

Зиньковский А. П.

Токарь И. Г.

Круц В. А.

Круглий Я. Д.

**Институт проблем
прочности
им. Г.С.Писаренко
НАН Украины**

УДК 534.1;539.433;620.179.12:62-26

ВЛИЯНИЕ РАССЕЯНИЯ ЭНЕРГИИ НА ФОРМИРОВАНИЕ КОЛЕБАНИЙ МОДЕЛИ СИСТЕМЫ ЛОПАТОК С ПОВРЕЖДЕНИЕМ

Досліджено вплив розсіювання енергії в матеріалі на коливання моделі пари геометрично однакових лопаток (підсистем) як системи з порушеною регулярністю. Показано, що рівень її вібронапруженості при резонансі залежить від розладу частот підсистем та величини розсіювання енергії в матеріалі, а характеристикою розподілу резонансних напружень підсистем є параметр зв'язаності форм коливань, що збуджуються.

Influencing of dispersion of energy is probed in material on the vibrations of model of pair geometrically identical shoulder-blades (subsystems) as system with the broken regularity. It is shown that level of it at resonance depends vibrating excitation on correlation of disordering of frequencies of subsystems and size of dispersion of energy in material, and description of distributing of resonance tensions of subsystems is a parameter of tie-up of the excited forms of vibrations.

Введение и постановка задачи.

Актуальной проблемой в практике создания современных турбомашин, в первую очередь авиационных газотурбинных двигателей, продолжает оставаться задача установления закономерностей вибронапряженности рабочих лопаток компрессора и турбины как необходимого условия при разработке мероприятий по повышению их вибрационной надежности [1,2]. Достоверность решения этой задачи определяется комплексностью учета характерных для указанных конструктивных элементов конструктивно-технологических и эксплуатационных факторов.

Известно [3], что лопаточные венцы рабочих колес представляют собой регулярные системы с конструктивной поворотной симметрией, которая, как правило, нарушается вследствие причин технологического и эксплуатационного характера.

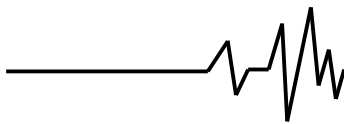
Анализ результатов исследований в этом научном направлении показывает, что в настоящее время наиболее полно изучены колебания венцов рабочих колес как систем с нарушенной поворотной симметрией вследствие технологических допусков на изготовление лопаток. Однако в условиях эксплуатации двигателей возникают

различного рода повреждения лопаток – забоины от посторонних предметов, усталостные трещины и тому подобное. В определении их влияния на колебания как отдельных лопаток, так и их систем (пакетов и венцов) проводятся интенсивные расчетно-экспериментальные исследования, некоторые результаты которых приведены в [4-8].

На основании изучения колебаний отдельной лопатки установлено, что в качестве вибродиагностического параметра наличия повреждения может быть использована одна из характеристик рассеяния энергии, например, логарифмический декремент колебаний [9]. Поэтому применительно к системам лопаток важной научно-технической задачей является изучение влияния рассеяния энергии на формирование их колебаний при наличии повреждений, что и является целью данной работы.

О параметре нарушения регулярности системы. Фундаментальным свойством лопаточных венцов рабочих колес как систем с конструктивной поворотной симметрией является наличие пар взаимноортогональных форм (I, II) колебаний с равными частотами при выполнении условия

$$0 < m < N/2, \quad (1)$$



где m – число волн деформации (узловых диаметров) по окружности системы; N – порядок симметрии системы, который, как правило, совпадает с количеством лопаток венца.

При нарушении поворотной симметрии системы вследствие расстройки частот колебаний однотипных элементов (подсистем) наблюдается расщепление ее кратных частот, т.е. ранее совпадающие частоты $p_m^{(I)} = p_m^{(II)} = p_m^{(0)}$ парных форм колебаний становятся различными $p_m^{(I)} \neq p_m^{(II)}$. Это явление лежит в основе модели парных форм для объяснения закономерностей формирования резонансных колебаний такой системы [3]. Согласно ее положениям, результирующее движение системы определяется суперпозицией двух форм колебаний с расщепившимися частотами, т.е. исследуемую систему можно представить в виде приведенной системы с двумя степенями свободы, которой соответствуют расщепившиеся собственные частоты форм колебаний исходной системы.

В работе [10] эмпирически показано и в дальнейшем подтверждено результатами расчетных исследований [11], что достаточной характеристикой нарушения поворотной симметрии системы является параметр связанности парных форм колебаний

$$S = r/\delta, \quad (2)$$

где $r = (p_m^{(I)} - p_m^{(II)})/p_m^{(0)}$ – коэффициент расщепления частот парных форм колебаний; δ – соответствующая этим формам колебаний диссипативная характеристика системы.

Поскольку исходная система с нарушенной поворотной симметрией в соответствии с указанной расчетной моделью представляется в виде приведенной системы с двумя степенями свободы, то параметр S может быть использован и для анализа колебаний регулярной системы типа пакета из двух лопаток.

Объект исследования и его моделирование. Учитывая вышеизложенное, решение задачи может быть осуществлено на примере анализа колебаний системы с нарушенной регулярностью, состоящий из двух подсистем, моделирующей пакет двух лопаток. В качестве такой системы, как и в работах [5,6], был выбран образец камертонного типа (рис.1). Для проведения исследований в соответствии с постановкой задачи образцы были изготовлены из различных материалов, а

именно: алюминиевого (Д16) и титанового (BT1-0) сплавов, а также стали (Ст. 3), как отличающихся диссипативными свойствами. На одном из стержней, в данном случае втором ($j = 2$), поперек его рабочей части на расстоянии l от корневого сечения наносили паз шириной 1 мм и глубиной a , которая варьировалась в процессе испытаний.

Обоснованность выбора именно таких образцов из указанных материалов для решения поставленной задачи подтверждается результатами испытаний по определению спектра собственных частот колебаний с использованием методики, изложенной в [6], а также его расчета методом конечных элементов.

Для проведения вычислительных экспериментов была разработана 3D конечно-элементная (КЭ) модель образца. Учитывая простые геометрические формы объекта исследования, для ее создания были использованы линейные 8-узловые КЭ, которые в сравнении с квадратичными позволяют значительно упростить решение задачи и достичь требуемой точности при оптимальном выборе их количества.

В соответствии с изложенным была построена упорядоченная КЭ-сетка, которая показана на рис. 1.

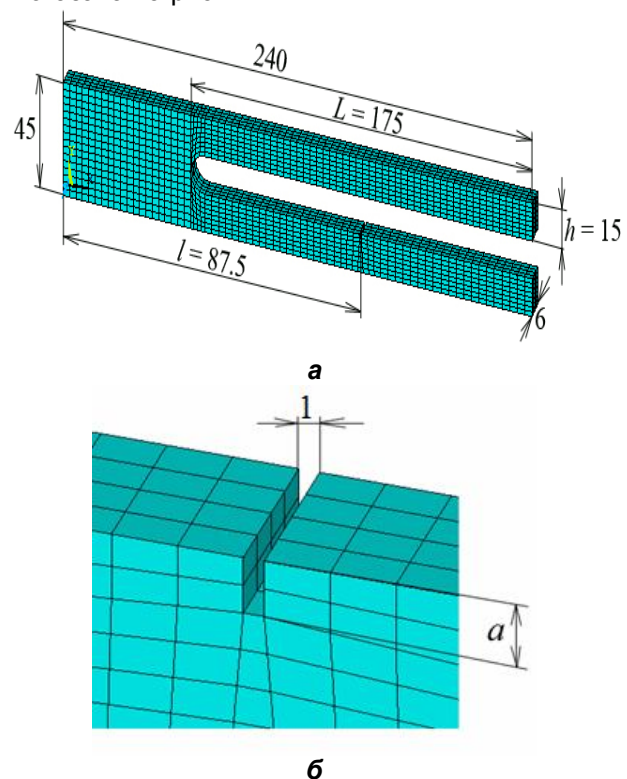
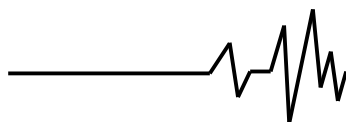


Рис. 1. Образец камертонного типа и его конечно-элементная модель (а) и повреждение одного из стержней (б)



В табл. 1 представленны значения экспериментально определенных собственных частот образцов в случае их строгой регулярности при синфазном кинематическом возбуждении колебаний. Видно, что упруго-инерционные свойства образцов таковы, что обеспечивается практическая одинаковость их первых собственных частот колебаний.

Таблица 1
Результаты экспериментального определения первой собственной частоты колебаний образцов в случае их строгой регулярности

Материал образца	Собственная частота колебаний, Гц		Отклонение собственной частоты от среднего значения	
	образца p_0	средняя p_{cp}	Гц	%
Д16	371.21	371.03	0.18	0.05
ВТ1-0	373.08		2.05	0.55
Ст. 3	368.81		2.22	0.60

Поскольку при рассматриваемом кинематическом возбуждении для образца, характеризующегося строгой регулярностью, возможна лишь синфазная форма колебаний, то собственные частоты колебаний p_j ($j = 1, 2$) изолированных консольных стержней удовлетворяют равенству $p_1 = p_2 = p_0$, где

p_0 - собственная частота настроенного консольного стержня, которая совпадает с таковой синфазной формы колебаний такого образца.

Далее были проведены испытания выбранных образцов по определению влияния повреждения на изменение собственных частот колебаний их стержней из выбранных материалов. На рис. 2 представлены зависимости изменения относительной частоты колебаний $\bar{p}_2 = p_2/p_0$ поврежденного стержня, а также расстройки частот колебаний $\Delta p = (p_1 - p_2)/p_0$ стержней исследуемых образцов от относительной глубины $\bar{a} = a/h$ паза при $\bar{l} = l/L = 0.5$. Видно, что соответствующие зависимости практически совпадают, т.е. в данном случае не зависят от материала образца. Это позволяет сделать заключение, что частотные характеристики изолированных стержней исследуемых образцов идентичны.

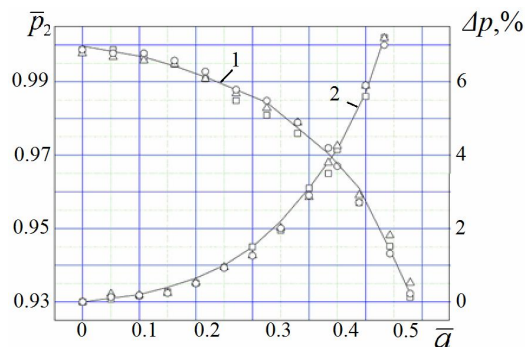
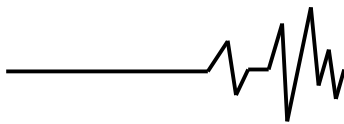


Рис. 2. Зависимости изменения относительной частоты поврежденного стержня (1) и расстройки частот колебаний стержней (2) от относительной глубины паза образцов из сплавов Д16 (□) и ВТ1-0 (Δ) и стали Ст. 3 (○)

Сформулированные выше выводы подтверждаются сравнением полученных экспериментальных данных и результатов выполненных расчетов по определению частотных характеристик исследованных образцов, проведенных с использованием представленной на рис. 1 КЭ модели, значения которых приведены в табл. 2. Здесь верхние значения в строках для собственных частот возбуждаемых форм колебаний образца являются экспериментальными $p_{\varepsilon}^{(k)}$, а нижние

– расчетными $p_p^{(k)}$ ($k = I, II$). Как показывает анализ полученных результатов, независимо от глубины паза различие расчетных и экспериментальных частот возбуждаемых форм колебаний $\gamma^{(k)} = p_{\varepsilon}^{(k)} / p_p^{(k)}$ не превышает 3%. Достоверность расчетной модели также подтверждается хорошим согласованием полученных с ее использованием данных с таковыми, приведенными в [6].

Для определения параметра S , характеризующего связанность собственных форм колебаний образцов, необходимым условием, как следует из [2], является знание собственных частот $p^{(k)}$ ($k = I, II$) их форм колебаний – синфазной (I) и антифазной (II). В результате испытаний были определены зависимости относительных значений $\bar{p}^{(k)} = p^{(k)} / p^{(0)}$ указанных частот колебаний и коэффициент r их расщепления от расстройки частот Δp стержней, которые приведены на рис. 3. Видно, что в отличие от



частотных характеристик изолированных стержней спектр собственных частот форм колебаний образца, а следовательно и коэффициент упругой связи стержней, обеспечиваемой хвостовиком, зависит от его материала.

Рассмотрим теперь результаты испытаний образцов по изучению их диссипативных свойств, которые определялись методом резонансной кривой [12]. На рис. 4 приведены амплитудные зависимости логарифмического декремента колебаний.

Таблица 2

Результаты сопоставления расчетных и экспериментальных данных определения частот колебаний исследованных образцов

Материал образцов	Частотные характеристики образцов	Значения частотных характеристик образцов при относительной глубине паза $\bar{a} = a/h$, равной:					
		0	0.067	0.133	0.267	0.400	0.533
Д16	$p^{(I)}$, Гц	367.12 356.34	366.72 355.52	365.95 355.17	364.66 353.52	359.02 349.54	345.24 339.31
	$\gamma^{(I)}$	1.03	1.033	1.03	1.031	1.027	1.017
	$p^{(II)}$, Гц	376.05 375.47	375.84 374.48	374.98 374.08	374.04 372.58	372.36 370.4	371.33 367.85
	$\gamma^{(II)}$	1.002	1.004	1.002	1.004	1.006	1.009
ВТ1-0	$p^{(I)}$, Гц	366.27 358.84	365.46 358.26	364.95 357.91	363.38 356.23	359.96 352.23	350.61 341.92
	$\gamma^{(I)}$	1.02	1.02	1.02	1.02	1.02	1.025
	$p^{(II)}$, Гц	381.45 377.5	381.18 377.36	380.65 376.96	379.05 375.43	376.71 373.25	373.94 370.68
	$\gamma^{(II)}$	1.01	1.01	1.01	1.01	1.009	1.009
Ст. 3	$p^{(I)}$, Гц	359.57 367.11	359.19 366.28	358.56 365.92	357.28 364.21	353.57 360.33	341.02 349.48
	$\gamma^{(I)}$	1.02	1.02	1.02	1.02	1.02	1.025
	$p^{(II)}$, Гц	381.65 386.24	382.39 385.83	380.68 385.42	378.83 383.86	375.39 381.11	370.91 378.98
	$\gamma^{(II)}$	1.013	1.009	1.012	1.013	1.015	1.022

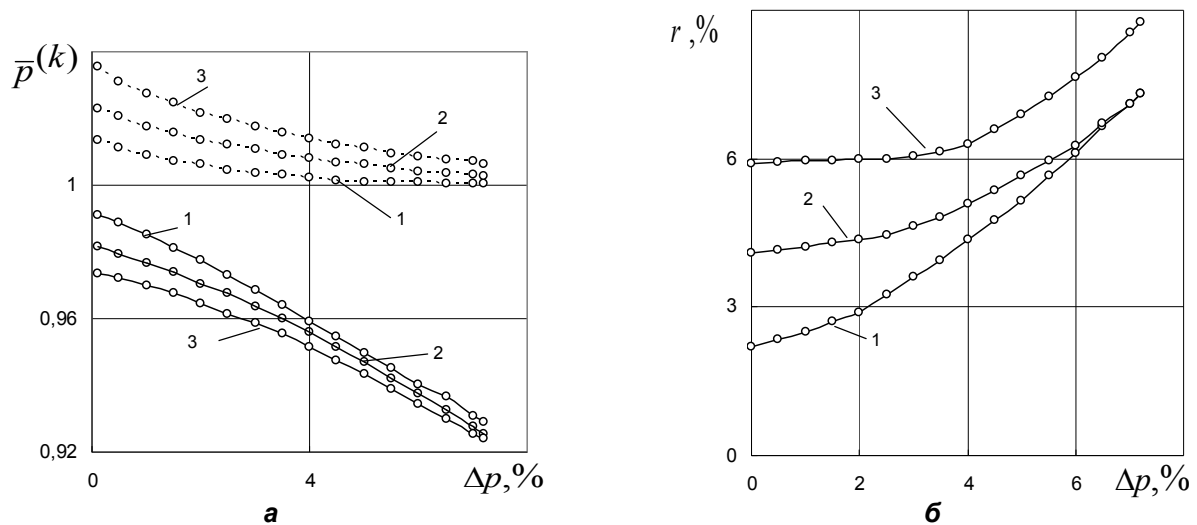
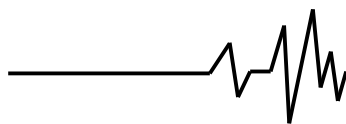


Рис. 3. Зависимости относительных собственных частот синфазных (сплошные линии) и антифазных (штриховые) форм колебаний исследуемых образцов (а) и коэффициента расщепления (б) от расстройки частот стержней образцов из сплавов Д16 (1) и ВТ1-0 (2) и стали Ст. 3 (3)



Таким образом, на основании результатов проведенных испытаний по определению частотных и диссипативных характеристик выбранных образцов показано, что они могут быть использованы для решения задачи по изучению влияния характеристик рассеяния энергии на формирование колебаний выбранной регулярной системы с повреждением.

Результаты испытаний. Был проведен комплекс экспериментальных исследований по определению влияния характеристик рассеяния энергии на вибронпряженность образцов камертонного типа при варьировании глубины паза, моделирующего повреждение стержня, и неизменном его положении по длине стержня.

На основании записи амплитудно-частотных характеристик каждого из стержней образца определялись их резонансные напряжения при синфазной и антифазной формах колебаний, которые являются исходными данными для получения зависимостей изменения этих напряжений от расстройки частот колебаний стержней. Пример указанных зависимостей относительных амплитуд резонансных напряжений $\bar{\sigma}_{j\max} = \sigma_{j\max} / \sigma_{0\max}$ стержней для образца из сплава Д16 приведены на рис. 5, где $\sigma_{j\max}$ и $\sigma_{0\max}$ - амплитуды их резонансных напряжений при колебаниях образца с повреждением и без него соответственно. В обобщенном виде для более наглядного анализа полученных результатов испытаний на рис. 6 представлены такие зависимости для всех выбранных образцов, соответствующих их синфазной (а) и антифазной (б) формам колебаний.

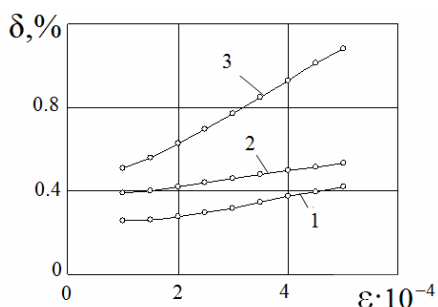


Рис. 4. Зависимость логарифмического декремента колебаний материала изолированного стержня от максимальной амплитуды циклического деформирования образца камертонного типа из сплавов Д16 (1) и ВТ1-0 (2) и стали Ст. 3 (3)

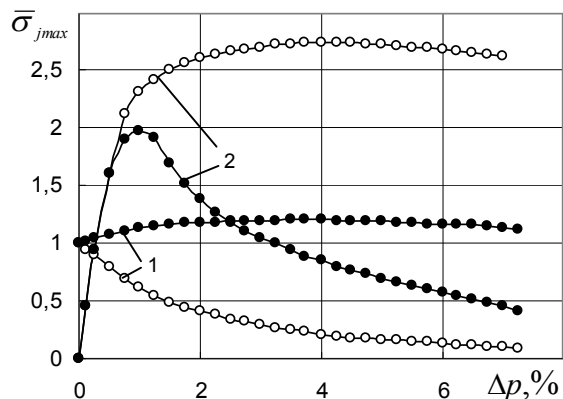


Рис. 5. Зависимости относительных амплитуд резонансных напряжений неповрежденного (○) и поврежденного (●) стержней от расстройки их частот при синфазных (1) и антифазных (2) колебаниях образца из сплава Д16

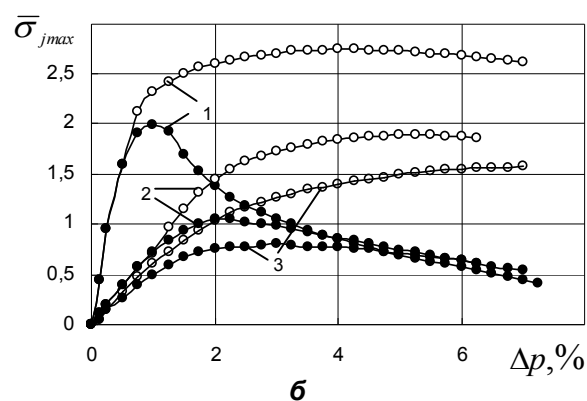
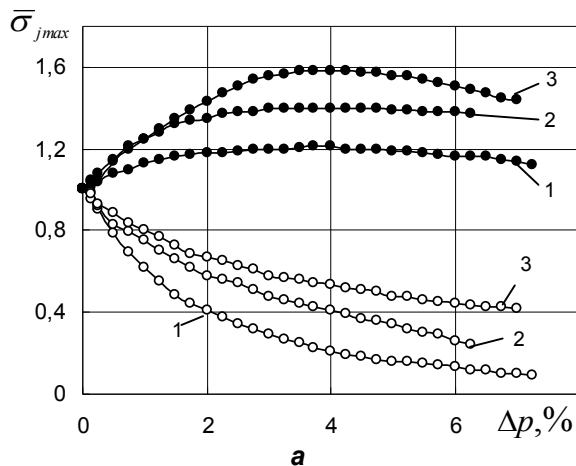
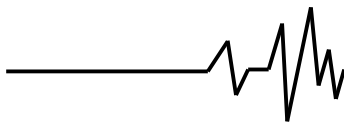


Рис. 6. Зависимости относительных амплитуд резонансных напряжений неповрежденного (○) и поврежденного стержней (●) от расстройки частот при синфазных (а) и антифазных (б) колебаниях образцов из сплавов Д16 (1) и ВТ1-0 (2) и стали Ст. 3 (3)



Как видно, характер полученных зависимостей сохраняется при изменении уровня рассеяния энергии в образце и соответствует таковому для случая технологического нарушения его регулярности [13]. Однако темп изменения резонансных напряжений и их уровень с возрастанием расстройки частот стержней определяется величиной логарифмического декремента колебаний. Так, при синфазной форме колебаний образцов более напряженным является их поврежденный стержень, как обладающий меньшей собственной частотой. При этом более высокий уровень резонансных напряжений имеет стержень образца, характеризующийся большей величиной декремента колебаний, а экстремум указанной зависимости для такого стержня наблюдается при большей расстройке частот стержней. С возрастанием расстройки частот колебаний максимальные амплитуды напряжений при синфазной форме асимптотически стремятся к таковым для настроенного образца и тем быстрее, чем меньше декремент колебаний.

В случае антифазной формы колебаний образцов имеет место обратное явление. Более напряженным является неповрежденный стержень, для которого характерна большая собственная частота колебаний. При этом более высокий уровень напряжений имеет стержень образца с меньшей величиной логарифмического декремента колебаний, а экстремум указанной зависимости для такого стержня наблюдается при меньшей расстройке частот колебаний. С увеличением расстройки частот до $\Delta p \approx 2\%$ имеет место интенсивное возрастание резонансных амплитуд напряжений неповрежденного стержня, а в дальнейшем наблюдается их плавное изменение. Для поврежденного стержня при данной форме колебаний указанные зависимости имеют явно выраженный максимум, а при $\Delta p > 4\%$ их уровни практически совпадают.

Таким образом, из результатов проведенного анализа полученных данных испытаний можно сделать однозначный вывод, что уровень вибронпряженности исследуемой колебательной системы зависит как от величины расстройки частот стержней, так и ее диссипативных свойств. При этом имеет место, казалось бы, парадоксальное явление: уровень вибронпряженности образца при резонансе, характеризующегося наибольшей величиной логарифмического декремента колебаний, в данном случае из стали Ст. 3, при синфазной форме колебаний превышает таковой для остальных из рассматриваемых образцов, а

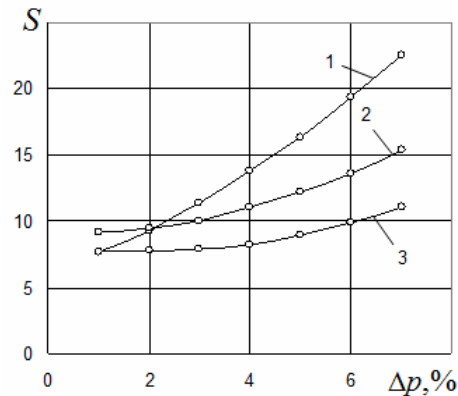


Рис. 7. Зависимость изменения параметра связанности возбуждаемых форм колебаний от расстройки частот стержней образцов из сплавов Д16 (1) и ВТ1-0 (2) и стали Ст. 3 (3)

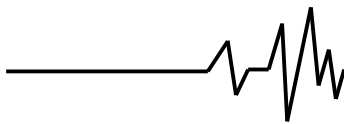
при антифазной форме имеет место обратное явление.

Для объяснения такого формирования резонансных колебаний исследуемой системы при нарушении ее регулярности обратимся к параметру S связанности ее возбуждаемых форм. На рис. 7 приведены его зависимости от расстройки частот колебаний стержней для исследуемых образцов. Здесь в качестве диссипативной характеристики системы выбрано среднее значение логарифмического декремента колебаний образцов, численные значения которых равны: 0.315 % (Д16), 0.46 % (ВТ1-0) и 0.77 % (Ст. 3).

Из представленных данных следует, что в рассмотренном диапазоне изменения расстройки частот колебаний стержней наименьшая величина параметра связанности S характерна для образца, изготовленного из стали Ст. 3, обладающего, как видно из рис. 4, максимальной демпфирующей способностью. Поскольку, как известно из [11], чем меньше величины указанного параметра, тем больше связанность форм колебаний системы. Это означает, что возрастает влияние одной формы колебаний на другую. Именно вследствие этого наблюдается возрастание максимальной вибронпряженности образца из стали Ст. 3 при его синфазной форме колебаний.

Заключение

На основании проведенного комплекса экспериментально-расчетных исследований по определению закономерностей формирования колебаний модели пары лопаток как системы с нарушенной регулярностью вследствие



наличия повреждения установлено, что уровень ее вибронпряженности при резонансе зависит от соотношения величины расстройки частот колебаний подсистем и уровня рассеяния энергии. Из представленных результатов испытаний следует, что достаточной характеристикой закономерностей распределения резонансных напряжений подсистем является параметр связанности возбуждаемых форм колебаний.

Литература

1. Муравченко Ф.М. Актуальные проблемы динамики, прочности и надежности современных авиадвигателей / Ф.М.Муравченко, А.В. Шереметьев // Вибрации в технике и технологиях. – 2001. - № 4(20). – С. 2-5.
2. Ножницкий Ю.А. Разработка ключевых (критических) технологий для создания нового поколения газотурбинных двигателей / Ю.А. Ножницкий // Новые технологические процессы и надежность ГТД : Науч.- техн. сб. – М. : ЦИАМ, 2000. – Вып. 1. : Блиски и блинги турбомашин. – С. 5-34.
3. Иванов В.П. Колебания рабочих колес турбомашин / В.П.Иванов . - М. : Машиностроение, 1983. - 224 с.
4. Матвеев В.В. Методы вибрационной диагностики элементов конструкций с трещинами / В.В.Матвеев, А.П.Бовсуновский, И.Г. Токарь // Вибрации в технике и технологиях. - 2001. – № 4(20). - С. 31-35 .
5. Токарь И.Г. Исследование влияния повреждений однотипных элементов на колебания регулярных систем / И.Г.Токарь, А.П. Зиньковский // Пробл. прочности. – 2006. - № 2 – С. 39-46.
6. Токарь И.Г. Влияние параметров локального повреждения регулярной системы

на спектр собственных частот колебаний и вибронпряженность однотипных элементов / И.Г.Токарь, А.П.Зиньковский // Пробл. прочности. – 2010. - № 2. – С. 55-64.

7. Воробьев Ю.С. Анализ колебаний систем лопаток турбомашин с повреждениями / Ю.С.Воробьев, М.А. Стороженко // Авиационно-космическая техника и технология. – 2007. - Вип. №8/44. – С. 132-134.

8. Kuang J.H. The effect of blade crack on the mode localization of a rotating bladed disk / J.H.Kuang, B.W. Huang // J. Sound and Vibr. – 1999. - 227, No. 1. – P. 85-103.

9. Матвеев В.В. К определению вибрационных характеристик стержня с закрывающейся трещиной при изгибных колебаниях / В.В. Матвеев, А.П. Бовсуновский // Пробл. прочности. – 2000. - № 3. – С. 5-23.

10. Ewins D.J. The effects of detuning upon the forced vibrations of bladed disks / D.J. Ewins // J. Sound and Vibr. - 1969. - 9, No. 1. - P. 65-79.

11. Матвеев В.В. О границах применимости модели парных форм при исследовании колебаний поворотно-симметричных систем / В.В.Матвеев, А.П.Зиньковский, М.В. Смертюк // Пробл. прочности. - 1990. - № 5 - С. 106-109.

12. Писаренко Г.С. Методы определения характеристик демпфирования колебаний упругих систем / Г.С.Писаренко, В.В.Матвеев, А.П.Яковлев. – Киев: Наукова думка, 1976. – 86 с.

13. Зиньковский. А.П. Резонансные колебания стержневых моделей турбинных лопаток с составным елочным хвостовиком / А.П.Зиньковский, М.В.Смертюк, В.В.Матвеев, И.Г.Токарь, А.Я.Адаменко // Пробл. прочности. – 1984. - № 9 – С. 85-89.