УДК 621:534

ВИБРОМОНИТОРИНГ СОСТОЯНИЯ ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ ДГ-90 ПО ДАННЫМ МНОГОМЕРНОГО ДИСКРИМИНАНТНОГО АНАЛИЗА

© А.Г. Соколова, Ф.Я. Балицкий, Г.В. Долаберидзе, М.А. Иванова, А.А. Серов
Учреждение Российской академии наук Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН, Москва, Россия

Аннотация. *Статья посвящена новой технологии вибромониторинга технического состояния газотурбинного двигателя (ГТД) по результатам параллельного дискриминантного анализа корпусной вибрации в узких полосах частот. На примере газотурбинного двигателя судового типа ДГ-90 в составе газоперекачивающего агрегата (ГПА) одной из компрессорных станций (КС) продемонстрированы возможности новой технологии вибромониторинга машинного оборудования. Приведены графики зависимостей значений дискриминантов и уровней вибрации в штатной точке корпуса в полосах заводских уставок от времени наработки двигателя, наглядно демонстрирующие преимущества новогй технологии по сравнению с традиционной в части раннего обнаружения эксплуатационных повреждений, локализации источников повышенной виброреактивности и оценки временных интервалов эксплуатации ГТУ с максимальным разрушением его узлов.*

Ключевые слова: *газотурбинный двигатель, виброамониторинг, обнаружение дефектов, виброреактивность, локализация источников, дискриминантный анализ.*

1. Введение. В статье представлена информация о результатах применения разработанного в Институте машиноведения (ИМАШ РАН) метода многомерного дискриминантного анализа клиппированных по амплитуде вибросигналов для целей вибромониторинга технического состояния, раннего обнаружения эксплуатационных повреждений и локализации источников повышенной виброреактивности газотурбинных двигателей (ГТД). Представлены результаты анализа параметров виброскорости, измеренных по стандартной методике с помощью системы диагностирования компрессорного оборудования (СДКО) в точках корпуса газотурбинной установки (ГТУ) газоперекачивающего агрегата (ГПА) одной из компрессорных станций на базе судового трехвального газотурбинного двигателя типа ДГ-90, конвертированного к наземным условиям эксплуатации. Показано, что в отличие от стандартного метода вибромониторинга, ориентированного на использование абсолютных значений энергетических параметров виброскорости в низкочастотном диапазоне оборотных частот ГТУ, являющихся источниками вторичной информации о наличии развитых дефектов типа обрыва лопатки, задевания ротора о статор, разрушения подшипника и т.п., параллельный дискриминантный анализ узкополосных вибросигналов в широком диапазоне частот позволяет выявить истинную неисправность на ранней стадии и проследить за ее развитием до критического состояния.

Принципиальным отличием нового метода вибромониторинга машин от стандартного [1-2] является использование безразмерных S-дискриминантов с нормализованными вибрационными параметрами, т.е. оценка текущего технического состояния конкретной машины с привязкой к эталонному состоянию машины. Приведены наглядные доказательства несостоятельности устоявшегося мнения о невозможности вибромониторинга технического состояния ГТД и диагностирования зарождающихся дефектов подшипников качения, лопаточного аппарата компрессора низкого давления (КНД) и других узлов двигателя по данным корпусных измерений вибрации. Показано, что стандартная методика

измерения виброскорости корпусных конструкций двигателя, обеспечивающая анализ вибрационных процессов в зоне первых гармоник частоты вращения ротора (10-1000 Гц), действительно непригодна для раннего обнаружения и идентификации эксплуатационных повреждений узлов ГТД. К такого рода повреждениям относятся локальные повреждения типа забоин, ямок выкрашивания, сколов лопаточного аппарата компрессоров и турбин и элементов подшипников качения.

Основанием для проведения данной работы является анализ статистики отказов узлов оборудования газоперекачивающих агрегатов (ГПА) компрессорных станций (КС), выход из строя которых в 80% случаев обусловлен разрушением подшипников. Применительно к газотурбинному двигателю ДГ-90, оснащенного подшипниками качения, основными причинами деградационных изменений технического состояния элементов подшипников (наружного и внутреннего колец, тел качения и сепаратора) являются воздействия повышенных нагрузок, перекосов, боковых и угловых смещений валов вследствие тепловой деформации корпусных конструкций или ослабления крепления опор, а также воздействия повышенной вибрации: низкочастотной – в области оборотных частот и высокочастотной – в области лопаточных частот компрессоров и турбин.

2. Конструктивная схема судового газотурбинного двигателя ДГ-90. Блок-схема трехвального судового газотурбинного двигателя (ГТД) ДГ-90 представлена на рис.1. Слева направо схематически изображены: 9-ти ступенчатый компрессор низкого давления (КНД), 10-ступенчатый компрессор высокого давления (КВД), 3-ступенчатая турбина нагнеталя (ТН) с обеспечивающими функционирование двигателя одноступенчатыми турбинами высокого и низкого давления, направляющим лопаточным аппаратом, камерой сгорания и вспомогательными механизмами маслопривода и систем управления.

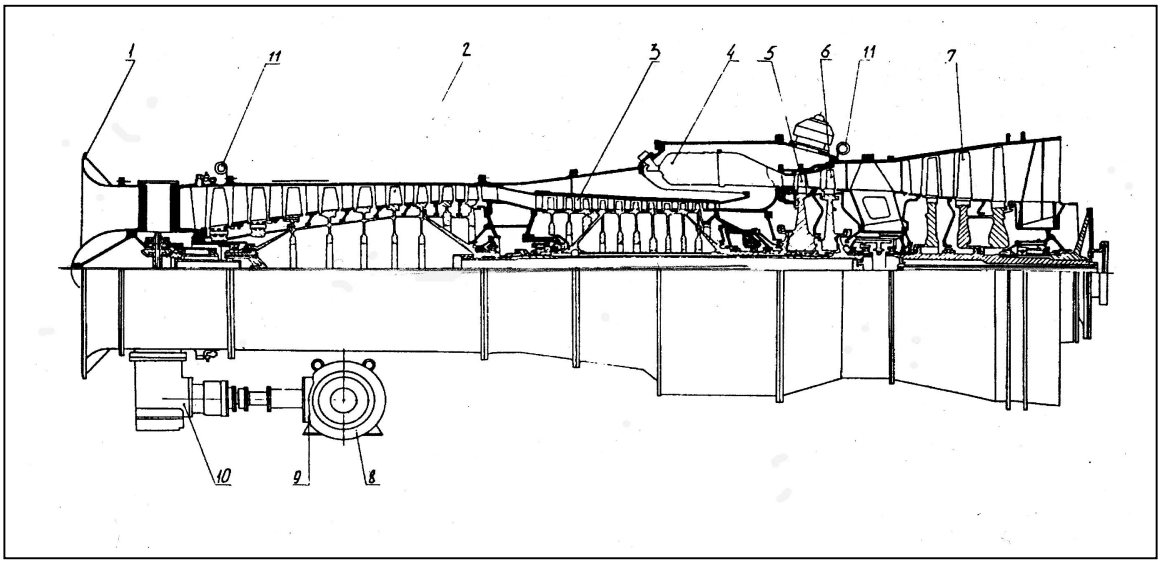


Рис.1. Конструктивная схема ДГ-90: 1 - устройство входное; 2 - компрессор низкого давления; 3 - компрессор высокого давления; 4 - камера сгорания; 5 - турбина высокого давления; 6 - турбина низкого давления; 7 - турбина нагнетателя; 8 - электростартер; 9 - коробка приводов нижняя; 10 - коробка приводов выносная; 11 - вибропреобразователь.

Машина ДГ-90 – трехвальная. Ротора компрессора низкого давления (КНД), высокого давления (КВД) и силовой турбины (СТ), или, другими словами - турбины нагнетателя (ТН) , - соосны. Датчики ускорения расположены на корпусе двигателя попарно по периметру сечения корпуса в зоне трех подшипниковых опор. Одно из сечений (вблизи т.11) находится в зоне передней опоры КНД (датчики: КНД-Верт и КНД-Гор); второе сечение находится в зоне промежуточной опоры между КНД и КВД (датчики: КВД-Верт и КВД-Гор); третье

сечение – в зоне задней опоры СТ. Обороты валов КНД, КВД и СТ-плавающие, соотносятся между собой примерно как 1: 1,29: 0.85. Количество лопаток ступеней КНД приведено в Табл.1, КВД – в Табл.2.

Таблица 1

№ ступени	1	2	3	4	5	6	7	8	9	ТНД
Колич. лопаток Z	20	26	28	30	32	38	42	42	44	86

Таблица 2

№ ступени	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	ТВД
Колич. лопаток Z	52	52	65	65	65	75	75	75	83	83	100

Частотный состав вынужденных колебаний установки ДГ-90 в соответствии с ее кинематической схемой при частоте вращения ротора КНД Fp ≈ 105 Гц позволяет сделать заключение о том, что для диагностики агрегата необходимо было бы обеспечить измерение виброускорения в диапазоне частот хотя бы до 20,0 кГц. Однако технические характеристики системы сбора вибросигналов СДКО реально обеспечивали получение для последующего анализа оцифрованной с частотой дискретизации $F_д$ =10.0 кГц временной реализации виброскорости длительностью T= 0.4 **с** и числом отсчетов N=8192.

Анализ кинематической схемы ГТУ позволяет предположить наличие множества взаимосвязанных источников вибровозбуждения, как механических, так и газодинамических, а удаленность измерительных точек на корпусе двигателя (в зонах расположения передней, промежуточной и задней подшипниковых опор двигателя) от источников возбуждения предопределяет высокий уровень помех при выделении вибрационных составляющих, связанных с динамикой вала в подшипниках качения или обусловленных воздействием забоин, эрозии, сколов или поломки лопаток различных ступеней компрессора или турбины на вибрацию корпусных конструкций. Наличие этих факторов создает определенные трудности при диагностировании неисправностей узлов ГТД по виброакустическим характеристикам. В частности, при диагностировании подшипников качения ДГ-90 возникает проблема выделения слабого сигнала на фоне сильных помех. Процедура раннего обнаружения дефектов подшипников по энергетическим характеристикам вибрации в точках корпусных конструкций по превышению СКЗ виброскорости на оборотных частотах и в других полосах заводских уставок (10-400 Гц и 10-1000 Гц) весьма затруднена, во-первых, из-за низкого уровня сигнала виброскорости от подшипника по сравнению с уровнями вибрации на оборотных и лопаточных частотах, а во-вторых, из-за отсутствия специальных уставок для выделения частот повреждения элементов подшипниковых улов (сепаратора, тел и дорожек качения).

Стандартные алгоритмы диагностирования зарождающихся дефектов подшипников качения по амплитудной огибающей высокочастотного вибросигнала в диапазоне частот, лежащем за пределами вынужденных частот ГТД, при существующих ныне частотных характеристиках СДКО (10 Гц ≤ F ≤ 4.0 кГц) – нереализуемы на практике, равно как и способ повышения чувствительности вибросигнала за счет установки датчика на обойме подшипника. Поэтому приходится искать обходные пути, обращаясь, например, к нестандартным алгоритмам дискриминантного анализа, существенно более чувствительного к выбросам сигнала при развитии повреждений подшипника, чем энергетические характеристики. Аналогичные проблемы возникают при диагностировании локальных дефектов лопаточного аппарата.

3. О новом подходе к вибромониторингу технического состояния ГТД. В настоящее время стандартный подход к вибромониторингу технического состояния машинного оборудования базируется на результатах измерения уровней вибрации (СКЗ виброскорости) в определенных полосах частот и сравнения их с предельно допустимыми значениями, соответствующими предупредительной и аварийной сигнализации. Как правило, в системах вибромониторинга состояния машин при измерении вибрации на невращающихся элементах конструкции заложены алгоритмы контроля абсолютных амплитудных значений виброскорости в полосе частот 10-1000 Гц (или других фиксированных полосах частот) и первых двух-трех гармоник частоты вращения ротора. Эти алгоритмы предназначены не для обнаружения зарождающихся дефектов и предотвращения дальнейшего развития деградационных процессов в узлах оборудования, а для его аварийной защиты при наличии значительных повреждений [1, 2].

В работах [3-5] показано, что для обеспечения безаварийной эксплуатации машинного оборудования алгоритмы обнаружения эксплуатационных повреждений, локализации источников и диагностики неисправностей должны быть звеньями одной цепи в технологии оценки текущего технического состояния объекта. Решение этих задач должно быть комплексным и опираться на методы обнаружения эксплуатационных повреждений на ранней стадии их развития и адекватно отображать реакцию вибрационных процессов на воздействие неисправностей.

В связи с вышеизложенным в данной статье предлагается к рассмотрению новая технология вибромониторинга технического состояния машинного оборудования, базирующаяся на результатах параллельного узкополосного дискриминантного анализа клиппированных по амплитуде вибрационных сигналов. Предлагаемая технология вибромониторинга машин [6-8] обеспечивает локализацию источников повышенной виброреактивности, обусловленной зарождением и развитием со временем наработки эксплуатационных повреждений, т.е. частотных диапазонов максимальной изменчивости вибросигналов, генерируемых машиной при развитии деградационных процессов.

Практика показала, что чем сложнее машина, тем больше разброс измеряемых вибрационных параметров в пределах генеральной совокупности машин, поэтому так актуален индивидуальный подход при организации процедуры вибромониторинга. Для реализации процедуры вибромониторинга критических машин и раннего обнаружения отклонений параметров технического состояния от номинальных предложен алгоритм на основе комплексной оценки изменений безразмерных S-дискриминантов клиппированных по амплитуде вибросигналов в узких полосах частот, приближенных к частотам проявления дефектов узлов, лимитирующих ресурс конкретной машины.

Ниже приведена обобщенная формула S-дискриминанта (индекса превышения сигналом порога клиппирования P по параметрам выбросов амплитуды сигнала).

$$I_D = \frac{\frac{1}{N}\sum_{i=1}^{N}\left(x_i^{(t)} - P\right)^C}{\frac{1}{N}\sum_{j=1}^{N}\left(x_j^{(0)} - P\right)^C} \cdot \left(\frac{K^{(t)}}{K^{(0)}}\right)$$

Дискриминантный анализ предполагает расчет безразмерных параметров виброакустических сигналов I_D как функцию отношения статистической характеристики текущего клиппированного вибросигнала $(x_i^{(t)} - P)^C$ к аналогичной эталонной характеристике сигнала $(x_j^{(0)} - P)^C$ в эталонном, или нормальном, состоянии механизма с учетом числа отсчетов сигнала K, амплитуда которых превышает заданный порог клиппирования P. Отсекая часть сигнала, лежащую ниже порога клиппирования, можно уменьшить влияние

помех от собственной вибрации машины в нормальном состоянии и усилить влияние выбросов амплитуды, вызванных развитием дефекта.

Высокая чувствительность S-дискриминантов к выбросам амплитуды и росту амплитудных значений вибрации на характерных частотах при ухудшении технического состояния машины явилась основанием для их использования в алгоритмах локализации источников. В методах локализации источников повышенной виброреактивности оценивается рост относительных (безразмерных значений) S-дискриминантов вибрации (виброперемещения, виброскорости или виброускорения) в любых, заданных оператором, полосах частот во всем диапазоне частот используемой виброизмерительной аппаратуры.

В данной работе используются результаты расчета S-дискриминанта $\boldsymbol{I_D = I_d}$ при значении в выражении (1) показателя степени $\boldsymbol{C} = 2$ (т.е. индекса превышения сигналом порога клиппирования по дисперсии выбросов) и пороге клиппирования $\boldsymbol{P} = 1.5\ \boldsymbol{\sigma}$, где $\boldsymbol{\sigma}$ - стандартное отклонение эталонного вибросигнала.

4. Вибромониторинг технического состояния ГТД ДГ-90 по данным многомерного параллельного анализа значений дискриминантов корпусной вибрации в узких полосах частот. По данным виброизмерений корпусной конструкции ГТУ судового газотурбинного двигателя ДГ-90, установленного на ГПА-424 компрессорной станции ООО «Ямбурггаздобыча», произведен многомерный дискриминантный анализ вибраций на интервале эксплуатации с 14.10.08 по 17.12.08. По трендовым характеристикам построена матрица выборочных значений дискриминантов при их изменениях с наработкой от Min до Max значений и наоборот (Таблица 3). Ниже приведены данные расчета значений дискриминантов $\boldsymbol{I_{di}}$ виброскорости в штатной точке корпуса КНД-верт в широкой ($\boldsymbol{\Delta F}$=0-4.0 кГц) и узких ($\boldsymbol{\Delta F}$=0.5 кГц) полосах частот, с порогами клиппирования $\boldsymbol{P_i}$, сформированными для каждого из поддиапазонов $\boldsymbol{i} = 1,\ldots, 9$ в соответствии с формулой $\boldsymbol{P_i = 1.5\ \sigma_{oi}}$, где $\boldsymbol{\sigma_{oi}}$ - эталонное значение стандартного отклонения вибросигнала, сформированное на интервале эксплуатации 14.10.08-20.10.08 объекта, для каждой из полос: (0-4.0) кГц; (0.1-05) кГц; (0.5-1.0) кГц; (1.0-1.5) кГц; (1.5-2.0) кГц; (2.0-2.5) кГц; (2.5-3.0) кГц; (3.0-3.5) кГц; (3.5-4.0) кГц. Данные, приведенные в Табл.3, позволяют в сжатом виде представить картину изменений дискриминантов в каждой полосе частот со временем наработки ГТУ.

Отдельной строкой в виде бар-графа представлены интервалы значений дискриминантов, окрашенные в разные цвета для удобства визуального распознавания значений дискриминантов в процессе эксплуатации двигателя. Оттенки зеленого цвета соответствуют состоянию двигателя, близкого к эталонному, оттенки красного характеризуют существенные отклонения технического состояния объекта от нормы, оттенки фиолетово-синего характеризуют критическое состояние объекта. В ячейках таблицы для выборочных дат измерения вибрации (число, месяц, год_время) приведены округленные до целых чисел значения дискриминантов в каждом из диапазонов частот, окрашенные в соответствующие бар-графу цвета.

В первой строке таблицы приведены значения дискриминантов для одного из измерений, по которым формировался эталон: во всех полосах, кроме полосы (2.0-2.5) кГц, значения дискриминантов близки к единице. При слабом отклонении дисперсии клиппированного вибросигнала от эталонного значения дискриминант **Id** близок к единице. Значения дискриминанта **Id** ≥ 4 означает увеличение амплитуды выбросов (выше порога клиппирования $\mathbf{P}=1.5\boldsymbol{\sigma_o}$) по сравнению с эталонной $\approx$ в 2 раза; **Id** ≥ 8, соответственно, $\approx$ в 2.8 раза; **Id** ≥ 16 – в 4 раза; **Id** ≥ 32 – в 5.7 раз; **Id** ≥ 64 – в 8 раз; **Id** ≥ 128 – в 11.3 раза; **Id** ≥ 256 – в 16 раз и т.д. Таким образом, из таблицы виброреактивности (изменчивости) приращений амплитуды вибраций в полосах частот на интервале наблюдения можно выявить источники наибольших изменений вибросигналов, обусловленных проявлением деградационных процессов в узлах двигателя.

К перечню потенциальных источников виброактивности корпуса ГТУ в точке измерения КНД-верт в частотном диапазоне 0-4.0 кГц прежде всего можно отнести частоты возбуждения вибрации шарикового подшипника передней опоры (ПО) КНД, проявляющиеся при появлении эксплуатационных повреждений (сепараторная частота **Fс**≈0.41**Fр-кнд;** частота вращения тел качения **Fтк**≈2.55**Fр-кнд;** частота мелькания тел качения по внутреннему кольцу **Fвк** ≈12.84 **Fр-кнд;** частота мелькания тел качения по наружному кольцу **Fнк** ≈9.04**Fр-кнд**) и лопаточные частоты различных ступеней КНД.

Таблица 3

Тренд выборочных значений дискриминантов виброскорости точки корпуса КНД-верт в широкой (ΔF=0-4.0 кГц) и узких (ΔF=0.5 кГц) полосах частот на интервале эксплуатации ГТД судового типа ДГ-90 с 14.10.08 по 17.12.08.

(1-2) (2-4) (4-8) (8-16) (16-32) (32-64) (64-128) (128-256) (256-512) 512-1024 1024-2048 Резерв

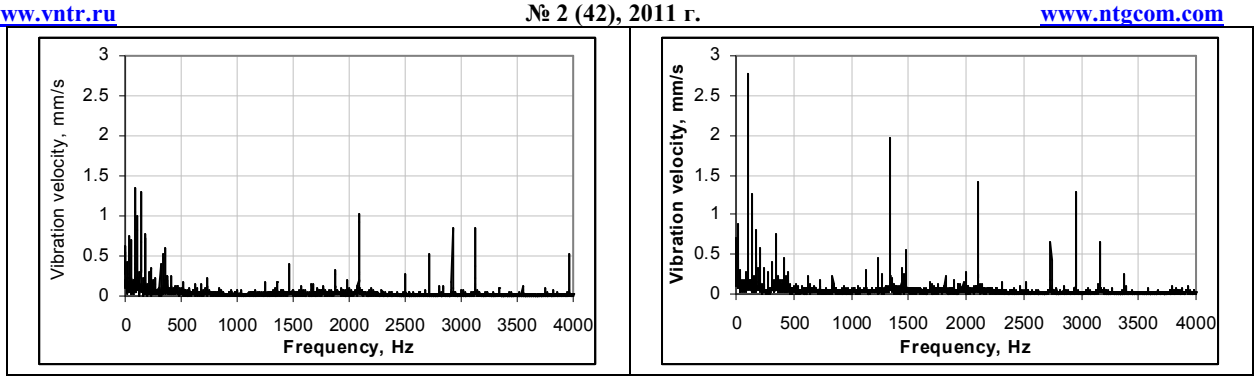
Полоса анализа	ΔF ≈4.0 кГц	ΔF ≈0.5 кГц								
Дата	0-4.0	0.1-0.5	0.5-1.0	1.0-1.5	1.5-2.0	2.0-2.5	2.5-3.0	3.0-3.5	3.5-4.0	Примечание
14.10.08_15.01	1	1	1	1	2	4	1	1	1	Эталон
15.10.08_03.01	1	1	1	1	1	5	3	2	1	
21.10.08_15.01	1	1	1	1	4	23	1	1	1	Развитый дефект
22.10.08_03.01	1	2	1	1	4	35	1	1	1	РЛ 1-й ст. КНД
22.10.08_15.01	1	1	1	1	3	28	1	1	1	(полоса 2.0-2.5 кГц)
24.10.08_03.01	1	1	2	1	1	4	1	1	1	
30.10.08_15.01	1	1	1	2	2	14	21	3	1	
31.10.08_15.01	1	2	1	1	2	36	1	1	1	
01.11.08_03.01	3	2	2	1	2	27	7	1	1	
02.11.08_03.01	1	1	2	2	1	1	3	6	1	
02.11.08_15.01	1	1	1	5	1	1	4	4	1	
05.11.08_15.01	1	1	1	2	1	11	5	1	1	
06.11.08_15.01	1	1	1	1	2	24	7	3	1	
08.11.08_15.01	1	1	1	1	1	1	3	10	1	
09.11.08_15.01	1	1	1	4	1	1	5	5	1	
16.11.08_03.01	1	2	3	2	3	5	1	1	1	
18.11.08_15.01	1	1	1	1	3	45	1	2	1	
20.11.08_03.01	2	2	2	2	2	2	3	1	1	
21.11.08_03.01	1	1	2	2	1	63	1	2	1	
24.11.08_03.01	1	1	3	3	4	40	1	6	3	
24.11.08_15.01	1	1	2	3	7	61	1	3	1	
25.11.08_03.01	1	1	2	5	8	74	1	1	1	Появление
27.11.08_15.03	1	1	1	8	6	41	4	10	1	выбросов вибрации
28.11.08_15.03	1	1	1	5	4	12	1	13	5	в полосе дефекта
29.11.08_15.03	2	1	3	12	4	7	1	14	8	внутреннего кольца
30.11.08_15.01	1	1	3	6	6	36	1	5	1	ш/п ПО КНД
02.12.08_03.03	2	1	4	8	7	3	1	10	1	(полоса 1.0-1.5 кГц)
02.12.08_15.03	1	1	2	6	10	44	1	3	2	
05.12.08_15.01	1	1	1	3	2	33	2	8	1	
06.12.08_03.01	2	1	2	4	6	90	1	5	2	Макс. повреждение
06.12.08_15.01	1	1	2	9	13	101	1	7	1	РЛ 1-й ст. КНД
07.12.08_15.01	1	1	1	7	9	71	1	13	7	
09.12.08_03.01	1	1	3	4	5	14	1	4	1	
10.12.08_03.03	1	1	1	4	5	2	1	2	17	
10.12.08_15.03	1	1	3	4	5	1	5	13	1	
11.12.08_03.03	1	1	6	7	5	22	7	2	1	
11.12.08_15.03	1	1	3	8	2	27	9	2	1	
12.12.08_03.03	1	1	8	30	3	37	9	1	1	Развитие дефекта
13.12.08_03.03	2	1	4	51	3	24	7	7	1	внутреннего кольца
13.12.08_15.03	1	1	4	68	5	8	1	14	2	ш/п ПО КНД
14.12.08_03.03	3	1	6	42	5	39	5	3	1	
14.12.08_15.03	3	1	4	35	7	40	1	1	1	
15.12.08_03.03	6	2	4	632	5	14	11	3	1	Значительные повреждения
15.12.08_15.03	6	4	3	206	2	3	2	2	1	внутреннего кольца
16.12.08_03.03	5	4	4	132	2	8	3	1	1	ш/п ПО КНД
16.12.08_15.01	16	5	8	388	11	17	2	28	2	
17.12.08_03.01	20	10	11	295	11	5	1	17	3	Разрушение сепаратора
17.12.08_15.01	100	89	14	145	10	9	4	27	3	ш/п ПО КНД

Данные, приведенные в таблице виброреактивности, позволяют локализовать полосы частот, в которых наблюдаются наибольшие изменения вибросигнала, установить хронологию, скорость изменения вибросигналов и выявить причинно-следственные связи изменения вибраций в различных полосах частот. Применительно к корпусной измерительной точке КНД-верт вблизи ПО КНД можно сделать заключение, что наибольшая изменчивость вибросигнала наблюдается в полосе проявления дефекта внутреннего кольца шарикового подшипника ПО КНД (**ΔF** =1.0-1.5 кГц). Устойчивый рост дискриминанта начался 12.12.08_03.03 (**Id**=30), достиг максимума 15.12.08_03.03 (**Id**=632.3) в момент максимального разрушения кольца, после чего последовал спад уровня, характерный для процесса разрушения элементов подшипника. Из таблицы виброреактивности в полосах частот 0-4.0 и 0.1-0.5 кГц следует, что значимые изменения широкополосного вибросигнала появились лишь 16.12.08_15.01 – за сутки до аварийного останова двигателя, а в зоне оборотных частот – только 17.12.08_15.01- практически в момент останова. Это говорит о том, что дефекты подшипников качения проявляются на корпусе, как в широкой полосе частот, так и в диапазонах заводских уставок лишь на последней стадии развития повреждений, по-видимому при разрушении сепаратора.

Как следует из таблицы, разрушению элементов шарикового подшипника ПО КНД предшествовали существенные флуктуации амплитуды виброскорости (и, соответственно, дискриминанта) в полосе частот 2.0-2.5 кГц, возможно, вызванные повреждениями рабочих лопаток 1-ой ступени КНД типа забоин, сколов или эрозионного износа. Такого рода незначительные повреждения лопаточного аппарата компрессора сказываются, в основном, на амплитуде лопаточной частоты и глубине ее амплитудной модуляции. Наибольший рост виброреактивности в данной полосе наблюдался 06.12.08_15.01 (**Id** =101.2).

5. Сравнительная оценка реакции стандартных вибрационных параметров и S-дискриминантов на разрушение шарикового подшипника ПО КНД двигателя ДГ-90. Известно, что в системе вибромониторинга компрессорной станции ориентирами для оценки технического состояния трехвального судового газотурбинного двигателя стандартными методами служат значения заводских уставок предупредительной и аварийной сигнализации, срабатывающей при превышении уровней виброскорости (СКЗ) в полосах частот: 30-400 Гц (15 и 20 мм/с), и амплитуды виброскоскорости первых трех гармоник частоты вращения ротора компрессора низкого давления, компрессора высокого давления и турбины нагнетателя (соответственно: 8 и 12 мм/с; 6 и 9 мм/с; 4 и 6 мм/с). Известна также низкая эффективность данного подхода при измерении корпусной вибрации из-за высокого уровня помех и низкой информативности вибросигналов, что безусловно дискредитирует саму идею вибромониторинга и вибродиагностики неисправностей машинного оборудования, если не используются более эффективные методы. Именно поэтому интересно произвести сравнительную оценку реакции стандартных вибрационных параметров и S-дискриминантов в различных полосах частот на развитие деградационных процессов в подшипнике.

На рис.2 приведены спектры виброскорости корпусной точки КНД-верт двигателя ДГ-90 для нормального состояния шарикового подшипника ПО КНД (рис.2, *а*) и при значительном повреждении внутреннего кольца подшипника (рис.2, *б*), проявляющемся в виде спектра амплитудной модуляции в окрестности частоты дефекта внутреннего кольца **Fвн** ≈12.84 **Fр**=1323 Гц.



а) *б*)

Рис.2. Спектры виброскорости (мм/с) т. КНД-верт двигателя ДГ-90 в нормальном состоянии (*а*) - от 14.10.08_03.01 и при развитом эксплуатационном повреждении внутреннего кольца шарикового подшипника ПО КНД (*б*) - от15.12.08_03.03.

Вернемся к вопросу о заводских уставках, предназначенных для системы вибромониторинга технического состояния узлов двигателя ДГ-90. Несмотря на то, что вероятность повреждения подшипников качения в ГТД достаточна высока, ни одна из уставок не ориентирована на обнаружение повреждений подшипников, хотя в спектрах вибрации корпусных конструкций двигателя рост амплитуды виброскорости на частоте дефекта внутреннего кольца шарикового подшипника ПО КНД виден невооруженным глазом (см.рис.2, *б*). Основной упор сделан на контроль роста вибрации на гармониках оборотных частот, хотя дефекты подшипников качения проявляются на частотах, не кратных частоте вращения ротора, и только при значительных повреждениях элементов подшипника, приводящих к изменению положения линии вала в подшипнике, например, из-за разрушения сепаратора, наблюдается рост амплитуды вибрации на оборотной частоте и ее гармониках. В качестве примера на рис.3 изображены графики трендов уровней СКЗ виброскорости в полосе частот 30-400 Гц, амплитуд 1-ой и 2-ой гармоник частоты вращения ротора КНД, а также значения уставок для предупредительной сигнализации в этих полосах частот.

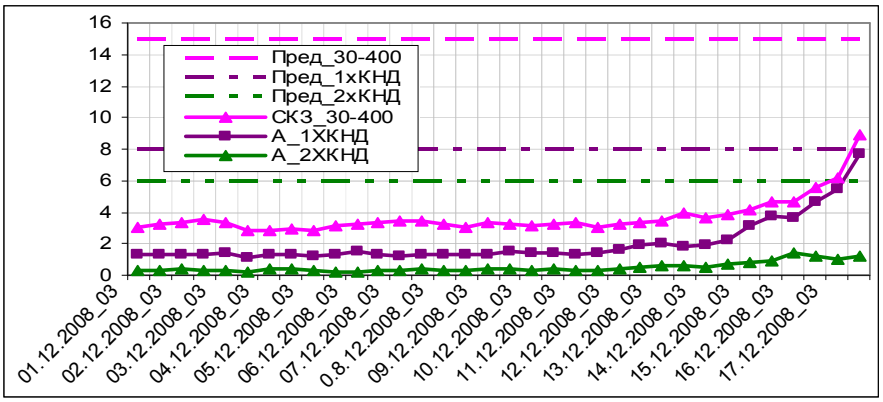


Рис.3. Тренды уровней виброскорости (СКЗ, мм/с) в полосах заводских уставок т. КНД-верт двигателя ДГ-90 при деградации шарикового подшипника ПО КНД и уровни СКЗ предупредительной сигнализации для уставок на первой (1хКНД) и второй (2хКНД) гармониках **Fр-кнд** и в полосе 30-400 Гц (пунктирные линии).

Только одна кривая (на частоте вращения ротора КНД) близко подходит к уровню предупредительной сигнализации, и то в последнем измерении от 17.12.08 перед остановом двигателя на ремонт из-за повреждения шарикового подшипника ПО КНД, демонстрируя рост СКЗ по сравнению с нормой приблизительно в 5 раз. Для сравнения реакции стандартных параметров, реально использующихся для контроля технического состояния ГТД (рис.3), и реакции дискриминантов вибрации в т.КНД-верт на деградацию подшипника в зоне оборотных частот (0.1-0.5 кГц) и в зоне частоты дефекта внутреннего кольца (1.0-1.5

кГц) на рис.4 представлены графики трендов дискриминантов **Id** в этих полосах частот и в широкой полосе (0-4.0 кГц) на интервале эксплуатации ГТУ с 01.12.08 по 17.12.08.

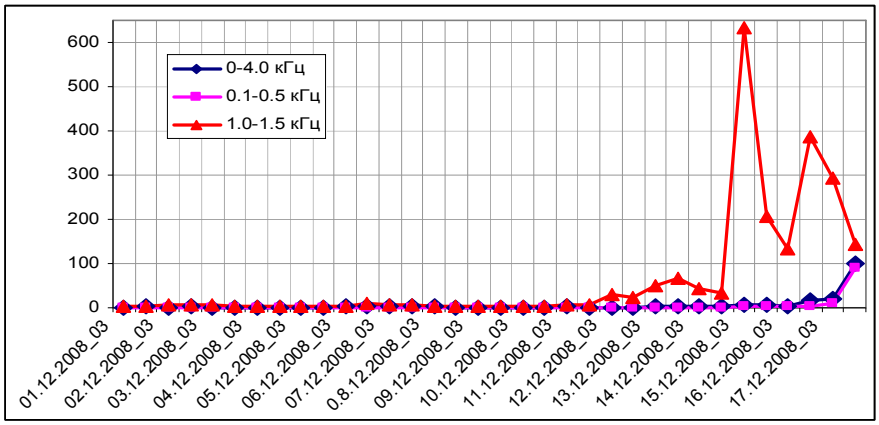


Рис.4. Тренды дискриминантов $\mathbf{I_d}$ виброскорости в т.КНД-верт двигателя ДГ-90 в полосах частот: 0-4.0; 0.1-0.5 и 1.0-1.5 кГц при деградации подшипника ПО КНД.

Графики демонстрируют: во-первых, высокую чувствительность дискриминанта в полосе частот (1.0-1.5 кГц) к повреждению подшипника (max Id=630 от 15.12.08_03.03); во-вторых, очевидное запаздывание реакции вибрации в зоне оборотной частоты и в широкой полосе частот на повреждение подшипника, а также значительно более низкую чувствительность к данному повреждению (max Id≈100). Тем не менее, чувствительность этих дискриминантов в 20 раз превышает чувствительность абсолютного значения амплитуды вибрации на частоте вращения вала КНД (в полосе заводской уставки).

6. Выводы. В статье показано, что для эффективного контроля технического состояния газотурбинных двигателей, раннего обнаружения дефектов и локализации источников повышенной виброреактивности процедура вибромониторинга должна опираться на информацию, содержащуюся в параметрах вибросигнала, чувствительных к выбросам и малым изменениям амплитуды вибраций. Этим требованиям отвечает алгоритм вибромониторинга на основе оценки изменений безразмерных S-дискриминантов, использование многомерных трендовых характеристик которых позволяет решить несколько проблем: организацию автоматизированной процедуры вибромониторинга, раннее обнаружение эксплуатационных повреждений, первичную идентификацию повреждений и установление причинно-следственных связей их развития со временем наработки.

Литература

1. ISO 13373-1:2002. Condition monitoring and diagnostics of machines. Vibration condition monitoring. Part 1: General procedures.
2. ГОСТ Р 52526-2006. Установки газотурбинные с конвертируемым авиационным двигателем. Контроль состояния по результатам измерения вибрации на невращающихся частях. Госстандарт, Москва, 2006.
3. Соколова А.Г. Алгоритм вибромониторинга машинного оборудования с адаптацией к базовому состоянию // Контроль. Диагностика. – 2005. - № 11. - С. 30 – 40.
4. Asja Sokolova, Felix Balitsky. On some critical machinery vibration monitoring algorithm and its application for incipient fault detection and localization // Diagnostyka. /, PTDT (Polskie Towarzystwo Diagnostyki Technicznej) Wydziale Nauk Technicznych Polskiej Akademii Nauk.- / ISSN 1641-6414 / – 2008. - № 3(47). - P.121-124.

5. Соколова А.Г., Балицкий Ф.Я. Вибромониторинг машинного оборудования и раннее обнаружение эксплуатационных повреждений / Вестник научно-технического развития. Исследования, инновация, внедрения.
URL: http://www.vntr.ru/ftpgetfile.php?id=199 (дата обращения: 20.12.2010).
6. Соколова А.Г. Метод локализации источников повышенной виброреактивности машинного оборудования по данным дискриминантного анализа в задачах вибромониторинга и диагностики неисправностей / Вестник научно-технического развития. Исследования, инновация, внедрения.
URL: http://www.vntr.ru/ftpgetfile.php?id=384 (дата обращения: 24.12.2010).
7. Asja Sokolova, Feliks Balitsky, Localization of increased vibroreactivitity sources based on S-discriminant analysis and exemplified on gas turbine unit / XXIV Symposium “Vibration in physical systems”, Bedlevo (near Poznan), May 11-15, 2010 // VIBRATION IN PHYSICAL SYSTEMS / Editors: Czeslaw Cempel, Marian W. Dobry. - Poznan, Poland. - 2010. - Vol. 24. - P. 373-378.
8. Соколова А.Г., Балицкий Ф.Я. и др. Вибромониторинг и раннее обнаружение эксплуатационных повреждений ГТД методом оценки виброреактивности корпусных конструкций // Сборник тезисов III Международной научно-технической конференции «АВИАДВИГАТЕЛИ XXI ВЕКА». - ЦИАМ им Баранова, Москва, 30.11.2010-03.12.2010. – 2010. - С. 1585-1589.

Поступила: 15.12.2010.