

Малышева Татьяна Васильевна

**ДИНАМИКА РОТОРОВ С УСТАЛОСТНЫМИ ТРЕЩИНАМИ И
ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ВИБРАЦИОННЫХ
МЕТОДОВ ИХ ОБНАРУЖЕНИЯ**

Специальность 01.02.06 –
"Динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры"

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Челябинск 2000

Работа выполнена на кафедре “Теоретическая механика” Южно-Уральского государственного университета.

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

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор Л.А.Шефер,
кандидат технических наук, доцент А.А.Прохоров.

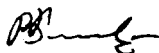
Ведущее предприятие – ОАО «УралАЗ», г.Миасс.

Защита состоится “___” _____ 2000 г., в ___ ч, на заседании специализированного диссертационного совета Д053.13.01 при Южно-Уральском государственном университете по адресу: 454080, г.Челябинск, пр. им. В.И.Ленина, 76.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Южно-Уральского государственного университета.

Автореферат разослан “___” _____ 2000 г.

Ученый секретарь специализированного
диссертационного совета Д053.13.01,
кандидат технических наук, доцент



В.М.Кононов

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы. Повышение интереса к методу обслуживания по техническому состоянию, при котором безразборный контроль параметров состояния машинного оборудования обеспечивает проведение ремонта только в случае его необходимости, связано с увеличением эксплуатационных затрат на ремонт и техническое обслуживание, составляющих от 6 до 18% стоимости конечной продукции. Внедрение метода обслуживания по техническому состоянию на основе вибродиагностики увеличивает эффективность производства на 2...10% для различных отраслей промышленности, внеплановый объем работ из-за чрезвычайных ситуаций сокращается до 5% и менее, а время простоя оборудования составляет не более 3% от времени затраченного на техническое обслуживание.

Значительная часть машинного оборудования, включенного в программы обслуживания по техническому состоянию, содержит ротора и в 7...9% случаев в судовых энергетических установках происходит отказ из-за усталостного разрушения турбин и ее деталей, 5...10% отказов в дизельных двигателях связано с возникновением усталостных трещин и родственных с ними эффектов, 48% отказов авиационных двигателей связано с накоплением усталостных повреждений, причем такие аварии приводят к катастрофическим последствиям. Применяемые в настоящее время методы диагностики во многих случаях не обеспечивают получение оперативной и достоверной информации о появлении зарождающихся трещин. Поэтому разработка новых, простых и эффективных методов вибродиагностики зарождающихся усталостных трещин в роторах является актуальной проблемой.

Цель диссертации состоит в разработке более эффективного по сравнению с существующими метода вибродиагностики усталостных трещин в роторах на ранней стадии их развития в режиме эксплуатации, с учетом их изгибной податливости и при наличии других дефектов (геометрические дефекты типа дисбаланса, несоосности дефекты подшипников качения, электродвигателя), а также внедрения результатов теоретического и экспериментального исследования в практику расчета и проектирования роторных машин. Метод основан на применении диагностической модели, базирующейся на вероятностных методах и модальном анализе, позволяющей определить параметры технического состояния ротора по экспериментальным параметрам вибраций, определить глубину и местоположение трещины.

Научная новизна диссертации заключается в следующем:

1. Применен метод вибродиагностики ротора для обнаружения зарождающихся усталостных трещин на фоне развития других дефектов в режиме эксплуатации, в котором в отличие от существующих предложены функцио-

Ю. 10-1-Рельский
Ю. 10-1-Рельский

нальные зависимости параметров технического состояния от измеренных значений виброускорений подшипниковых узлов.

2. На основании теоретически-экспериментального подхода разработана диагностическая модель усталостной трещины, которая позволяет по результатам измерения вибраций и проведения модального анализа получить закономерности изменения модальных вкладов ротора, определяющих частотный диапазон проявления трещины на ранних стадиях развития, что повышает вероятность выявления трещин вибрационными методами.

3. Для определения коэффициентов податливости в динамической системе была использована конечно-элементная модель, позволяющая с предельной точностью моделировать зарождение трещины в роторе, параметры модели были получены и скорректированы на основе экспериментальных исследований, проведенных с использованием современной аппаратуры.

4. На основе предложенного метода с помощью разработанной диагностической модели выявлены новые более чувствительные по сравнению с традиционными информативные характеристики усталостных трещин, позволяющих идентифицировать, локализовать и определять степень ее развития.

5. На основе теоретического и экспериментального модального анализа, а также измеренных характеристик вибросигнала посчитаны СКО напряжений в месте зарождения усталостной трещины, по которым можно определить скорость роста трещины и посчитать остаточный ресурс конструкции.

6. Впервые выведена экспоненциальная зависимость между глубиной трещины и расстоянием между боковыми полосами в виброскорости, вызванная нелинейным изменением жесткости и демпфирования системы.

7. Детально исследованы информативные характеристики вибросигналов, и на основе этого предложена новая, определяющая степень развития зарождающейся усталостной трещины: пролифтированный кепстр виброскорости, полученный по двухстороннему комплексному спектру.

Практическая значимость работы. Применение предложенного метода вибродиагностики позволяет упростить и автоматизировать процедуру индикации и идентификации зарождающихся усталостных трещин от других неисправностей (дисбаланса, несоосности, дефектов подшипниковых узлов или электродвигателя). Результаты, полученные в ходе исследования, могут использоваться для прочностных расчетов роторов, разработанная диагностическая модель может быть применена для других задач диагностики.

Разработанные на основе данного метода средства диагностики предназначены для использования в автоматических системах контроля технического состояния машинного оборудования, а также для лабораторных исследований вибрации в целях поиска новых симптомов неисправностей. В более

простых системах контроля технического состояния могут применяться информативные характеристики, выявленные в процессе исследований.

Достоверность полученных результатов оценивается путем сопоставления результатов корректного применения методов расчета, при исследовании динамики роторов, и результатов эксперимента, выполненного на лабораторной установке с использованием современной аппаратуры. Глубина трещин уточняется после разрыва образцов.

Реализация работы. Полученные результаты применяются в научно-исследовательской работе и практической деятельности взвзовско-академической лаборатории «Диагностика машин» Южно-уральского государственного университета, при разработке систем контроля технического состояния машинного оборудования на промышленных объектах: ОАО «Челябинский тракторный завод», ОАО «Челябинский Лакокрасочный завод», ОАО Пермский «ЦБК» и для диагностики зарождающихся трещин на газоперекачивающих станциях Сургут Газпрома.

Апробация работы. Основные положения диссертации доложены и обсуждены на международных и всероссийских конференциях: Asia-Pacific Vibration Conference '97 (Korea, Kyongju, 1997); III Научно-техническая конференция «Вибрационные машины и технологии» (Курск, 1997); International Conference on Vibration Engineering (Dalian, China, 1998); Integrating Dynamics Condition Monitoring and Control for the 21st Century (Manchester, United Kingdom, 1999); IV международная Научно-техническая конференция "Вибрационные машины и технологии" (Курск, Россия, 1999); Межгосударственный научно-технический семинар "Виброакустические процессы в технологиях, оборудовании и сооружениях отраслей лесопромышленного комплекса" (Екатеринбург, УГЛТА, РАЕН, 1999); Asia-Pacific Vibration Conference '99 (Singapore, 1999); 2nd Asia-Pacific Conference on System Integrity and Maintenance & Exhibition (Nanghin, China, 2000); Международная междузвовская школа-семинар "Методы и средства технической диагностики" (г. Йошкар-Ола, Россия, 2000); и научно-технических конференциях Южно-Уральского государственного университета (Челябинск, 1997-2000).

Публикации. Основное содержание диссертационной работы опубликовано в 9 работах.

Объем работы. Диссертация состоит из введения, четырех глав, заключения, списка использованной литературы, включающего 125 наименований; изложена на 150 страницах машинописного текста; содержит 65 рисунков, 13 таблиц, 4 приложения.

1.СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ ПРОБЛЕМЫ ВИБРОДИАГНОСТИКИ РОТОРНЫХ МАШИН И ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

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

Основным носителем информации о состоянии элементов работающего оборудования в вибродиагностике является вибросигнал. Всякое отклонение параметров функционирования оборудования от нормы приводит к изменению характера взаимодействия его элементов. Практически мгновенная реакция вибросигнала на изменение состояния оборудования является незамечным качеством в аварийных ситуациях, когда определяющим фактором является скорость постановки диагноза и принятия решения.

Сложность диагностирования роторных машин состоит в том, что практически все виды дефектов, определяющих ресурс механизмов, изменяют параметры сигнала вибрации. Для построения достаточно полной диагностической модели такого агрегата с максимальным использованием вибродиагностических параметров необходима систематизация результатов исследований вибрации при наличии распространенных дефектов. После изучения имеющейся литературы по вибродиагностике диссертантом был составлен словарь известных симптомов большого числа дефектов роторных машин.

Многочисленные экспериментальные наблюдения показали, что заметные изменения параметров вибросигнала начинаются при достижении трещины глубины примерно 30% от площади поперечного сечения, то есть она практически достигает критической длины, и данный элемент конструкции переходит в критическое состояние разрушения.

Большинство работ о виброактивности усталостных трещин посвящено поиску новых информативных характеристик связанных с изменением жесткости и демпфирования в системе, и базируется на исследовании механизма, получившего название «схлопывания», «дыхания трещины». В.В.Болотин развивает общий подход к зарождению и росту усталостных трещин, предлагает различные модели усталостных трещин. Работы Л.Чанга, О.Бернассони Т.Чондорса, А.Димарогоноса посвящены исследованию динамического поведения конструкций с трещинами. А.С. Гусев, Ч.Крид, С.Кренделл применяют результаты вероятностного анализа и феноменологические теории усталостного разрушения для определения надежности конструкций.

находящихся в условиях интенсивных вибраций. Раскрытая трещина вносит асимметрию жесткости в двух взаимно перпендикулярных направлениях. Эти нелинейности приводят к появлению новых компонент вибрационного сигнала. Работы В.А.Карасева, А.Б.Ройтмана, Ф.Я.Балицкого, М.А.Иванова, А.Г.Соколовой, В.Вонга, Т.Лаи посвящены поиску новых информативных характеристик вибрационного сигнала, связанных с появлением зарождающейся усталостной трещины. Исследования Ю.Н.Васильева, М.Е.Бесклетного Б.Вена, Б.Танга связаны с обнаружением трещин по уменьшению собственных частот при резонансных режимах работы роторных машин. С.Азаро, Р.Банкерт, К.Чан, П.Кван диагностируют трещину по изменению статистических характеристик вибросигнала вблизи первой собственной частоты системы.

Большинство методов диагностирования зарождающихся дефектов имеет в своей основе одну и ту же диагностическую модель: развитие дефекта вызывает рост амплитуд и числа кратковременных импульсов в вибросигнале. Задача состоит в применении оптимального способа обработки сигнала, который сводит к минимуму влияние помех и позволяет однозначно соотнести полученную характеристику сигнала с видом дефекта. Так как время между появлением усталостной трещины и внезапным отказом механизма зависит от места зарождения трещины, общего уровня вибрации, то необходимо, чтобы совокупность признаков позволяла обнаружить дефект на возможно более ранних стадиях развития.

Применение моделей с детерминированными сигналами, в которых колебательные процессы представляются периодическими функциями, связанными с вращением или периодическим соударением элементов, оправдали себя для сравнительно низкооборотных агрегатов с малым количеством источников возбуждения колебаний. В высокооборотных механизмах с большим числом взаимосвязанных источников возбуждения применяют методы разделения входных воздействий по одному выходу. Информативными характеристиками здесь являются корреляционные функции, кепстры, биспектры, функции распределения вероятностей, моментные характеристики. Недостатками этих диагностических признаков является их связь сразу с несколькими различными дефектами агрегата.

В диссертации разрабатывается диагностическая модель зарождающейся усталостной трещины в роторе, позволяющая перейти от анализа вибросигнала к анализу параметров технического состояния объекта и определяющая местоположение и степень развития дефекта. Для решения поставленной задачи было проведено исследование вибраций ротора экспериментальными и расчетными методами.

2. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВИБРАЦИЙ РОТОРА

Целью экспериментального исследования динамики ротора является получение данных для созданной диагностической модели, проведение экспериментального модального анализа, изучения изменений в вибросигнале при появлении усталостных трещин, выявления эффективных информативных характеристик данного дефекта, а также проверки эффективности построенной диагностической модели усталостной трещины.

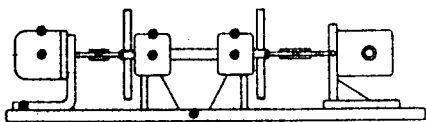


Рис.1 Схема лабораторной установки:

● – точки измерения вибраций

Экспериментальные исследования были проведены на специально разработанной и изготовленной лабораторной установке (рис. 1). Конструктивно установка состоит из платформы-основания, на которой крепятся электродвигатель КД-50-У4, мощностью 60 Вт с номинальной частотой вращения 2750 об/мин и две опоры с шариковыми радиальными однорядными подшипниками с уплотнением (тип 80018 ГОСТ 8882-75). В опорах на подшипниках вращается вал с двумя дисками. Вал соединен с электродвигателем с помощью муфты.

Для диагностики усталостных трещин в роторах по параметрам вибросигнала было изготовлено десять образцов вала лабораторной установки. В месте концентрации напряжений (галтель возле подшипника) была искусственно выращена трещина различной глубины на вибростенде ВДС-400А, моделирующем циклические нагрузки при консольном изгибе. При испытаниях с помощью генератора синусоидального сигнала сначала входное воздействие задавалось вблизи третьей резонансной частоты системы. Затем, по достижении определенного количества циклов нагружения, фиксировалось появление трещины по увеличению амплитуды виброускорения. После этого, используя эффект тренировки или торможения трещины, частоту синусоидального сигнала изменяли на частоту, находящуюся в окрестностях третьей резонансной частоты системы для того, чтобы рост трещины замедлился и количество циклов до разрушения при такой нагрузке существенно увеличилось. Использование двух режимов нагружения при наращивании трещины смогло приблизить процесс развития и роста трещины к условиям усталостного развития трещин в роторах при нестационарных нагружениях.

Образцы прошли два вида усталостных испытаний (наращивание трещины резонансными методами и экспериментальное исследование вибраций ротора), а затем были разрушены методом одноосного статического растяжения. После разрыва образцов был выполнен фрактографический анализ. Анализ проводили на оптическом микроскопе МБС-1 и электронном скани-

рующем микроскопе SEM-535M. Исследовали поверхности разрушения образцов. Определяли общую площадь усталостного разрушения и площади разрушения при первом и втором виде испытаний. Переход от первого вида усталостных испытаний ко второму определяли по линиям остановки фронта трещины и по изменению микро- и макрорельефа поверхности разрушения.

Для изучения вибраций ротора применялась измерительная система, включающая в себя датчики ускорений 4370 (B&K), двухканальный анализатор сигналов 2034 (B&K), измерительный магнитофон 7005 (B&K), фазометр 2971 (B&K), виброметр 2511 (B&K), аналогово-цифровой преобразователь - многоканальный синхронный регистратор «Атлант» фирмы «Вибро-центр» и ЭВМ.

Экспериментальное исследование вибраций заключалось в измерении виброускорений в вертикальном и горизонтальном направлениях на корпусах подшипников для десяти случаев технического состояния (вал без трещины и вал с трещиной различной глубины) при прочих равных условиях. Кроме того, измерялся отклик системы на ударное воздействие при проведении экспериментального модального анализа. Обработка результатов измерения осуществлялась с помощью двухканального анализатора сигналов 2034 и программного комплекса частотного и статистического анализа, позволяющего осуществлять фильтрацию сигнала, а также численное дифференцирование и интегрирование во временной и частотной области. Для стационаризации вибросигналов они записывались на магнитофон, и на стационарных участках проводилось усреднение по 25-30 реализациям.

Частотный анализ вибросигналов заключался в вычислении комплексных спектров и спектров мощности, анализа амплитудной огибающей узкополосных сигналов, определения автокорреляции и кепстрального анализа. Статистический анализ заключался в проверке стационарности и эргодичности, построения функции плотности и распределения вероятностей; в определении пик-фактора, эксцесса и безразмерных амплитудных дискриминантов восьмого и шестого порядков, определяемых по четным центральным моментам плотности распределения мгновенных значений вибросигнала, и равных отношению момента n -ого порядка к моменту $n-2$ порядка.

Для каждого из десяти случаев технического состояния был выполнен экспериментальный модальный анализ. Экспериментальный анализ мод колебаний является эффективным средством описания, понимания и моделирования динамического поведения конструкций. Для получения динамической модели конструкции необходимо определить деформацию конструкции на резонансных частотах. Модальные параметры всех мод, в пределах заданного частотного диапазона, составляют полное динамическое описание кон-

струкции. К модальным параметрам относятся модальная частота, модальное затухание и модальная форма. Модель системы с несколькими степенями свободы, основанная на частотных характеристиках, представляет собой сумму частотных характеристик систем с одной степенью свободы (по одной функции для каждой моды) в пределах учитываемого частотного диапазона. Благодаря простоте процесса сравнения форм и частот мод колебаний может быть легко проведена качественная проверка аналитического решения по оцененным модальным параметрам. При проведении экспериментального модального анализа были определены частотные характеристики в вертикальном и горизонтальном направлении, и вычислены модальные частоты и модальные затухания для систем с различной глубиной трещины.

3. РАСЧЕТНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВИБРАЦИЙ РОТОРА

Вопросы динамики роторных машин основаны на фундаментальных работах в области динамики, надежности машин и теории колебаний В.В.Болотина, В.А.Светлицкого, Я.Г.Пановко, В.Л.Бидермана и рассматриваются В.Б.Бальмонтом, А.Н.Бурмистровым, М.А.Галаховым, А.С.Кельзоном, М.П.Ковалевым, Г.С.Масловым, М.З.Народецким, С.В.Пинегиным, А.П.Циманским, А.К.Явленским, К.Н.Явленским, А.П.Яковлевым, П.И.Ящерицыным.

Расчетными методами требовалось выявить частотный диапазон раннего проявления усталостной трещины в вибросигнале, связанный с изменением модальных вкладов в системе, определить, используя модальный анализ и параметры вибраций, СКО напряжений в месте появления трещины, исследовать проявления основных неисправностей в замеренных виброускорениях подшипниковых узлов.

Расчет конечно-элементной модели был выполнен с использованием пакета прикладных программ STARDYNE. Вычислительная процедура состояла из нескольких этапов: формирование матриц жесткости для каждого конечного элемента; статический анализ; вычисление собственных частот и собственных форм конструкции; динамический анализ. Конечно-элементная модель состояла из 441 узлов (482 в системе с трещиной) и 200 (208) конечных элементов в виде пространственных призм. Расчетная схема ротора приведена на рис. 2. Появление и развитие усталостной трещины приводит к изменению жесткости и демпфирования системы и вызывает появление в вибросигнале колебаний на собственных модах.

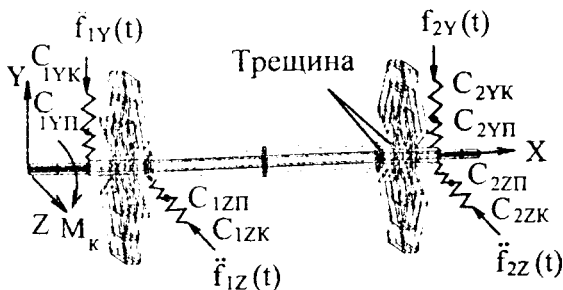


Рис. 2. Расчетная схема ротора:

C_{1jk} , $C_{1jП}$ – коэффициенты жесткостей корпусов и подшипников качения; M_k – крутящий момент от двигателя; $\ddot{f}_{i,j}(t)$ – входные воздействия

Уравнения колебаний системы со многими степенями свободы:

$$m\ddot{v} + b\dot{v} + cv = p(t), \quad (1)$$

где v – перемещение; m , b , c – соответственно матрицы масс, жесткости и демпфирования системы.

Переходя к разложению по главным координатам:

$$M_n \ddot{\varphi}_n + C_n \dot{\varphi}_n + K_n \varphi_n = P_n(t), \quad (2)$$

где $M_n \equiv \Delta_n^T m \Delta_n$, $K_n \equiv \Delta_n^T k \Delta_n$, $C_n \equiv \Delta_n^T c \Delta_n$, $P_n(t) \equiv \Delta_n^T p(t)$ – это обобщенная масса, обобщенная жесткость, обобщенное демпфирование и обобщенная нагрузка для n -й формы колебаний, а Δ_n – собственный вектор.

Тогда перемещение определится:

$$v(t) = \Delta \cdot \varphi(t), \quad (3)$$

где $\varphi(t)$ – амплитуда колебаний по n -й форме. Тогда (3) может быть представлено в виде:

$$v(t) = \Delta_1 \cdot \varphi_1(t) + \Delta_2 \cdot \varphi_2(t) + \Delta_3 \cdot \varphi_3(t) + \dots, \quad (4)$$

что характеризует суперпозицию различных модальных составляющих. Этот метод называется методом сложения форм колебаний. Следует отметить, что для большинства схем нагружения доля различных форм колебаний будет наибольшей для самых низких частот и уменьшается для более высоких частот (при равномерно распределенной по частотам спектральной плотности сигнала). Изменения в вибросигнале, вызванные зарождающейся усталостной трещиной, будут происходить на собственных частотах перемещения по которым достигают максимальных значений в месте появления трещины. Следовательно, требуется определить собственные частоты и формы колебаний для системы без трещины и с трещиной, а затем, используя динамический анализ мод колебаний, посчитать значения модальных вкладов для этих систем в месте зарождения трещины. В качестве входных воздействий эле $\ddot{f}_{i,j}(t)$ были взяты померенные значения виброускорений корпусов подшипников лабораторной установки в вертикальном и горизонтальном направлениях. Эти характеристики могут быть взяты в качестве опорного

портрета, и относительно этого состояния механизма производится диагностирование объекта, определяется наличие и рост усталостных трещин. Для конечно-элементной модели без трещины и с трещиной (расположенной на валу в галтели возле подшипника или в диске возле шпоночного паза) были вычислены собственные значения для 1167 степеней свободы, построены собственные формы и определены модальные вклады для первых 600 мод в диапазоне до 1100 Гц (рис.3,4).

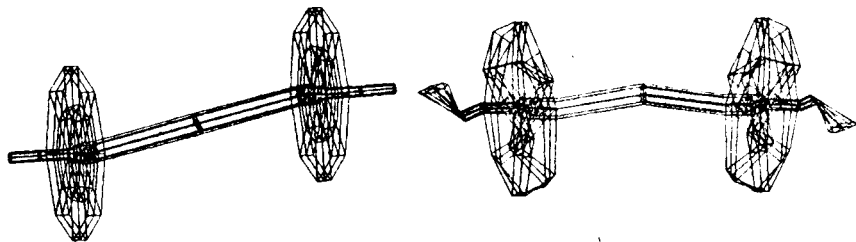


Рис. 3. Мода 23 (61Гц, вклад 16 %) Рис. 4. Мода 472 (958Гц, вклад 0,834 %)

Так как в качестве входных воздействий были выбраны экспериментально измеренные значения виброускорений в системе без трещины, обусловленных дисбалансами, несоосностями, дефектами подшипников качения или электродвигателя, то получение значений модальных вкладов для системы с трещиной и без трещины позволило определить частотный диапазон, в котором раньше всего возникнут изменения вибросигнала из-за появления зарождающейся трещины. Изменение модальных вкладов из-за появления зарождающейся трещины в галтели возле подшипника оказалось наиболее заметно в диапазоне 650-950 Гц (рис. 5). Моделирование трещины в конечно-элементной модели в диске ротора возле шпоночного паза выявило другую закономерность изменения модальных вкладов: в другом частотном диапазоне 4500-6500 Гц.

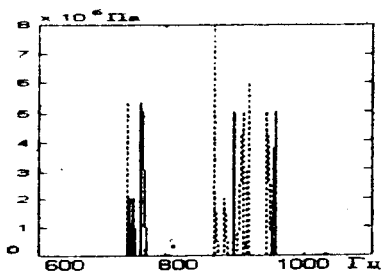


Рис. 5. Изменение модальных вкладов: _____ без трещины;
----- трещина 7%

В качестве одного из критериев неисправности можно выбрать значения напряжений в месте явных концентраторов напряжений конструкции (94% отказов в атомных реакторах было связано с возникновением усталостных трещин в местах концентрации напряжений). Хотя напряжения в конструкции могут не достигать предельных значений в одном или нескольких циклах вибрации, разрушение может произойти вследствие того,

что достаточно большие напряжения циклически изменяются, или частота изменения напряжений совпадает с одной из собственных частот, перемещения по которой достигают максимальных значений в месте концентратора напряжений. Критерием неисправности здесь служит достижение напряжений предела выносливости в каком либо из элементов конструкции.

Для получения среднеквадратичных перемещений и максимальных напряжений в балке при случайных вибрациях, необходимо определить передаточную функцию перемещения по отношению к ускорениям опор:

$$|H_n(\omega, x)| = \frac{\eta_n \cdot \varphi_n(x)}{\omega_n^2 \sqrt{[1 - (\omega / \omega_n)^2]^2 + [2\xi_n(\omega / \omega_n)]^2}}, \quad (5)$$

где η_n – коэффициент вовлечения n -й формы колебаний, $\varphi_n(x)$ – перемещение по n -й собственной форме, ω_n – собственная частота, ω – частота возмущения, ξ_n – эффективное относительное демпфирование для n -й формы колебаний. Здесь ξ_n , ω_n определяются из эксперимента, а η_n , φ_n – из модального анализа конечно-элементной модели.

Среднеквадратичное значение реакции системы связано со спектральной плотностью следующим выражением:

$$\bar{r}^2 = \int_0^{\infty} |H(\omega)|^2 S_s(\omega) \cdot d\omega, \quad (6)$$

где $S_s(\omega)$ – спектральная плотность возмущения. В нашем случае спектральная плотность возмущения задается как спектральная плотность ускорения подшипниковых узлов $S_s(\omega)$ вблизи модальной частоты. Тогда максимальное напряжение σ_n , соответствующее n -й форме колебаний:

$$\sigma_n = \frac{dE}{2} Y_n(t) \frac{\partial^2 \varphi_n(x)}{\partial x^2}, \quad (7)$$

где Y_n – реакция балки по n -й форме колебаний, d – диаметр поперечного сечения балки, E – модуль упругости материала.

Передаточная функция для максимального напряжения в балке в заданном сечении по отношению к ускорению опор найдется из выражения:

$$|H_\sigma(\omega, x)| = \frac{\eta_n \frac{dE}{2} \frac{d^2 \varphi_n(x)}{dx^2}}{\omega_n^2 \sqrt{[1 - (\omega / \omega_n)^2]^2 + [2\xi_n \omega / \omega_n]^2}}. \quad (8)$$

Подставляя $|H_\sigma(\omega, x)|$ из уравнения (8) в (6), и проведя интегрирование, получаем следующие выражения для среднеквадратического напряжения:

$$\sqrt{\overline{\sigma_n^2(x)}} = k \cdot \eta_n \frac{d}{2} \sqrt{\frac{E\mu}{l}} \varphi_n^*(x) \sqrt{\frac{S_s(f_n)}{16\pi\xi_n f_n}}. \quad (9)$$

где k – коэффициент концентрации напряжений в галтели, $s(t)$ – ускорение, померенное на корпусах опор, μ – масса балки на единицу длины, f_n – собственная частота в Гц, I – момент инерции круглого сечения.

Результирующее среднеквадратическое значение напряжений равно квадратному корню из суммы средних квадратов напряжений по всем формам колебаний в определенном поперечном сечении ротора. Оно было вычислено, с использованием данных из экспериментального и теоретического модального анализа, для 18 наиболее энергетически значимых мод каждого из десяти роторов с различной глубиной трещины.

Было проведено также и исследование проявления типичных неисправностей в роторных системах, таких как неуравновешенности, образовавшиеся в процессе эксплуатации, и несовершенства сборки и монтажа (основные неисправности в роторных системах). Были составлены дифференциальные уравнения движения системы имеющей такие неисправности, и получены зависимости входных воздействий от измеренных виросигналов.

4. РАЗРАБОТКА МЕТОДОВ И СРЕДСТВ ВИБРОДИАГНОСТИКИ УСТАЛОСТНОЙ ТРЕЩИНЫ В РОТОРЕ

Для того чтобы решить задачу диагностирования по совокупности вибрационных характеристик системы, необходимо выбрать наиболее чувствительные к изменению технического состояния машин диагностические признаки. В случае появления усталостной трещины в роторе жесткость и демпфирование изменяются не линейно, наблюдается снижение собственных частот хорошо заметное с ростом трещины, а в вибросигнале, измеренном на корпусе подшипника, появляются колебания взаимодействия дефектных поверхностей на частоте вращения ротора. Традиционным симптомом такого дефекта является анализ частоты вращения и ее гармоник, но при обработке результатов эксперимента было установлено, что заметные изменения в спектре виброускорений начинаются только при достижении трещиной глубины 12...15% от площади поперечного сечения.

Применение эмпирической диагностической модели, основанной на оценке состояния по общему уровню вибрации агрегата, и построения допустимых и предельных уровней вибрации, показало, что превышение допустимого уровня вибрации в некоторых частотных диапазонах происходит только при достижении трещиной глубины около 15%. Превышение предельных уровней, как в горизонтальном, так и в вертикальном направлениях в большей части частотного диапазона начинается только при трещине достигшей 25...30% от площади поперечного сечения. Заметное изменение зна-

чений СКЗ для широкополосного сигнала начинается также при достижении трещиной глубины 12...15%.

Таким образом, появление усталостной трещины приводит к значительным затруднениям при использовании традиционных методов оценки различных входных воздействий по одному выходному сигналу. Поэтому для

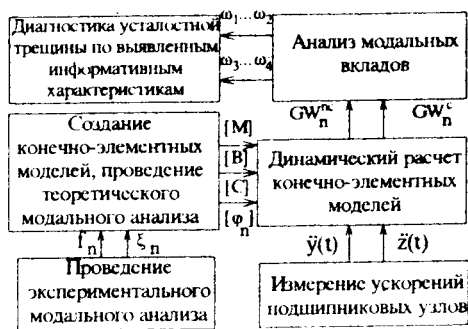


Рис. 6. Диагностическая модель

1. Проведение экспериментального анализа (определение экспериментальных модальных параметров модальной частоты f_n , модального затухания ζ_n).

2. Построение и расчет конечно-элементной модели без трещины и с трещиной расположенной в местах явных конструктивных концентраторов напряжений в роторе (определяемых из опыта эксплуатации данного агрегата), выполнение теоретического модального анализа (получения глобальных матриц жесткости $[C]$, демпфирования $[B]$ и массы $[M]$ конечно-элементной модели, вектора значений собственных частот $[\varphi]_n$).

3. Измерение сигналов виброускорений $y''(t)$ и $z''(t)$ на корпусах подшипниковых узлов в вертикальном и горизонтальном направлениях.

4. Динамический расчет конечно-элементной модели без трещины и с трещиной в роторе с использованием данных экспериментального модального анализа, и сигналов виброускорений в качестве входных воздействий (получение значений модальных вкладов GW_n^{rc} – системы без трещины, GW_n^c – системы с трещиной).

5. Сравнение модальных вкладов системы без трещины с модальными вкладами системы с трещиной, определение информативного частотного диапазона.

6. Диагностика усталостной трещины по частотным или статистическим характеристикам вибросигнала в выявленном частотном диапазоне (вычисление пик-фактора, эксцесса, амплитудных дискриминантов); построение пролифтированного кепстра в окрестностях частоты вращения; определение

целей диагностики усталостных трещин используется разработанная диагностическая модель (рис.6), которая основана на модальном анализе и использует в качестве входных воздействий значения вибросигналов, замеренные на корпусах подшипниковых узлов. Решение задачи диагностики с помощью этой модели проводится в следующем порядке:

глубины трещины по экспоненциальным зависимостям для расстояний между боковыми полосами в виброскорости.

На основе полученной диагностической модели проводится и индикация дефекта – определение усталостной тещины на ранних стадиях развития, и локализация дефекта – определение местоположения усталостной трещины. Исследования вибросигналов определяет и степень развития – глубины усталостной трещины. Данная диагностическая модель предназначена для выявления усталостных трещин, расположенных на поверхности детали и растущих из конструктивных концентраторов напряжений (выбираемых из опыта эксплуатации данного агрегата). Ее применение ограничивается возможностями вычислительной техники при расчете конечно-элементных моделей. Достоверность обнаружения трещин зависит от технических характеристик аппаратуры, используемой для снятия и обработки сигналов.

Обработка с помощью построенной модели результатов измерения вибраций лабораторной установки для десяти случаев технического состояния вала лабораторной установки (без трещины и с трещиной различной глубины) при прочих одинаковых условиях показала:

1. Спектры виброускорений корпусов подшипниковых узлов для систем без трещины и с трещиной, не превышающей 10...15%, практически не отличаются между собой.

2. При достижении трещины глубины 15% и выше начинается резкое увеличение уровня вибросигнала хорошо заметное при измерении СКЗ широкополосного сигнала, а также при применении эмпирической диагностической модели (превышение допустимого и предельного уровней в значительной части частотного диапазона).

3. В частотном диапазоне, полученном после применения диагностической модели, появление 2...3% трещины отражается в изменении статистических характеристиках вибросигнала: пик-фактор и амплитудные дискриминанты шестого порядка увеличивается в 3,5...4 раза, коэффициент эксцесса в 5 раз, амплитудные дискриминанты восьмого порядка в 15...20 раз, по сравнению с характеристиками для системы без трещины. Тогда как эти же характеристики, замеренные во всем частотном диапазоне, почти не отличаются от характеристик для системы без трещины.

4. Начинает увеличиваться мощность в треть октавной полосе частот виброускорения в вертикальном и горизонтальном направлениях в диапазоне 650...950 Гц хорошо заметное при достижении трещиной глубины 5...7%.

5. Пролифтированный кепстр виброскорости в окрестностях частоты вращения, построенный по двустороннему комплексному спектру, для ротора без трещины содержит только одну рагмонику. При появлении 2% уста-

лостной трещины появляются слабые импульсы в спектре виброскорости в окрестности частоты вращения, и это проявляется появлением еще одной гармоник в кепстре. С достижением трещиной глубины 5%, эти две гармоник отделины друг от друга большим периодом времени проявления и имеют большую гамнитуду, а с увеличением трещины до 15% от площади поперечного сечения гармоник становится четыре. Дальнейший рост глубины трещины увеличивает гамнитуду и количество гармоник в полифтрированном кепстре: семь гармоник соответствует 25% трещине, девять - 30%.



° - эксперимент

Рис. 7 Зависимость между глубиной трещины и модуляционными частотами

По экспоненциальной зависимости можно определить ее глубину, связанную с нелинейным изменением жесткости и демпфирования.

7. Моделирование трещины в конечно-элементной модели в диске ротора, выявило другую закономерность изменения модальных вкладов: они увеличились на 15% в другом частотном диапазоне 4500...6500 Гц..

8. СКО отклонения напряжений; вычисленные для десяти случаев технического состояния, достигают пределов выносливости при достижении глубины трещины 12...15% от площади поперечного сечения, когда начинается лавинообразный рост трещины.

Таким образом, разработанная диагностическая модель позволяет осуществлять эффективный контроль в процессе эксплуатации, и помогает избежать крупных разрушений, повышает безопасность работы всего агрегата.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. Применен метод вибродиагностики ротора для обнаружения зарождающихся усталостных трещин на фоне развития других дефектов в режиме эксплуатации, в котором в отличие от существующих предложены функциональные зависимости параметров технического состояния от измеренных значений виброускорений подшипниковых узлов. Данный метод обеспечи-

вает большую достоверность по сравнению с традиционными при идентификации усталостных трещин на фоне других дефектов в системе.

2. Параметры технического состояния, определяемые по результатам измерения вибраций, с помощью построенной диагностической модели, существенно упрощают диагностику рассматриваемых дефектов по сравнению с диагностикой по характеристикам вибросигнала, и повышают вероятность выявления усталостных трещин вибрационными методами.

3. Адекватность диагностической модели подтверждена результатами измерения вибраций на лабораторной установке при различном техническом состоянии: вал установки без трещины и вал с трещиной различной глубины.

4. Для определения коэффициентов податливости в динамической системе была использована конечно-элементная модель, позволяющая с предельной точностью моделировать зарождение трещины в роторе, параметры модели были получены и скорректированы на основе экспериментальных исследований, проведенных с использованием современной аппаратуры.

5. Теоретически исследовано появление усталостной трещины в различных местах ротора. Вычислены среднеквадратичные отклонения напряжений в месте появления трещины с помощью модального анализа ротора.

6. Впервые выведена экспоненциальная зависимость между глубиной трещины и расстоянием между боковыми полосами в виброскорости, вызванная нелинейным изменением жесткости и демпфирования в роторе.

7. Предложена новая информативная характеристика, определяющая степень развития зарождающейся усталостной трещины, по результатам теоретического и экспериментального исследования: пролифтированный кепстр виброскорости, полученный по двухстороннему комплексному спектру.

8. Детально исследованы частотные и статистические характеристики вибросигналов, и на основе этого, с помощью разработанной диагностической модели, выявлены новые более чувствительные по сравнению с традиционными симптомы появления усталостной трещины в роторе.

9. Разработанная диагностическая модель и выявленные информативные характеристики появления в роторе усталостных трещин используются для создания систем контроля технического состояния машинного оборудования на промышленных объектах: ОАО «Пермский Целлюлозно-бумажный комбинат», ОАО «Челябинский тракторный завод», ОАО «Челябинский Лакокрасочный завод», для диагностики зарождающихся трещин на газоперекачивающих станциях Сургут Газпрома.

Основные положения диссертации опубликованы в следующих работах:

1. 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: Курский ГТУ, 1997. – С. 42-45.

2. Malysheva T.V., Sudarchikov V.A., Ivanov D.U. Crankshaft Diagnostical model of engine of Transport Vehicle (TV) // Proceedings of Asia-Pacific Vibration Conference'97. – Kyongju, Korea, 1997. – P. 646-649.

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

4. Zakhezin A.M., Malysheva T.V., Rabinovich Y.M. The prediction of the vibration level of the transport technological vehicle (TTV) at various design stages // Proceedings of Integrating Dynamics Condition Monitoring and Control for the 21st Century. – Manchester, United Kingdom, 1999. – P 459-463.

5. Захезин А.М., Малышева Т.В., Колосова О.П. Определение глубины и местоположения трещины в системе ротор-вал на подшипниках скольжения с помощью модального анализа // Сборник докладов и материалов IV международной научно-технической конференции "Вибрационные машины и технологии". Курск: Курский ГТУ, 1999. – С. 186-189.

6. Захезин А.М., Малышева Т.В. Применение модального анализа для диагностики трещины в роторных системах на подшипниках скольжения // Сборник докладов Межгосударственного научно-технического семинара "Виброакустические процессы в технологиях, оборудовании и сооружениях отраслей лесного промышленного комплекса". – Екатеринбург: УГЛТА, РАЕН, 1999. – С. 23-28.

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

8. Zakhezin A.M., Malysheva T.V. Modal analysis of cracked rotor supported by the journal bearings // Proceedings of ACSIM'2000. – Nanghin, China, 2000. – P. 789-794.

9. Захезин А.М., Малышева Т.В. Вибрационные методы диагностики надземных трубопроводов обвязки технологического оборудования компрессорной станции // Сборник докладов Международной межвузовской школы-семинара "Методы и средства технической диагностики". – Йошкар-Ола, УГТУ, 2000. – С. 45-50.

Издательство Южно-Уральского государственного университета

ИД № 00200 от 28.09.99. Подписано в печать 03.11.2000. Формат 60×84 1/16
Печать офсетная. Усл.печ.л. 0,93. Уч.-изд. л. 1. Тираж 80 экз. Заказ 427/452.

УОП Издательства. 454080, г. Челябинск, пр. им. В.И.Ленина, 76