

УДК 629.7.03.018

Б.Б. КОРОВИН¹, В.В. ВОИНОВ², О.Н. БЫЛИНКИНА¹

¹*Федеральное государственное унитарное предприятие РФ
«Летно-исследовательский институт им. М.М. Громова», Жуковский, Россия*
²*НТЦ им. А. Люльки ОАО «Научно-производственное объединение «Сатурн»,
Рыбинск, Россия*

НЕКОТОРЫЕ МАЛОИЗУЧЕННЫЕ ФЕНОМЕНЫ ДИНАМИКИ РАБОЧИХ КОЛЕС ТУРБОМАШИН, ВЫЯВЛЕННЫЕ В НАТУРНОМ ЭКСПЕРИМЕНТЕ

Рассмотрены и частично объяснены особенности колебаний рабочих колес турбомашин, выявленные при динамическом тензометрировании и вибрографировании авиационных ГТД на стендах и в компоновке летательных аппаратов. Акцентировано внимание на малоизученные эффекты динамики рабочих колес, которые необходимо учитывать при вибрационной доводке двигателей нового поколения. Выполнен сравнительный анализ вибронегруженности рабочих лопаток в составе моноколеса и при их традиционном креплении в диске. Рассмотрено два механизма возбуждения случайных колебаний лопаток турбомашин.

лопатки, компрессор, рабочее колесо, вибронегруженность, гармоника возбуждения, форма колебаний, резонанс, виброчувствительность, турбулентность потока,

Введение

Улучшение удельных параметров и применение новых конструкторских решений для нового поколения авиационных ГТД сопровождается повышением виброчувствительности лопаток турбокомпрессора к возмущениям, номенклатура и интенсивность которых также претерпевает изменения. Нередко это приводит к необходимости уточнения представлений о динамике рабочих колес. Не последнюю роль в таком уточнении играет натуральный эксперимент особенно, если в нем предусмотрены не только фиксация вибрационного отклика рабочих колес, но и оценка предполагаемых источников их нагружения. Обсуждению результатов таких экспериментов и посвящено настоящее сообщение.

1. Постановка задачи (методы ее решения)

Выявление особенностей динамического нагружения рабочих колес компрессоров авиационных ГТД в процессе их динамического тензометрирования на стендах и летательных аппаратах с целью уточнения прикладных задач динамики, а также

требований к приемам вибрационной доводки этих двигателей. При решении поставленной задачи использовались методы динамического тензометрирования и вибрографирования, цифровой и аппаратурный спектральный анализ вибропроцессов, современные методы идентификации и экспериментальной оценки источников колебаний лопаток.

2. Результаты исследований

2.1. Случайные колебания лопаток, вызываемые турбулентностью потока. Совместная работа ТРДФ (ТРДДФ) со сверхзвуковыми входными устройствами сопровождается возникновением турбулентности потока на входе в КНД. Вследствие того, что рабочие лопатки КНД представляют собой высокочастотные динамические системы (суть механические фильтры с резонансными частотами, соответствующими собственным колебаниям лопаток), их вибрационный отклик на широкополосное воздействие турбулентности представляет собой случайные колебания [1 – 3]. Интенсивность этих колебаний линейно зависит от интенсивности турбулентности, что позволило ввести понятие коэффи-

циента виброчувствительности лопаток к этому виду возмущения по параметру ε , представляющему собой относительное значение СКЗ турбулентных пульсаций давления воздуха.

Особенностям возбуждения таких колебаний, а также их прогнозу при испытаниях и в эксплуатации уделено достаточно много внимания в [3 – 5]. Основные закономерности этого вида вынужденных случайных колебаний были экспериментально подтверждены и для рабочих колес блисковой конструкции (рис. 1).

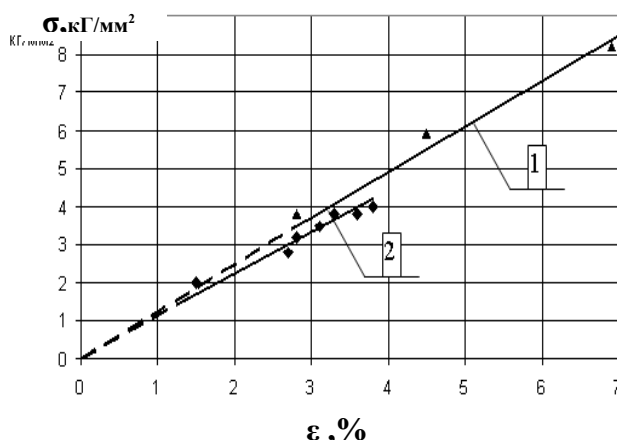


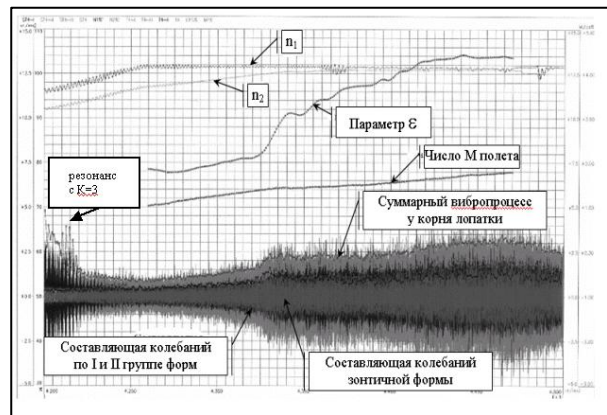
Рис. 1. Иллюстрация идентичности характера взаимосвязи между турбулентным воздействием потока на входе в КНД и вибрационным откликом рабочих лопаток для блиска – 1 и рабочего колеса с традиционным креплением лопаток в диске – 2

Сохранение превалирующей роли турбулентности потока на входе в двигатель в формировании спектра воздействия на лопатки не только первой, но и всех последующих ступеней КНД ставит на повестку дня необходимость учета этого вида возмущения и при вибрационной доводке лопаток компрессоров высокого давления для ТРДДФ.

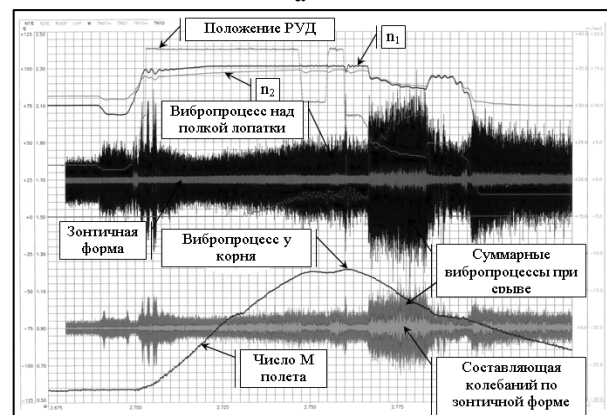
2.2. Вынужденные колебания лопаток, вызываемые нестационарным силовым воздействием со стороны ротора в осевом направлении. Нестационарные силовые нагрузки на роторах ГТД в осевом направлении создают необходимые условия для возбуждения зонтичных форм колебаний рабочих колес. Такое возбуждение не часто встречается на практике. Источником его, как правило, служат

пульсаций давления в основной или форсажной камере сгорания при вибрационном горении [7]. При этом характер колебаний близок к гармоническому, а возбуждение рабочих колес КНД, например, для двухвальных двигателей происходит за счет осевой составляющей нестационарных сил, возникающих в элементах ротора (лопаточные венцы, диски) турбины низкого давления на основной частоте вибрационного горения.

Внимание читателей обращается на прецедент возбуждения зонтичной формы колебаний рабочего колеса I ступени вентилятора ТРДДФ турбулентными пульсациями потока на входе в двигатель, а также комбинацией воздействий этой турбулентности и срывных явлений в компрессоре (рис. 2).



а



б

Рис. 2. Иллюстрация чувствительности возбуждения зонтичной формы колебаний лопаток к турбулентности на входе (а) и срывным явлениям в компрессоре (б)

Как указывалось выше, широкополосный вид нестационарного воздействия определяет случайный

характер таких колебаний, в том числе и для зонтичной формы. Диагностика зонтичной формы колебаний осуществлялась по одновременному появлению в спектрах переменных тензосигналов, зарегистрированных в корневой и надпололочной части лопаток, составляющих соответствующей частоты (рис. 3). В качестве дополнительного диагностического признака рассматривалась нечувствительность интенсивности этих колебаний к резонансу лопаток, вызываемому 3-ей гармоникой, который синхронно отслеживался интенсивностью суммарного вибропроцесса у корня и над полкой (рис. 2).

Роль неоднородности потока на входе в двигатель в возбуждении обследуемых колебаний подтверждается линейной корреляцией интенсивности турбулентности, оцениваемой по параметру ε , с интенсивностью отфильтрованной составляющей переменных напряжений, замеренных в корневой части лопатки вентилятора на частоте зонтичной формы при $N_{1\text{пр}} \approx \text{const}$ в процессе разгонов самолета на больших высотах [5] (см. также рис. 2).

Рассматриваемые колебания имели две особенности, определявшие неоднозначность их уровня при заданной интенсивности турбулентности на входе. Повышенную чувствительность к режиму работы двигателя с $N_{1\text{пр}} = 90 - 92\%$, соответствовавшему минимальным запасам его ГДУ, и к срывным режимам в КНД, наблюдавшимся при частичном дросселировании двигателя в полете в процессе отработки оптимальной программы управления положением направляющих аппаратов КНД (см. рис. 2, б).

Именно сочетание трех вышеуказанных факторов определяло интенсивность случайных колебаний лопаточного венца I ступени вентилятора по зонтичной форме с уровнем переменных напряжений, достигавшим 6 кг/мм^2 у комля лопаток в $S_{\text{макс}}$.

Заметим, что при возбуждении зонтичной формы колебаний лопаток турбулентностью потока на входе, их уровень в надпололочной части был существенно меньшим, чем у корня (рис. 3), в то время, как

при возбуждении от внутреннего срыва, интенсивность таких колебаний над полкой и у комля лопаток была практически одинакова (см. рис. 2, б).

С поднятием антивибрационной полки в модифицированной лопатке составляющая колебаний с частотой зонтичной формы практически исчезла. Незначительные следы ее наблюдались только на режиме с $N_{1\text{пр}} = 90 - 92\%$.

К рассматриваемому виду вынужденных колебаний, вызываемых нестационарным силовым воздействием со стороны ротора в осевом направлении, уместно отнести и выявленные в процессе летных испытаний колебания рабочих колес I ступени КНД на инфранизкой (39 Гц) частоте.

О кинематической природе, этих колебаний, связанных с колебанием ротора в осевом направлении, свидетельствовало наличие составляющих на частоте 39 Гц как в спектрах тензосигналов для корневой и надпололочной части лопаток (см. рис.3), так и в спектре вибраций двигателя по штатному замеру.

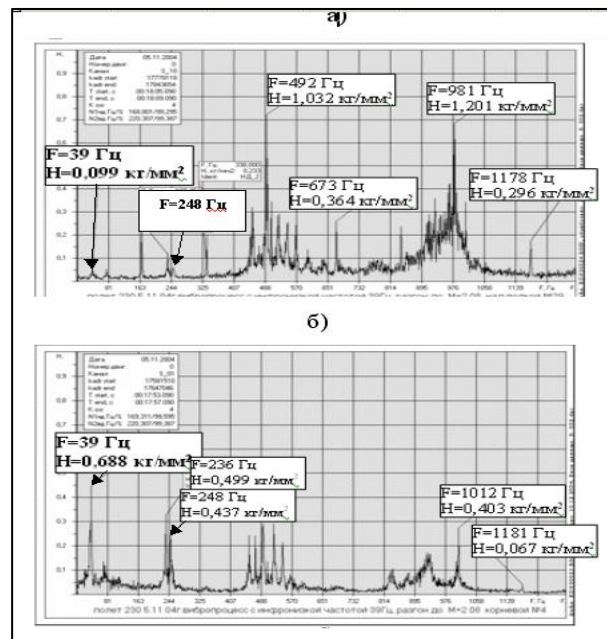


Рис. 3. Спектры вибропроцессов с составляющими на инфранизкой частоте 39 Гц и частоте зонтичной формы 248 Гц для надпололочной (а) и корневой (б) части лопаток КНД двигателя

Значимость вибрационного отклика рабочего колеса на частоте, существенно меньшей, чем частота

зонтичной формы, свидетельствует о масштабности порождающего его динамического процесса и необходимости идентификации последнего, что пока сделать не удалось.

2.3. Особенности возбуждения колебаний лопаток в рабочих колесах блисковой конструкции.

Априори виброчувствительность лопаток к возмущениям для рабочих колес блисковой конструкции должна быть несколько выше, чем при классическом варианте крепления лопаток на диске, ввиду отсутствия конструкционного демпфирования в замке. Так как демпфирование в замке влияет в основном на первую форму колебаний рабочих лопаток, блиски стараются проектировать таким образом, чтобы его лопатки были либо полностью отстроены от колебаний по форме F1 в рабочем диапазоне частот вращения ротора, либо имели бы резонансы с низшими гармониками вблизи «малого газа», где энергетика потока относительно невелика.

Эффективность такого подхода нашла свое подтверждение в натурном эксперименте для резонансных колебаний лопаток блиска КНД, вызываемых как общей, так и следовой неравномерностью потока. Уровень переменных напряжений при резонансе таких лопаток, полученных даже в условиях работы двигателя на стенде с лемнискатным входом на режимах, далеких от максимального, оказался достаточно высоким, но приемлемым при отсутствии резонансов на максимальных режимах.

При этом экспериментально полученные на стенде с выдвижным интерцептором величины коэффициентов виброчувствительности лопаток блиска к турбулентности на входе оказались даже более низкими, чем значения таких коэффициентов для высоконагруженных рабочих колес КНД, имеющих традиционное (типа ласточкин хвост) крепление лопаток на диске (табл. 1).

Результаты тензометрирования лопаток идентичной конструкции в системе моноколеса и при традиционном креплении на диске показали мень-

шую вибронегруженность лопаток блиска и при срывных явлениях в компрессоре (рис. 4).

Таблица 1

Коэффициенты виброчувствительности лопаток КНД к турбулентности (K_m , кг/мм²/%) для блисков и при традиционном креплении лопаток на диске

№ ступени	I II III IV						
	Блиск						-
Традиционное крепление лопатки							
Кт блиска	Режим $N_{1\phi} = 75\%$	1,35	1,2	1,28	1,63	1,38	-
	$N_{1\phi} = 100\%$	0,96	1,35	1,16	1,24	1,25	-
Кт традиционный	$N_{1\phi} = 93\%$	1,745	0,96	0,68	1,01		2,27

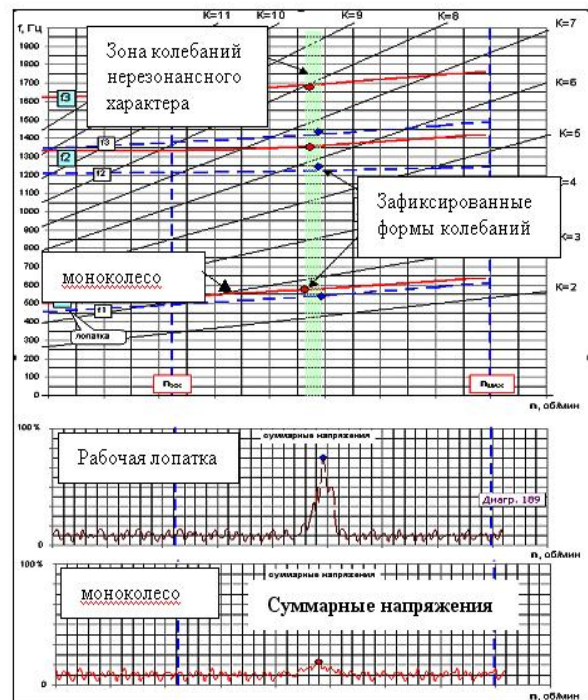


Рис. 4. Сравнение вибронегруженности рабочей лопатки идентичной конструкции для моноколеса и традиционного рабочего колеса

Отметим, что и для блисков, достаточно остро стоит проблема минимизации разброса переменных напряжений в лопаточном венце. Так, в эксперименте были зафиксированы случаи развитого резонанса, вызываемого 38-ой следовой гармоникой возбуждения (по числу лопаток предшествующего НА,) для

нескольких лопаток моноколеса при полном отсутствии указанного резонанса для других лопаток.

Резюмируя сказанное, можно утверждать, что явных преимуществ облопаченного колеса относительно блиска по результатам эксперимента не выявлено. С учетом же более высокой технологичности в изготовлении становится очевидным, что моноколеса, изготавливаемые по технологии «блиск», будут иметь все большее распространение.

2.4. Возбуждение резонансных колебаний лопаток по высокочастотной форме гармоникой, сформированной собственными следами рабочего колеса. Резонансные колебания лопаток турбомашин, вызываемые формируемой лопаточными венцами следовой неравномерностью потока в окружном направлении, повсеместно встречаются в практике вибрационной доводки ГТД [6, 7]. Как правило, возбуждение идет от впереди стоящего рабочего колеса или направляющего (спрямляющего) аппарата. Реже это происходит от лопаточных венцов либо стоек, расположенных сзади по потоку.

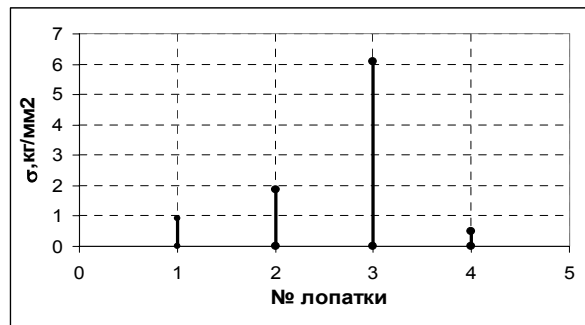
В эксперименте установлено возбуждение резонансных колебаний рабочих лопаток I ступени КНД и гармоникой неравномерности, формируемой собственными следами рабочего колеса. Вибрационный отклик и спектры переменных напряжений, измеренных в корневом сечении пары соседних лопаток при таком резонансе с $K = 34$, представлены на рис. 5.

Примечательно, что в лопатках, непосредственно примыкающих к этой паре, резонанса не отмечено.

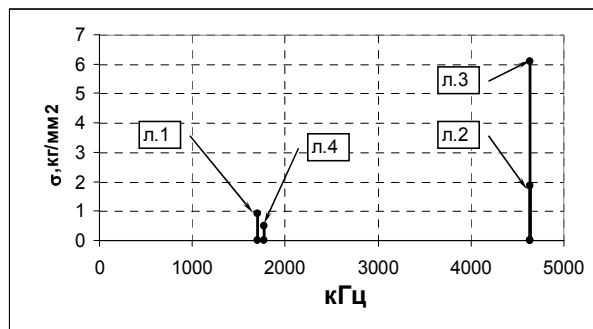
Механизм возбуждения таких колебаний, не вполне понятен и заслуживает внимания теоретиков. Актуальность борьбы с подобным феноменом очевидна. Большие статические нагрузки у комля при высокой частоте колебаний предъявляют жесткие требования к уровню переменных напряжений при таком резонансе. Этот уровень для одной из четырех обследованных лопаток в рассматриваемом нами случае составил $6,1 \text{ кг/мм}^2$.

2.5. Случайные колебания лопаток, вызываемые одновременным резонансом нескольких

гармоник. Указанный вид случайных колебаний характерен для коротких малозакрученных лопаток последних ступеней компрессоров, имеющих существенный разброс парциальных частот лопаток в венце, совместимый в частотной области с несколькими значимыми гармониками возбуждения.



а



б

Рис. 5. Иллюстрация локального характера возбуждения резонанса рабочих лопаток гармоникой, номер которой соответствовал числу лопаток собственного рабочего колеса: а – вибронагруженность соседних лопаток; б – спектры тензосигналов с лопаток, подверженных резонансу с $K = 34$, и соседних лопаток без резонанса

Интенсивные (с максимальными переменными напряжениями у комля до 9 кг/мм^2) колебания рассматриваемой природы были зафиксированы в рабочих лопатках последних ступеней компрессора ТВД с ротором повышенной жесткости. Случайность колебаний была подтверждена как затуханием оценок автокорреляционных функций переменных тензосигналов с большинства обследованных лопаток, так и близостью экспериментального распределения мгновенных значений этих сигналов нормальному закону. Резонансное происхождение колебаний удалось выявить методами спектрального анализа [3].

Из совместного рассмотрения диаграмм возбуждения рабочих лопаток VIII и X ступеней с нанесенными на нее границами разброса собственных частот комплектов лопаток на колесах и спектров вибропроцессов в лопатках было установлено, что источником указанных колебаний является одновременный резонанс различных групп лопаток, вызываемый 12, 13 и 14 гармониками возбуждения (рис. 6).

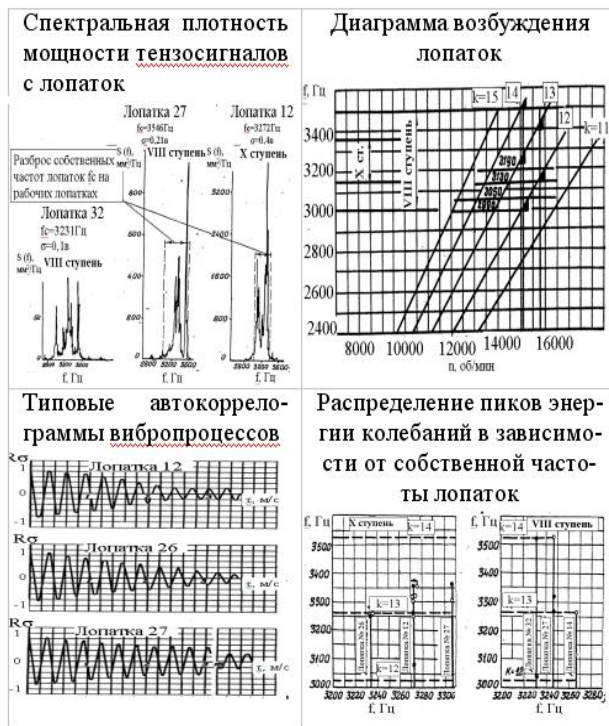


Рис. 6. Иллюстрация резонансной природы возбуждения случайных колебаний лопаток компрессора ТВД с ротором повышенной жесткости

Этому соответствовало наличие в спектрах тензосигналов с обследованных лопаток пиков на частотах, соответствующих указанным гармоникам, высокая степень корреляционной связи между вибрациями лопаток на этих частотах и соотношение энергии колебаний лопаток с различной отстройкой от резонанса.

Случайность колебаний отдельных лопаток в рассматриваемом случае обусловлена наличием нескольких источников возбуждения и возможностью энергообмена при колебаниях лопаток из-за их связанности в условиях малых изменений частоты вра-

щения ротора двигателя, определяемых точностью поддержания этого параметра регулятором оборотов. О связанности колебаний свидетельствовала размытость спектров колебаний лопаток в границах разброса их парциальных частот в венце при высоких значениях функции когерентности вибропроцессов, вычисленной для различных пар обследованных лопаток на одинаковых частотах взаимного спектра.

2.6. Пример «захвата» лопатки гармоникой возбуждения. При определенном соотношении жесткости лопатки и гармоники возбуждения возможно навязывание гармонических колебаний лопатке при достаточно больших расстройках от резонанса по частоте воздействия. Указанное явление иллюстрируется рис. 7, на котором показана частотная диаграмма возбуждения и виброн нагруженность рабочей лопатки турбины тонкостенной полой конструкции и большой парусности. Переход к более жесткой конструкции исправил положение, обеспечив традиционный острый резонанс лопатки при возбуждении ее той же гармоникой.

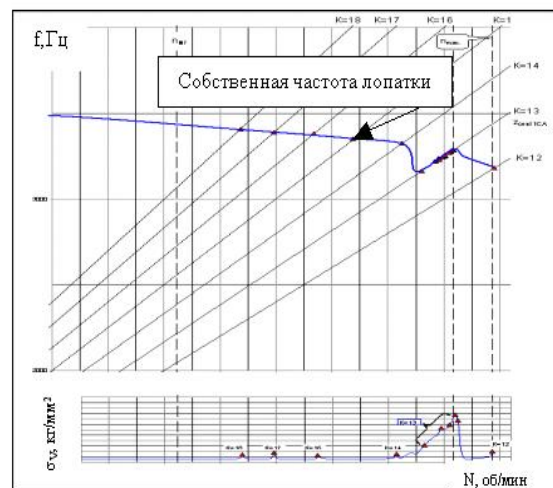


Рис. 7. Иллюстрация явления «захвата» рабочей лопатки турбины 13-й гармоникой возбуждения

Заключение

Представленные результаты подтверждают значение натурных, в том числе летных, исследований динамического нагружения авиационных ГТД в вы-

явлении дефицита теоретических представлений о динамике рабочих колес компрессоров этих двигателей, в совершенствовании методов идентификации колебаний и вибрационной доводки лопаток.

В частности, именно в натурном эксперименте:

– выявлена роль турбулентности потока на входе в двигатель в возбуждении интенсивных случайных колебаний лопаток КНД, в том числе и по зонтичной форме;

– установлен механизм возбуждения интенсивных случайных колебаний лопаток при одновременном резонансе от нескольких гармоник возбуждения;

– обнаружены феномен «захвата» лопатки гармоникой возбуждения и резонансные колебания лопаток, вызываемые гармоникой, сформированной собственными следами рабочего колеса.

Литература

1. Случайные колебания / Под редакцией Кренделла. – М.: Мир, 1967. – 460 с.

2. D.S. Whitehead. M.A., Ph.D., A.M.I. Mech, A.F.R.Ae.S. Cambridge University Engineering Laboratory. The Analysis of Blade Vibration due to Random Excitation. Aeronautical research council report and memoranda. – London: Her Majesty stationary office. – 1962. – P. 16.

3. Коровин Б.Б. Идентификация аэроупругих явлений в лопатках турбомашин методами спектрального анализа // Аэроупругость турбомашин. – К.: Наукова думка. – 1980. – С. 159-168.

4. Исследование колебаний лопаток компрессора, возбуждаемых случайными пульсациями потока / В.А. Кулагина, Б.Б. Коровин, В.П. Максимов, Н.А. Набатова, А.Я. Родов // Аэроупругость лопаток турбомашин. Труды ЦИАМ. – 1981. – № 953. – С. 166-181.

5. Коровин Б.Б., Колотников М.Е., Кудашин В.С. К выбору представительного эксплуатационного параметра для прогнозирования вибронгруженности лопаток вентилятора, вызываемого турбулентностью потока в ГТД // Авиационно-космическая техника и технология. – 2005. – № 9(25). – С. 173-180.

6. Иванов В.П. Колебания рабочих колес турбомашин. – М.: Машиностроение, 1983. – 420 с.

7. Динамика авиационных двигателей / Под ред. И.А. Биргера и Б.Ф. Шорра. – М.: Машиностроение, 1981. – 480 с.

Поступила в редакцию 27.05.2008

Рецензент: д-р техн. наук М.Е. Колотников, ФГУП «ММПП «Салют», Москва, Россия.