

УДК 621.438
DOI: 10.22213/2413-1172-2026-3-91-100

Влияние дефектов на собственные частоты колебаний рабочей лопатки первой ступени осевого компрессора газовой турбины

К. Д. Баранов, аспирант, Санкт-Петербургский государственный университет аэрокосмического приборостроения, Санкт-Петербург, Россия

Вибрационная надежность лопаточного аппарата осевых компрессоров газовой турбины напрямую определяет ресурс и безопасность газотурбинных двигателей. Локальные сколы входных кромок, возникающие при попадании посторонних предметов, неизбежно изменяют распределение массы и жесткости пера. Это смещает собственные частоты колебаний и провоцирует резонансы от гармонических возбуждений, что требует обязательного учета влияния подобных повреждений в реальных эксплуатационных режимах. Исследование посвящено количественной оценке влияния сколов входной кромки, смоделированных в корневой (root) и периферийной (periphery) зонах, на динамическое поведение рабочей лопатки первой ступени. Ключевой особенностью данной работы является учет жесткостного эффекта вращения и моделирование влияния центробежных сил на рабочую лопатку первой ступени. На базе трехмерной конечно-элементной модели в пакете ANSYS 20.2 проведен модальный анализ. Охвачен диапазон частот вращения ротора от 0,1 до 8500 об/мин с последующим построением диаграммы Кэмпбелла. Для номинального эксплуатационного режима $n = 7455$ об/мин выполнены расчеты и прямое сопоставление первых шести форм колебаний (f_1 – f_6) для исходной исправной геометрии и обоих вариантов дефектов. Расчеты показали разнонаправленный характер изменений: удаление материала у корня снижает частоты колебаний (максимальное падение на 0,53 % зафиксировано для 5-й формы), тогда как скол на кромке лопатки дает локальный рост (до 1,71 % для 4-й формы). В абсолютных величинах сдвиги не превышают 2 %, что подтверждает слабую чувствительность только частотного метода к малым локальным повреждениям. Для корректной технической диагностики критически важно нормировать частоты колебаний по фактическим оборотам и опираться на диаграмму Кэмпбелла при анализе резонансных пересечений.

Ключевые слова: осевой компрессор, рабочая лопатка, собственные частоты колебаний, формы колебаний, метод конечных элементов, ANSYS, модальный анализ, диаграмма Кэмпбелла, гармоники возбуждения, скол входной кромки.

Введение

Эксплуатация газотурбинных двигателей и промышленных компрессоров неизбежно сопряжена с воздействием агрессивных факторов, среди которых особое место занимают повреждения от попадания посторонних предметов и эрозионный износ. Локальные нарушения геометрии проточной части не только создают концентраторы напряжений, но и существенно меняют инерционно-жесткостные характеристики пера, что требует обязательного учета при численном моделировании рабочих процессов. Для повышения стойкости лопаток к подобным воздействиям применяются методы поверхностного упрочнения, однако наличие концентраторов напряжений в виде забоин и сколов на входной кромке критически снижает их усталостную прочность. Особенно это актуально для деталей из титановых сплавов, где подповерхностное развитие трещин от локальных повреждений лимитирует ресурс изделия. Дополнительным фактором деградации выступает эрозионный износ, для защиты от которого применяются многослойные нанопокртия, однако их локальное разрушение в процессе эксплуатации неизбежно приводит к утонению профиля и изменению аэродинамических характеристик [1–4].

Наличие подобных эксплуатационных дефектов, включая трещины и сколы, вызывает пространственную неоднородность напряженно-деформированного состояния и существенно сокращает усталостную долговечность рабочих колес. Математическое моделирование таких повреждений показывает, что

даже малые геометрические отклонения приводят к перераспределению динамических нагрузок и смещению зон максимальных напряжений. Фундаментальные аспекты механики разрушения при наличии трещин успешно описываются с использованием дискретно-континуальных конечно-элементных подходов [5, 6].

Динамическое поведение вращающихся лопаток имеет ряд фундаментальных отличий от колебаний неподвижных систем из-за проявления жесткостного эффекта вращения и центробежных сил. Например, вращение ротора существенно повышает эффективную жесткость конструкции, смещая собственные частоты колебаний в высокочастотную область и позволяя выполнять частотную отстройку от резонансов. Игнорирование этих факторов и нелинейных упругих свойств делает невозможным корректную оценку резонансной безопасности на номинальных режимах. Аналогичные ротационно-динамические эффекты, критически влияющие на напряженно-деформированное состояние, наблюдаются и в роторах компрессоров при нестационарных нагрузках и осевых смещениях [7, 8].

В связи с этим непрерывный мониторинг динамического состояния лопаточного аппарата становится критической задачей. Применение современных методов вибродиагностики позволяет отслеживать отклонения частотных характеристик и выявлять зарождающиеся дефекты в реальном времени. Точное знание собственных частот колебаний является базой для интерпретации данных бесконтактных систем, осо-

бенно при эрозионно-абразивном изнашивании, которое напрямую влияет на запас газодинамической устойчивости. Для контроля геометрических параметров и износа кромок эффективно применяются оптико-электронные системы, требующие высокой точности расчета частотного спектра. Изменение локальной геометрии, вызванное дефектами, неизбежно модифицирует уровень вибронапряжений, что может быть спрогнозировано путем масштабирования энергетических характеристик форм колебаний [9–12].

Для ускорения проектирования и оценки ресурса используются методы преднамеренной расстройки параметров, позволяющие снизить уровень аэродинамического возбуждения и повысить долговечность лопаточных венцов. Численный анализ показывает, что наличие трещин и геометрических дефектов приводит к снижению собственных частот колебаний, особенно для низкочастотных форм изгибных колебаний, что требует учета при диагностике. Повышение эффективности таких расчетов достигается за счет применения специализированных волновых лопаточных конечных элементов, учитывающих поворотную симметрию и гироскопические эффекты. При первичном проектировании и выборе геометрических параметров проточной части необходимо комплексно оценивать влияние диффузорности и потерь трения, поскольку локальные дефекты накладываются на базовую неидеальную аэродинамику [13–17].

Актуальность исследования подтверждается опытом эксплуатации современных промышленных установок, таких как газоперекачивающий агрегат ГПА-32 «Ладога», где надежность осевого компрессора ГТУ является ключевым фактором безопасности. Анализ неисправностей в процессе длительной эксплуатации выявляет необходимость совершенствования конструкций и методов сервиса для предотвращения катастрофических отказов. Внедрение концепций долгосрочного фирменного обслуживания и предиктивной диагностики позволяет своевременно выявлять локальные повреждения проточной части до достижения ими критических размеров [18–20].

Несмотря на наличие развитого математического аппарата и методов бесконтактной диагностики, вопрос количественной оценки влияния малых локальных сколов на частотный спектр в условиях реального воздействия центробежных сил на рабочие лопатки осевого компрессора остается дискуссионным. Чувствительность частоты колебаний лопатки к удалению материала в корневой зоне может принципиально отличаться от аналогичного эффекта на периферии из-за различия в амплитудах деформаций для разных форм колебаний. Это требует проведения специализированных численных экспериментов.

Цель работы – оценить изменение собственных частот колебаний рабочей лопатки 1-й ступени осевого компрессора при наличии дефекта типа скола входной кромки, смоделированного в корневых

(root) и периферийных (periphery) сечениях, и сопоставить его с режимной зависимостью частот.

Объект исследования и исходные данные

Объект – рабочая лопатка 1-й ступени осевого компрессора. Расчет выполнялся в трехмерной постановке. Диапазон параметризации частоты вращения 0,1...8500 об/мин. Материал лопатки 17-4 PH. Упругие свойства материала показаны в таблице 1.

Таблица 1. Упругие свойства материала

Table 1. Elastic properties of the material

Температура / Temperature, °C	Модуль Юнга, Па / Young's Module, Pa	Коэффициент Пуассона / The Poisson's ratio, ν
20	$2 \cdot 10^{11}$	0,3
100	$1,87 \cdot 10^{11}$	0,3

Методика расчета

Конечно-элементная модель

Расчет выполнен в пакете ANSYS 20.2 на основе CAD-геометрии лопатки (рис. 1).

Конечно-элементная модель содержит 1 367 577 конечных элементов и 576 203 узла; на пере лопатки и хвостовике применена преимущественно гексаэдрическая сетка. Анализ сеточной независимости показал отклонение результатов менее 0,01 %.

Граничные условия и нагрузка

Принятая схема закрепления хвостовика (жесткая заделка опорных поверхностей) является идеализацией. Соединение хвостовик – паз диска обладает контактной податливостью, снижающей собственные частоты, причем эффект наиболее заметен на малых частотах вращения, когда усилие прижатия невелико. На номинальном режиме ($n = 7455$ об/мин) центробежные силы обеспечивают плотное прилегание поверхностей, поэтому влияние податливости на сопоставление исправной и дефектной лопаток пренебрежимо мало. Количественная оценка эффекта требует нелинейного расчета с контактными элементами и может быть выполнена в продолжение работы.

Нагрузка задавалась в виде угловой скорости вращения ротора, изменяющейся в диапазоне от 0 до $\omega = 780,68$ рад/с, что соответствует номинальной частоте вращения $n = 7455$ об/мин.

Гармоники возбуждения и диаграмма Кэмпбелла

Для анализа резонансных пересечений использованы гармоники возбуждающих частот, связанные с взаимодействием ротора и статора (набор гармоник для 1-й ступени): 7, 36 (число статорных лопаток), а также рассмотрены кратные порядки (с 1-й по 9-ю гармонику) при построении таблицы частот возбуждения для диапазона оборотов.

Количество возбуждающих гармоник напрямую связано числом статорных лопаток (1-я ступень – входной направляющий аппарат (ВНА) – 7 шт., 2-я ступень – 36 шт. и т. д.). Анализ выполнен для наиболее нагруженной 1-й ступени.

Ниже представлена таблица взаимных гармонических воздействий лопаток осевого компрессора и статорных лопаток.

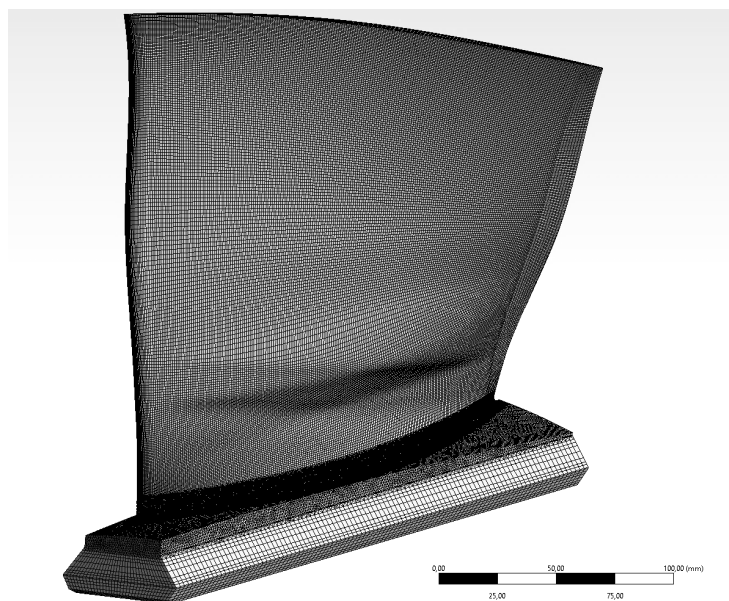


Рис. 1. Конечно-элементная модель лопатки

Fig. 1. Finite element model of the blade

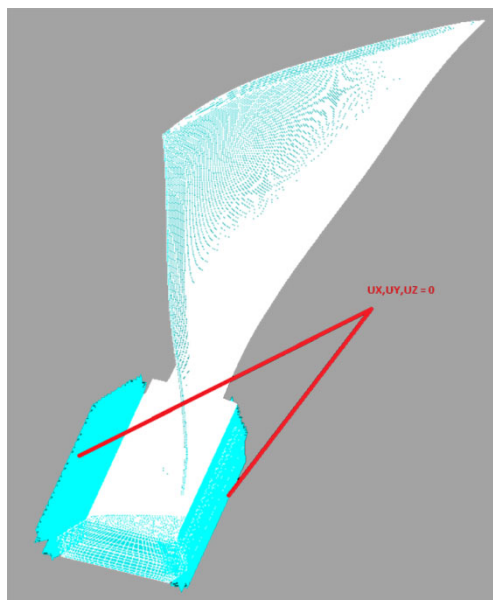


Рис. 2. Закрепление хвостовика лопатки первой ступени

Fig. 2. Fixing of the blade shank of the 1st stage

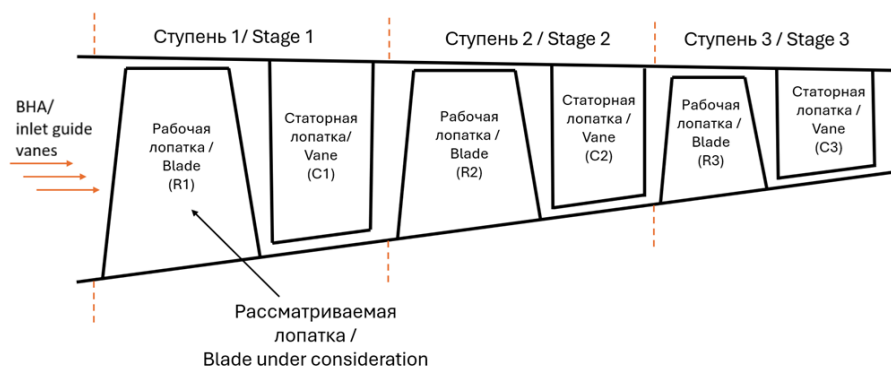


Рис. 3. Структурная схема расположения лопаток в осевом компрессоре ГТУ

Fig. 3. Structural diagram of the blades and vanes in the GT axil compressor

Таблица 2. Число лопаток для расчета гармоник

Table 2. Number of blades for calculating harmonics

Обозначение лопатки / Designation of the blade	Число лопаток / Number of blades
ВНА – статорная лопатка входного направляющего аппарата / stator blade of the inlet guide vane	7
R1 – рабочая лопатка первой ступени / first stage working blade	18
C1 – статорная лопатка первой ступени / first stage stator blade	36

В таблице 3 представлено вычисление влияния лопаток на рабочую лопатку 1-й ступени компрессора.

Таблица 3. Гармоники возбуждения, учтенные в анализе

Table 3. Excitation harmonics considered in the analysis

Обозначение лопаток / Designation of the blades and vanes	Влияние гармоник на лопатку / The effect of harmonics on the blade
ВНА – R1	11
R1 – C1	18
ВНА + R1	25
R1 × 2	36
C1 + R1	54
C1 × 2	72

На рисунке 4 представлены формы колебаний (f_1 – f_6) лопатки, описывающие конкретный способ ее вибрации под воздействием номинальной нагрузки, – 7455 об/мин.

Форма колебаний лопатки – это характеристика механического поведения лопатки при вибрациях, определяющая, как именно деформируется и движется лопатка в пространстве при определенной собственной частоте колебаний.

В таблице 4 приведены значения частот собственных колебаний лопатки для шести форм при заданной скорости вращения ротора.

Построена диаграмма Кэмпбелла для 1-й ступени компрессора, позволяющая выявлять пересечения линий собственных частот колебаний с линиями возбуждающих гармоник (рис. 5).

Кратность K_{72} не была включена в расчет ввиду отсутствия риска резонансных колебаний.

Ниже приведены таблицы 6 и 7 с расчетами резонансных отстройек.

Расчет для кратностей, превышающих отстройку на более чем 30 %, не выполнялся.

Формула расчета запасов по резонансным оборотам для кратностей (табл. 6):

$$\Delta n_c = \frac{n_{\text{рез}} - n_{\text{раб}}}{n_{\text{рез}}} \cdot 100 \, \%.$$

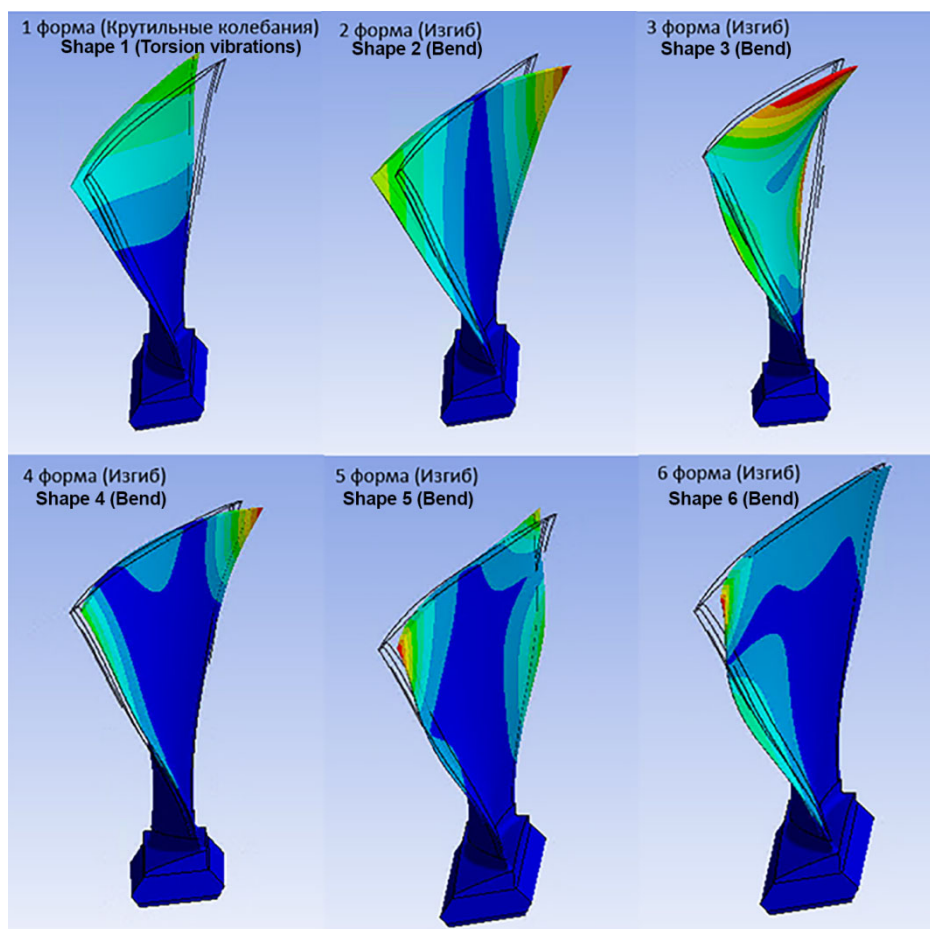


Рис. 4. Формы колебаний лопатки исходной геометрии при номинальной частоте вращения ротора

Fig. 4. Blade waveforms of the initial geometry at the nominal rotor speed

Таблица 4. Зависимость частот собственных колебаний лопатки исходной геометрии от скорости вращения ротора

Table 4. Dependence of the natural oscillation frequencies of the blade's initial geometry from the rotor rotation speed

n , об/мин / rev min ⁻¹	f_1 , Гц / Hz	f_2 , Гц / Hz	f_3 , Гц / Hz	f_4 , Гц / Hz	f_5 , Гц / Hz	f_6 , Гц / Hz
8500	452,7	1096,8	1373,5	1850,2	2157,1	2860,1
7455	429,3	1086,2	1346	1841	2141,8	2846,3
6500	409,7	1077,6	1323,6	1833,6	2129,5	2835,2
5500	391,2	1069,9	1303,1	1826,9	2118,4	2825,3
4500	375	1063,3	1285,8	1821,4	2109	2817
3500	361,6	1058,1	1271,8	1816,9	2101,5	2810,3
2500	351,2	1054,1	1261,2	1813,5	2095,9	2805,3
1500	344,1	1051,5	1254	1811,3	2092,1	2801,9
0,1	340	1050	1250	1810	2090	2800

Таблица 5. Гармоники для диапазона частот вращения лопатки исходной геометрии

Table 5. Harmonics for the blade frequency range of the original geometry

n , об/мин / rev min ⁻¹	K_2	K_3	K_4	K_5	K_6	K_7	K_8
0,1	0,003	0,005	0,007	0,008	0,01	0,0117	0,013
1500	50	75	100	125	150	175	200
2500	83,3	125	166,7	208,3	250	291,7	333,3
3500	116,7	175	233,3	291,7	350	408,3	466,7
4500	150	225	300	375	450	525	600
5500	183,3	275	366,7	458,3	550	641,7	733,3
6500	216,7	325	433,3	541,7	650	758,3	866,7
7455	250	375	500	625	750	875	1000
8500	283,3	425	566,7	708,3	850	991,7	1133,3
n , об/мин / rev min ⁻¹	K_9	K_{11}	K_{18}	K_{25}	K_{36}	K_{54}	–
0,1	0,015	0,018	0,03	0,042	0,06	0,09	–
1500	225	275	450	625	900	1350	–
2500	375	458,3	750	1041,7	1500	2250	–
3500	525	641,7	1050	1458,3	2100	3150	–
4500	675	825	1350	1875	2700	4050	–
5500	825	1008,3	1650	2291,7	3300	4950	–
6500	975	1191,7	1950	2708,3	3900	5850	–
7455	1125	1366,8	2236,5	3106,3	4473	6709,5	–
8500	1275	1558,3	2550	3541,7	5100	7650	–

Таблица 6. Запасы по оборотам

Table 6. Reserves by speed

Кратность / Multiplicity	Необходимый запас по оборотам / Required reserve for revolutions, %	Фактическое значение / Actual value, %					
		f_1	f_2	f_3	f_4	f_5	f_6
K_2	1,5	–	–	–	–	–	–
K_3	> 7	21,6	–	–	–	–	–
K_4	> 6	24,1	–	–	–	–	–
K_5	> 5	–	–	–	–	–	–
K_6	> 4	–	–	–	–	–	–
K_7	–	–	–	–	–	–	–
K_8	–	–	9,1	–	–	–	–
K_9	–	–	3,2	–	–	–	–
K_{11}	–	–	27,4	1,8	–	–	–
K_{18}	–	–	–	–	22,2	4,6	–
K_{25}	–	–	–	–	–	–	9,4
K_{36}	–	–	–	–	–	–	–
K_{54}	–	–	–	–	–	–	–

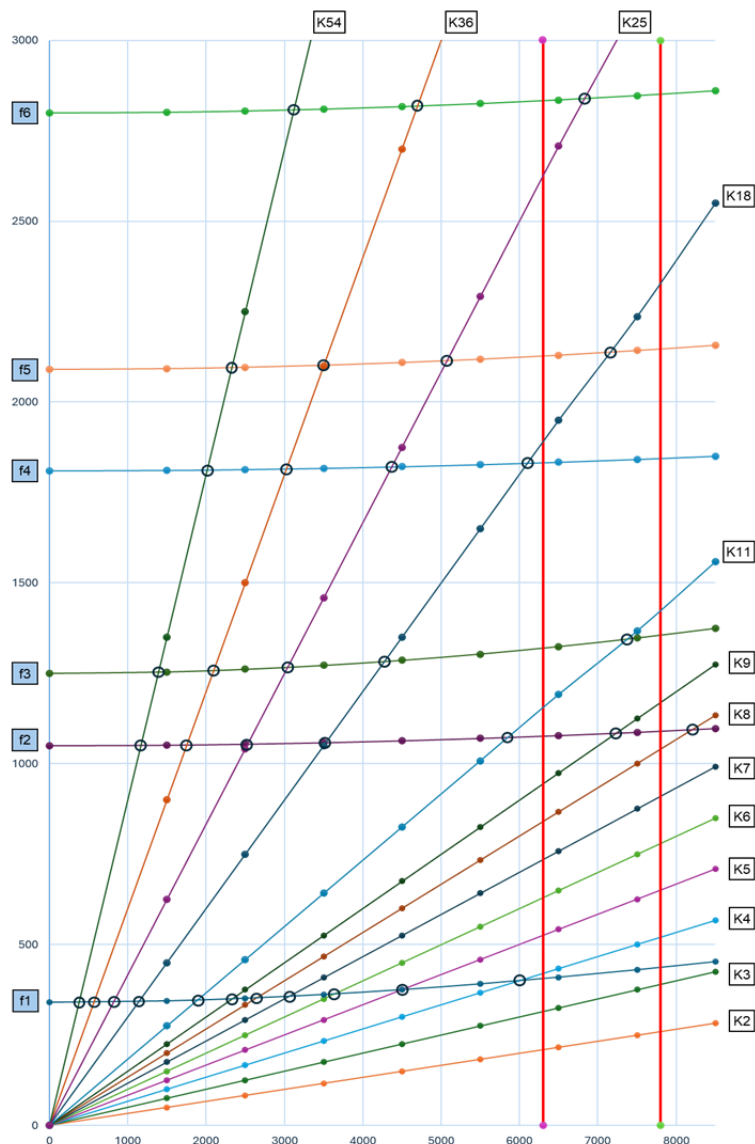


Рис. 5. Диаграмма Кэмпбелла: $f1-f6$ – формы частотных колебаний рабочей лопатки; $K2, K3, \dots, K54$ – кратности гармоник, создаваемых статорными лопатками. Диапазон опасного резонанса обозначен продольными красными линиями и составляет от 6300 до 7800 об/мин

Fig. 5. Campbell diagram: $f1-f6$ – frequency oscillation shapes of the working blade; $K2, K3, \dots, K54$ – harmonic multiplicities generated by the stator blades. The dangerous resonance range is indicated by longitudinal red lines and ranges from 6300 to 7800 rpm

Расчет запасов по оборотам показал, что лопатка надежно отстроена от всех нормируемых кратностей: резонанс $K2$ вынесен за пределы диапазона 0–8500 об/мин, запасы $K3 \times f1$ и $K4 \times f1$ составляют 21,6 и 24,1 % при нормах 7 и 6 % соответственно, а пересечения $K5$ и $K6$ с первой формой лежат около 4500 и 3630 об/мин, т. е. многократно дальше рабочего режима. Выявленные пересечения с гармониками выше $K6$ ($K8 \times f2 \approx 9,1$ %, $K9 \times f2 \approx 3,2$ %, $K11 \times f2 \approx 27,4$ %, $K11 \times f3 \approx 1,8$ %, $K18 \times f4 \approx 22,2$ %, $K18 \times f5 \approx 4,6$ %, $K25 \times f6 \approx 9,4$ %) нормативных требований не имеют, поскольку энергия возбуждения этих гармоник мала, и они считаются неопасными. Следовательно, по расчетным данным вибрационная надежность лопатки на $n = 7455$ об/мин обеспечена по всем нормируемым кратностям.

Формула расчета запасов по частотам оборотов для кратностей (табл. 7):

$$\Delta f = \frac{f_{л\text{рез}} - f_{л\text{раб}}}{f_{д\text{рез}}} \cdot 100 \text{ \%}$$

Для кратностей $K2-K6$ условия выполняются с запасом: $K3 \times f1 \approx 15,2$ % и $K4 \times f1 \approx 13,6$ %, а по $K5$ и $K6$ частотная отстройка еще больше. Пересечения с гармониками выше $K6$ ($K9 \times f2 \approx 2,9$ %, $K11 \times f3 \approx 1,5$ %, $K18 \times f5 \approx 4,2$ %, $K25 \times f6 \approx 8,4$ %) нормативных требований не имеют и опасными не считаются, поэтому по частотам лопатка на $n = 7455$ об/мин удовлетворительно отстроена от всех энергетически нагруженных гармоник.

Таблица 7. Запасы по частотам

Table 7. Reserves by frequency

Кратность / Multiplicity	Необходимый запас по частотам / Required frequency reserve, %	Фактическое значение / Actual value, %					
		f_1	f_2	f_3	f_4	f_5	f_6
K_2	> 9	—	—	—	—	—	—
K_3		15,2	—	—	—	—	—
K_4		13,6	—	—	—	—	—
K_5		—	—	—	—	—	—
K_6		—	—	—	—	—	—
K_7	—	—	—	—	—	—	—
K_8	—	—	9,3	—	—	—	—
K_9	—	—	2,9	—	—	—	—
K_{11}	—	—	20,5	1,5	—	—	—
K_{18}	—	—	—	—	17,7	4,2	—
K_{25}	—	—	—	—	—	—	8,4
K_{36}	—	—	—	—	—	—	—
K_{54}	—	—	—	—	—	—	—

Моделирование дефекта

Дефект моделировался путем удаления элементов исходной сеточной модели в зоне входной кромки, формируя скол. Практика показывает, что в 90 % случаев наиболее вероятной формой скола может быть такая, как показано на рисунке 6 для зоны root, и такая, как показано на рисунке 8 для зоны periphery. Исходя из типичных значений эксплуатационных повреждений в качестве расчетных принимаем размеры сколов, как показано на рисунках 7 и 9, для каждой формы соответственно.

Было произведено моделирование дефекта root.

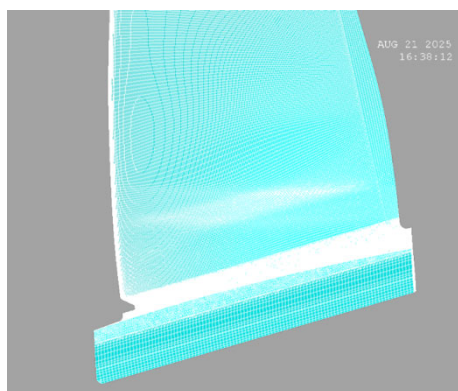


Рис. 6. Скол на входной кромке лопатки в корневых сечениях

Fig. 6. Chipping at the leading edge of the blade in the root sections

Размеры дефекта root в миллиметрах приведены на рисунке 7.

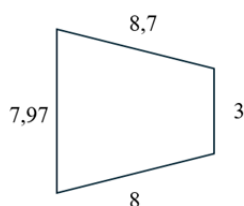


Рис. 7. Размеры дефекта root, мм

Fig. 7. Dimensions of the root defect, mm

Затем был произведен расчет с дефектом periphery. Размеры данного дефекта в миллиметрах приведены на рисунке 9.

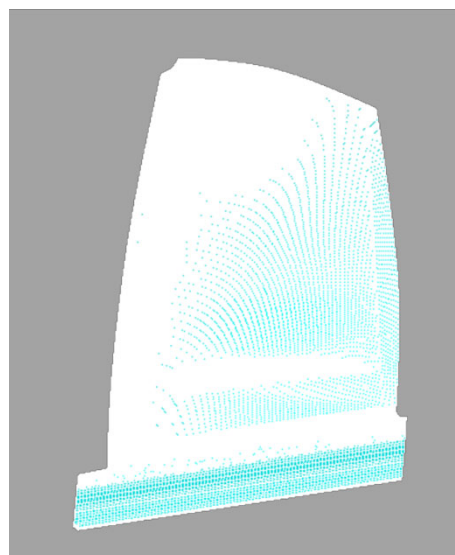


Рис. 8. Скол на входной кромке лопатки периферийных сечений

Fig. 8. Chipping on the leading edge of the blade of peripheral sections

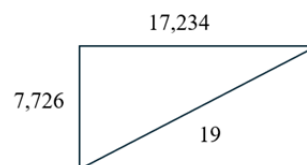


Рис. 9. Размеры дефекта periphery, мм

Fig. 9. Dimensions of the periphery defect, mm

Собственные частоты колебаний исправной лопатки и их зависимость от частоты вращения

Выполнен расчет первых шести собственных частот колебаний (f_1 – f_6) для исправной лопатки при параметризации частоты вращения n от 0,1 до 8500 об/мин.

Полученные данные подтверждают зависимость частот колебаний вследствие эффекта вращения: при увеличении оборотов ротора n собственные частоты возрастают.

Влияние дефекта на собственные частоты колебаний при номинальном режиме

Для $n = 7455$ об/мин выполнен модальный анализ для двух дефектных конфигураций – root и periphery. Частоты колебаний для дефектов приведены в таблице 8 результатов расчета форм колебаний.

Таблица 8. Собственные частоты колебаний исправной и дефектной лопатки при $n = 7455$ об/мин

Table 8. Natural frequencies of a serviceable and defective blade at $n = 7455$ rpm

Форма / Form	f_0 , Гц / Hz	f_{root} , Гц / Hz	Δ root, %	$f_{\text{periphery}}$, Гц / Hz	Δ periphery, %
1	429,3	428,01	-0,30	430,01	0,16
2	1086,2	1085,6	-0,05	1091,7	0,51
3	1346,0	1340,1	-0,44	1347,6	0,12
4	1841,0	1835,6	-0,29	1872,4	1,71
5	2141,8	2130,5	-0,53	2151,8	0,47
6	2846,3	2838,3	-0,28	2847,9	0,06

$$\Delta = (f_{\text{def}} - f_0) / f_0 \cdot 100 \%$$

Анализ результатов исследования

Дефект root приводит к снижению собственных частот колебаний по всем шести рассмотренным формам; максимальное снижение наблюдается для 5-й формы (-0,53 %). Дефект periphery, напротив, приводит к небольшому увеличению частот колебаний; максимальный рост достигается для 4-й формы (+1,71 %).

Наблюдаемая разнонаправленность (уменьшение при root и увеличение при periphery) качественно согласуется с учетом двух факторов: удаление материала уменьшает массу (тенденция к росту частот колебаний), но одновременно меняет локальную жесткость и распределение деформаций (тенденция к снижению частот). Итоговый знак и величина изменения определяются тем, какая часть деформаций приходится на область дефекта для конкретной формы.

Обсуждение результатов исследования

Полученные результаты показывают, что при заданных размерах скола частотный сдвиг составляет примерно до 2 %. Это означает, что практическое применение частотного признака для обнаружения малых локальных сколов требует:

1. Высокой точности измерения частот колебаний лопатки (чувствительности и стабильной привязки к режиму n).
2. Учета режимной зависимости частот колебаний лопатки вследствие эффекта вращения (сравнение норма/дефект должно выполняться при одинаковых оборотах или после нормирования по режиму).

С точки зрения резонансной безопасности наиболее важны моды, пересекающие возбуждающие гармоники в рабочем диапазоне оборотов. Для этого применима диаграмма Кэмпбелла, построенная для

исследуемой лопатки, и таблица гармоник возбуждения для диапазона вращения.

Для дальнейшего усиления диагностической части работы целесообразно:

- выполнить параметрическое исследование размера дефекта (например, 3–5-го уровней скола для root и periphery), чтобы получить зависимость $\Delta f/f$ от геометрии повреждения;
- провести экспериментальную верификацию (ударные испытания на неподвижной лопатке или сравнение с натурными данными) либо сравнить с литературными/паспортными значениями.

Выводы

Выполнен модальный анализ рабочей лопатки 1-й ступени осевого компрессора ГТУ в ANSYS 20.2 для диапазона частот вращения 0,1...8500 об/мин; подтвержден рост собственных частот колебаний с увеличением оборотов вследствие эффекта вращения.

Рассмотрены два варианта дефекта типа скола входной кромки – в корневых и периферийных сечениях; размеры дефектов заданы по схемам в мм.

Для номинального режима $n = 7455$ об/мин установлено, что дефект root снижает собственные частоты колебаний на величину до 0,53 %, тогда как дефект periphery вызывает увеличение собственных частот колебаний до 1,71 % (в зависимости от формы колебаний).

При рассматриваемых размерах дефектов частотный признак обладает ограниченной чувствительностью (изменения порядка процентов), поэтому для практической диагностики рекомендуется учитывать режимную зависимость частот и использовать диаграмму Кэмпбелла для оценки резонансных пересечений с гармониками возбуждения.

Библиографические ссылки

1. Особенности численного моделирования двухступенчатого осевого компрессора с дефектными лопатками / В. Л. Блинов, И. С. Зубков, Е. Ю. Искорцев [и др.] // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2021. Т. 20, № 4. С. 7–19. DOI: 10.18287/2541-7533-2021-20-4-7-19. EDN AQSJYZ.
2. Ширяев А. А., Миленин А. С. Влияние методов упрочнения на усталостную прочность лопаток компрессора с концентраторами напряжений // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2024. № 9 (774). С. 72–81. DOI: 10.18698/0536-1044-2024-9-72-81. EDN QTMUIN.
3. Ширяев А. А., Миленин А. С., Карманов В. В. Влияние методов упрочнения на усталостную прочность лопаток ГТД из титанового сплава с концентраторами напряжений // Аэрокосмическая техника, высокие технологии и инновации. 2023. Т. 1. С. 240–241. EDN QWUNNL.
4. Методика выбора параметров оптико-электронных систем контроля износа рабочих лопаток паровых турбин по заданной величине суммарной погрешности / Л. С. Родикова, В. В. Коротаев, А. Н. Тимофеев [и др.] // Научно-технический вестник информационных технологий, механики и оптики. 2024. Т. 24, № 2. С. 171–181. DOI: 10.17586/2226-1494-2024-24-2-171-181. EDN MUQLGA.
5. Дедюхин А. С., Андреев К. Д. Диагностика неисправностей газотурбинных установок с применением виброди-

агностики // Международный журнал гуманитарных и естественных наук. 2021. № 5-1 (56). С. 16–25. DOI: 10.24412/2500-1000-2021-5-1-16-25. EDN XUTIXQ.

6. Потанов В. А., Санько А. А. Повышение качества диагностики осевого компрессора вертолетного газотурбинного двигателя // Вестник Полоцкого государственного университета. Серия В. Промышленность. Прикладные науки. 2023. № 2 (48). С. 60–65. DOI: 10.52928/2070-1616-2023-48-2-60-65. EDN TNDZID.

7. Исследование вибрационных и механических свойств обондаженных направляющих лопаток с предварительным натяжением / В. А. Седунин, Ю. Г. Марченко, И. В. Мелихов [и др.] // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2022. № 3 (744). С. 96–102. DOI: 10.18698/0536-1044-2022-3-96-102. EDN QHUEYA.

8. Миронов Д. А., Сальников А. Ф. Анализ исследований динамического поведения роторных систем в процессе эксплуатации (обзор) // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Аэрокосмическая техника. 2023. № 73. С. 41–51. DOI: 10.15593/2224-9982/2023.73.04. EDN TCWWRD.

9. Репецкий О. В., Ким Х. И. Численный анализ влияния дефектов на долговечность рабочих лопаток турбомашин // Сибирский аэрокосмический журнал. 2025. Т. 26, № 4. С. 597–605. DOI: 10.31772/2712-8970-2025-26-4-597-606. EDN FNXBKA.

10. Репецкий О. В., Ким Х. И. Разработка математических моделей и исследование прочности деталей турбомашин с эксплуатационными дефектами // System Analysis and Mathematical Modeling. 2025. Т. 7, № 4. С. 523–538. DOI: 10.17150/2713-1734.2025.7(4).523-538. EDN ZCFMVU.

11. Репецкий О. В., Нгуен В. М. Анализ ресурсных характеристик транспортных турбомашин с расстройкой параметров с использованием системы ANSYS и авторского программного интерфейса // Вестник НГИЭИ. 2024. № 8 (159). С. 32–47. DOI: 10.24412/2227-9407-2024-8-32-47. EDN QOZVYM.

12. 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. EDN HHDOFV.

13. Выбор высоты лопаток рабочего колеса центробежного компрессора при первичном проектировании / О. А. Соловьева, Ю. Б. Галеркин, А. А. Дроздов [и др.] // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2022. № 3 (744). С. 76–95. DOI: 10.18698/0536-1044-2022-3-76-95. EDN ПЕХРУ.

14. Быкадоров В. В., Данилейченко А. А., Любченко Д. И. К вопросу серийности работ по нанесению защитных нанопокровов на ресурсопределяющие детали силовых установок авиационной и наземной техники // Транспортное машиностроение. 2022. № 5 (5). С. 30–43. DOI: 10.30987/2782-5957-2022-5-30-43. EDN QBBUHF.

15. Пивоварова М. В., Бессчетнов В. А. Расчетный метод оценки изменения уровня вибронапряжений в компрессорных лопатках газотурбинных двигателей // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Механика. 2021. № 2. С. 118–131. DOI: 10.15593/per.mech/2021.2.11. EDN JNGGGW.

16. Щемелев В. И., Ермаков А. И. Волновой лопаточный конечный элемент с шестью узловыми степенями свободы // Труды МАИ. 2024. № 136. EDN HMTMLW.

17. Оценка напряженно-деформированного состояния центробежного компрессора в ротационно-динамической постановке / М. И. Баязитов, В. К. Бердин, А. В. Рубцов [и др.] // Известия Тульского государственного универси-

тета. Технические науки. 2024. № 1. С. 551–557. DOI: 10.24412/2071-6168-2024-1-551-552. EDN MPNOLG.

18. Mozgaleva M.L., Akimov P.A. (2024) Solution of the Problem of Two-Dimensional Theory of Elasticity with the Use of Discrete-Continual Finite Element Method in the Presence of a Crack. International Journal for Computational Civil and Structural Engineering, vol. 20, no. 2, pp. 192–198. DOI: 10.22337/2587-9618-2024-20-2-192-198. EDN QTSKNR.

19. Зуева Ю. В., Кляйпрок И. Ю., Култышев А. Ю. Опыт эксплуатации газоперекачивающих агрегатов ГПА-32 «Ладoga» // Турбины и дизели. 2023. № 4 (109). С. 32–37. EDN WHPVNR.

20. Култышев А. Ю., Симутин К. В. Долгосрочное техническое обслуживание агрегатов ГПА-32 «Ладoga» // Турбины и дизели. 2022. № 3 (102). С. 18–20. EDN JNSJHU.

References

1. Blinov V.L., Zubkov I.S., Iskorcev E.Yu. [et al.] (2021) [Features of numerical modeling of a two-stage axial compressor with defective blades]. *Vestnik Samarskogo universiteta. Aehrokosmicheskaya tekhnika, tekhnologii i mashinostroenie*, vol. 20, no. 4, pp. 7–19. DOI: 10.18287/2541-7533-2021-20-4-7-19. EDN AQSJYZ (in Russ.).

2. Shiryayev A.A., Milenin A.S. (2024) [Influence of hardening methods on the fatigue strength of compressor blades with stress concentrators]. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedenii. Mashinostroenie*, no. 9 (774), pp. 72–81. EDN QTMYYH (in Russ.).

3. Shiryayev A.A., Milenin A.S., Karmanov V.V. (2023) [Influence of strengthening methods on the fatigue strength of gas turbine engine blades made of titanium alloy with stress concentrators]. *Aehrokosmicheskaya tekhnika, vysokie tekhnologii i innovatsii*, vol. 1, pp. 240–241. DOI: 10.18698/0536-1044-2024-9-72-81. EDN QWUNNL (in Russ.).

4. Rodikova L.S., Korotaev V.V., Timofeev A.N. [et al.] [Methodology for selecting parameters of optoelectronic systems for monitoring wear of steam turbine rotor blades based on a given value of total error]. *Nauchno-tekhnicheskii vestnik informatsionnykh tekhnologii, mekhaniki i optiki*, vol. 24, no. 2, pp. 171–181. DOI: 10.17586/2226-1494-2024-24-2-171-181. EDN MUQLGA (in Russ.).

5. Dedyukhin A.S., Andreev K.D. (2021) [Diagnostics of gas turbine unit malfunctions using vibration diagnostics]. *Mezhdunarodnyi zhurnal gumanitarnykh i estestvennykh nauk*, no. 5-1 (56), pp. 16–25. DOI: 10.24412/2500-1000-2021-5-1-16-25. EDN XUTIXQ (in Russ.).

6. Potapov V.A., Sanko A.A. (2023) [Improving the quality of diagnostics of the axial compressor of a helicopter gas turbine engine]. *Vestnik Polotskogo gosudarstvennogo universiteta. Seriya V. Promyshlennost'. Prikladnye nauki*, no. 2 (48), pp. 60–65. DOI: 10.52928/2070-1616-2023-48-2-60-65. EDN TNDZID (in Russ.).

7. Sedunin V.A., Marchenko Yu.G., Melikhov I.V. [et al.] (2022) [Study of vibration and mechanical properties of banded guide vanes with pre-tensioning]. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedenii. Mashinostroenie*, no. 3 (744), pp. 96–102. DOI: 10.18698/0536-1044-2022-3-96-102. EDN QHUEYA (in Russ.).

8. Mironov D.A., Salnikov A.F. (2023) [Analysis of studies of the dynamic behavior of rotor systems during operation (review)]. *Vestnik Permskogo natsional'nogo issledovatel'skogo politekhnicheskogo universiteta. Aehrokosmicheskaya tekhnika*, no. 73, p. 41–51. DOI: 10.15593/2224-9982/2023.73.04. EDN TCWWRD (in Russ.).

9. Repetskiy O.V., Kim H.I. (2025) [Numerical Analysis of the Effect of Defects on the Durability of Turbomachine

Blades]. *Sibirskii aehrokosmicheskii zhurnal*, vol. 26, no. 4, pp. 597-605. DOI: 10.31772/2712-8970-2025-26-4-597-606. EDN FNXBKA (in Russ.).

10. Repetskiy O.V., Kim H.I. (2025) [Development of Mathematical Models and Study of the Strength of Turbomachine Parts with Operational Defects]. *System Analysis and Mathematical Modeling*, vol. 7, no. 4, pp. 523-538. DOI: 10.17150/2713-1734.2025.7(4).523-538. EDN ZCFMVU (in Russ.).

11. Repetskiy O.V., Nguyen V.M. (2024) [Analysis of the resource characteristics of transport turbomachines with parameter mismatch using the ANSYS system and the author's software interface]. *Vestnik NGIEHI*, no. 8(159), pp. 32-47. DOI: 10.24412/2227-9407-2024-8-32-47. EDN QOZVYM (in Russ.).

12. Repetskiy O.V., Nguyen V.M. (2025) [Study of the influence of parameter mismatch on the strength characteristics of turbomachine elements]. *Sibirskii aehrokosmicheskii zhurnal*, vol. 26, no. 2, pp. 252-263. DOI: 10.31772/2712-8970-2025-26-2-252-263. EDN HHDOFV (in Russ.).

13. Solovieva O.A., Galerkin Yu.B., Drozdov A.A. [et al.] (2022) [Selection of the height of the impeller blades of a centrifugal compressor during the initial design]. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedenii. Mashinostroyeniye*, no. 3 (744), pp. 76-95. DOI: 10.18698/0536-1044-2022-3-76-95. EDN IIEXRU (in Russ.).

14. Bykadorov V.V., Danileichenko A.A., Lyubchenko D.I. (2022) [In the issue of serial work on applying protective nano-coatings to resource-determining parts of power plants of aviation and ground equipment]. *Transportnoe mashinostroyeniye*,

no. 5 (5), pp. 30-43. DOI: 10.30987/2782-5957-2022-5-30-43. EDN QBBUHF (in Russ.).

15. Pivovarov M.V., Besschetnov V.A. (2021) [Calculation method for assessing changes in the level of vibration stresses in compressor blades of gas turbine engines]. *Vestnik Permskogo natsional'nogo issledovatel'skogo politekhnikeskogo universiteta. Mekhanika*, no. 2, pp. 118-131. DOI: 10.15593/perm.mech/2021.2.11. EDN JNGGGW (in Russ.).

16. Shchemelev V.I., Ermakov A.I. (2024) [Wave-bladed finite element with six nodal degrees of freedom]. *Trudy MAI*, no. 136. EDN HMTMLW (in Russ.).

17. Bayazitov M.I., Berdin V.K., Rubtsov A.V. [et al.] (2024) [Evaluation of the stress-strain state of a centrifugal compressor in a rotational-dynamic formulation]. *Izvestiya Tul'skogo gosudarstvennogo universiteta. Tekhnicheskie nauki*, no. 1, pp. 551-557. DOI: 10.24412/2071-6168-2024-1-551-552. EDN MPNOLG (in Russ.).

18. Mozgaleva M.L., Akimov P.A. (2024) Solution of the Problem of Two-Dimensional Theory of Elasticity with the Use of Discrete-Continual Finite Element Method in the Presence of a Crack. *International Journal for Computational Civil and Structural Engineering*, vol. 20, no. 2, pp. 192-198. DOI: 10.22337/2587-9618-2024-20-2-192-198. EDN QTSKNR.

19. Zueva Yu.V., Kleinrock I.Yu., Kultyshev A.Yu. (2023) [Operating experience of GPA-32 "Ladoga" gas pumping units]. *Turbiny i dizeli*, no. 4 (109), pp. 32-37. EDN WHPVNR (in Russ.).

20. Kultyshev A.Yu., Simutin K.V. (2022) [Long-term technical maintenance of GPA-32 "Ladoga" units]. *Turbiny i dizeli*, no. 3 (102), pp. 18-20. EDN JNSJHU (in Russ.).

The Effect of Defects on the Natural Oscillation Frequencies of the Rotating Blade of the First Stage of the Gas Turbine Axial Compressor

K.D. Baranov, Post-graduate, Saint-Petersburg State University of Aerospace Instrumentation, Saint-Petersburg, Russia

Oscillation reliability of gas turbine axial compressor blading directly determines the lifespan and safety of gas turbine engines. Local leading-edge chips caused by foreign object damage inevitably alter the mass and stiffness distribution of the blade airfoil. This shifts natural oscillation frequencies and triggers resonance from harmonic excitations, requiring mandatory consideration of such defects under real operating conditions. The study focuses on the quantitative evaluation of leading-edge chips modeled for the root and peripheral zones on the dynamics of a first-stage rotor blade. The key feature is taking into account the rotational stiffening effect and initial prestress from centrifugal forces. A modal analysis was conducted by means of a 3D finite element model in ANSYS 20.2. The rotor speed ranges from 0.1 to 8,500 rpm, followed by Campbell diagram construction. For the nominal operating speed of $n = 7,455$ rpm, calculations and direct comparisons of the first six mode shapes (f1-f6) were performed for the original intact geometry and both defect variants. Calculations revealed an opposite-directional nature of changes: material removal near the root zone reduces oscillation frequencies (a maximum drop of 0.53% was recorded for the 5th mode), while a chip on periphery of the blade causes local growth (up to 1.71% for the 4th mode). In absolute terms, shifts do not exceed 2%, confirming the low sensitivity of a purely frequency-based method to small local damage. For accurate technical diagnostics, it is critical to normalize oscillation frequencies by actual rpm and rely on the Campbell diagram when analyzing resonant intersections.

Keywords: axial compressor, rotating blade, natural oscillation frequencies, waveforms, finite element method, ANSYS, modal analysis, Campbell diagram, excitation harmonics, leading edge chipping.

Получено 26.06.2026

Образец цитирования

Баранов К. Д. Влияние дефектов на собственные частоты колебаний рабочей лопатки первой ступени осевого компрессора газовой турбины // Вестник ИжГТУ имени М. Т. Калашникова. 2026. Т. 29, № 3. С. 91–100. DOI: 10.22213/2413-1172-2026-3-91-100

For Citation

Baranov K.D. (2026) [The Effect of Defects on the Natural Oscillation Frequencies of the Rotating Blade of the First Stage of the Gas Turbine Axial Compressor]. *Vestnik IzhGTU imeni M.T. Kalashnikova*, vol. 29, no. 3, pp. 91-100. DOI: 10.22213/2413-1172-2026-3-91-100 (in Russ.).