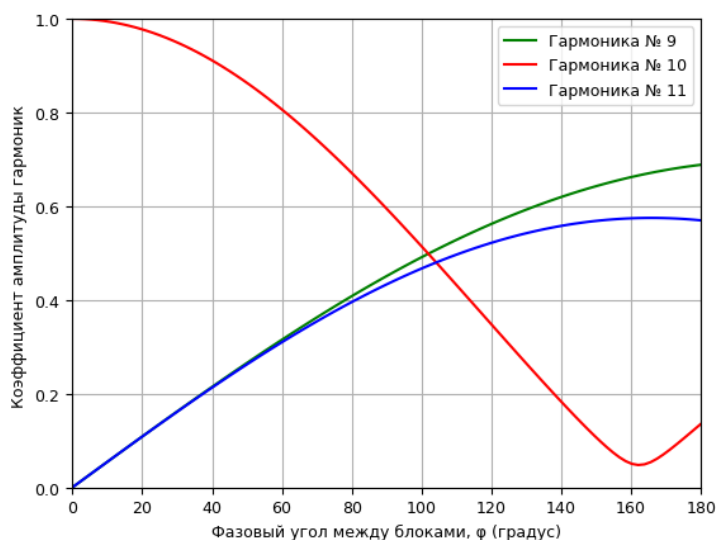


Рис. 3. Коэффициенты гармоник для двух блоков лопаток с изменением фаз между блоками

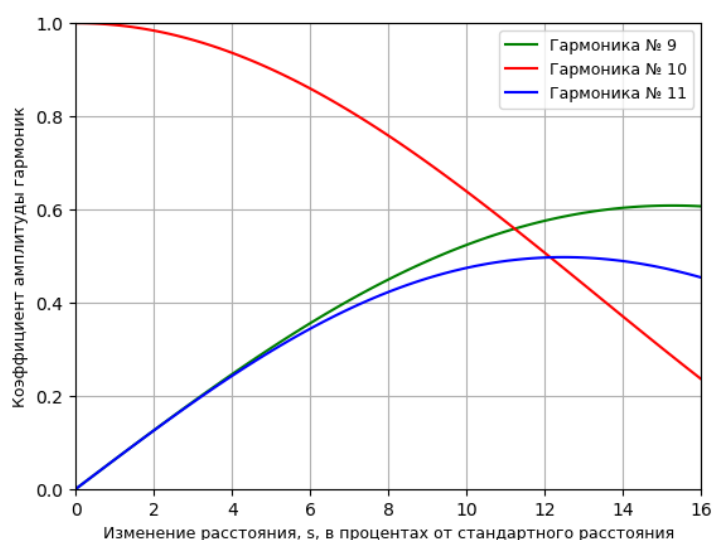


Рис. 4. Коэффициенты гармоник для двух блоков лопаток с изменением расстояния между лопатками в блоке

0,56 для значений s , превышающих 3,5 %. Наименьшее значение общего уровня возбуждения получается равным 0.41 при $s = 9.2$ %.

Результаты численного исследования долговечности рабочего колеса

При уменьшении общего уровня возбуждения, среднее напряжение на рабочих лопаток тоже уменьшается, что приводит к

увеличению долговечности лопаток. На данном этапе выполнены численные расчеты на долговечность рабочих лопаток при использовании модели ступени компрессора с модифицированными статорами.

Таблица 2

Расчет долговечности рабочего колеса

Тип I модификации	N (циклов)	ΔN (%)	Тип II модификации	N (циклов)	ΔN (%)
$\varphi = 0^\circ$	36 089	0	$s = 0$ (%)	36 089	0
$\varphi = 20^\circ$	37 244	3.2	$s = 2$ (%)	38,182	5.8
$\varphi = 40^\circ$	38 218	5.9	$s = 4$ (%)	40,636	12.6
$\varphi = 60^\circ$	39 084	8.3	$s = 6$ (%)	42,332	17.3
$\varphi = 80^\circ$	39 770	10.2	$s = 9.2$ (%)	43 704	21.1
$\varphi = 104^\circ$	40 203	11.4	$s = 10$ (%)	43,342	20.1
$\varphi = 120^\circ$	39 878	10.5	$s = 12$ (%)	42,693	18.3
$\varphi = 140^\circ$	39 301	8.9	$s = 14$ (%)	41,791	15.8
$\varphi = 160^\circ$	38 651	7.1	$s = 16$ (%)	40,239	11.5

Результаты расчетов показаны в табл. 2: Долговечность рабочего колеса составляет 36 089 циклов в немодифицированном случае. Для первого типа модификации долговечность лопаток увеличивается при увеличении угла фазирования φ и повышается максимально на 11.4 % при $\varphi = 104^\circ$. Для второго типа модификации долговечность лопаток увеличивается с ростом изменения расстояния между лопатками в блоке s от 0 до 9.2% и повышается максимально на 21.1 % при $s = 9.2$ %.

Заключение

Теоретический анализ нескольких модифицированных конфигураций статорных лопаток с использованием ряда Фурье показывает, что уровень возбуждения вибрации, испытываемый лопатками ротора, может быть значительно снижен по сравнению со стандартными лопатками, расположенными на равном расстоянии друг от друга. Модифицированная конфигурация приводит к тому, что силовая функция имеет увеличенное содержание гармоник, но с амплитудой каждой гармоники значительно ниже амплитуды возбуждения для стандартного случая. Обе изученные конфигурации показали очень хорошее снижение общего уровня возбуждения. Вследствие этого, с помощью использования модифицированных конфигураций возможно увеличить долговечность рабочих лопаток. Результаты численных расчетов хорошо согласуются с теоретическим анализом. При использовании первого типа модификации возможно снизить общий уровень возбуждения максимально на 19 % когда фазовый угол между двумя блоками

лопаток равен 104° . При этом долговечность рабочих лопаток увеличивается максимально на 11.4 %. При использовании второго типа модификации оптимальный вариант получается когда изменение расстояния между лопатками в блоке s равно 9.2 %. При этом значение общего уровня возбуждения на лопатки снизится до 0.41, а долговечность рабочих лопаток увеличивается максимально на 21.1 %.

Результаты данного численного исследования могут быть использованы вместе с комбинацией других методов чтобы найти оптимальный вариант конструкции статора для снижения уровня возбуждения на рабочие лопатки и служить основой для моделирования аэродинамической преднамеренной расстройки рабочих ступеней турбомашин [16–18].

Список использованной литературы

1. Паровые и газовые турбины для электростанций : учебник / А.Г. Костюк, В.В. Фролов, А.Е. Булкин, А.Д. Трухний. — Москва : Изд. дом МЭИ, 2016. — 556 с.
2. Репецкий О.В. Компьютерный анализ динамики и прочности турбомашин / О.В. Репецкий. — Иркутск : Изд-во ИрГТУ, 1999. — 301 с.
3. Sato W. A study of aerodynamic excitation forces on a radial turbine blade due to rotor–stator interaction / W. Sato, A. Yamagata, H. Hattori // IHI engineer review. — 2017. — Vol. 50, no. 2. — P. 42–48.
4. Benini E. Towards a Reduction of Compressor Blade Dynamic Loading by Means of Rotor-Stator Interaction Optimization / E. Benini, A. Toffolo // ASME Turbo Expo. — 2002. — Vol. 5, pt. A, B. — P. 667–674.
5. Using CFD to Reduce Resonance Stresses on a Single-stage, High-Pressure Turbine Blade / J.P. Clark, A.S. Aggarwala, M.A. Velonis [et al.] // ASME Turbo Expo. — 2002. — Vol. 4. — P. 845–851.
6. Huang L. A novel design method of variable geometry turbine nozzles for high expansion ratios / L. Huang, H. Chen // 17th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery. — 2017. — URL: <https://autodocbox.com/Motorcycles/71570973-A-novel-design-method-of-variable-geometry-turbine-nozzles-for-high-expansion-ratios.html>.
7. Kaneko Y. Study on the Effect of Asymmetric Vane Spacing on Vibratory Stress of Blade / Y. Kaneko, K. Mori, H. Okui // ASME Turbo Expo. — 2004. — Vol. 6. — P. 467–474.
8. Sun T. Analysis on the Reduction of Rotor Blade Vibration Using Asymmetric Vane Spacing / T. Sun, A. Hou, M. Zhang // ASME Turbo Expo. — 2015. — Vol. 2 A. — P. V02AT38A018.
9. Investigation on the Effect of Asymmetric Vane Spacing on the Reduction of Rotor Blade Vibration / Y. Niu, A. Hou, M. Zhang [et al.]. — DOI 10.1115/GT2014-26710 // ASME Turbo Expo. — 2014. — Vol. 2 C. — P. V02CT38A044.
10. Yue M. Investigation of force under asymmetry stator wake / M. Yue, L. Li, Q. Li // Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics. — 2007. — Vol. 33, iss. 9. — P. 1005.
11. Репецкий О.В. Численный анализ прочностных характеристик машиностроительных конструкций с расстройкой параметров / О.В. Репецкий, В.В. Нгуен. — EDN ССКРСУ // Вестник НГИЭИ. — 2019. — № 7. — С. 27–38.

12. Репецкий О.В. Разработка методики исследования влияния изменения геометрических параметров на аэродинамические характеристики рабочих колес турбомашин / О.В. Репецкий, В.М. Нгуен. — EDN KCBLSB // Научные исследования и разработки к внедрению в АПК : материалы междунар. науч.-практ. конф. молодых ученых. п. Молодежный, 16-17 марта 2023 г. — Молодежный, 2023. — С. 297–304.

13. Экспериментальное исследование модели автоклава для гидротермального синтеза минералов / Д.А. Еловенко, П.Г. Пимштейн, О.В. Репецкий, Д.В. Татаринов. — EDN MVJNYF // Вестник Байкальского союза стипендиатов DAAD (Байкальский государственный университет экономики и права). — 2010. — № 1. — С. 11–19.

14. Kemp R.H. Theoretical and Experimental Analysis of the Reduction of Rotor Blade Vibration in Turbomachinery through the Use of Modified Stator Vane Spacing / R.H. Kemp, M.H. Hirschberg // National Advisory Committee for Aeronautics : technical notes 4373. — Washington, 1958. — P. 1–44.

15. Ruel V. Fourier Series and Boundary Value Problems / V. Ruel, Churchill. — New York : McGraw-Hill Book Company, 1941. — 224 p.

16. Repetsky O.V. Investigation of vibration and fatigue life of mistuned bladed disks / O.V. Repetsky, T.Q. Nguyen, I.N. Ryzhikov. — DOI 10.2991/aime-17.2017.114. — EDN YAOXEL // Proceedings of the international conference actual issues of mechanical engineering 2017 (AIME 2017) : Tomsk, July 27-29, 2017. — Atlantis Press, 2017. — Vol. 133. — P. 702–707.

17. Repetskiy O.V. Modeling and simulation of dynamic processes with the help of program package BLADIS+ / O.V. Repetskiy, I.N. Ryjikov. — DOI 10.1007/978-1-4020-8735-6_41. — EDN RHOYCP // Innovations and advanced techniques in systems, Computing sciences and software engineering : international Conference, Bridgeport, CT, December 03–12, 2007. — Bridgeport, 2008. — P. 219–220.

18. Repetckii O. Investigation of mistuning impact on vibration of rotor bladed disks / O. Repetckii, I. Ryzhikov, T.Q. Nguyen. — DOI 10.1088/1742-6596/944/1/012097. — EDN XYAMZV // Journal of Physics: Conference Series. — 2018. — Vol. 944. — P. 012097.

References

1. Kostyuk A.G., Frolov V.V., Bulkin A.E., Trukhnii A.D. *Steam and Gas Turbines for Power Plants*. Moscow Power Engineering Institute Publ., 2016. 556 p.

2. Repetskiy O.V. *Computer Analysis of the Dynamics and Strength of Turbomachines*. Irkutsk National Research Technical University Publ., 1999. 301 p.

3. Sato W., Yamagata A., Hattori H. A Study of Aerodynamic Excitation Forces on a Radial Turbine Blade Due to Rotor–stator Interaction. *IHI Engineer Review*, 2017, vol. 50, no. 2, pp. 42–48.

4. Benini E., Toffolo A. Towards a Reduction of Compressor Blade Dynamic Loading by Means of Rotor-Stator Interaction Optimization. *ASME Turbo Expo*, 2002, vol. 5, pt. A, B, pp. 667–674.

5. Clark J.P., Aggarwala A.S., Velonis M.A., Gacek R.E., Magge S.S., Price F.R. Using CFD to Reduce Resonance Stresses on a Single-stage, High-Pressure Turbine Blade. *ASME Turbo Expo*, 2002, vol. 4, pp. 845–851.

6. Huang L., Chen H. A Novel Design Method of Variable Geometry Turbine Nozzles for High Expansion Ratios. *17th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery*, 2017. Available at: <https://autodocbox.com/Motorcycles/71570973-A-novel-design-method-of-variable-geometry-turbine-nozzles-for-high-expansion-ratios.html>

7. Kaneko Y., Mori K., Okui H. Study on the Effect of Asymmetric Vane Spacing on Vibratory Stress of Blade. *ASME Turbo Expo*, 2004, vol. 6, pp. 467–474.

8. Sun T., Hou A., Zhang M. Analysis on the Reduction of Rotor Blade Vibration Using Asymmetric Vane Spacing. *ASME Turbo Expo*, 2015, vol. 2 A, pp. V02AT38A018.
9. Niu Y., Hou A., Zhang M., Sun T., Wang R., Guo H. Investigation on the Effect of Asymmetric Vane Spacing on the Reduction of Rotor Blade Vibration. *ASME Turbo Expo*, 2014, vol. 2 C, pp. V02CT38A044. DOI: 10.1115/GT2014-26710.
10. Yue M., Li L., Li Q. Investigation of Force under Asymmetry Stator Wake. *Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics*, 2007, vol. 33, iss. 9, pp. 1005.
11. Repetskii O.V., Nguyen V.V. Numerical Analysis of Strength Characteristics of Machine-Building Structures with Mistuning Parameters. *Vestnik NGUEI = Vestnik NSUEM*, 2019, no. 7, pp. 27–38. (In Russian). EDN: CCKPCU.
12. Repetskii O.V., Nguyen V.V. Development of a Methodology for Studying the Influence of Change in Geometric Parameters on Aerodynamic Characteristics of Turbomachine Impellers. *Scientific Research and Development for Implementation in Agro-Industrial Complex. Materials of the International Scientific and Practical Conference of Young Scientists, Molodezhnyi, March 16-17, 2023*. Molodezhnyi, 2023, pp. 297–304. (In Russian). EDN: KCBLSB.
13. Elovenco D.A., Pimshtein P.G., Repetskii O.V., Tatarinov D.V. Experimental Study of an Autoclave Model for Hydrothermal Synthesis of Minerals. *Vestnik Baikalskogo soyuza stipendiatov DAAD (Baikal'skii gosudarstvennyi universitet ehkonomiki i prava) = Bulletin of the Baikal Union of DAAD Fellows (Baikal State University of Economics and Law)*, 2010, no. 1, pp. 11–19. (In Russian). EDN: MVJNYF.
14. Kemp R.H., Hirschberg M.H. Theoretical and Experimental Analysis of the Reduction of Rotor Blade Vibration in Turbomachinery through the Use of Modified Stator Vane Spacing. *National Advisory Committee for Aeronautics: Technical Notes 4373*. Washington, 1958, pp. 1–44.
15. Ruel V., Churchill. *Fourier Series and Boundary Value Problems*. New York, McGraw-Hill Book Company, 1941. 224 p.
16. Repetsky O.V., Nguyen T.Q., Ryzhikov I.N. Investigation of Vibration and Fatigue Life of Mistuned Bladed Disks / O.V. Repetsky. *Proceedings of the International Conference Actual Issues of Mechanical Engineering 2017 (AIME 2017), Tomsk, July 27-29, 2017*. Atlantis Press, 2017. Vol. 133, pp. 702–707. EDN: YAOX-EL. DOI: 10.2991/aime-17.2017.114.
17. Repetskiy O.V., Ryjikov I.N. Modeling and Simulation of Dynamic Processes with the Help of Program Package BLADIS+. *Innovations and Advanced Techniques in Systems, Computing Sciences and Software Engineering. International Conference, Bridgeport, CT, December 03–12, 2007*. Bridgeport, 2008, pp. 219–220. EDN: RHOYCP. DOI: 10.1007/978-1-4020-8735-6_41.
18. Repetskii O., Ryzhikov I., Nguyen T.Q. Investigation of Mistuning Impact on Vibration of Rotor Bladed Disks. *Journal of Physics: Conference Series*, 2018, vol. 944, pp. 012097. EDN: XYAMZV DOI: 10.1088/1742-6596/944/1/012097.

Информация об авторах

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

Нгуен Ван Мань — аспирант, кафедра электрооборудования и физики, Иркутский государственный аграрный университет имени А.А. Ежевского, п. Молодежный, Иркутский район, Российская Федерация, e-mail: manhzhuocov@gmail.com.

Information about the Authors

Oleg V. Repetckii — D.Sc. in Technical Sciences, Professor, Vice-Rector for International Relations, Irkutsk State Agricultural University named after A.A. Ezhevsky, Molodezhny, Irkutsk District, Russian Federation, e-mail: repetckii@igsha.ru.

Nguyen Van Manh — PhD Student, Department of Electrical Equipment and Physics, Irkutsk State Agricultural University named after A.A. Ezhevsky, Molodezhny, Irkutsk District, Russian Federation, e-mail: manzhucov@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 влияния расстояния между лопатками статора на усталостную долговечность роторов турбомашин / О.В. Репецкий, Нгуен Ван Мань. — DOI 10.17150/2713-1734.2024.6(2).237-250. — EDN IWVEYG // System Analysis & Mathematical Modeling. — 2024. — Т. 6, № 2. — С. 237–250.

For Citation

Repetckii O.V., Nguyen Van Manh. Numerical Analysis on the Use of a Modified Vanes Spacing to Increase the Fatigue Life of the Turbomachine Rotors. *System Analysis & Mathematical Modeling*, 2024, vol. 6, no. 2, pp. 237–250. (In Russian). EDN: IWVEYG. DOI: 10.17150/2713-1734.2024.6(2).237-250.