

01.02.06
И 204

Контрольный
экземпляр

На правах рукописи

Иванов Дмитрий Юрьевич



**ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДА ФАЗОВЫХ ПОРТРЕТОВ ДЛЯ АНАЛИЗА
ДИНАМИКИ И ОЦЕНКИ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ
ТРИБОСОПРЯЖЕНИЙ РОТОР – ПОДШИПНИКИ СКОЛЬЖЕНИЯ
С ПЛАВАЮЩИМИ ВРАЩАЮЩИМИСЯ ВТУЛКАМИ**

01.02.06 – Динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры

05.02.02 – Машиноведение, системы приводов и детали машин

Автореферат

диссертации на соискание ученой степени

кандидата технических наук

Челябинск, 2003

Работа выполнена на кафедре «Автомобильный транспорт»
Южно-Уральского государственного университета.

Научный руководитель – кандидат технических наук, доцент, Захезин А.М.

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор Некрасов С.Г.
кандидат технических наук, доцент Прохоров А.А.

Ведущее предприятие – Научный инженерный центр «Надежность и ресурс
больших систем машин» Уральского отделения РАН, г.Екатеринбург.

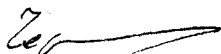
Защита состоится 18 июня 2003 г., в 15 часов, на заседании специализи-
рованного диссертационного совета Д212.298.02 при Южно-Уральском госу-
дарственном университете по адресу: 454080, г. Челябинск, пр. им. Ленина, 76.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке университета.

Отзыв на автореферат в двух экземплярах, заверенных печатью, просим
направлять по адресу: 454080, г. Челябинск, пр. им. Ленина, 76, Ученый совет.

Автореферат разослан 17 мая 2003г.

Ученый секретарь специализированного
диссертационного совета Д212.298.02,
доктор технических наук, профессор

 Чернявский А.О.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. В автомобиле- и тракторостроении для повышения мощности дизельных двигателей применяются системы наддува с малоразмерными турбокомпрессорами (ТК). Решающим фактором их безаварийной работы является техническое состояние подшипников ротора, отличительная особенность которых – наличие промежуточных элементов в виде плавающих невращающихся (ПН) или вращающихся (ПВ) втулок. Такие конструкции подшипников являются двухслойными (с двумя смазочными слоями), и за счет этого удается обеспечить устойчивость ротора при повышенных частотах вращения.

Однако характеристики устойчивости ротора могут изменяться в зависимости от параметров технического состояния трибосопряжения ротор-подшипник скольжения. При определенных значениях параметров трибосопряжения ротор теряет устойчивость, ухудшаются гидромеханические характеристики, и происходит аварийный выход из строя всей турбомашин. Как правило, при производстве и ремонте ТК состояние подшипников ротора контролируют косвенно по перепаду давления масла на входе и выходе. Это является единственным методом их безразборной диагностики. Его низкая достоверность приводит к тому, что до 15% исправных агрегатов направляются в повторный ремонт, а в процессе производства бракуются. Работоспособность подшипников подтверждается только после разборки ТК. В то же время есть основания считать, что для оценки технического состояния подшипников можно применять методы и средства анализа вибрационного сигнала, снятого с корпуса ТК.

Хотя возможности методов анализа вибрационных сигналов корпуса турбомашин для оценки технического состояния трибосопряжений с ПВ втулками, не исследованы, для обычных гидродинамических подшипников (подшипников с одним смазочным слоем) они изучены достаточно хорошо. При этом достаточно хорошо исследована динамика шипа и втулки в корпусе подшипника, но жесткость опоры и отклонения профиля поверхностей трения при этом не учитываются.

Исследование колебаний однослойных подшипников традиционно базируется на спектральном анализе вибросигналов с корпуса подшипника, при котором отслеживается рост компонент спектра в определенных частотных диапазонах. Пространство диагностических признаков дефектов подшипников скольжения ограничивается небольшим числом характеристик, реагирующих на грубые неисправности, когда распознать дефект можно лишь при его значительном развитии. Следовательно, традиционные системы вибродиагностики подшипников скольжения работают по существу в режиме аварийного выключателя.

Другим методом оценки технического состояния может быть метод, основанный на анализе фазовых портретов вибросигналов. Метод известен в теории колебаний для исследования нелинейных динамических систем.

Существуют несколько предпосылок для применения метода фазовых портретов к анализу вибросигналов корпуса подшипника с ПВ втулкой с целью оценки динамики и технического состояния трибосопряжений ротор–подшипники. Первое: известно, что названная динамическая система является нелинейной, реакции в смазочных слоях зависят от взаимного положения и скорости поверхностей, ограничивающих эти слои. Второе: на фазовом портрете отображается сразу две характеристики движения, что дает возможность получить больше информации о поведении системы, чем при спектральном анализе, где используется только одна составляющая движения. Третье: по известным характеристикам движения необходимо получить параметры системы ротор–подшипник, что является обратной задачей метода фазовых пространств и первой задачей динамики.

В этой связи применение метода фазовых портретов вибросигналов для анализа динамики и оценки технического состояния трибосопряжений ротор–подшипники скольжения с ПВ втулками представляется актуальным.

Работа выполнялась в рамках Комплексной программы фундаментальных исследований проблем машиностроения, механики и процессов управления УрО РАН на 1995 – 2005 год по разделу 2 – «Машиностроение и технологии». Направление 2.3.3 – «Механика деформируемых, перспективных материалов, конструкций и сооружений, трибология».

Цель исследования заключается в обосновании применения метода фазовых портретов вибросигналов корпуса турбомашин для анализа динамики и оценки технического состояния трибосопряжений ротор–подшипники скольжения с плавающими вращающимися втулками, что обеспечит выявление типовых повреждений опор и количественную оценку степени развития дефектов.

Научная новизна

1. В разработанной модели динамики трибосопряжения ротор–гидродинамический подшипник с ПВ втулкой предусмотрена возможность учета влияния на уровень колебаний подвижных элементов системы жесткости корпуса и отклонений профилей поверхностей, ограничивающих смазочные слои, от идеальной (круглоцилиндрической) формы.

2. На примере турбокомпрессора теоретически и экспериментально обоснована возможность применения метода фазовых портретов вибросигналов корпуса роторных машин для оценки технического состояния трибосопряжений ротор–подшипники скольжения с ПВ втулками.

3. Получены наиболее информативные характеристики фазовых портретов вибросигналов, соответствующие типичным дефектам ротора и подшипника с ПВ втулкой (увеличенные дисбаланс ротора и диаметральные зазоры, неидеальная геометрия поверхностей подшипников).

4. На основании динамики подвижных элементов трибосопряжения ротор–гидродинамический подшипник с ПВ втулкой выявлены закономерности изменений характеристик фазовых портретов вибросигналов, полученных с

корпуса роторной машины, в зависимости от изменений параметров технического состояния подшипника.

Достоверность полученных результатов обосновывается: строгостью используемого в работе математического аппарата; сопоставлением результатов расчетов и экспериментов; применением апробированных экспериментальных методов изучения виброактивности подшипников скольжения с использованием современных средств измерений и обработки сигналов вибрации.

Практическая значимость работы. Разработанный метод оценки технического состояния системы ротор–гидродинамические опоры с ПВ втулками позволяет на основе анализа фазовых портретов вибросигналов корпуса роторной машины контролировать качество изготовления и ремонта подшипниковых узлов, проводить их предремонтную диагностику.

Широко применяемый при проектировании и доводке конструкций опор скольжения с ПВ втулками программный комплекс «Ротор» (свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ № 980414, 1998г.) дополнен блоком, обеспечивающим возможность расчета гидромеханических характеристик трибосопряжений при неидеальных профилях опорных поверхностей втулки и корпуса.

Реализация. Разработанный метод оценки технического состояния на основе анализа фазовых портретов внедрен для диагностирования подшипников механизмов на АО «ЧТПЗ». Программный комплекс «Ротор» используется в ГСКБ «Трансдизель» при проектировании и доводке конструкций малоразмерных турбомашин с трибосопряжениями ротор–подшипники с ПВ втулками. Метод и оборудование для оценки технического состояния на основе анализа фазовых портретов вибросигналов используются при проведении лабораторных работ по курсу: «Вибродиагностика механизмов» для специальности 150200 «Автомобили и автомобильное хозяйство».

Внедрения подтверждены соответствующими актами.

Апробация работы. Основные положения диссертации доложены и обсуждены на международных и всероссийских конференциях: II, III, IV, V международной научно-технической конференции «Вибрационные машины и технологии» (Курский ГТУ, 1995 – 2001), Asia-Pacific Vibration Conference (Seul, 1997; Singapoure, 1999), International Conference on Vibration Engineering (Dalian, China, 1998), XVII Международной межвузовской школе семинаре «Методы и средства технической диагностики» (Йошкар-Ола, 2000), XXII Российской школе по проблемам науки и технологий (Миасс: МНУЦ, 2002) и научно-технических конференциях Южно-Уральского государственного университета (Челябинск, 1995 – 2002).

На защиту выносятся следующие основные научные результаты.

1. Разработанная модель динамики трибосопряжения ротор–гидродинамический подшипник с ПВ втулкой, учитывающая жесткость корпуса роторной машины и отклонение формы поверхностей, ограничивающих смазочные слои, от идеальной круглоцилиндрической.

2. Установленные закономерности изменения динамических характеристик подвижных элементов трибосопряжения ротор–гидродинамический подшипник с ПВ втулкой при отклонениях формы поверхностей подшипников от идеальной (круглоцилиндрической).

3. Полученные результаты исследований по обоснованию применения метода фазовых портретов вибросигналов корпуса роторной машины для оценки технического состояния трибосопряжения ротор–гидродинамический подшипник с ПВ втулкой.

4. Выявленные диагностические признаки дефектов трибосопряжения ротор–гидродинамический подшипник с ПВ втулкой на примере малоразмерной турбомшины.

5. Разработанное пространство диагностических признаков дефектов трибосопряжений ротор–подшипник с ПВ втулкой, позволяющее определять их техническое состояние и оценивать степень развития дефектов.

Основные положения диссертации опубликованы в 9 статьях. Получен патент РФ № 2187086: «Способ определения состояния объектов при вибродиагностике».

Диссертация состоит из введения, четырех глав, заключения, библиографического списка, включающего 154 источника, приложения; изложена на 176 страницах машинописного текста; содержит 52 рисунка, 5 таблиц. В приложение включены вспомогательные материалы и акты внедрения результатов работы.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В первой главе выполнен анализ литературы, посвященной теоретическим и экспериментальным исследованиям виброактивности подшипников скольжения, методов их диагностики и расчету нелинейной динамики опор скольжения с промежуточными элементами в виде ПВ и ПН втулок.

Применяемые в настоящее время методы вибродиагностики машинного оборудования базируются на фундаментальных работах А.В. Баркова, М.Д. Генкина, А.С. Гольдина, В.П. Калявина, А.В. Мозголевского, Э.Л. Мышинского, В.И. Попкова, О.И. Попкова, А.Г. Соколовой, А.К. Явленского, К.Н. Явленского и др.

Методам расчета нелинейной динамики роторов, вращающихся на гидродинамических подшипниках скольжения, посвящены работы А.К. Бояршиновой, А.Г. Бургвица, Е.А. Задорожной, М.П. Ковалева, М.В. Коровчинского, С.П. Левитана, В.А. Максимова, Г.С. Маслова, В.Н. Прокопьева, Ю.В. Рождественского, В.А. Светлицкого, В.И. Суркина, И.Я. Токаря.

Теоретическим основам исследований и анализа нелинейных колебаний, на базе которых обосновывается применение фазовых портретов для оценки технического состояния, посвящены работы А.А. Андропова, А.А. Витта, С.Э. Хайкина, А. Тондла, Ф.Муна и др.

Обзор литературы показал, что известные методы расчета динамики подвижных элементов трибосопряжений ротор–подшипники с ПВ втулками дают возможность теоретически исследовать их нелинейные колебания с учетом реальных способов подачи смазки и изменения геометрии поверхностей корпуса и втулки, что создает предпосылки для применения анализа вибросигналов на фазовых плоскостях. Возможности применения традиционного спектрального анализа для диагностирования подшипников с ПВ втулками сильно ограничены. Это объясняется малой виброактивностью корпуса роторной машины с ротором, вращающимся на таких подшипниках. При этом из-за существенной нелинейности колебаний элементов опоры с ПВ втулками разделить проявления дефектов в вибросигнале корпуса методами спектрального анализа не представляется возможным. По причине зашумленности спектров об изменении состояния приходится судить после значительного изменения информативных компонент спектра, что для подшипников скольжения соответствует аварийному или предаварийному состоянию. В спектре раскладывается по частотам одна составляющая – виброускорение, виброскорость или виброперемещение. Фазовый портрет использует две составляющие (например, ускорение – скорость, скорость – перемещение) и их различные комбинации. Кроме того, построив фазовые портреты на основе узкополосных вибросигналов после частотной фильтрации, можно получить более информативное признаковое пространство.

На основе вышесказанного сформулированы следующие задачи исследования.

1. Выполнить теоретические исследования динамики трибосопряжения ротор–гидродинамический подшипник с ПВ втулкой с учетом жесткости корпуса и отклонения формы поверхностей трения от идеальной круглоцилиндрической и на этой основе обосновать выбор характерных частотных диапазонов проявления дефектов в вибросигнале.

2. Экспериментально исследовать базовые характеристики вибросигнала с корпуса роторной машины при различных технических состояниях подшипников ротора на примере турбокомпрессора ТКР7С.

3. Определить возможность использования характеристик фазовых портретов в качестве источника информации для обнаружения дефектов трибосопряжения ротор–подшипник скольжения с ПВ втулкой, выявить характеристики, обладающие наибольшей информативностью.

4. Установить связь динамической системы шип–подшипник с диагностическими признаками неисправностей и проявлением их в реальном вибросигнале корпуса подшипника. Построить пространство технических состояний подшипников ротора малоразмерного турбокомпрессора ТКР7С.

5. Проверить адекватность полученных теоретических зависимостей на основе сравнения их с экспериментальными.

6. Показать эффективность разработанного метода оценки технического состояния путем сравнения его информативности с традиционными характеристиками спектрального анализа.

Во второй главе с целью выявления частотных диапазонов проявления дефектов в сигналах, снимаемых с корпуса подшипника, а также для определения влияния изменений параметров технического состояния на нелинейную динамику трибосопряжения ротор – подшипник (рис.1,а) проведено расчетное исследование.

Система дифференциальных уравнений для расчета динамики трибосопряжений с плавающими втулками и их гидромеханических характеристик состоит из уравнений движения подвижных элементов, уравнений Рейнольдса для гидродинамических давлений в смазочных слоях и уравнения тепловых балансов для каждого из них.

Пошаговое интегрирование уравнений движения позволяет построить траектории движения подвижных элементов опоры и определить параметры их нелинейных колебаний. Интегрированием уравнения Рейнольдса определяются реакции смазочных слоев, действующие на втулки и шейки ротора, а из уравнений тепловых балансов находятся среднеинтегральные (расчетные) температуры смазочных слоев.

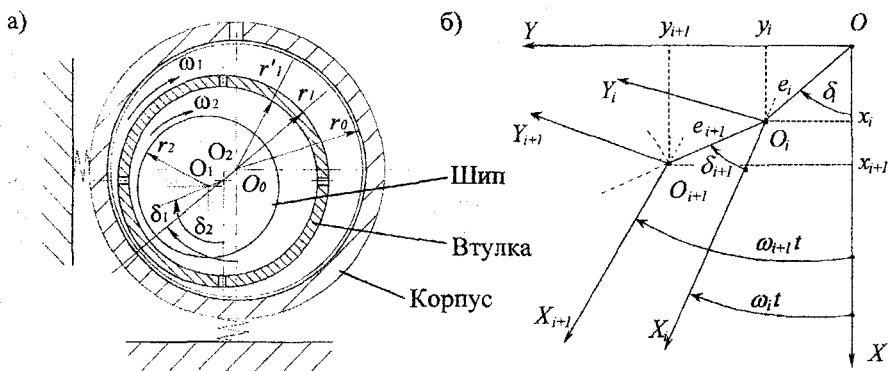


Рис.1. Расчетная схема опоры: а – схема опоры; б – система координат

Координаты, скорости и ускорения центров подвижных элементов в системе основания OXY (рис.1,б) определяются интегрированием уравнений движения корпуса $i = 0$, втулки $i = 1$ и шипа $i = 2$:

$$\begin{aligned}
 m_i \frac{d^2 x_i}{dt^2} &= m_i g + m_i \varepsilon_i \omega_i^2 \cos \omega_i t + R_{ix}^{(i)} + R_{(i+1)x}^{(i)} + F_{ix}^*; \\
 m_i \frac{d^2 y_i}{dt^2} &= m_i \varepsilon_i \omega_i^2 \sin \omega_i t + R_{iy}^{(i)} + R_{(i+1)y}^{(i)} + F_{iy}^*, \quad i = 0, 1, 2; \\
 J_i \frac{d\omega_i}{dt} &= -(M_i^{(i)} + M_{i+1}^{(i)}), \quad i = 1.
 \end{aligned} \tag{1}$$

Здесь m_i – массы подвижных элементов опоры; x_b, y_i – координаты центров подвижных элементов; t – время; g – ускорение свободного падения; ε_i – расстояния (дисбалансы) центров масс шипа и втулки; ω_1, ω_2 – угловые скорости вращения ротора и втулки; $R_{0x}^{(i)}, R_{0y}^{(i)}$ – реакции, обусловленные силами упругости корпуса, $R_{ix}^{(i)}, R_{iy}^{(i)}$ – проекции на оси OXY действующего на втулку главного вектора сил давлений, генерируемых в слое смазки между корпусом и втулкой; $R_{2x}^{(i)}, R_{2y}^{(i)}$ – проекции на оси OXY действующего на шип главного вектора сил давлений, генерируемых в слое смазки между шипом и втулкой; F_{ix}^*, F_{iy}^* – возможные дополнительные виды нагрузок; J_i – осевой момент инерции втулки; $M_1^{(i)}, M_2^{(i)}$ – моменты сил вязкого трения, действующие на внутреннюю и внешнюю поверхности втулки, где (i) – рассматриваемая поверхность.

$R_{0x}^{(i)}, R_{0y}^{(i)}$ – определялись из условия линейной жесткости корпуса и малого затухания, уравнение движения корпуса записывалось относительно положения статического равновесия (на рис. 1 а точки O и O_0 совпадают). Собственная частота корпуса $f_{0x,0y}$ в направлениях X, Y определена при модальных испытаниях конструкции корпуса, закрепленной на стенде. Жесткость определялась при ударном возмущении корпуса конечным импульсом S_q :

$$C_{0x,0y} = (2\pi f_{0x,0y})^3 \frac{S_q}{\ddot{q}(t)} \sin(2\pi f_{0x,0y} t), \text{ где } \ddot{q}(t) = \begin{bmatrix} \ddot{x}_0 \\ \ddot{y}_0 \end{bmatrix}. \text{ Приведенная масса корпуса } m_{0x,0y}$$

определялась по аналогии с модальной массой: $m_{0x,0y} = \frac{C_{0x,0y}}{(2\pi f_{0x,0y})^2}$. Упругие реакции корпуса были найдены как произведение жесткости на соответствующее перемещение:

$$R_{0x}^{(i)} = C_{0x} x_0, \quad R_{0y}^{(i)} = C_{0y} y_0. \quad (2)$$

Реакции и моменты трения смазочных слоев являются функциями координат и скоростей втулки и шипа:

$$R_{ix}^{(i)} = f(\omega_i, x_i, \dot{x}_i, y_i, \dot{y}_i), \quad R_{iy}^{(i)} = f(\omega_i, y_i, \dot{y}_i, x_i, \dot{x}_i); \quad (3)$$

$$M_{i1}^{(i)} = f(\omega_i, x_i, \dot{x}_i, y_i, \dot{y}_i), \quad M_{i2}^{(i)} = f(\omega_i, y_i, \dot{y}_i, x_i, \dot{x}_i), \quad i = 1, 2. \quad (4)$$

В свою очередь координаты и скорости втулки и шипа являются функциями гидродинамических давлений в смазочных слоях. Давления определяются интегрированием уравнения Рейнольдса для наружного $i=1$ и внутреннего $i=2$ смазочных слоёв:

$$r_i^2 \frac{\partial}{\partial \varphi_i} \left(\frac{h_i^3}{12\mu} \frac{\partial p_i}{\partial \varphi_i} \right) + \frac{\partial}{\partial z_i} \left(\frac{h_i^3}{12\mu} \frac{\partial p_i}{\partial z_i} \right) = \left(\frac{\omega_i - \omega_{i-1}}{2} \right) \frac{\partial h_i}{\partial \varphi_i} + \frac{dh_i}{dt}, \quad i = 1, 2. \quad (5)$$

Здесь $p_i(\varphi_i, z_i, t)$ – гидродинамическое давление; φ_i, z_i – координаты точки смазочного слоя; $\mu_i(\varphi_i, z_i, t)$ – коэффициент динамической вязкости смазки, соответствующий среднеинтегральной (расчетной) температуре смазочного слоя; r_i – радиус шипа и наружный радиус втулки; h_i – толщина смазочного слоя.

Дифференциальные уравнения Рейнольдса (5) интегрируются при граничных условиях Свифта – Штибера:

$$p_i \left[\varphi_i, z_i = \pm \frac{B_i}{2} \right] = 0; \quad p_i(\varphi_i, z_i) = p_i(\varphi_i + 2\pi, z_i); \quad p_i(\varphi_i, z_i) \geq 0,$$

где B_i – ширина смазочных слоев.

Наличие источников смазки учтены условиями равенства давления в области отверстий и канавок известному давлению подачи.

Толщина смазочного слоя $h(\varphi)$ характеризует геометрию подшипника (рис.2):

$$h(\varphi) = h^*(\varphi) - e \cdot \cos(\varphi - \delta). \quad (6)$$

Функция $h^*(\varphi)$ – толщина смазочного слоя, соответствующая центральному положению шипа, учитывает отклонения опорной поверхности от идеальной (базовой):

$$h^*(\varphi) = h_0 + r_k \sin(k\varphi + \alpha_k),$$

где r_k – амплитуда некруглости ($k=2,3,4,\dots$ – овальность, гранность и т.д.), $h_0=r_0-r$, r_0 – радиус базовой окружности; α_k – фаза k -й гармоники некруглости; e – относительный эксцентриситет, является функцией относительных перемещений.

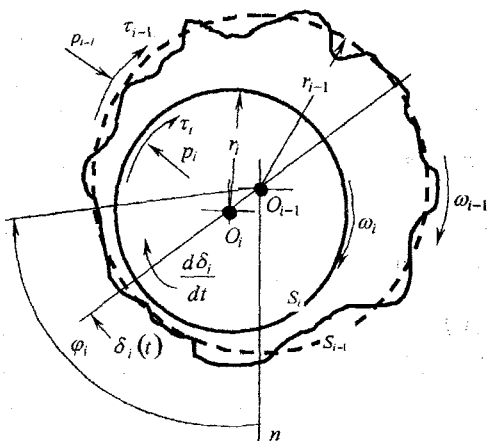


Рис.2. Произвольная геометрия опорной поверхности

отведенной смазкой, вытекающей в торцы подшипника. Теплообмен между слоями не учитывался.

В результате расчета получены траектории шипа и втулки относительно корпуса для различных отклонений поверхности последнего r_{kj} . На рис.3 показаны траектории шипа и втулки относительно корпуса для номинального состояния и вертикальной овальности корпуса. Влияние приращений параметров состояния $\Delta_{n.c.}$ на гидромеханические характеристики показано на рис.4.

Решением системы уравнений (1) находились ускорение, скорость и перемещение подвижных элементов опоры. Уравнения движения записывались в виде системы уравнений первого порядка, которая интегрировалась методом Рунге-Кутты с поправкой Мерсона. Температуры смазочных слоев вычислялись из уравнений тепловых балансов, отражающих равенства за некоторый промежуток времени средних количеств тепла, выделившегося в i -ом смазочном слое и

Хотя на спектре колебаний происходит снижение субгармоник частоты вращения шипа (рис.5), по траектории его центра можно судить о неблагоприятном влиянии овальности: «провал» шипа, долгая сходимость траектории к устойчивой орбите, прецессия орбиты. На основании этого далее рассматриваем вертикально ориентированную овальность корпуса как дефект. В аналогичном порядке определены такие дефекты как увеличенный дисбаланс ротора (смещение центра масс шипа), увеличенные наружный и внутренний радиальные зазоры. Дисбаланс приводит к увеличению оборотной гармоник в спектре

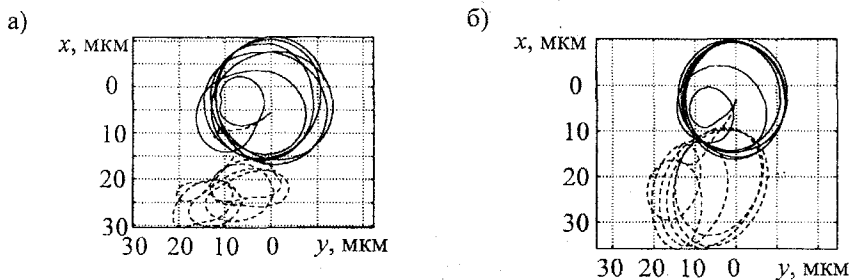


Рис. 3. Траектории шипа и втулки при вертикальной овальности корпуса: а – траектория шипа; б – траектория втулки; — — — — овальность 0 мкм; - - - - овальность 20 мкм

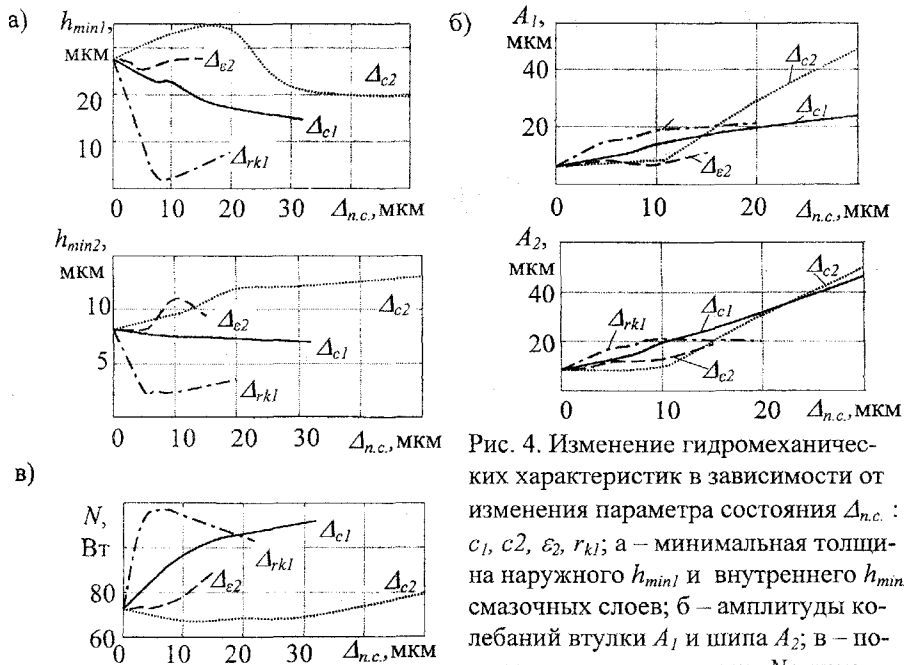


Рис. 4. Изменение гидромеханических характеристик в зависимости от изменения параметра состояния $\Delta_{н.с.}$: c_1 , c_2 , e_2 , r_{kl} ; а – минимальная толщина наружного h_{min1} и внутреннего h_{min2} смазочных слоев; б – амплитуды колебаний втулки A_1 и шипа A_2 ; в – потери мощности на трение N в узле

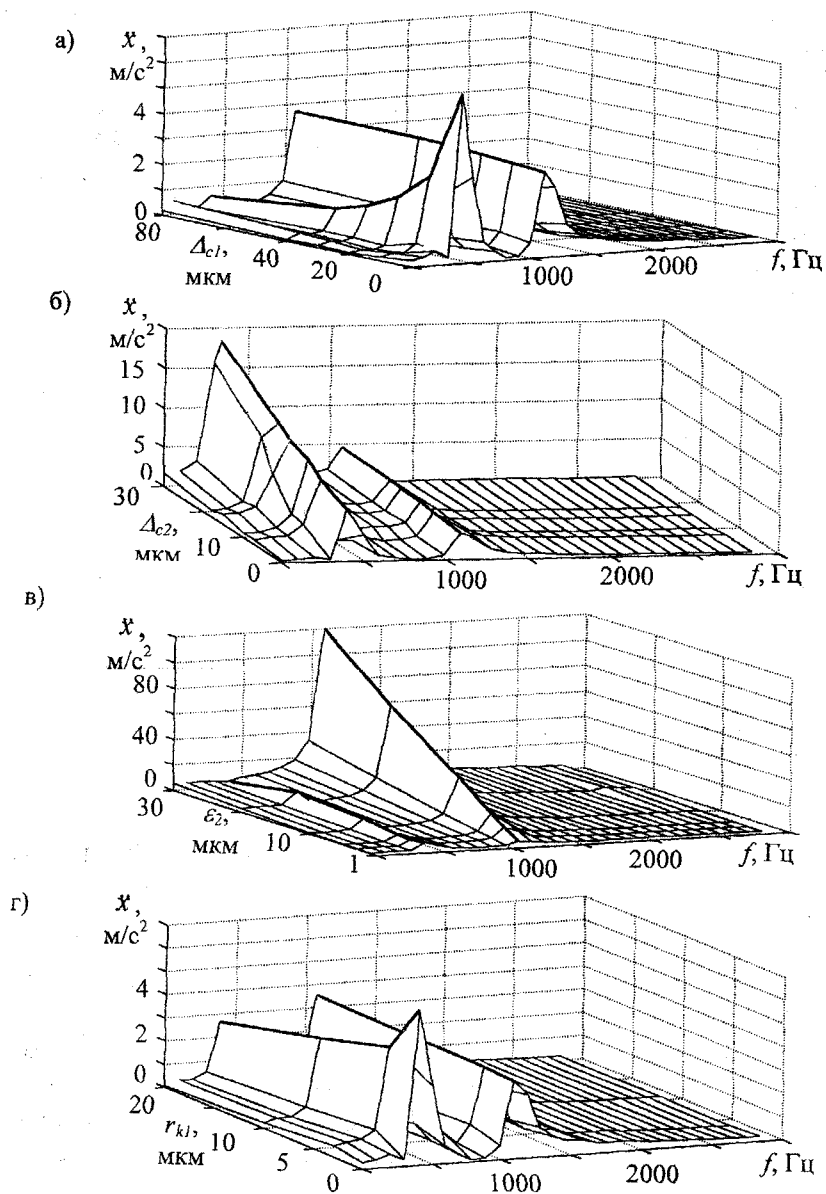


Рис. 5. Расчетные спектры ускорения при изменении параметра состояния:
 а – внешний зазор c_1 ; б – внутренний зазор c_2 ; в – смещение центра масс шипа ε_2 ; г – вертикальная овальность корпуса r_{kl}

и к повышению потерь мощности на трение. Рост внешнего зазора отрицательно сказывается на прецессии траектории и сходимости ее к устойчивой орбите, а так же - на повышении амплитуд колебаний шипа и втулки. С ростом внутреннего зазора увеличиваются потери мощности на трение, расход смазки, гидродинамические давления в смазочных слоях и амплитуды колебаний подвижных элементов.

По результатам теоретических расчетов с помощью быстрого преобразования Фурье проведен частотный анализ расчетных вибраций подшипника. Выявлены характерные диапазоны частот, в которых проявляются изменения параметров технического состояния. Для ε_2 характерны изменения амплитуды спектра на частоте, близкой к частоте вращения шипа f_r . Увеличение c_1 изменяет спектральные компоненты в диапазоне $0.4...0.48 f_r$ от, а c_2 - в пределах $0.3...0.4$ от f_r . Увеличение вертикально ориентированной овальности r_{kl} снижает компоненты спектра в диапазоне $0.33...0.48$ от f_r , но вносит изменения в общий уровень расчетного спектра виброускорений при удвоенной частоте f_r .

В третьей главе приводятся результаты экспериментальных исследований. Экспериментальное исследование выполнено для оценки изменений характеристик вибросигнала корпуса роторной машины при изменении параметров состояния подшипника с ПВ втулкой.

Поскольку без вмешательства в конструкцию турбокомпрессора колебания вала и втулки зарегистрировать затруднительно, экспериментальное исследование вибраций заключалось в измерении виброускорения на корпусе турбинного подшипника и основании, в месте крепления ТК. В процессе исследования моделировались различные технические состояния опорного узла: исправное, с дисбалансом ротора, с износом подшипника и вращающейся втулки.

Экспериментальное исследование проводилось на безмоторном стенде с замкнутым контуром для контроля состояния ТК (рис.6). Конструктивно стенд состоит из платформы-основания, где крепятся ТК (в данном случае ТКР7С), камера сгорания, топливный насос с электродвигателем, масляный насос.

Для изучения вибраций применялась измерительная система, включающая трехкомпонентный датчик виброускорений (пьезоэлектрический акселерометр)

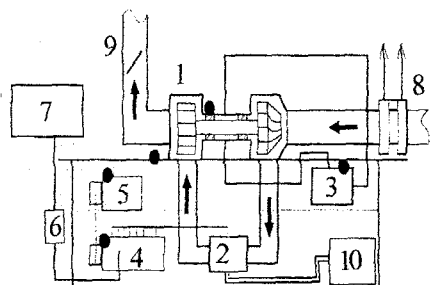


Рис.6. Схема стенда: 1 - турбокомпрессор; 2 - камера сгорания; 3 - масляный насос; 4 - топливный насос; 5 - электродвигатель; 6 - топливный фильтр; 7 - топливный бак; 8 - датчик расхода воздуха; 9 - регулирующая заслонка; 10 - нагнетатель. • - место установки датчика; → - направление газовых потоков

4321, усилитель сигнала, виброметр 2511 и измерительный магнитофон 7005 фирмы Брюль и Къер (Bruel & Kjaer), аналого-цифровой преобразователь фирмы «Виброцентр» и компьютер класса Pentium 2. Применяемое оборудование было метрологически аттестовано.

Обработка результатов измерений вибраций осуществлялась традиционными методами с помощью системы инженерных и научных расчетов MATLAB, предоставляющей широкие возможности обработки сигналов. Выполнен частотный анализ, включающий: вычисление комплексных спектров и спектров мощности, анализ амплитудной огибающей узкополосных сигналов, а также кепстральный анализ. Статистический анализ заключался в проверке стационарности и эргодичности сигналов, построении функций плотности распределения вероятностей амплитуд, определении эксцессов и безразмерных амплитудных дискриминант высших порядков. Гипотезы стационарности и эргодичности проверялись с помощью непараметрических критериев инверсий и Уилкоксона при уровне значимости 10%.

Точность вычисления характеристик сигнала определялась форматом представления численных данных при обработке и программировании в среде MATLAB, а также характеристиками АЦП и компьютера. Все это соответствует известным мировым аналогам.

Для оценки вклада в характеристики вибраций виброактивности вспомогательных агрегатов экспериментального стенда замеры виброускорения проводились в нескольких точках. В ходе эксперимента сделан вывод о пренебрежимо малом влиянии вибрации вспомогательных агрегатов стенда на составляющие вибрации непосредственно корпуса подшипника. Это объясняется большими различиями частотных диапазонов виброактивности ротора ТК (оборотная частота 1114 Гц) и вспомогательных агрегатов (максимальная несущая частота 146 Гц), а также их виброизоляцией. Например, топливный насос и электродвигатель установлены на резиновых изоляторах.

В результате установлено, что с помощью традиционных методов не удастся выявить признаки дефектов, позволяющих однозначно разделить влияние неисправностей на параметры вибросигнала. Статистические характеристики вибросигналов не являются однозначно информативными для различных технических состояний. Это объясняется нелинейными свойствами изучаемого объекта и традиционно низкой виброактивностью подшипников скольжения с ПВ втулками.

На рис.7 для примера показаны спектры ускорений корпуса опоры при двух вариантах комбинаций параметров состояния. Отличия в спектрах видны, но однозначно разделить изменения конкретных параметров затруднительно. Номинальными параметрами считаются $\varepsilon_1=1\text{мкм}$, $c_1=40\text{мкм}$, $c_2=18\text{мкм}$, $r_{k0}=0\text{мкм}$.

В четвертой главе обосновано применение фазовых портретов вибросигналов корпуса подшипника с ПВ втулкой для оценки его технического состоя-

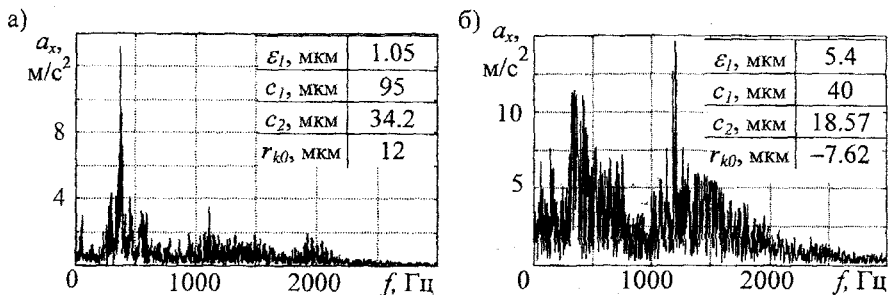


Рис. 7. Спектры виброускорения корпуса подшипника ТКР7С:
а – вариант 1, б – вариант 2

ния, проведена проверка адекватности разработанной математической модели нелинейной динамики подвижных элементов опоры с ГПВ втулками на примере турбокомпрессора ТКР7С, а также эффективность разработанного метода.

По результатам проведенных теоретического и экспериментального исследований делается вывод о хорошем соответствии определенных частотных диапазонов виброактивности подшипника. При этом традиционные методы частотного и статистического анализа не дают возможности четко и однозначно разделить дефекты, определить параметры состояния.

Для того чтобы найти более информативные характеристики, выполнено исследование имеющихся теоретических и экспериментальных реализаций на фазовых плоскостях. С помощью фильтрации полосовыми фильтрами в ранее определенных диапазонах частот были получены узкополосные сигналы ускорений, скоростей и перемещений. Далее вдоль осей фазовой плоскости откладывались различные производные и строились фазовые портреты. В общем случае фигура на фазовом портрете является зашумленной, тогда полоса фильтрации сигнала сужается, после построения фазового портрета выделяется эллипс с максимальными размерами (рис. 8–12). Фазовые портреты характеризуются различными параметрами: размерами осей, их поворотом, а также различными комбинациями этих параметров. Например, площадь эллипса на фазовом портрете включает произведение длин его осей. Наиболее чувствительные характеристики использованы в качестве информативных характеристик конкретных дефектов. На рис. 8–12 видны изменения характеристик фазовых портретов при изменении параметров технического состояния.

Выявлены диагностические признаки таких неисправностей, как увеличенные внешний c_1 и внутренний c_2 зазоры в подшипнике, смещение центра масс шипа ε_2 и отклонение профиля r_{kl} опорных поверхностей от круглого (рис. 8–11). Признаком увеличения внешнего зазора является фазовый портрет на основе сигналов виброперемещения и виброскорости, отфильтрованных в окрестности полуоборотной частоты узкополосным третьоктавным фильтром.

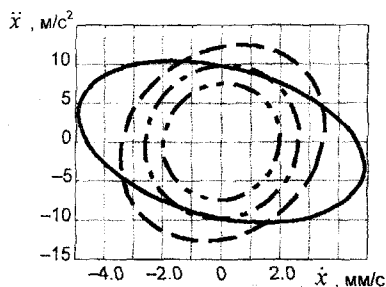


Рис.8. Фазовые портреты сигналов отфильтрованных около $0.48f$, при увеличении внешнего зазора:

— 40 мкм, - - - 50 мкм,
- . - 60 мкм, - . . - 70 мкм

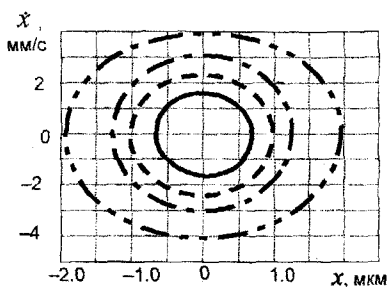


Рис.9. Фазовые портреты сигналов отфильтрованных около $0.3f$, при увеличении внутреннего зазора:

— 18 мкм, - - - 25 мкм,
- . - 28 мкм, - . . - 35 мкм

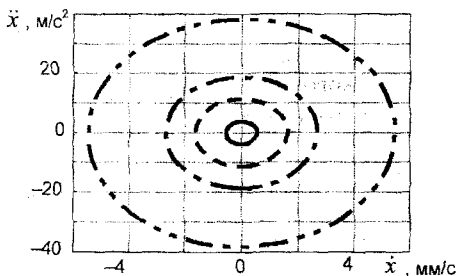


Рис.10. Фазовые портреты сигналов отфильтрованных около f_r при изменении смещения центра масс шипа:

— 1 мкм, - - - 3 мкм,
- . - 5 мкм, - . . - 10 мкм

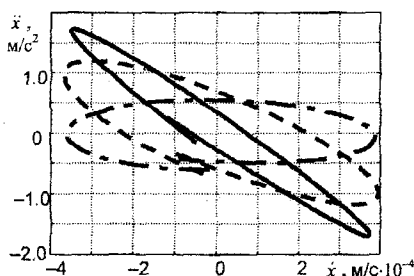


Рис.11. Фазовые портреты сигналов отфильтрованных около $2f_r$ при изменении вертикальной овальности корпуса:

— 5 мкм, - - - 10 мкм,
- . - 20 мкм

Увеличение зазора проявляется в уменьшении площади эллипса $S_{\Phi\Pi}$ на фазовом портрете (см. рис.8).

Увеличение внутреннего зазора проявляется увеличением площади эллипсов $S_{\Phi\Pi}$ на фазовых портретах сигналов, отфильтрованных около $0.3f_r$ в координатах перемещения и скорости (см. рис.9). При этом в спектре наблюдается рост пика на частоте $0.45f_r$ и его смещение к $0.3f_r$, что тоже может являться диагностическим признаком, но фазовый портрет является наиболее информативным. Увеличение смещения центра масс шипа проявляется на фазовых портретах, построенных на основе сигналов, отфильтрованных около частоты вращения вала (см. рис.10).

Отклонения профиля поверхности трения наружного подшипника от круглого в виде вертикально ориентированной овальности корпуса проявляется на фазовых портретах после фильтрации сигналов на удвоенной частоте вращения в виде поворота осей ϕ и изменения размеров эллипсов (рис.11).

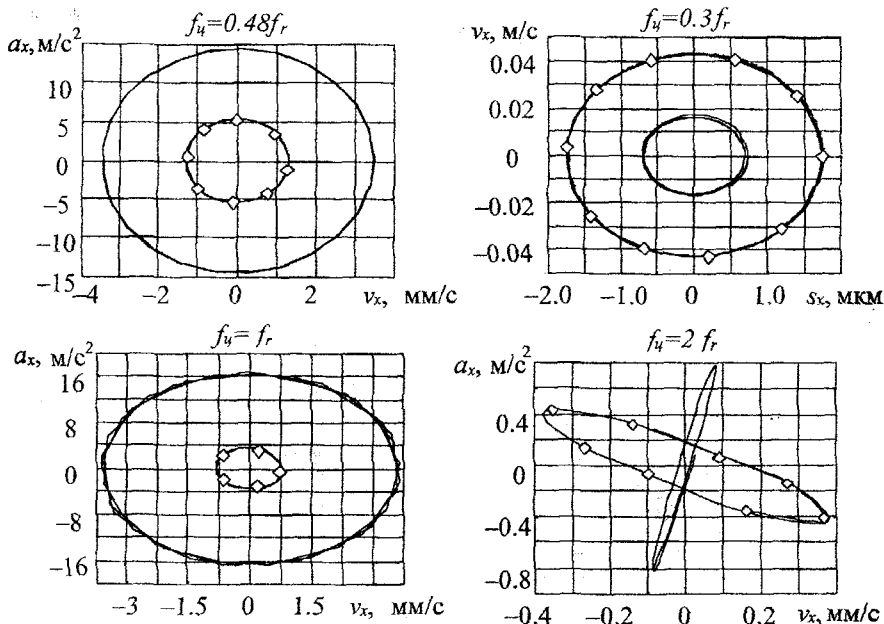


Рис.12. Экспериментальные фазовые портреты для вариантов, показанных на рис.5: $\diamond-\diamond-\diamond$ — вариант 1, — — вариант 2

При расчете различных комбинаций дефектов обнаружено хорошее разделение по параметрам фазовых портретов на различных частотах. Например, при одновременном увеличении внешнего радиального зазора и дисбаланса шипа изменяются площади фазовых портретов узкополосных сигналов отфильтрованных на $0.48f_r$ и f_r соответственно. Одновременное возникновение нескольких дефектов изменяет значения соседних с ними информативных характеристик не более чем на 10%.

По результатам эксперимента так же были построены фазовые портреты узкополосных вибросигналов. Для двух вариантов технических состояний (см. рис.7) приведены экспериментальные фазовые портреты, на которых видны не только изменение общего состояния, но и однозначные изменения параметров технического состояния одного варианта относительно другого (рис.12). В первом случае наблюдаются увеличенные зазоры и вертикальная овальность корпуса, во втором — увеличенный дисбаланс ротора в плоскости подшипника и горизонтальная овальность корпуса.

Разделение дефектов обеспечивается посредством изменения различных характеристик фазовых портретов узкополосных вибросигналов (см. рис.8–12). На основе изменения этих характеристик в зависимости от изменения параметров состояния построено пространство технических состояний, рассчитанных теоретически и полученных по результатам эксперимента (рис.13).

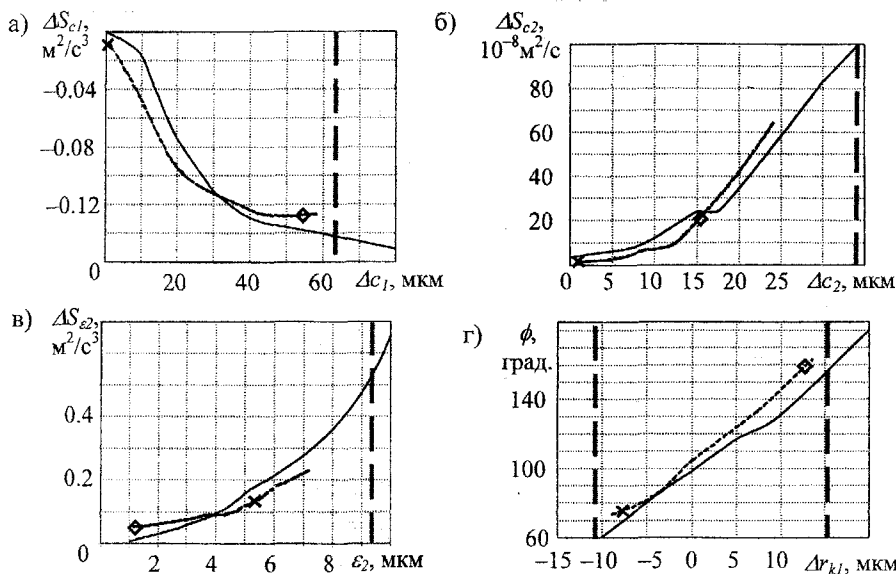


Рис.13. Зависимость площади фазового портрета (а, б, в) и угла его наклона (г) от увеличения: а – внешнего зазора; б – внутреннего зазора; в – дисбаланса шипа; г – овальности корпуса; ———— теория; - - - - - эксперимент; - - - - - предельные значения; \diamond – вариант 1, \times – вариант 2

Совокупность зависимостей наиболее информативных характеристик фазовых портретов вибросигналов при различных состояниях объекта диагностирования является пространством технических состояний. В дальнейшем для непосредственной оценки параметров технического состояния с помощью полученного пространства необходимо решить обратную задачу: по полученным экспериментально фазовым портретам определить не решения дифференциальных уравнений, а их особенности, причины изменения технического состояния.

По аппроксимированным зависимостям (максимальная погрешность аппроксимации $\leq 1.75\%$) информативных характеристик от величины параметра состояния, показанным на рис.13 определяются значения параметров технического состояния для опоры ротора ТКР7С. На этом же рисунке нанесены графики экспериментально полученных значений. Максимальная погрешность при определении параметра состояния равна 13% , т.е. достоверность диагноза для определения технического состояния по анализу вибросигнала составляет 87% , что является хорошим результатом.

На рис.13 вертикальными штриховыми линиями показаны предельные значения параметров состояния, полученные пересчетом значений уровней

вибраций, указанных в ГОСТ Р ИСО 10816-4-99 и допусков завода изготовителя на детали трибосопряжения.

Как видно из рис. 13 между расчетными и экспериментальными зависимостями имеется хорошее качественное соответствие.

Эффективность разработанного метода по сравнению с традиционным спектральным анализом видна при построении зависимостей относительного изменения информативных характеристик обоих методов от параметра состояния. На рис. 14 показана зависимость относительного изменения площади фазового портрета $S_{\text{фп}}$ и амплитуды спектра A_s от относительного смещения центра масс шипа $\Delta \varepsilon_2 = \varepsilon_2 - \varepsilon_{2, \text{номинал}}$ и относительного изменения внутреннего зазора $\Delta c_2 = c_2 - c_{2, \text{номинал}}$.

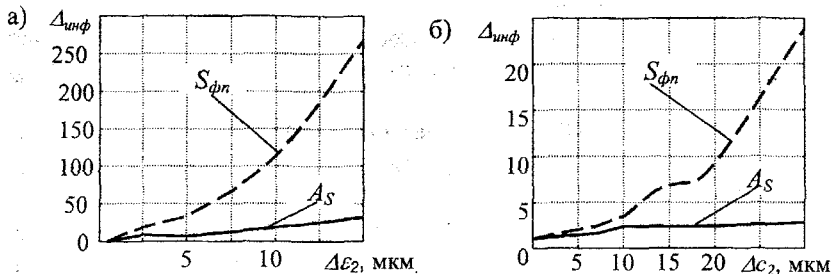


Рис. 14. Эффективность информативных характеристик $\Delta_{\text{инф}}$ фазовых портретов $S_{\text{фп}}$ в сравнении с информативной амплитудой спектра A_s : а – изменение смещения центра масс шипа – $\Delta \varepsilon_2$; б – изменение внутреннего зазора – Δc_2

Например, при изменении внутреннего зазора на 60% значение информативной характеристики на фазовом портрете изменится в 5 раз, а амплитуды в спектре в 2.3 раза. При изменении дисбаланса шипа в 5 раз значение информативной характеристики на фазовом портрете изменится в 32 раза, а амплитуды в спектре в 8 раз. Из рисунка видно, что информативность характеристик фазовых портретов во много раз превышает информативность традиционных спектральных характеристик.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. На основе расчета динамики трибосопряжения ротор – подшипник с ПВ втулкой с учетом жесткости корпуса и отклонения формы поверхностей трения от идеальной определены изменения гидромеханических характеристик трибосопряжения и частотные диапазоны проявления дефектов подшипника в теоретических сигналах перемещения, скорости и ускорения; проведен теоретический частотный анализ.

2. Проведено экспериментальное исследование динамики подшипника с ПВ втулкой при различных его технических состояниях, получены значения базовых характеристик вибросигналов с помощью спектрального анализа. Об-

наружена низкая информативность традиционных методов анализа вибросигналов для оценки технического состояния трибосопряжений с ПВ втулкой.

3. Обосновано применение характеристик фазовых портретов узкополосных вибросигналов в качестве источника информации о дефектах гидродинамического подшипника с ПВ втулкой. Выявлены наиболее информативные характеристики для обнаружения увеличенного смещения центра масс шипа, увеличенных наружного и внутреннего зазоров, а также для оценки отклонений формы поверхностей подшипника от идеальной круглоцилиндрической.

4. На основе выявленных информативных характеристик построено пространство технических состояний для подшипника турбокомпрессора ТКР7С. Определены значения информативных характеристик фазовых портретов для предельных состояний подшипника.

5. Адекватность полученных зависимостей информативных характеристик от степени развития дефектов проверена на основе сравнения их с экспериментальными зависимостями.

6. Разработан метод оценки технического состояния с применением фазовых пространств для анализа характеристик нелинейных колебаний реального объекта. Метод реализован впервые, что подтверждено патентом РФ.

7. Эффективность нового метода оценки технического состояния подтверждена сравнением его с традиционными методами анализа вибросигналов в частности со спектральным анализом.

8. Представленный метод диагностики на основе анализа фазовых портретов вибросигналов применяется при оценке технического состояния подшипников на АО «ЧТПЗ». Программный комплекс «Ротор» расчета динамики опор с плавающими вращающимися втулками, учитывающий отклонения формы подшипника и втулки от идеальной, используется для проектирования турбомашин в ГСКБ «Трансдизель».

Основные положения диссертации опубликованы в следующих работах:

1. Иванов Д.Ю. Диагностика подшипников скольжения: Сборник докладов и материалов II научно-технической конференции «Вибрационные машины и технологии». – Курск: КГТУ, 1995. – С.57 – 61.

2. Иванов Д.Ю., Малышева Т.В. Диагностическая модель подшипников скольжения движущегося автомобиля: Сборник докладов и материалов III международной научно-технической конференции «Вибрационные машины и технологии». – Курск: КГТУ, 1997. – С.42 – 45.

3. Ivanov D.U. Malysheva T.V. Sudarchikov. Crankshaft diagnostically model of engine of transport vehicle (TV). Asia-Pacific Vibration Conference, Seoul, 1997. – P.646 – 649.

4. Ivanov D.U., Malysheva T.V., Zakhezina A.M.. The evaluation of the influence of elastic-viscous properties of a crane-runway on the transport-technological vehicle (TTV) random fluctuations. International Conference on Vibration Engineering, Dalian, China, 1998. – P.342 – 346.

5. Zakhezin A.M., Malysheva T.V., Ivanov D.U. The Vibrodiagnostics of a cracked rotor supported by the journal bearings. Asia-Pacific Vibration Conference' 99, Singapoure, 1999. – P.456 – 460.

6. Мартынов В.И., Иванов Д.Ю. Анализ вибрационных характеристик с использованием фазовых плоскостей: Сборник науч. докладов IV международной научно-технической конференции «Вибрационные машины и технологии». – Курск: КГТУ, 1999. – С.189 – 191.

7. Мартынов В.И., Иванов Д.Ю. Анализ энергетических характеристик взаимодействия вала и опорного узла: Сборник науч. докладов IV международной научно-технической конференции «Вибрационные машины и технологии». – Курск: КГТУ, 1999. – С.191 – 194.

8. Мартынов В.И., Федяев В.Л., Иванов Д.Ю. Применение фазовых пространств к технической диагностике объектов энергетической промышленности: Сборник науч. докладов XVII Международной межвузовской школы – семинара «Методы и средства технической диагностики». – Йошкар-Ола, 2000. – С.151 – 154.

9. Иванов Д.Ю., Мартынов В.И. Вибрационная диагностика некоторых дефектов гидродинамических опор скольжения с плавающими вращающимися втулками применяемых в турбокомпрессорах ТКР7С: Сборник науч. трудов V международной научно – технической конференции «Вибрация – 2001 (Вибрационные машины и технологии)». – Курск: КГТУ, 2001. – С.277 – 281.

10. Мартынов В.И., Федяев В.Л., Иванов Д.Ю. Способ определения состояния объектов при вибродиагностике: патент РФ на изобретение №2187086. – Заявл. От 14.12.99., Оpubл. 10.08.02/ Бюл. № 22, 7G01M7/00.