

*Проведено дослідження коливань лопатки з монокристалічною структурою та системою каналів, що охолоджуються, у вигляді вихривої матриці та з пошкодженнями. Оцінено вплив температурного поля та різних пошкоджень на вібраційні характеристики системи*

*Ключові слова: коливання, лопатковий апарат, локалізація напружень*

*Проведены исследования колебаний лопатки с монокристаллической структурой и системой охлаждающих каналов в виде вихривой матрицы и с повреждениями. Оценено влияние температурного поля и повреждений на вибрационные характеристики системы*

*Ключевые слова: колебания, лопаточный апарат, локализация напряжений*

*Single crystal structured blade with cooling channels system of whirl matrix type and with damages is investigated. Influence of the temperature field and damages on vibrations characteristics of the system is estimated*

*Key words: vibrations, turbomachine blading, stress localisation*

# ОСОБЕННОСТИ КОЛЕБАНИЙ ЛОПАТОЧНОГО АППАРАТА ГТД С УЧЕТОМ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ И ЛОКАЛИЗАЦИИ НАПРЯЖЕНИЙ

**Ю.С. Воробьев**

Доктор технических наук, профессор, заведующий отделом\*

Контактный тел.: 8 (0572) 94-15-24, 95-95-95

E-mail: vorobiev@ipmach.kharkov.ua

**М.А. Чугай**

Кандидат технических наук, младший научный сотрудник\*

Контактный тел.: 8 (0572) 94-15-24

E-mail: vorobiev@ipmach.kharkov.ua

**К.Ю. Дьяконенко**

Аспирант

НТУ «ХПИ»

ул. Фрунзе, 21, г. Харьков, Украина

Контактный тел.: 8 (0572) 94-15-24

E-mail: dyakonenko@mail.ru

**В.Н. Романенко**

Ведущий инженер\*

Контактный тел.: 8 (0572) 94-15-24

E-mail: vorobiev@ipmach.kharkov.ua

\*Отдел нестационарных механических процессов  
Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного  
НАН Украины  
ул. Пожарского, 2/10, г. Харьков, Украина, 61046

## 1. Введение

Лопатки турбин современных ГТД работают в условиях высоких температур и интенсивных вибрационных нагрузок, их конструкции и материалы совершенствуются и усложняются, а требования к их вибрационной прочности постоянно повышаются. Построение адекватных моделей требует учета большого числа факторов: сложной геометрической формы, не-

однородности материала, температурных полей, влияния вращения и др. Наиболее приемлемыми для таких объектов являются трехмерные конечноэлементные модели. Причем возникает необходимость использования конечных элементов высокого порядка, учитывающих анизотропию материала и особенности напряженного состояния при повреждении.

Лопатки современных ГТД обладают неоднородностями различного типа: конструкционной (монокри-

сталлический или композиционный материал), эксплуатационной (неоднородные температурные поля) и др. Особенно это относится к охлаждаемым лопаткам со сложной геометрией и вентиляторным лопаткам из композиционных материалов. В реальных условиях при эксплуатации лопаток в них возникают повреждения различного типа.

Одними из наиболее перспективных на сегодняшний день для первых ступеней газовых турбин являются лопатки из монокристаллических жаропрочных сплавов. Ряд работ посвящен исследованию проблем колебаний монокристаллических образцов и лопаток [1-7], однако анализ колебаний лопаток с вихревыми охлаждающими каналами требует дальнейшего развития математических моделей и методов расчета.

Локализация вибрационных напряжений наиболее явно проявляются в местах повреждений рабочих лопаток. Для исследования особенностей колебаний объектов с трещинами и вырезами используются самые различные модели, начиная с одномассовых. Вид модели зависит от задачи исследования. Для выявления изменения форм перемещений и напряжений вследствие повреждений, локализации напряжений в устье трещины целесообразно использовать трехмерные конечноэлементные модели, которые модели позволяют варьировать место расположения трещины и ее размер, а также рассматривать особенности колебаний элементов лопаточного аппарата при повреждении различных лопаток.

На основе анализа существующих работ и требований практики ставится цель данной работы – развитие исследований особенностей колебаний охлаждаемых лопаток и рабочих колес с различными вариантами бандажной связи включая разрезные и лопаток и их систем с учетом повреждений.

## 2. Локализация вибрационных напряжений в монокристаллических охлаждаемых лопатках

Для первых ступеней лопаток турбин ГТД используются охлаждаемые монокристаллические лопатки. При этом температурные поля являются неоднородными с большими перепадами температур. Такие лопатки отличаются сложностью конструкции и неоднородностью материала, вызванной как монокристаллической структурой материала, так и воздействием температурных полей. Для описания колебаний таких лопаток необходимо использовать трехмерные модели, учитывающие анизотропию и неоднородные свойства материала. Универсальным для описания поведения лопаток является метод конечных элементов. Вопросам влияния монокристаллической структуры на прочность и колебания лопаток посвящен ряд работ [1-7]. Однако, комплексный учет сложной геометрической формы охлаждаемых лопаток, анизотропии монокристаллического материала и неоднородности его свойств, связанной с воздействием температурных полей, требует дальнейших исследований.

Рассматривается охлаждаемая лопатка ГТД, выполненная из монокристалла никелевого жаропрочного сплава. Высота лопатки включая хвостовик и бан-

дажную полку составляет около 15 см. Охлаждающие каналы выполнены в виде вихревой матрицы (рис. 1), что означает очень сложную единую систему охлаждения. Охлаждающий воздух поступает через хвостовик лопатки, совершает путь по сложной изгибающейся траектории каналов и выходит наружу через отверстия на корыте пера лопатки и ее полке. Скорость вращения ротора, несущего эти лопатки, может достигать 7790 об/мин.

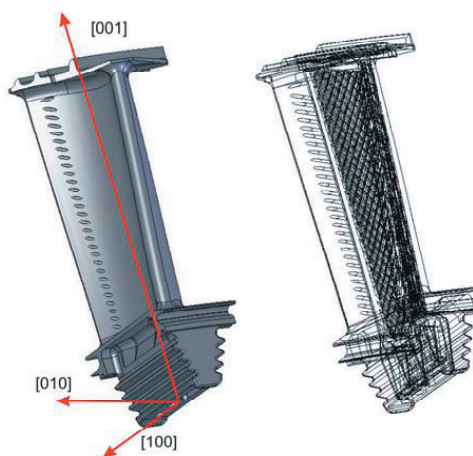


Рис. 1. Геометрия лопатки и схема расположения осей кристаллографической ориентации

Структура монокристаллического сплава представляет собой гранцентрированную кубическую решетку (ГЦК-решетку). Схематически ее структура с обозначением основных направлений кристаллографической ориентации (КГО) представлена на рис. 2.

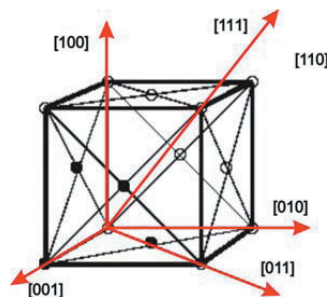


Рис. 2. Структура монокристалла

Главной особенностью такой структуры является то, что при повороте на  $90^\circ$  вокруг любой из своих осей, материал имеет те же свойства, что и до поворота, тогда как поворот на другой угол (не кратный  $90^\circ$ ), приводит к изменению упругих свойств.

Трехмерное распределение температурных полей по лопатке было получено на основе температурных расчетов. Упрощенно температурный диапазон был разбит на 5 зон – 600, 650, 700, 750, 800°C. Лопатка была соответственно разбита на 5 областей (рис. 3), для каждой из которых задавались соответствующие температурам значения упругих констант, приведенных в табл 1.

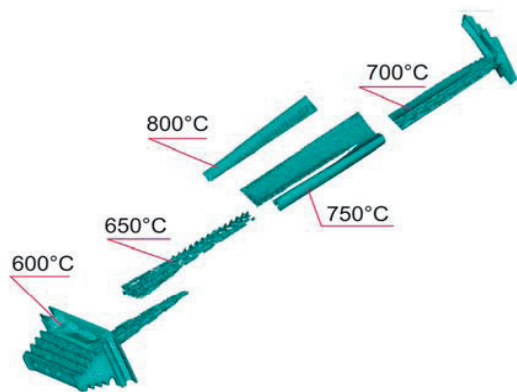


Рис. 3. Лопатка разбита на регионы с соответствующей им температурой

Таблица 1

Значения упругих констант для разных температурных зон

	Значения упругих констант				
	600 °C	650 °C	700 °C	750 °C	800 °C
E, МПа	115057	112561	110032	107483	104922
$\nu$	0,421	0,423	0,425	0,427	0,428
G, МПа	107061	105223	103366	101496	99618

Расчеты проводились на основе алгоритма описанного в работах [6, 8]. В результате численных исследований было получено, что собственные частоты нагретой до рабочих температур лопатки значительно ниже, чем собственные частоты холодной лопатки (20°C). Для случая с учетом вращения ротора и без его учета, изменение собственных частот при изменении температуры составило для разных частот в среднем 10% (табл. 2-3).

Таблица 2

Собственные частоты лопатки при температуре 20°C и при рабочем режиме (вращение ротора не учитывается)

N	Частоты при 20°C, Гц	Частоты при рабочих температурах, Гц	Различие $\delta$ , %
1	609,29	545,23	10,51
2	1477,9	1316,3	10,93
3	2916,3	2607,9	10,58
4	3260,8	2910,1	10,76
5	6476,9	5789	10,62
6	7509,5	6699,1	10,79
7	7816	6966,4	10,87
8	8646,2	7745,3	10,42
9	11152	10030	10,06
10	11319	10178	10,08

Таблица 3

Собственные частоты лопатки при температуре 20°C и при рабочем режиме (учитывается вращение ротора

$$\Omega = 7790 \text{ об/мин}$$

N	Частоты при 20°C, Гц	Частоты при рабочих температурах, Гц	Различие $\delta$ , %
1	688,66	633,15	8,06
2	1512,4	1355,1	10,40
3	2932,2	2625,6	10,46
4	3341,3	3000,3	10,21
5	6526,2	5843,5	10,46
6	7598,4	6799,5	10,51
7	7824	6975,5	10,84
8	8677	7779,7	10,34
9	11232	10135	9,77
10	11437	10296	9,98

Поля перемещений и напряжений для различных форм колебаний лопаток представлены на рис. 4-6. Видны сложные пространственные формы колебаний и локализация напряжений в различных зонах лопатки. При преимущественно изгибных формах колебаний наблюдается локализация напряжений на кромках выходных каналов (рис. 4, 6).

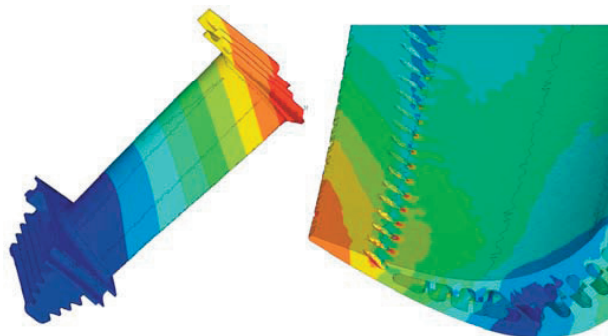


Рис. 4. Вторая собственная форма колебаний (1355 Гц). Поля перемещений (слева) и локализации напряжений на выходных отверстиях охлаждающих каналов (справа)

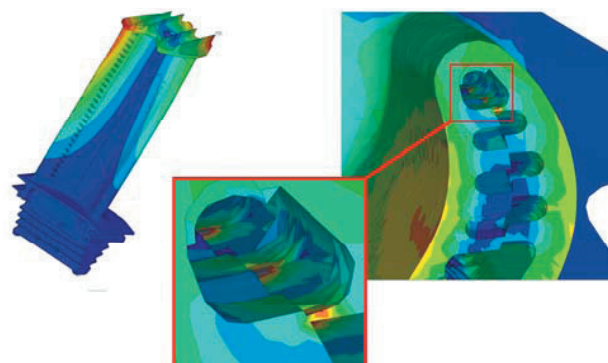


Рис. 5. Третья собственная форма колебаний (2626 Гц). Поля перемещений (слева) и локализации напряжений внутри охлаждающих каналов (справа)

При преимущественно крутильных формах колебаний наблюдается локализация напряжений на внутренней поверхности охлаждающих каналов (рис. 5).

Для наглядности приводится локализация напряжений на четвертой форме колебаний в увеличенном виде (рис. 7).

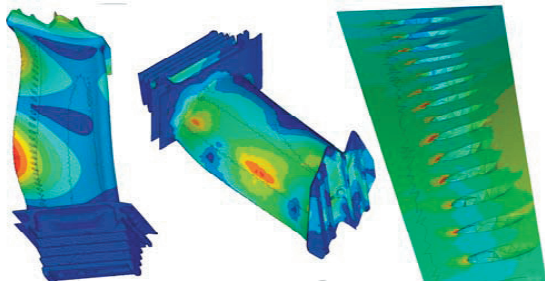


Рис. 6. Шестая собственная форма колебаний (6800 Гц). Поля перемещений (слева), поля относительных интенсивностей напряжений (в центре) и локализации напряжений на выходных отверстиях охлаждающих каналов (справа)

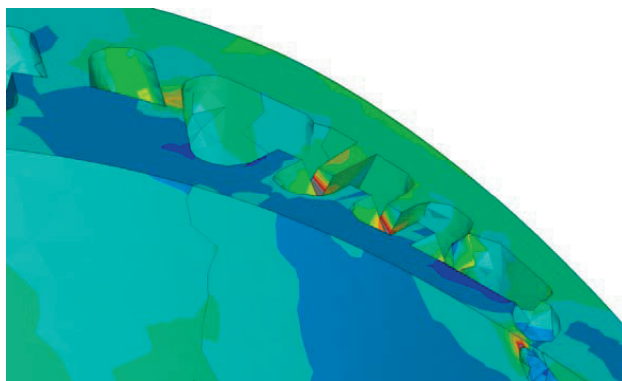


Рис. 7. Локализация напряжений на четвертой форме колебаний (3000 Гц)

Распределение интенсивности динамических напряжений зависит от форм колебаний. Преимущественно изгибные формы колебаний сопровождаются, как правило, локализациями напряжений на выходной и входной кромках, в хвостовике, а также - вокруг выходных отверстий охлаждающих каналов. Зоны локализации вибрационных напряжений при наличии явных концентраторов остаются там же где и у холодных лопаток, однако на внутренних каналах они могут смещаться.

### 3. Влияние повреждений на колебания элементов лопаточного аппарата турбомашин

Виды повреждений в лопатках газотурбинного двигателя включают в себя: забоины, коррозионные и эрозионные повреждения, повреждения типа химических неоднородностей и разного происхождения трещины [9]. Большая часть повреждений моделируются клинообразными вырезами без учета контакта

берегов. Это предположение является явным упрощением, но согласно исследованиям в этом направлении, оно вызывает повышение уровня концентрации напряжений в вершине трещины, что дает запас прочности. Поэтому такое предположение часто используется при анализе НДС в зоне повреждения. Для исследования количественных и качественных характеристик полей вибрационных напряжений в лопатках, пакетах и рабочих колесах турбомашин разработаны расчетные модели элементов лопаточного аппарата на основе трехмерного подхода в сочетании с МКЭ.

Для построения конечноэлементных моделей конструкции с повреждениями, включая трещину, существуют такие подходы.

1) Существенное сгущение сетки элементов в вершине трещины, что очень усложняет моделирование сингулярного характера напряжений.

2) Специальные элементы, содержащие трещину [10]. Они требуют предварительного знания коэффициентов интенсивности напряжений (КИН), которые обычно заранее неизвестны. Кроме того, характер изменения напряжений является заданным и не существует теоретического обоснования сходимости результатов.

3) Специальные элементы, которые моделируют сингулярность напряжений и деформаций в вершине трещины (сингулярные элементы). Эти элементы должны отображать особенности НДС в окрестности вершины трещины.

Для обеспечения особенностей распределения перемещений типа  $O(r^{1/2})$  необходимо сдвинуть промежуточные узлы изопараметрического 15-узлового элемента на четверть длины стороны по направлению к вершине трещины. Полученные таким образом элементы могут обладать особенностью вида  $O(r^{-1/2})$  для напряжений, они достаточно хорошо описывают изменения напряжений и перемещений в вершине трещины, полностью совместимы с обычными квадратичными элементами и отображают деформацию тела как целого.

Для оценки достоверности исследований проведено сравнение расчетных результатов с экспериментальными, полученными в Институте проблем прочности им. Г. С. Писаренко НАН Украины на специальных образцах камертонного типа [11, 12]. В этих экспериментальных исследованиях рассмотрено влияние глубины и места расположения повреждения на формы колебаний и распределение вибрационных напряжений камертонного образца. Для этих же образцов были проведены численные исследования и сравнение напряженно-деформированного состояния камертонного образца без повреждения, а также с различной глубиной и местами расположения поперечного выреза.

Влияние места расположения и размера повреждений на особенности собственных частот, форм колебаний и распределение вибрационных напряжений в изучалось на примере компрессорной лопатки ГТД, пакета парных лопаток газовой турбины турбокомпрессора и рабочего колеса. На рис. 8 приведены результаты исследований колебаний компрессорной лопатки ГТД с различным расположением трещины.

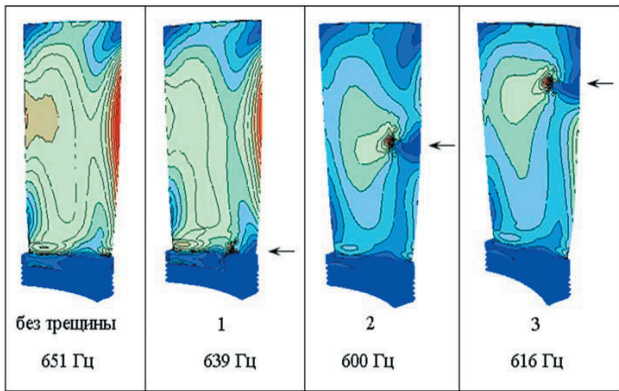


Рис. 8. Поля интенсивностей напряжений и частоты при колебаниях лопатки по третьей форме

Места расположения трещины (в верхней трети, по середине и в корневом сечении пера лопатки) обозначены на рис. 8 (1, 2, 3) и явно видны за счет локализации напряжений в ее устье. Эти зоны могут представлять опасность с точки зрения вероятности появления трещин и наличия локализации напряжений вследствие конструктивных особенностей системы. В качестве примера приведено изменение полей напряжений (рис. 8) в лопатке без повреждений и с различным расположением трещины при колебаниях по третьей форме.

На рис. 9 представлены результаты исследования колебаний пакета парных лопаток газовой турбины турбокомпрессора. Исследовалось влияние места расположения повреждения на собственные частоты, формы перемещений и поля интенсивностей напряжений. Проведенные исследования показали, что, несмотря на наблюдаемую сходную картину для обеих лопаток на ряде форм перемещений, возникающие в них напряжения различаются. Видно отличие форм напряжений соседних лопаток, что объясняется их закруткой и несимметричностью. Из-за наличия полки максимальные напряжения даже для низших форм колебаний перемещаются от корневой зоны в среднюю и периферийную части лопаток.

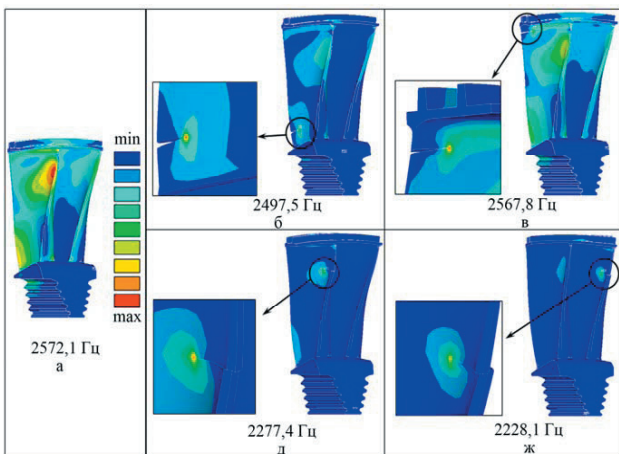


Рис. 9. Поля интенсивностей напряжений и частоты (в Гц) при колебаниях пакета лопаток по 2-й форме без повреждений (а) и с различным расположением выреза на левой (б, в, д) и правой (ж) лопатках

Результаты исследований колебаний рабочего колеса с различным расположением повреждения на разных лопатках системы представлены на рис. 10-11.

Из проведенных исследований для единичной лопатки, пакетов и рабочего колеса с повреждениями различной глубины и местоположения можно сделать следующие общие выводы. Поскольку собственная частота является интегральной характеристикой, то по ней сложно судить о наличии повреждений. Однако если проанализировать весь частотный спектр, то можно выявить определенные закономерности: при появлении повреждений частоты всегда понижаются; на низшие частоты наибольшее влияние оказывают повреждения находящиеся вблизи корня лопатки, а на высшие - по середине и на периферии пера лопатки; чем сложнее рассматриваемая система лопаточного аппарата, тем меньше наблюдается влияние повреждений на собственные частоты колебаний.

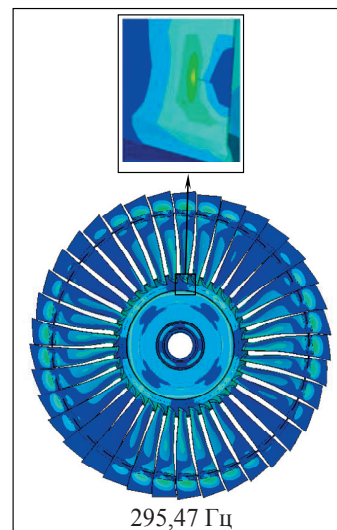


Рис. 10. Поля интенсивностей напряжений при колебаниях по пятой форме с повреждениями

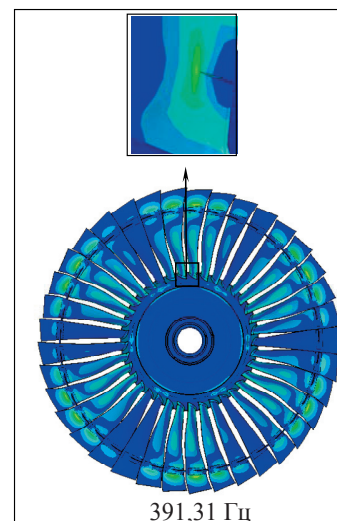


Рис. 11. Поля интенсивностей напряжений при колебаниях по седьмой форме с повреждениями

Для всех объектов при появлении повреждения происходит существенное изменение полей напряжений и появление существенной локализации напряжений в зоне повреждения. Увеличение напряжений в вершине трещины для всех моделей достаточно велико, в среднем в зависимости от глубины повреждения напряжения увеличиваются в 1,4-1,6 раза. Наибольшее влияние наблюдается на преимущественно кругильные формы колебаний.

---

### Выводы

---

Использованные модели позволяют выявить влияние кристаллографической ориентации и неоднородных температурных полей на параметры колебаний и появления зон локализации напряжений в лопатке с системой охлаждающих каналов в виде вихревой матрицы. При чем возможно появление локализации напряжений на внутренних поверхностях охлаждающих каналов.

Создана трехмерная модель с конечными элементами, отражающими сингулярность НДС в вершине трещины типа  $O(r^{1/2})$  для напряжений и  $O(r^{-1/2})$  для перемещений. Разработана методика оценки влияния повреждений в системе лопаток на собственные частоты, формы перемещений и локализацию вибрационных напряжений.

---

### Литература

1. Ножницкий Ю.А., Голубовский Е.Р. Монокристаллические рабочие лопатки высокотемпературных турбин перспективных ГТД // *Авиационно-космическая техника и технология*, 2006, №9(35) – С.117-123.
2. Голубовский Е.Р., Светлов И.Л., Хвацкий К.К. Закономерности изменения аксиальной и азимутальной анизотропии прочностных характеристик монокристаллов жаропрочных никелевых сплавов для лопатки ГТД // *Авиационно-космическая техника и технология*, 2005, №10(26) – С.50-54.
3. Петухов А.Н., Голубовский Е.Р., Басов К.А. Частотные характеристики и формы колебаний монокристаллических образцов и охлаждаемых лопаток турбин с различной кристаллографической ориентацией // *Авиационно-космическая техника и технология*, 2006, №8(34). – С.50-56.

4. Придорожный Р.П., Шереметьев А.В. Особенности влияния кристаллографической ориентации на усталостную прочность монокристаллических рабочих лопаток турбин // *Авиационно-космическая техника и технология*, 2005, №10(26). – С.55-59.
5. Мельникова Г.В., Шорр Б.Ф., Магеррамова Л.А., Протопопова Д.А. Влияние кристаллографической ориентации монокристалла и ее технологического разброса на частотный спектр турбинных лопаток // *Авиационно-космическая техника и технология*. 2001, Выпуск 26. – С. 140-144.
6. Воробьев Ю.С., Дьяконенко К.Ю., Кулишов С.Б., Скрицкий А.Н. Моделирование колебаний охлаждаемых лопаток газовых турбин // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2007. – № 9(45). – С. 12-15.
7. Шалин Р.Е., Светлов И.Л., Качанов Е.Б. и др. Монокристаллы никелевых жаропрочных сплавов. – М.:Машиностроение, 1997. – 336 с.
8. Воробьев Ю.С., Дьяконенко К.Ю., Кулишов С.Б., Скрицкий А.Н. Анализ колебаний лопаток турбомашин с учетом неоднородности материала // *Надежность и долговечность машин и сооружений*. – 2008. – №30 – С. 41-47.
9. Сопrotивление материалов деформированию и разрушению. Справочное пособие. Ч. 1 / Под ред. В.Т.Трощенко. Киев: Наук, думка, 1993.-288 с.
10. Сиратори М, Миесси Т, Мацусита Х. Вычислительная механика разрушения: Пер. с японск. – М.: Мир, 1986. – 334 с.
11. Токарь И.Г., Зиньковский А.П. Исследование влияния повреждений однотипных элементов на колебания регулярных систем // *Проблемы прочности*. – 2006. - №2. – Р. 39-46.
12. Воробьев Ю.С., Стороженко М.А. Влияние повреждений на вибрационные характеристики колебаний пакетов лопаток // *Надійність і довговічність машин і споруд*. – Київ, 2008. - Вип. 30.– С. 48-56.