

Министерство образования и науки РФ  
Федеральное государственное бюджетное образовательное  
учреждение высшего профессионального образования  
«Кузбасский государственный технический университет  
им. Т.Ф. Горбачева»

Б.Л. Герике, А.А. Хорешок, П.Б. Герике

## **ДИАГНОСТИКА ГОРНЫХ МАШИН И ОБОРУДОВАНИЯ**

Рекомендовано в качестве учебного пособия  
учебно-методической комиссией специальности  
150402 «Горные машины и оборудование»

Кемерово 2012

Рецензенты:

Буялич Г.Д., доктор технических наук, профессор кафедры горных машин и комплексов КузГТУ  
Городилов Н.Н., кандидат технических наук, доцент кафедры горных машин и комплексов КузГТУ

**Герике Борис Львович, Хорешок Алексей Алексеевич Герике Павел Борисович.**  
Диагностика горных машин и оборудования: учеб. пособие [Электронный ресурс]: для студентов специальности 150402 «Горные машины и оборудование» очной формы обучения / Б.Л. Герике, П.Б. Герике. – Электрон. дан. – Кемерово: КузГТУ, 2012. – 1 электрон. опт. диск (CD-ROM) ; зв. ; цв. ; 12 см. – Систем. требования : MS Windows XP/Vista/7; MS Office 2003; браузер (например, Internet Explorer, версия не ниже 7,0 или другие); мышь.

Предназначено для изучения дисциплины «Диагностика горных машин и оборудования» студентов специальности 150402 Горные машины и оборудование».

В пособии рассмотрены методы технической диагностики оборудования, используемые при обслуживании горных машин по фактическому техническому состоянию, изложены основы проведения измерений параметров вибрации. Приведены критерии оценок технического состояния объектов диагностирования по параметрам вибрации, изложены методы и приемы построения критериальных оценок состояния. Рассмотрены устройства для сбора и обработки информации о параметрах механических колебаний.

© КузГТУ  
© Герике Б.Л.,  
Хорешок А.А.,  
Герике П.Б.

## СОДЕРЖАНИЕ

### ВВЕДЕНИЕ

1. ЗАЧЕМ ДИАГНОСТИРОВАТЬ МЕХАНИЗМЫ?
2. МЕТОДЫ ДИАГНОСТИКИ ГОРНЫХ МАШИН
3. ФИЗИЧЕСКИЕ ПРЕОБРАЗОВАНИЯ, ПОЛОЖЕННЫЕ В ОСНОВУ ИЗМЕРЕНИЙ
4. СОСТАВНЫЕ ЧАСТИ КОМПЛЕКТА ВИБРОИЗМЕРИТЕЛЬНОЙ АППАРАТУРЫ
5. ОБЩИЕ ПОНЯТИЯ ОБ АКУСТИЧЕСКОМ ШУМЕ И ВИБРАЦИИ
6. МЕТОДОЛОГИЯ НОРМИРОВАНИЯ ВИБРАЦИИ И РАСПОЗНАВАНИЯ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ОБОРУДОВАНИЯ
7. МЕТОДОЛОГИЯ ПРОВЕДЕНИЯ ДИАГНОСТИЧЕСКИХ ИЗМЕРЕНИЙ ПАРАМЕТРОВ ВИБРАЦИИ
8. АНАЛИЗ СОВРЕМЕННЫХ МЕТОДОВ ВИБРАЦИОННОЙ ДИАГНОСТИКИ СЛОЖНЫХ СИСТЕМ
9. ДИАГНОСТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ УЗЛОВ И МАШИН
10. НЕУРАВНОВЕШЕННОСТЬ РОТОРА
11. НАРУШЕНИЯ СООСНОСТИ ВАЛОВ (РАСЦЕНТРОВКА)
12. НАРУШЕНИЕ ЖЕСТКОСТИ ОПОРНОЙ СИСТЕМЫ
13. ДЕФЕКТЫ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ
14. ДЕФЕКТЫ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ
15. ДЕФЕКТЫ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ
16. НАРУШЕНИЯ ГИДРО- И АЭРОДИНАМИКИ ПОТОКА И ПУЛЬСАЦИЯ ДАВЛЕНИЯ

## ВВЕДЕНИЕ

Эффективность эксплуатации машин и механизмов во многом определяется совершенством методов технического обслуживания и ремонта.

Традиционный планово-предупредительный метод обслуживания и ремонта оборудования не обеспечивает поддержание оборудования в исправном состоянии в период эксплуатации.

Использование диагностических методов контроля обеспечивает соответствие между техническим состоянием и объемом работ по техническому обслуживанию и ремонту.

Основным принципом технического обслуживания и ремонта, основанном на техническом диагностировании, является принцип предупреждения отказов в работе оборудования при условии обеспечения максимально возможной его наработки.

Развитие дефекта в работающей машине с вращающимися частями и в примыкающем к ней оборудовании определяется методами функциональной диагностики. Анализ отечественного и зарубежного опыта контроля технического состояния систем с вращательным движением силовых узлов показывает, что для обнаружения возможных отказов наиболее эффективен (до 77 %) контроль состояния оборудования именно по параметрам механических колебаний. Это обусловлено тем, что пути внешнего проявления скрытых механических дефектов весьма ограничены. Существуют только два показателя, указывающих на эти дефекты, которые на стадии зарождения легко измерить: температура и вибрация. Из этих двух показателей вибрация имеет такие преимущества, как практически мгновенная реакция на изменение технического состояния объекта, а также относительная простота измерения.

Вибрация – явление, обычное для оборудования, содержащего движущиеся части. Она возникает из-за некоторых свойств, которые являются естественным следствием изготовления элементов оборудования и характеристик материалов. При увеличении вибрации эти свойства могут развиваться в серьезные дефекты. В свою очередь развитие дефекта в оборудовании приводит к изменению характеристик вибрации. Увеличение вибрации выше определенного уровня может привести к разрушению элементов оборудования или характеризовать разрушение. Таким образом, вибрация служит как причиной развития дефектов, так и их индикатором.

Суммируя вышесказанное, можно сформулировать первый вопрос, возникающий при контроле технического состояния оборудования по вибропараметрам: какой уровень вибрации опасен? Ответ на этот вопрос весьма непрост. Его сложность видна, если рассмотреть каждое понятие в этом простом, казалось бы, вопросе.

Рассмотрим вопросы, связанные с понятием «опасен». Во-первых: этот уровень «опасен» для чего? Для любого элемента агрегата? Для фундамента? Для присоединенных конструкций? Для обслуживающего персонала? Вряд ли

для всех названных видов оборудования и для персонала, обеспечивающих эксплуатацию агрегата, будет опасен один и тот же уровень вибрации.

Во-вторых: что значит «опасен»? – Агрегат выйдет из строя немедленно после достижения этого уровня? Агрегат будет работать, но с повышенной вероятностью отказа? (Тогда в течение какого промежутка времени?) Ухудшатся технические характеристики агрегата? Вряд ли эти случаи соответствуют одинаковым уровням вибрации.

Следующая группа вопросов связана с термином «вибрация».

Во-первых: по какой из величин, характеризующих вибрацию (абсолютная или относительная; виброперемещение, виброскорость или виброускорение), следует оценивать ее опасность?

Во-вторых: какие из параметров, характеризующих эту величину, следует измерять при контроле? Решение этих вопросов для каждой группы контролируемого оборудования не одинаково.

«Уровень» – это что? – максимальное значение из измеренных величин или каким-либо другим образом обработанные данные измерений? Сколько их (этих измерений) должно быть и в каких точках они должны проводиться? Как часто? Каким требованиям должен отвечать измерительный прибор и место измерения?

И только последнее, т.е. первое, понятие поставленного «простого» вопроса содержит в себе только один вопрос – «какой» (количественно)?

В курсе лекций даны ответы на поставленные выше вопросы. Подробно рассмотрены методы и средства виброакустической диагностики машин и механизмов. Особое внимание уделено вопросам анализа вибросигналов и вибродиагностике различных узлов и механизмов горных машин и оборудования: подшипников, валов, зубчатых передач, компрессоров, насосов и электрических машин.

## Лекция 1.ЗАЧЕМ ДИАГНОСТИРОВАТЬ МЕХАНИЗМЫ?

Международная конкурентоспособность предприятий определена тремя факторами:

- качеством выпускаемой продукции;
- производительностью;
- финансовой структурой.

Для того чтобы сохранить высокую конкурентоспособность, предъявляются все увеличивающиеся требования к производству и организационным методам обслуживания. С одной стороны, объемы производства должны быть увеличены, а с другой стороны, должны быть выполнены все возрастающие требования безопасности эксплуатации технологического оборудования и охраны окружающей среды.

Эти обстоятельства имеют огромное влияние на производство, поскольку:

- непрерывное увеличение интенсивности труда ведет к более высоким эксплуатационным скоростям, пропускной способности и удельной производительности технологического оборудования;
- необходимость модернизации делает заманчивой идею одновременной автоматизации и слияния производств;
- желание почти неограниченной работоспособности машины приводит к привлечению самых новых технологий и эффективных стратегий обслуживания оборудования;
- повышенные капитальные вложения в новые технологии производства требуют использования технологического оборудования в течение максимально возможного срока службы.

Чтобы выполнить все эти требования, обслуживание и поддержание работоспособности машин и механизмов должны играть ключевую роль в областях исследования и разработки, производства и контроля качества технологического оборудования.

Какие действия следует предпринять и как они скажутся на стоимости производства и подготовке персонала, ясно показывают результаты любого маркетингового исследования.

Результаты исследований, выполненных Немецким Комитетом по обслуживанию производства (DKIN), показывают резкое увеличение в издержках на техническое обслуживание и текущий ремонт в Федеративной Республике Германии.

Так за последние 20 лет на 20 химических заводах ФРГ ситуация изменилась следующим образом:

- сокращение производственного персонала ~ **80%**;
- увеличение обслуживающего персонала ~ **75%**.

Подобная тенденция, очевидно, как результат автоматизации имеет место и в компаниях металлургической промышленности:

- сокращение трудовых ресурсов производства ~ **80 %**;

- увеличение количества обслуживающего персонала ~ 100 %.

Цель всех мероприятий по модернизации производства должна заключаться в создании современных и эффективных машин и использовании их на самом высоком уровне надежности и работоспособности в течение максимально возможного срока службы.

Передовые достижения в исследовании и разработке, производстве и эксплуатации технологического оборудования являются свидетельством того, что большое количество промышленных предприятий поняли эти цели, для достижения которых требуется привлечение современных методов и ресурсов, обеспечивающих более эффективную эксплуатацию и сокращение производственных расходов.

Одной из основных проблем машиностроения является проблема надежности оборудования. В настоящее время на ремонт и техобслуживание затраты превышают первоначальную стоимость:

- для станочного парка - в 8 раз;
- для химического и нефтехимического оборудования - в 7 раз;
- для автомобилей - в 6 раз;
- для самолетов - в 5 раз.

Из-за коррозии ежегодно теряется до 10 % выплавляемого металла.

При этом важнейшими задачами повышения надежности технологического оборудования являются:

- исследование механизмов повреждений;
- информация о запасе прочности для прогнозирования остаточного ресурса работоспособности;
- создание средств механизации для обслуживания технологического оборудования;
- принятие стратегии упреждающего (профилактического) обслуживания;
- улучшение обмена информацией между промышленными предприятиями, занятыми в одинаковых областях производства и эксплуатирующими однотипное технологическое оборудование.

Диагностика машинных агрегатов обеспечивает необходимую информационную базу для этих задач, так как позволяет проводить:

- оценку фактического технического состояния машины;
- распознавание признаков развивающихся повреждений;
- идентификацию причин появления дефектов и поврежденных конструктивных элементов машинного агрегата;
- прогнозирование оставшегося ресурса работоспособности.

При последовательном использовании современных методов диагностики технического состояния можно избежать серьезного повреждения машины и высоких затрат на ремонт. Кроме того, более убедительным является то, что влияние поломок машины может быть сокращено, а потери производства могут быть минимизированы.

Практика доказала, что диагностика машин приводит к эффективному сокращению издержек на техническое обслуживание и увеличивает безотказность

машины. Это обеспечивает решающий вклад в увеличение конкурентоспособности промышленного предприятия. С точки зрения эксплуатационной эффективности диагностика технического состояния машины является прибыльной, однако при ошибочной стратегии использования может привести к значительным финансовым расходам.

## 1.1 Методы диагностики

Методы диагностики технического состояния машины, доступные для практического применения, показаны на рисунке 1.

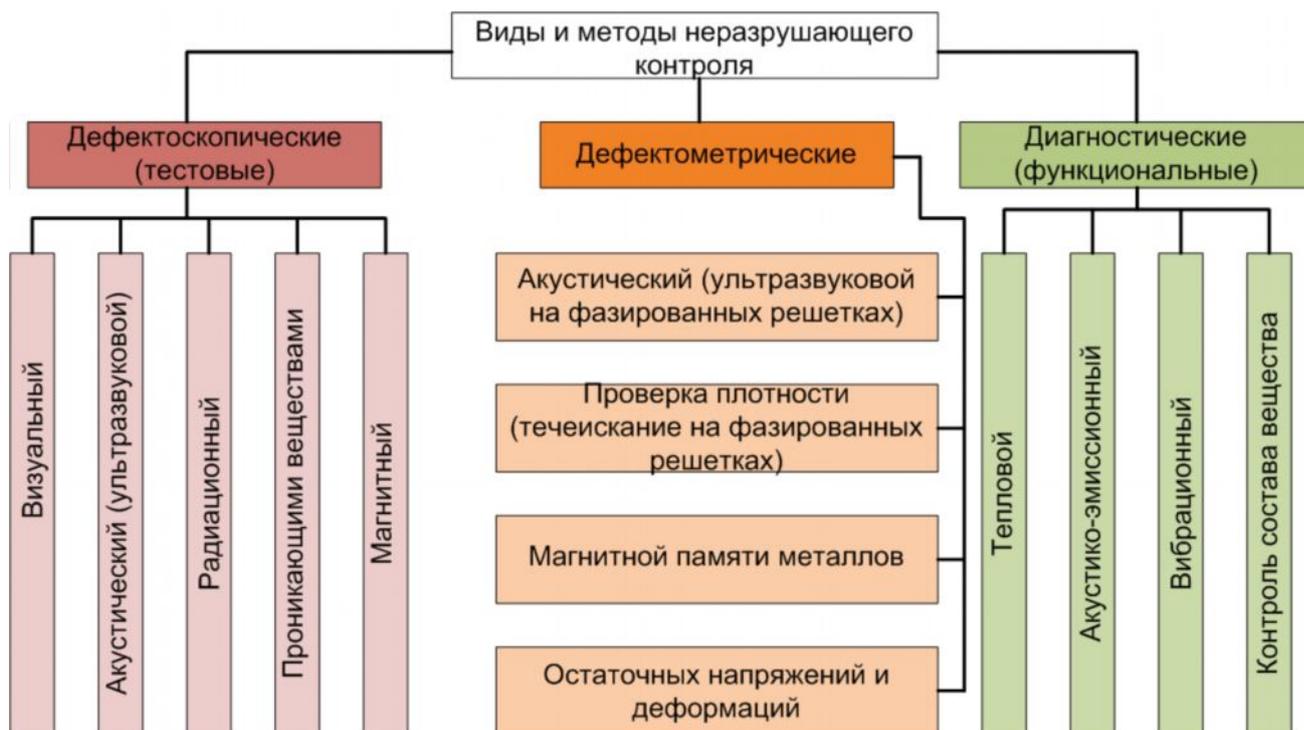


Рисунок 1. Методы технического диагностирования технологического оборудования

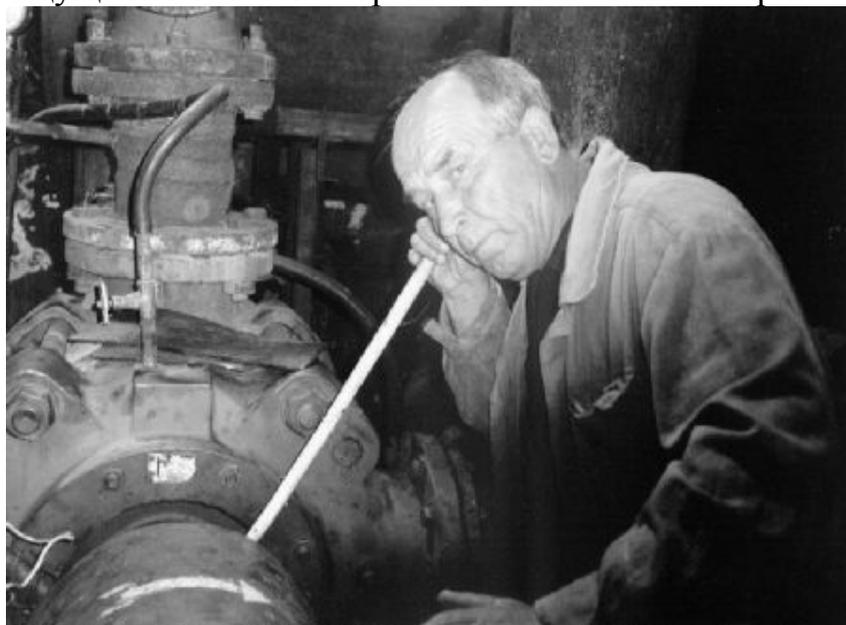
Выбор метода в конкретном случае определяется не столько конструкцией машины, которую нужно обследовать, сколько, главным образом, зависит от величины затрат, которые может позволить себе владелец оборудования, и глубины анализа результатов.

Пригодные для анализа результаты при тестовом диагностировании **неработающей** машины можно получить только тогда, когда она находится в демонтированном состоянии и каждая деталь, включая тела качения подшипников, доступна для исследования на износ, коррозию, усталость и старение. Это очень дорогая процедура, которая из-за потребных материальных, трудовых и финансовых затрат, применяется только в определенных сферах промышленности, где отказ оборудования грозит катастрофическими последствиями.

Несмотря на высокую стоимость, тестовая диагностика не всегда может обнаружить повреждение или развивающийся дефект, вызванные различными эксплуатационными факторами, такими как температура, нагрузка и т.п. Ти-

пичными примерами этого могут быть динамический дисбаланс, вызванный перегревом ротора, расцентровка валопровода или резонанс некоторых деталей машины.

В случае *работающей* машины (механизма), существующее и развивающееся повреждение определяется в полностью собранной машине в условиях эксплуатации на основе измерений и оценки косвенных признаков дефектов. В самом простом случае это может быть сделано на основе оценки субъективных ощущений персонала, обслуживающего оборудование. Сегодня практика субъективной оценки технического состояния на основе прослушивания (рисунок 2), ощупывания рукой или наложения монеты на горизонтальную поверхность работающей машины все еще широко используется, поскольку субъективные ощущения человека отражают особо важные признаки неисправностей.



*Рисунок 2. Прослушивание шумов работающего сетевого насоса*

Достоверность этих методов, конечно, ограничена и зависит от опыта лица, принимающего решение. Сомнительная точность этих результатов не может являться основой для постановки любого систематического диагноза. Для этой цели необходимо использовать специальные измерительно-регистрирующие приборы, с помощью которых исследуемые параметры могут быть точно восприняты, воспроизведены и неоднократно записаны.

## **1.2 Методические основы определения остаточного ресурса**

Основные этапы программы определения остаточного ресурса приведены на рисунке 3.

### *Анализ технической документации*

*Цель* – установление номенклатуры технических параметров, определяющих отказы и предельные состояния, а также выявление элементов конструкции, рост поврежденности которых может привести к ресурсному отказу.

Особое внимание должно быть уделено анализу критериев причин и последствий отказов (в особенности скрытых, зависимых и внезапных).

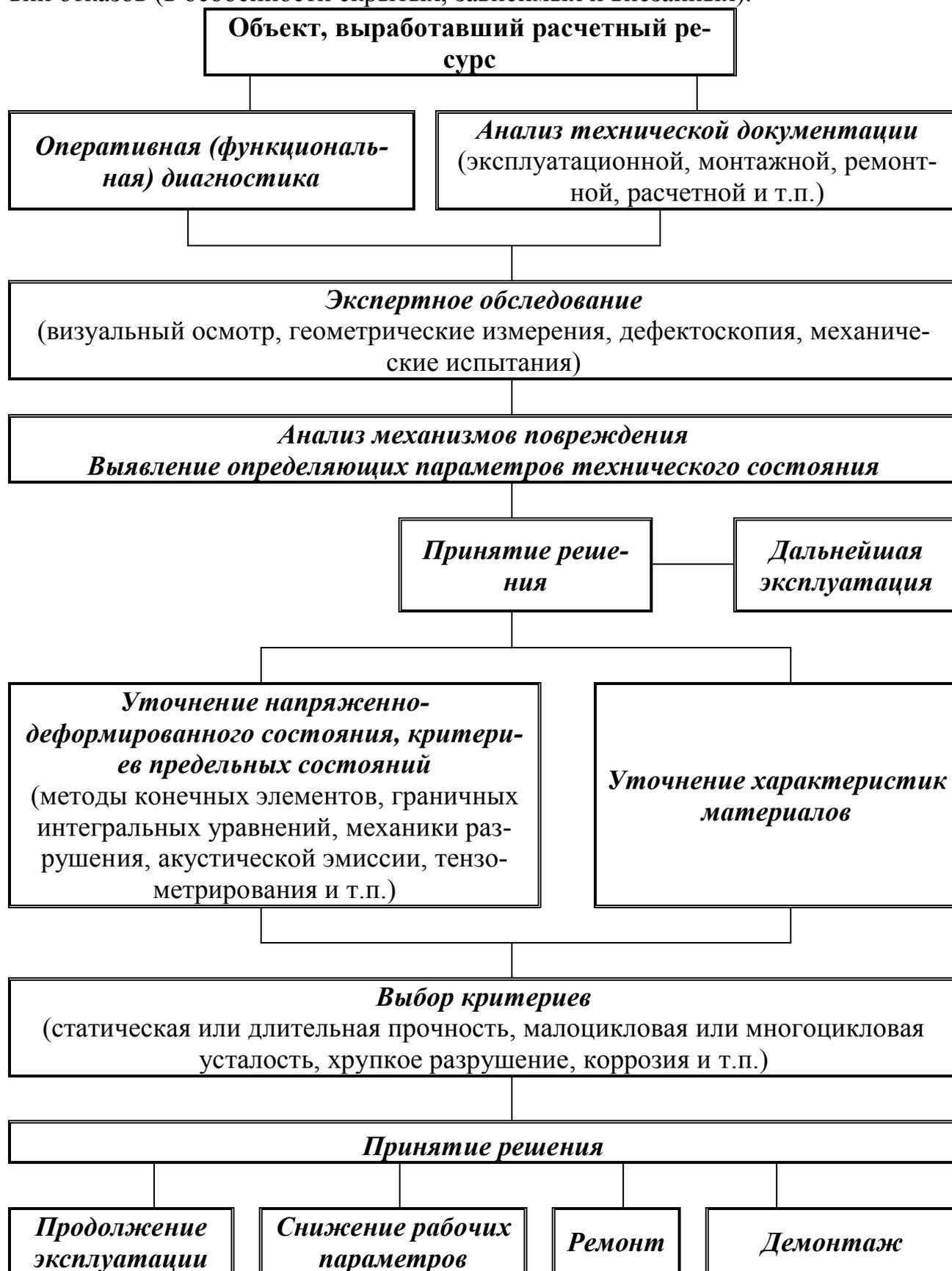


Рисунок 3. Структурная схема определения остаточного ресурса работоспособности

Анализу подлежат: нормативно-техническая, конструкторская и эксплуатационная документация, а также научно-техническая информация об отказах и повреждениях парка аналогичного оборудования.

По результатам анализа технической документации должно быть представлено техническое заключение (или отчет), содержащее:

- *карту объекта* в виде эскиза и таблиц с указанием элементов и участков, которые вследствие конструктивных особенностей, технологической реализации и условий функционирования представляются наиболее предрасположенными к повышению повреждений и отказов;
- *перечень* проанализированной документации;
- *базу данных* по техническим параметрам объекта;
- *программу оперативной диагностики объекта*.

### ***Оперативная (функциональная) диагностика***

*Цель* – получение данных о технологических параметрах объекта диагностирования и условиях взаимодействия с окружающей средой.

Оперативная диагностика осуществляется непрерывно или дискретно с использованием штатного прибороизмерительного комплекса и заключается в регистрации показателей технологического процесса, служащих параметрами состояния изделия (температуры, давления, мощности, расхода и выхода технологического продукта, вибрации и т.д.), и анализе результатов их статистической обработки.

В программе оперативной диагностики необходимо предусматривать задание режима функционирования (если это возможно по технологическому регламенту) и установку на объекте диагностирования дополнительной аппаратуры, позволяющие наиболее полно выявить повреждение или возможности возникновения отказов.

Результаты оперативной диагностики должны быть оформлены в виде протоколов измерений, которые необходимо включить в имеющуюся базу данных, и представлены в виде технического заключения.

### ***Экспертное обследование***

*Цель* – получение информации о фактическом техническом состоянии объекта диагностирования и наличии в нем повреждений, с выявлением причин возникновения и механизма их развития.

Экспертное обследование проводится по программе, разработанной на основе анализа технической документации и результатов оперативной диагностики применительно к конкретному объекту диагностирования.

В общем случае программой предусматриваются:

- визуальный (внешний и внутренний) контроль, проводимый невооруженным глазом или с помощью оптических приборов;
- измерения геометрических параметров, включая и толщинометрию;
- дефектоскопия (вид и объем устанавливаются с учетом требований полноты и достоверности выявления дефектов и повреждений);

- замеры твердости и безобразцовые измерения механических характеристик;
- металлографические исследования (при необходимости);
- определение химического состава металла (при необходимости);
- испытания на прочность (акустико-эмиссионный контроль, тензометрия, термография и т.п.).

Методика и аппаратура выполнения того или иного способа контроля при экспертном обследовании регламентируются действующей нормативно-технической документацией. Применение специальных методик и аппаратуры возможно только после согласования специализированными организациями и утверждения Госгортехнадзором России.

Результаты экспертного обследования должны быть оформлены в виде технического заключения (отчета) с приложением протоколов измерений и карт дефектности и дополнены в базу данных по объекту.

При обследовании неисправного (но ремонтпригодного) или нефункционирующего объекта порядок проведения оперативной диагностики и экспертного обследования может быть изменен.

### ***Анализ повреждений и параметров технического состояния***

*Цель*– установление текущего технического состояния, уровня и механизмов повреждения, фактической нагруженности, необходимых для *прогнозирования* развития этого состояния до предельного в соответствии с установленными закономерностями доминирующих механизмов повреждения.

Анализ должен включать в себя

- оценку фактической нагруженности основных элементов конструкции, определенную как расчетным (по действующей нормативно-технической документации с учетом выявленных при обследовании параметров состояния - фактической геометрии и фактических технологических режимов), так и экспериментальным путем;
- установление механизма образования и развития обнаруженных дефектов с выявлением возможности возникновения внезапных отказов, при наличии которых нельзя прогнозировать остаточный ресурс;
- оценку параметров технического состояния и их соответствие требованиям нормативно-технической и конструкторской документации. При отклонении от требований - установление определяющих параметров технического состояния;
- установление уточненной, по сравнению с указанной в нормативно-технической документации, системы предельных состояний и их критериев. Например, уровень прогрессирующего формоизменения, уровень предельных значений механических характеристик при изменении режима нагружения, размеры предельно допустимых значений дефектов структуры и текстуры материала и т.п.

Результаты анализа повреждений и параметров технического состояния должны быть дополнены в базу данных и оформлены в виде технического заключения с решением:

- о необходимости дальнейших уточняющих расчетов и экспериментальных исследований напряженно-деформированного состояния и характеристик материалов;
- о возможности дальнейшей эксплуатации с указанием назначенного ресурса.

### ***Уточняющие исследования напряженно-деформированного состояния и характеристик материала***

*Цель*– получение дополнительной информации о номинальных и местных напряжениях и деформациях с учетом фактических свойств материалов, необходимой для установления механизмов повреждений и расчетов остаточного ресурса.

Уточненные исследования должны выполняться для всех возможных режимов технологического регламента как теоретическими, так и экспериментальными методами. При отсутствии достаточно точных и апробированных расчетных методов экспериментальные методы могут использоваться самостоятельно. Кроме того, при достаточном теоретическом и экспериментальном обосновании могут применяться методы физического или математического моделирования и ускоренные методы испытаний.

Определение уточненных характеристик материалов проводится на образцах, вырезанных из элементов конструкции (так называемых *образцах-свидетелях*). Перечень этих характеристик материалов должен включать в себя свойства, определяемые критериями возникновения и развития дефектов для фактических условий эксплуатации объекта диагностирования, такими как малоцикловая, многоцикловая или длительная прочность, ударная вязкость, трещиностойкость, коррозионная стойкость и т.п. Испытание образцов и определение характеристик материалов должны проводиться строго в соответствии с требованиями нормативно-технической документации.

По результатам уточненных исследований устанавливаются подлинные механизмы повреждений и параметры технического состояния, определяющие предельное состояние объекта диагностирования.

### ***Определение остаточного ресурса работоспособности***

В качестве основного показателя остаточного ресурса при его прогнозировании должен определяться  $\gamma$ -процентный ресурс, задаваемый двумя числовыми значениями: наработкой до отказа и вероятностью того, что в течение этой наработки предельное состояние не будет достигнуто.

*Остаточный ресурс* устанавливается на основе совокупности полученной информации *путем прогнозирования* его технического состояния *по определяющим параметрам* до достижения предельного состояния. При этом непременно должны быть:

- известны параметры, определяющие техническое состояние и изменяющиеся соответственно выявленному механизму повреждения объекта диагностирования;
- определены критерии предельных состояний объекта диагностирования, достижение которых возможно при развитии выявленных повреждений.

В общем случае выбор *метода прогнозирования* обосновывается точностью и достоверностью полученных данных, требованиями точности и достоверности прогноза, определяемыми риском его дальнейшей эксплуатации, а также наличием и надежностью системы оперативной диагностики.

При непрерывном (или дискретном) контроле за параметрами технического состояния могут допускаться упрощенные методы, по которым прогнозирование осуществляется только по одному параметру технического состояния, например - вибрации.

Результаты выполненных расчетов по прогнозированию оформляются в виде отчета и служат основанием для принятия решения.

### ***Принятие решения***

На основании результатов оценки фактического технического состояния объекта диагностирования и его остаточного ресурса должно быть принято решение о дальнейшей судьбе изделия. Оно может быть:

- допущено к дальнейшей эксплуатации;
- допущено к дальнейшей эксплуатации при снижении рабочих параметров технологического регламента;
- демонтировано;
- отправлено в ремонт.

В последнем случае ремонт должен заканчиваться экспертным обследованием.

Решение всегда принимается на основе выбора, который может быть критериальным (как в рассмотренном случае), волевым (осознанным) и случайным (интуитивным).

### ***Заключение***

Результаты всех выполненных исследований и принятое решение о возможности дальнейшей эксплуатации оформляются в виде заключения, которое является неотъемлемой частью документации на оборудование и вкладывается организацией – владельцем в паспорт оборудования.

## Лекция 2. МЕТОДЫ ДИАГНОСТИКИ ГОРНЫХ МАШИН

### 1. Визуально-измерительные методы контроля

Визуально-измерительный контроль (ВИК) проводится с использованием оптических систем с формированием пучков световых лучей, отражённых от поверхности изделия. При ВИКе используются: микроскопы, эндоскопы, линзы, радиусные шаблоны, измерительные шупы, угломеры и т.п.

Измерительная лупа предназначена для наблюдения и визуального измерения на поверхностях различных изделий в дневном и искусственном свете с увеличением до  $10\times$  и возможностью измерения по измерительной шкале с ценой деления 0,1 мм.

**Биноккулярные лупы (рисунок 1)** с увеличением  $3,5\times$  или выше разработаны для создания наибольшего поля зрения и лучшей глубины резкости при любом значении увеличения. Чем меньше увеличение, тем больше поле зрения и глубина резкости, поэтому лупы с большим увеличением гораздо сложнее в применении, чем обычные.



Рисунок 1. Биноккулярная лупа **HRP**

Комплект ВИК «АРШИН» (рисунок 2) предназначен для визуального и измерительного контроля качества:

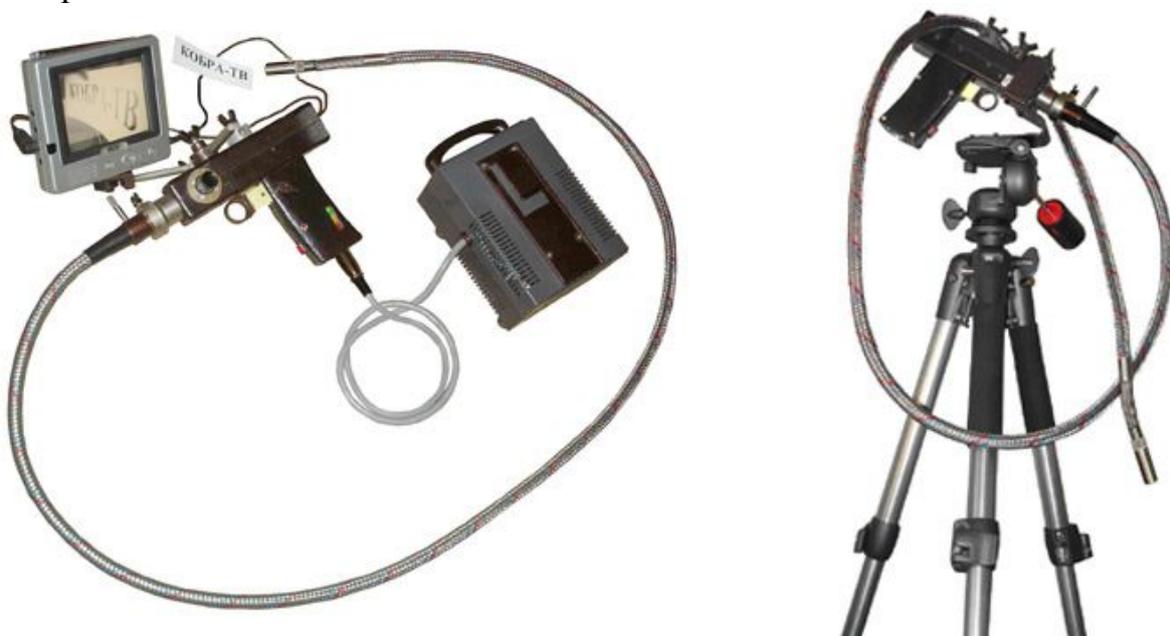
- основного металла (полуфабрикаты, заготовки, изделия);
- подготовки деталей к сварке;
- сборки соединений деталей (сборочных единиц, изделий) под сварку;
- сварных соединений и наплавки;
- изготовления деталей и сборочных единиц;
- исправления дефектов в сварных соединениях и основном металле.



*Рисунок 2. Комплект «Аршин»*

Визуальный и измерительный контроль может выполняться на стадиях входного контроля основного материала, изготовления (монтажа, ремонта) деталей, сборочных единиц и изделий и при техническом диагностировании состояния металла и сварных соединений в процессе эксплуатации, в т.ч. по истечении расчетного срока службы изделия.

В ситуациях, когда температура или химическая среда представляют опасность, или, когда конфигурация объекта контроля не позволяет проводить его осмотр, используют промышленные телевизионные системы, включающие телевизионную установку, световой прибор и систему транспортировки (рисунок 3). Такие системы называют комплексами дистанционного визуального контроля.



*Рисунок 3. Мобильный телевизионный эндоскоп «КОБРА-ТВ»*

Мобильный телевизионный эндоскоп «КОБРА-ТВ» представляет собой прибор дистанционного визуального контроля с автономным питанием.

Предназначен:

- для диагностики скрытых узлов сложных технических объектов;

- для проверки состояния внутренних поверхностей, включая цилиндрические трубы с узким торцевым отверстием;
- для оперативного осмотра сооружений, помещений, транспортных средств, контейнеров и содержимого закрытых емкостей, а также других предметов при отсутствии внешнего освещения с целью контроля состояния деталей и механизмов, а также наличия инородных или опасных предметов.

Позволяет производить визуальный контроль в случае криволинейного доступа к зоне осмотра на расстоянии, не превышающем длину рабочей части от места ввода ее в осматриваемый объем.

Измерительный контроль – вторая часть ВИК. Измерением называют нахождение, значение физической величины опытным путём с помощью средств измерения. На выбор измерительных средств оказывают влияние метрологические показатели: цена деления шкалы, диапазон измерений, предел допустимой погрешности средств измерений, допустимая погрешность средств измерений, пределы измерений и нормативные условия. Погрешностью измерения называют отклонение результата измерения от истинного значения.

По сравнению с другими методами неразрушающего контроля ВИК легко применим и относительно недорог. Доказано, что этот метод контроля является надежным источником точной информации о соответствии сварных изделий техническим условиям. Этот вид контроля отличается от других видов неразрушающего контроля границами спектральной области электромагнитного излучения, используемого для получения информации об объекте. Видимое излучение (свет) – излучение, которое может непосредственно вызывать зрительное ощущение. И действительно, визуальный контроль – это единственный неразрушающий метод контроля, который может выполняться и часто выполняется без какого-либо оборудования и проводится с использованием простейших измерительных средств.

Результаты визуально-измерительного контроля оформляются в виде Акта с указанием вида и опасности дефекта (рисунок 4).



*Рисунок 4. Непровар в корне шва*

## **2. Капиллярный контроль**

Капиллярная дефектоскопия (называемая иначе цветной дефектоскопией или контролем проникающими веществами) является дополнением визуально-измерительному контролю и предназначена для выявления поверхностных трещин различной протяженности, глубины и раскрытия. Метод получил свое развитие из так называемой «керосиновой пробы», когда обследуемую поверхность обезжировали с помощью керосина, который, за счет малой величины поверхностного натяжения, проникал во всевозможные поверхностные дефекты: поры, микротрещины и т.п., а затем, после просушки поверхности и покрытия её слоем мела, керосин вытягивался из поверхностных дефектов, образуя их видимую картину. На сегодняшний день используются различного рода наборы для капиллярного контроля (рисунок 5).



Рисунок 5. Набор для капиллярного контроля:

а – очиститель

б – пенетрант

в – проявитель

Контрастный капиллярный метод позволяет определять поверхностные дефекты, таких как трещины, поры и др. Серия Норд-Тест применяется при температуре от  $-10^{\circ}\text{C}$  до  $+100^{\circ}\text{C}$  и обеспечивает надежную индикацию дефектов с раскрытием трещин вплоть до уровня  $0,00025\text{ мм}$ .

Результаты капиллярного контроля оформляются в виде Акта с указанием вида и опасности дефекта (рисунок 6).

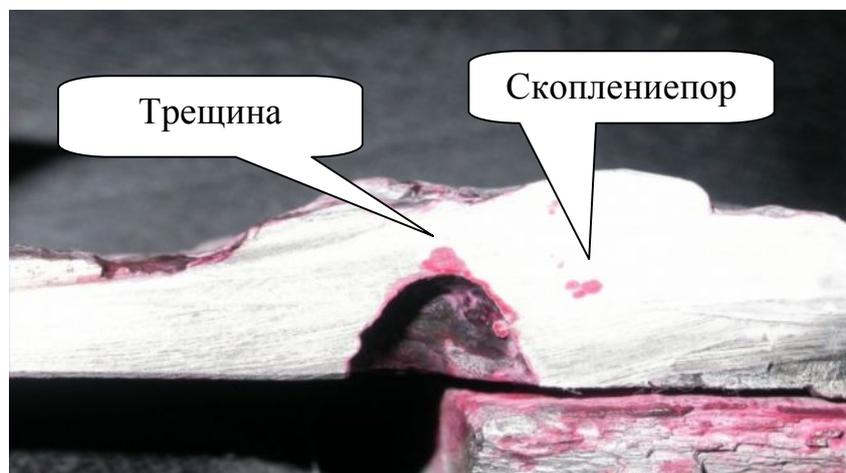


Рисунок 6. Результаты капиллярного контроля

### 3. Акустический (ультразвуковой) контроль

Главным недостатком визуального метода является невозможность обнаружения внутренних дефектов, поэтому целесообразно его использование с другим методом.

Наибольшее применение для обнаружения внутренних дефектов получили методы радиационного и акустического контроля. Радиационный контроль позволяет обнаруживать мелкие дефекты (отдельные поры диаметром  $0,2 \dots 0,3\text{ мм}$ ), однако этот метод не может полностью выявлять наиболее опасные дефек-

ты – трещины. Кроме того, радиационный контроль не позволяет определять координаты дефектов. Радиационный контроль является дорогостоящим, так как предполагает применение в большом количестве радиографических пленок. Этим недостатком лишен **акустический** метод неразрушающего контроля, поэтому для обнаружения внутренних дефектов часто выбирают именно его.

Для акустического метода неразрушающего контроля применяют колебания ультразвукового и звукового диапазонов частотой от 50 Гц до 50 МГц. Интенсивность колебаний обычно невелика, не превышает 1 кВт/м<sup>2</sup>. Такие колебания происходят в области упругих деформаций среды, где напряжения и деформации связаны пропорциональной зависимостью (область линейной акустики).

Кроме упругости по объёму, в твёрдом теле существует упругость по форме, поэтому в теле могут распространяться волны двух типов: продольные и поперечные. В продольной волне колебательные скорости частиц среды совпадают с направлением распространения волны, а в поперечной – перпендикулярны ему. Акустические волны в твёрдых телах характеризуются либо смещением, либо колебательными скоростями, либо тензорами деформации или напряжения.

Известно много акустических методов неразрушающего контроля (рисунок 7), некоторые применяются в нескольких вариантах. Их делят на две большие группы – активные и пассивные методы.



**Рисунок 7. Классификация акустических методов контроля**

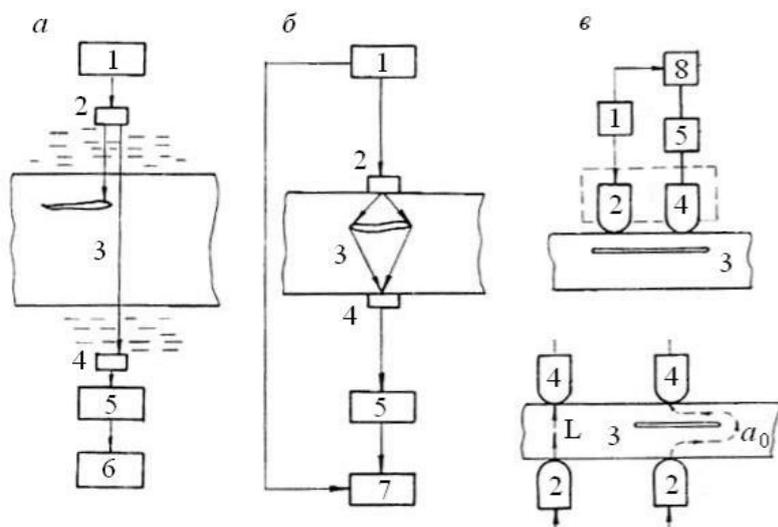
**Активные методы** основаны на излучении и приёме упругих волн, пассивные – только на приёме волн, источником которых служит сам контролируемый объект.

**Активные методы** делят на методы прохождения, отражения, комбинированные (использующие как прохождение, так и отражение), импедансные и методы собственных частот.

**Методы прохождения**(рисунок 8) используют излучающие и приёмные преобразователи, расположенные по разные или по одну сторону контролируемого изделия.

Применяют импульсное или (реже) непрерывное излучение и анализируют сигнал, прошедший через контролируемый объект. К методам прохождения относят:

- амплитудный теневой метод;
- временной теневой метод;
- велосимметрический метод.

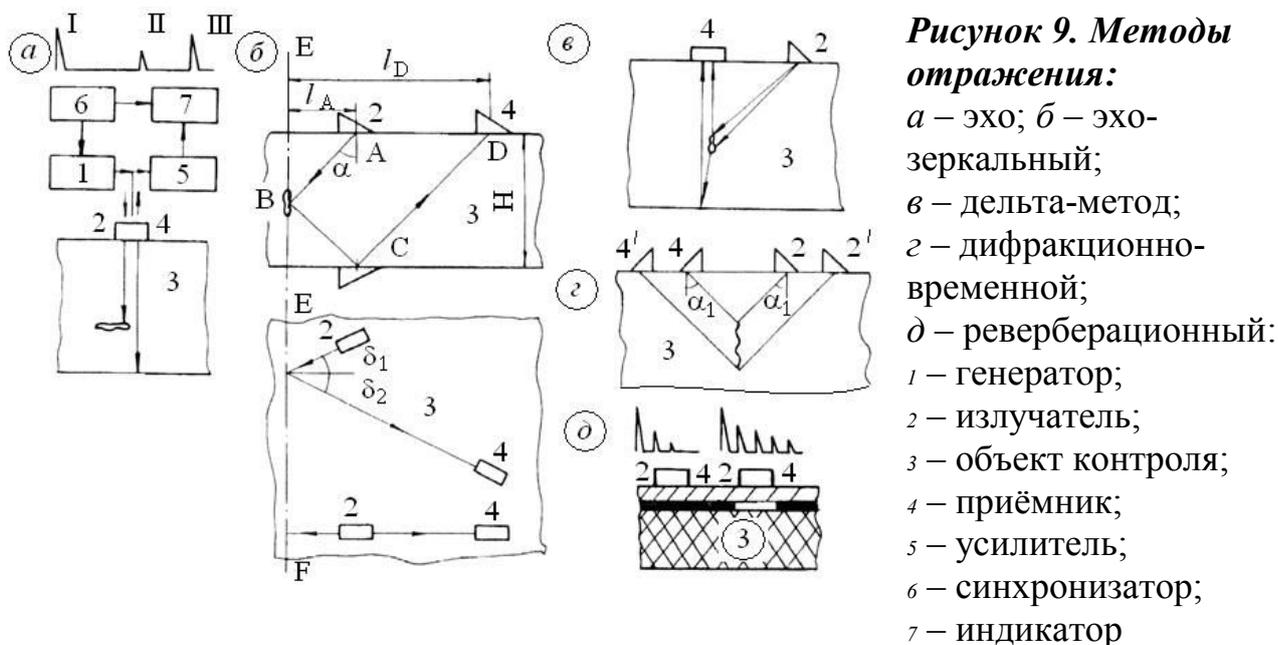


**Рисунок 8. Методы прохождения:**

- а* – теневой;
- б* – временной теневой;
- в* – велосимметрический;
- 1 – генератор;
- 2 – излучатель;
- 3 – объект контроля;
- 4 – приёмник;
- 5 – усилитель;
- 6 – измеритель амплитуды;
- 7 – измеритель времени прохода;
- 8 – измеритель фазы

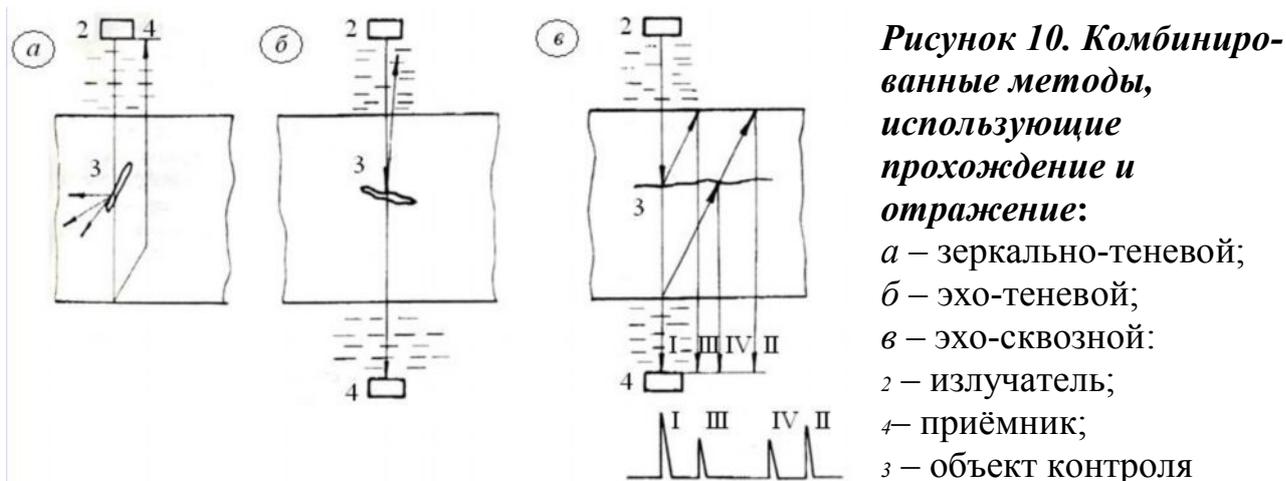
В **методах отражения** (рисунок 9) используют как один, так и два преобразователя; применяют импульсное излучение. К этой подгруппе относят следующие методы дефектоскопии:

- эхо-метод;
- эхо-зеркальный метод;
- дельта-метод;
- дифракционно-временной метод;
- ревербационный метод.

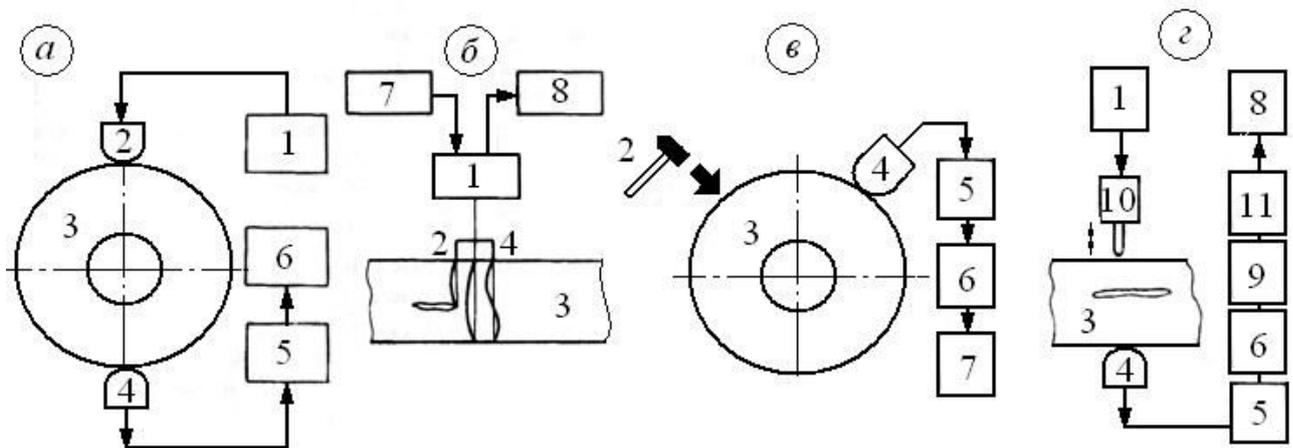


**В комбинированных методах (рисунок 10)** используют принципы как прохождения, так и отражения акустических волн:

- зеркально-теневой метод;
- эхо-теневой метод;
- эхо-сквозной метод.



**Методы собственных частот (рисунок 11)** основаны на измерении этих частот (или спектров) колебаний контролируемых объектов. Собственные частоты измеряют при возбуждении в изделиях как вынужденных, так и свободных колебаний. Свободные колебания обычно возбуждают механическим ударом, вынужденные – воздействием гармонической силы меняющейся частоты.



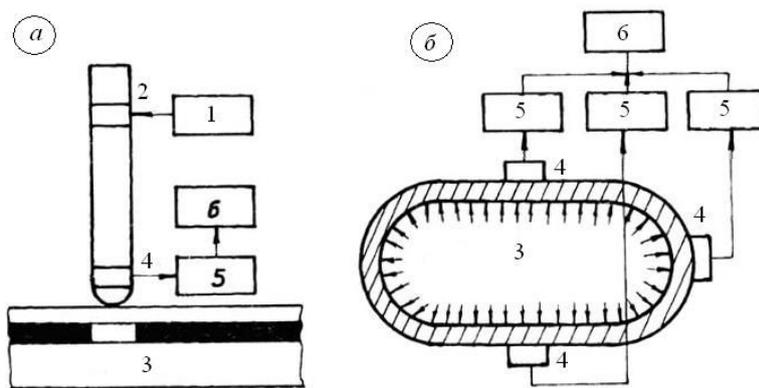
**Рисунок 11. Методы собственных частот:**

**вынужденных колебаний:** *а* – интегральный; *б* – локальный

**свободных колебаний:** *в* – интегральный; *г* – локальный

1 – генератор непрерывных колебаний меняющейся частоты; 2 – излучатель; 3 – объект контроля; 4 – приёмник; 5 – усилитель; 6 – индикатор резонанса; 7 – модулятор частоты; 8 – индикатор; 9 – спектроанализатор; 10 – ударный вибратор; 11 – блок обработки информации

**Пассивные акустические методы** основаны на анализе упругих колебаний волн, возникающих в самом контролируемом объекте (рисунок 12).



**Рисунок 12. Методы контроля:**

*а* – импедансный;

*б* – акустико-эмиссионный:

1 – генератор; 2 – излучатель; 3 – объект контроля; 4 – приёмник; 5 – усилитель; 6 – блок обработки информации с индикатором

Наиболее характерным пассивным методом является акустико-эмиссионный метод (рисунок 12,б). Явление акустической эмиссии состоит в том, что упругие волны излучаются самим материалом в результате внутренней динамической локальной перестройки его структуры. Такие явления, как возникновение и развитие трещин под влиянием внешней нагрузки, аллотропические превращения при нагреве или охлаждении, движение скоплений дислокаций, – наиболее характерные источники акустической эмиссии. Контактные пьезопреобразователи принимают упругие волны и позволяют установить место их источника (дефекта).

Импедансные методы (рисунок 12,а) используют зависимость импедансов изделий при их упругих колебаниях от параметров этих изделий и наличия в них дефектов.

Пассивными акустическими методами являются вибрационно-диагностический и шумодиагностический. При первом анализируют параметры вибраций какой-либо отдельной детали или узла (ротора, подшипников, лопатки турбины) с помощью приёмников контактного типа, при втором – изучают спектр шумов работающего механизма, обычно с помощью микрофонных приёмников.

По частотному признаку акустические методы делят на низкочастотные и высокочастотные. К первым относят колебания в звуковом и низкочастотном (до нескольких десятков кГц), ультразвуковом диапазоне частот. Ко вторым – колебания в высокочастотном ультразвуковом диапазоне частот: обычно от нескольких сот кГц до 20 МГц. Высокочастотные методы обычно называют ультразвуковыми.

### **3.1. Области применения акустических методов**

Около 90% объектов, контролируемых акустическими методами, проверяют эхо-методом. Применяя различные типы волн, с его помощью решают задачи дефектоскопии поковок, отливок, сварных соединений, многих металлических материалов. Эхо-метод используют также для измерения размеров изделий. Измеряют время прихода донного сигнала и, зная скорость ультразвука в материале, определяют толщину изделия при одностороннем доступе. Если толщина изделия неизвестна, то по донному сигналу измеряют скорость, оценивают затухание ультразвука, а по ним определяют физико-механические свойства материалов.

Зеркально-теневой метод используют вместо или в дополнение к эхо-методу для выявления дефектов, дающих слабое отражение ультразвуковых волн в направлении раздельно-совмещенного преобразователя. Дефекты (например, вертикальные трещины), ориентированные перпендикулярно поверхности, по которой перемещают преобразователь (поверхности ввода), дают очень слабый рассеянный сигнал и донный сигнал благодаря тому, что на их поверхности продольная волна трансформируется в головную, которая в свою очередь излучает боковые волны, уносящие энергию. Пример применения зеркально-теневого метода – контроль рельсов на вертикальные трещины в шейке. По чувствительности этот метод и обычно в 10...100 раз хуже эхо-метода.

Эхо-зеркальный метод также применяют для выявления дефектов, ориентированных перпендикулярно поверхности ввода. При этом он обеспечивает более высокую чувствительность к таким дефектам, но требует, чтобы в зоне расположения дефектов был достаточно большой участок ровной поверхности (рисунок 3,б). В рельсах, например, это требование не выполняется, поэтому там возможно применение только зеркально-теневого метода. Дефект может быть выявлен совмещенным наклонным преобразователем, расположенным в точке А. Однако, в этом случае зеркально-отраженная волна уходит в сторону и на преобразователь попадает лишь слабый рассеянный сигнал. Преобразователи, расположенные в точках С или D, обнаруживают дефект с высокой чувствительностью.

Эхо-зеркальный метод в варианте «тандем» используют для выявления вертикальных трещин и непроваров при контроле сварных соединений. Дефекты некоторых видов сварки, например, непровар при электронно-лучевой сварке, имеют гладкую отражающую поверхность, очень слабо рассеивающую ультразвуковые волны, но такие дефекты хорошо выявляются эхо-зеркальным методом. Дефекты округлой формы (шлаковые включения, поры) дают большой рассеянный сигнал и хорошо регистрируются совмещенным преобразователем в точке А, в тоже время зеркальное отражение от них слабое. В результате сравнения отраженных сигналов в точках А и D определяют форму дефекта сварного соединения.

Вариант «косой тандем» применяют, когда расположение преобразователей в одной плоскости затруднительно. Его используют, например, для выявления поперечных трещин в сварных швах. Преобразователи в этом случае располагают по разные стороны валика усиления шва. Углы  $\sigma_1$  и  $\sigma_2$  ввода ультразвукового сигнала в объект контроля выбирают либо малыми (не более  $10^\circ$ ), либо большими (свыше  $35^\circ$ ) для предотвращения трансформации поперечных волн в продольные. При угле меньше  $10^\circ$  трансформация мала. Угол  $35^\circ$  и больше превосходит третье критическое значение и трансформация отсутствует.

Дельта- и дифракционно-временной методы также используют для получения дополнительной информации о дефектах при контроле сварных соединений. В варианте, показанном на рисунке 3,в, излучают поперечные, а принимают продольные волны. Эффективная трансформация волн на дефекте произойдет, если угол падения на плоский дефект меньше третьего критического, либо если продольная волна возникает в результате рассеяния на дефекте. Для создания хорошего контакта приемного прямого преобразователя с поверхностью сварного соединения валик усиления зачищают. С помощью этого метода довольно точно определяют положение дефекта вдоль сварного шва, что важно для его автоматической регистрации.

Эхо-теневого метод применяют также при контроле сварных соединений. Например, при автоматическом контроле сварных соединений искатели располагают по обе стороны от шва и принимают как отраженные, так и прошедшие сигналы. Последние используют для контроля качества акустического контакта и обнаружения дефектов, ориентированных таким образом, что эхо-сигналы от них очень слабы.

Теневой и эхо-сквозной методы используют только при двустороннем доступе к изделию, для автоматического контроля изделий простой формы, например, листов в иммерсионной ванне. Перемещение листа вверх и вниз между преобразователями в иммерсионной ванне не изменяет времени прохождения сигналов от излучателя к приемнику, что существенно упрощает конструкцию установки. Чувствительность теневого метода к дефектам в 10...100 раз меньше, чем эхо-метода в связи с большим влиянием помех. Применение эхо-сквозного метода в значительной мере устраняет этот недостаток.

Теневой метод применяют также для контроля изделий с большим уровнем структурной реверберации, т.е. шумов, связанных с отражением ультразвука от неоднородностей, крупных зерен, дефектоскопии многослойных конст-

рукций и изделий из слоистых пластиков. Сквозной сигнал попадает на приемник раньше, чем структурные реверберации, что позволяет его зарегистрировать на фоне шумов. При контроле тонких изделий с очень высоким уровнем структурных шумов более высокую чувствительность обеспечивает временной теневой метод.

Теневой и временной методы позволяют обнаруживать крупные дефекты в материалах, где контроль другими акустическими методами затруднен или невозможен: крупнозернистой аустенитной стали, сером чугуна, бетоне, огнеупорном кирпиче.

Теневой метод применяют вместо эхо-метода при исследовании физико-механических свойств материалов с большим затуханием и рассеянием акустических волн, например, при контроле прочности бетона по скорости ультразвука. Для этой цели применяют не только теневой метод, но (в более общем виде) метод прохождения. Например, излучатель и приемник располагают с одной стороны изделия, на одной поверхности и измеряют время и амплитуду сквозного сигнала головной волны.

Локальный метод вынужденных колебаний применяют для измерения малых трещин при одностороннем доступе. Контактный резонансный толщиномер, в 60-х годах был основным средством толщинометрии. В настоящее время для ручного контроля применяют импульсные толщиномеры. Для автоматического измерения толщины стенок тонких труб лучший результат дает иммерсионный резонансный толщиномер.

Интегральный метод вынужденных колебаний (рисунки 5,а) применяют для определения модулей упругости материала по резонансным частотам продольных, изгибных или крутильных колебаний образцов простой формы, вырезанных из материала изделия, т.е. при разрушающих испытаниях. В последнее время этот метод используют также для неразрушающего контроля небольших изделий: абразивных кругов, турбинных лопаток. Появление дефектов или изменение свойств материалов определяют по изменению спектра резонансных частот. Свойства, связанные с затуханием ультразвука (изменение структуры, появление мелких трещин), определяют по изменению добротности колебательной системы.

Реверберационный, импедансный, велосиметрический, акустико-топографический методы и локальный метод свободных колебаний используют в основном для контроля многослойных конструкций. Реверберационным методом обнаруживают, в основном, нарушения соединений металлических слоев (обшивок) с металлическими или неметаллическими силовыми элементами или наполнителями. Импедансным методом выявляют дефекты соединений в многослойных конструкциях из композиционных полимерных материалов и металлов, применяемых в различных сочетаниях. Велосиметрическим методом и локальным методом свободных колебаний контролируют, в основном, изделия из полимерных композиционных материалов. Акустико-топографический метод применяют для обнаружения дефектов преимущественно в металлических многослойных конструкциях (сотовые панели, биметаллы и т.п.).

### 3.2. Приборы ультразвукового контроля

Ультразвуковые дефектоскопы общего назначения отличаются малыми габаритами и низкой стоимостью (рисунок 13).



Рисунок 13. Дефектоскоп УДЗ-71

Их особенностями являются:

- измерение глубины и координат залегания дефектов;
- измерение отношений амплитуд сигналов, отраженных от дефектов;
- измерение эквивалентного размера дефекта;
- все функции толщиномера с развёрткой.

В последнее время все большее внимание во всем мире уделяется повышению оперативности и достоверности контроля сварных стыков строящихся трубопроводов. При этом особое внимание отводится замене радиационных методов ультразвуковыми методами контроля. Самым передовым словом техники в этом направлении можно считать применение ультразвукового контроля на фазированных решетках (рисунок 14).

а



б

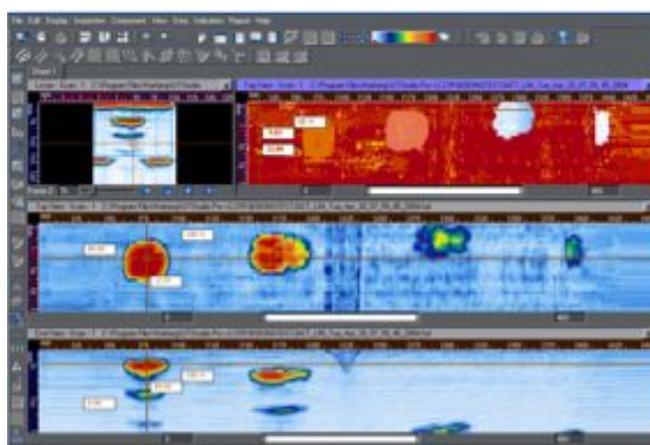


Рисунок 14. Ультразвуковой дефектоскоп на фазированных решетках Harfang X-32 (а) и пример скана (б)

Главным достоинством УЗ фазированных решеток можно считать возможность программного формирования диаграммы направленности ультразвукового блока, включая фокусировку, точку и угол ввода. Это позволяет, приме-

няя один и тот же пьезоэлектрический преобразователь, реализовать все схемы контроля, применяемые в многоэлементных системах с линейным сканированием.

Дефектоскоп Х-32 – это первый портативный ультразвуковой прибор для неразрушающего контроля, в котором применены преобразователи на фазированных решетках и самая современная микроэлектронная база, что позволяет отнести его к приборам, реализующим уже дефектометрический метод. Его интерфейс нагляден и удобен в работе, а многочисленные функции, реализованные в нем, облегчают и оптимизируют процесс контроля:

- наличие 32 активных элементов обеспечивает получение высокой пространственной разрешающей способности, что позволяет получать распределения и точные размеры дефектов;
- в использовании до 128 элементов (с дополнительным блоком мультиплексирования М-box), что позволяет осуществлять мультиплексирование (линейное сканирование);
- оперативное выполнение секторного сканирования (S-скан) при проведении производственного контроля;
- наличие режимов одномерной эхографии (А-сканирование), двухмерной эхографии (В-сканирование), линейного (L- сканирования) и
- секторного (S-сканирования) в реальном масштабе времени;
- анализ изображений в режимах одномерной эхографии (А-сканирование), двухмерной эхографии (В- или D-сканирование), линейного (L-) сканирования и секторного (S-) сканирования;
- наличие входа для квадратурных кодировщиков положения;
- возможность полного программирования при контроле изделий сложной формы;
- формирование ультразвуковых пучков под более 2 000 углами для получения максимальной зоны контроля и разрешающей способности;
- формирование прямоугольных импульсов зондирования напряжением до 200 В, обеспечивающее получение высококачественных импульсов излучения и изображений дефектов;
- временное разрешение – 2,5 нс.

#### Ультразвуковые толщиномеры.

Новый, не имеющий аналогов в России, универсальный ультразвуковой толщиномер УДТ-40 с высокой точностью и достоверностью контроля (рисунок 15).

Наличие А-скана исключает такие типичные ошибки при измерении толщины, как удвоение показаний, а В-скан позволяет наблюдать профиль дна изделия.



*Рисунок 15. Ультразвуковой прецизионный толщиномер УДТ-40*

Толщиномер реализует различные высокоточные способы контроля толщины – измерение времени по переходу через «ноль», измерение времени между сигналами, а также частотный и корреляционный методы измерения.

Наличие встроенных контуров согласования, регулируемой ширины импульса и трех степеней электрического демпфирования позволяет использовать для измерения толщиномером любые преобразователи с частотами от 0,5 до 15 МГц, как совмещенного, так и отдельно-совмещенного (раздельного) типа.

#### **4. Радиационный контроль**

Радиационные методы контроля основаны на регистрации и анализе ионизирующего излучения при его взаимодействии с контролируемым изделием. Наиболее часто применяются методы контроля прошедшим излучением, основанные на различном поглощении ионизирующих излучений при прохождении через дефект и бездефектный участок сварного соединения (рисунок 16). Интенсивность прошедшего излучения будет больше на участках меньшей толщины или меньшей плотности, в частности в местах дефектов – несплошностей или неметаллических включений.

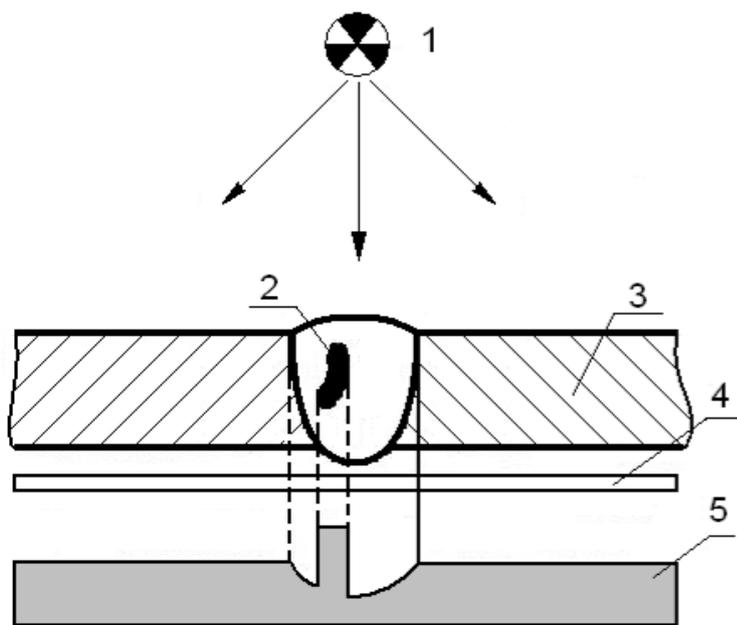


Рисунок 16. Схема радиационного контроля прошедшим излучением:

- 1 – источник излучения;
- 2 – дефект; 3 – изделие;
- 4 – детектор излучения (пленка);
- 5 – плотность излучения

Методы радиационного контроля классифицируются прежде всего по виду (и источнику) ионизирующего излучения и по виду детектора ионизирующего излучения.

*Ионизирующим* называют изучение, взаимодействие которого со средой приводит к образованию электрических зарядов. Так как ионизирующее излучение, состоящее из заряженных частиц, имеет малую проникающую способность, то для радиационного контроля сварных соединений обычно используют излучение фотонов или нейтронов. Наиболее широко используется рентгеновское излучение (X-лучи). Это фотонное излучение с длиной волны  $6 \times 10^{-13} \dots 1 \times 10^{-9}$  м. Имея ту же природу, что и видимый свет, но меньшую длину волны (у видимого света  $4 \dots 7 \times 10^{-7}$  м), рентгеновское излучение обладает высокой проникающей способностью и может проходить через достаточно большие толщины конструкционных материалов. При взаимодействии с материалом контролируемого изделия интенсивность рентгеновского излучения уменьшается, что и используется при контроле. Рентгеновское излучение обеспечивает наибольшую чувствительность контроля.

Получают рентгеновское излучение в рентгеновских трубках. Испускаемые с накаливаемого катода электроны под действием высокого напряжения разгоняются в герметичном баллоне, из которого откачан воздух, и попадают на анод. При торможении электронов на аноде их энергия выделяется в виде фотонов различной длины волны, в том числе и рентгеновских. Чем больше ускоряющее напряжение, тем больше энергия образующихся фотонов и их проникающая способность.

Существуют различные схемы и большое количество марок рентгеновских аппаратов, как стационарных, так и переносных. В последнее время все большее распространение получают малогабаритные импульсные аппараты, позволяющие при малой мощности за счет малого времени импульса (1...3 мкс)

при сравнительно большом токе (100...200 А) просвечивать достаточно большие толщины.

Другим распространенным видом ионизирующего излучения, используемым при контроле сварных соединений, является  $\gamma$ -излучение.

Это фотонное излучение с длиной волны  $1 \times 10^{-13} \dots 4 \times 10^{-12}$  м, возникающее при распаде радиоактивных изотопов, источником  $\gamma$ -излучения при радиационном контроле обычно являются радиоактивные изотопы тулия, иридия, цезия, кобальта:  $^{170}\text{Tm}$ ,  $^{192}\text{Ir}$ ,  $^{137}\text{Cs}$ ,  $^{60}\text{Co}$  и др. Источники  $\gamma$ -излучения компактны и не требуют больших затрат электроэнергии (только на освещение и, возможно, на перемещение радиоактивного изотопа в рабочее положение и обратно). Однако  $\gamma$ -излучение более опасно для человека и, в отличие от рентгеновского, не может быть выключено. Проникающая способность  $\gamma$ -излучения выше, чем рентгеновского, поэтому могут просвечиваться изделия большей толщины, но чувствительность контроля при этом ниже, различие между дефектными и бездефектными участками менее заметно. Поэтому область применения  $\gamma$ -дефектоскопии – контроль изделий большой толщины (малые дефекты в этом случае менее опасны), контроль в монтажных и полевых условиях, в частности – трубопроводов и крупногабаритных резервуаров, просвечивание изделий сложной формы, если разместить рентгеновский аппарат нельзя.

Гораздо реже (при контроле изделий еще большей толщины) используется тормозное излучение высоких энергий (1...100 МэВ, в то время как энергия рентгеновских фотонов не превышает 0,5 МэВ) с длиной волны  $1 \times 10^{-16} \dots 1 \times 10^{-12}$  м, обладающее еще большей проникающей способностью. Такое излучение получают при бомбардировке мишеней электронами, ускоренными в линейных или циклических ускорителях: микротронах, бетатронах. Поэтому контроль с использованием тормозного излучения высоких энергий называют *бетатронной дефектоскопией*. О возможностях этого метода можно судить по таким данным: излучение с энергией 35 МэВ позволяет просвечивать сплавы на основе железа толщиной до 450 мм или сплавы на основе алюминия толщиной до 1800 мм.

Для контроля изделий из тяжелых элементов, для контроля наличия соединений водорода, бора, лития и других легких элементов в капсулах из тяжелых элементов, а также при контроле радиоактивных изделий используют нейтронное излучение, которое получают в ядерных реакторах либо с использованием радиоизотопных источников.

В зависимости от методов детектирования (обнаружения и регистрации) ионизирующего излучения различают *радиографию*, при которой фиксирование изображения внутренней структуры изделия происходит на пленке или бумаге, радиоскопию (изображение наблюдается на экране) и *радиометрию* (регистрируются электрические сигналы). Радиография получила наибольшее распространение в связи с простотой, наглядностью и документальным подтверждением результатов контроля. При радиографическом контроле для регистрации интенсивности прошедшего через металл излучения применяют радиографическую пленку или фотобумагу (метод прямой экспозиции), металлические активируемые экраны или заряженные полупроводниковые пластины (метод переноса изображения).

Более распространен метод прямой экспозиции. При нем могут использоваться все рассмотренные виды ионизирующих излучений. Оптическая плотность почернения радиографической пленки или фотобумаги зависит от дозы ионизирующего излучения, она больше на местах, перекрытых менее плотными участками контролируемого объекта. Поэтому такие дефекты, как поры, трещины, непровары, а также шлаковые включения, будут выглядеть на радиографической пленке в виде темных пятен соответствующей формы. Включения более плотные, чем основной металл (например, вольфрамовые при сварке алюминия неплавящимся электродом), будут на радиограммах иметь вид светлых пятен. Для лучшего выявления дефекта направление излучения должно по возможности совпадать с направлением его максимального размера.

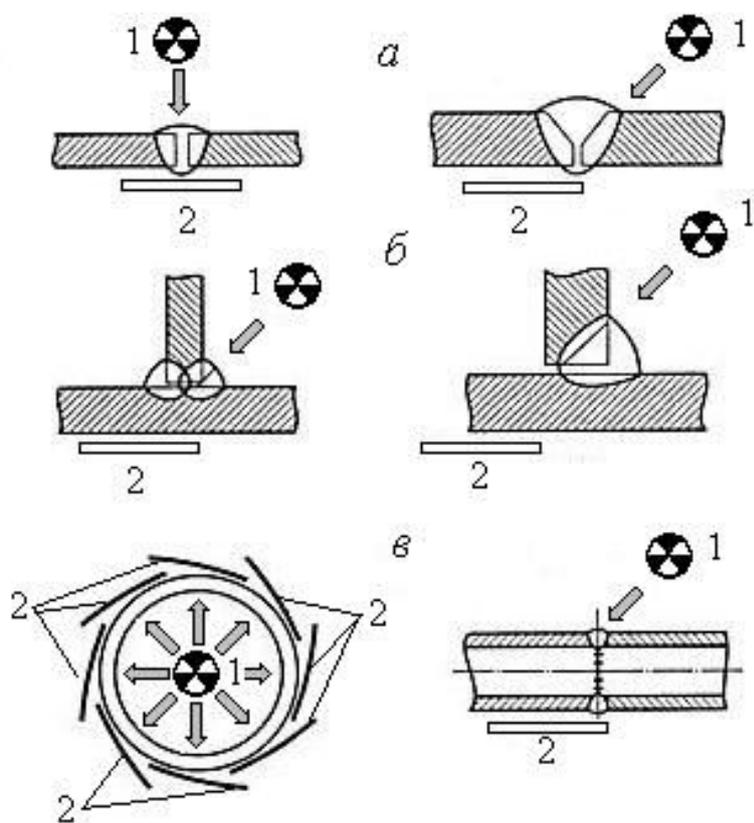


Рисунок 17. Схемы радиографического контроля:  
*а* – стыковых; *б* – угловых швов; *в* – труб;  
 1 – источник излучения;  
 2 – пленка

Просвечивание стыковых швов (рисунок 17) обычно проводят перпендикулярно поверхности либо по направлению разделки кромок, так как возможно образование дефектов по линии сплавления. При контроле угловых швов направление просвечивания выбирают по биссектрисе угла либо по направлению разделки кромок. При контроле сварных соединений труб и коробчатых конструкций наилучшим вариантом является размещение источника излучения внутри изделия, так как в этом случае, во-первых, появляется возможность панорамного просвечивания за одну экспозицию, а во-вторых, стенки изделия ослабляют поток ионизирующего излучения в окружающую среду.

При невозможности помещения источника излучения внутри просвечивание проводят снаружи, в том числе через две стенки под углом к оси шва во избежание наложения изображений швов друг на друга (рисунок 17, *в*). Лишь около 1% фотонов ионизирующего излучения, проходящих через пленку, взаимодействуют с ней. Поэтому для повышения чувствительности контроля и ус-

корения просвечивания используют усиливающие флуоресцентные или металлические экраны из фольги тяжелых металлов (чаще свинца), наклеенной на гибкий пластик.

Флуоресцентные экраны представляют собой пластмассовую или картонную подложку, на которую нанесен слой люминофора – вещества, светящегося под воздействием ионизирующего излучения. Они используются со специальными пленками, чувствительными к видимому ультрафиолетовому и инфракрасному излучениям. Наименьшие экспозиции получаются при использовании флуоресцентных экранов, а наилучшая чувствительность – при использовании металлических экранов.

Радиографические пленки характеризуются чувствительностью к излучению и контрастностью. Чем больше чувствительность пленки, тем выше производительность контроля. Чем выше контрастность пленки, тем выше чувствительность контроля. Поэтому высококонтрастные пленки применяют при просвечивании ответственных изделий, а также легких металлов и деталей малой толщины.

Выявляемость дефектов при радиографическом контроле зависит также от резкости изображения. Причинами нерезкости могут быть образование в эмульсионном слое пленки фотоэлектронов (внутренняя нерезкость), рассеяние излучения в материале изделия (особенно при просвечивании изделий большой толщины), смещение или колебания относительного расположения источника, изделия и детектора (устраняются жестким закреплением) и отличие реальной формы источника излучения от точечной (геометрическая нерезкость). Для уменьшения геометрической нерезкости применяют источники излучения с возможно меньшим размером фокусного пятна, максимально приближают пленку к контролируемому изделию и увеличивают фокусное расстояние (от источника излучения до пленки).

Подготовка к просвечиванию при радиографии заключается в предварительном осмотре сварного соединения и очистке его от шлака, масла и других загрязнений. Наружные дефекты удаляют. Участки шва маркируют с помощью свинцовых знаков, либо помечают пленку или флуоресцентные экраны. На поверхность изделия вблизи контролируемого шва устанавливают эталоны чувствительности, чаще всего – канавочный: пластинка с канавками переменной глубины и ширины.

Время просвечивания определяется по номограммам экспозиции, которые обычно строят для каждого материала в зависимости от его толщины, энергии излучения (в частности, напряжения на аноде рентгеновской трубки), фокусного расстояния; типа применяемой пленки и усиливающих экранов.

Метод переноса изображения применяется сравнительно редко: при контроле радиоактивных изделий и при ксерорадиографии.

При радиографии радиоактивных изделий используют в качестве излучения нейтроны, а в качестве детектора – металлические активированные экраны, которые активируются в нейтронном потоке и не чувствительны к  $\gamma$ -излучению. Затем скрытое изображение переносят на радиографическую пленку, прикладывая ее к металлическому экрану.

Ксерорадиография позволяет исключить применение радиографической пленки. При этом достигается повышение производительности контроля за счет исключения трудоемкой фотообработки, а также уменьшение затрат в связи с исключением расхода серебра, входящего в состав пленки. В качестве детектора при ксерорадиографии используют специальные ксерорадиографические пластины, состоящие из проводящей подложки (алюминия, латуни, стекла или бумаги с проводящим покрытием), на которую нанесено полупроводниковое покрытие (чаще всего селеновое). В качестве источника излучения в основном используют рентгеновские аппараты, реже – радиоизотопные источники тормозного или  $\gamma$ -излучения. При ксерорадиографии заряжают ксерорадиографическую пластину с помощью коронного разряда и помещают в светонепроницаемую кассету. В процессе просвечивания селен становится проводником, происходит утечка заряда. Чем больше интенсивность прошедшего излучения, тем меньше остаточный заряд. Затем на пластинку наносят красящее вещество. Краситель переносят на бумагу контактным, способом, закрепляют на ней ацетоном или другим растворителем. Время контроля по сравнению с обычной радиографией уменьшается в десятки раз. Одна ксерорадиографическая пластина может использоваться до 1000 раз.

Радиоскопия основана на просвечивании контролируемых объектов ионизирующим излучением, преобразовании прошедшего излучения в светотеневое или электронное изображение с последующим усилением, передачей и анализом изображения на экране оптического устройства или телевизионного приемника. Применение телевизионных систем обеспечивает радиационную безопасность персонала, позволяет усиливать яркость и контрастность и изменять масштаб изображения.

В качестве источника ионизирующего излучения при радиоскопии чаще применяют рентгеновские аппараты, реже линейные и циклические ускорители, а также радиоизотопные источники большой мощности. Перспективно применение нейтронного излучения, получаемого в ядерных реакторах или генераторах нейтронов.

Радиоскопия позволяет рассмотреть внутреннюю структуру объекта непосредственно в момент просвечивания, при этом сохраняются достоинства радиографии: возможность определения типа, характера и формы дефекта. Малая инерционность преобразования радиационного изображения позволяет за короткое время исследовать объект под различными углами, что повышает вероятность выявления скрытых дефектов. Чувствительность радиоскопии ниже чувствительности радиографии, производительность – выше. В установках для радиоскопии может быть предусмотрена отметка и последующая радиография выявленных дефектных участков.

Радиометрия основана на просвечивании изделия ионизирующим излучением и преобразовании плотности потока или спектрального состава прошедшего излучения в электрический сигнал. В качестве источника излучения применяют в основном радиоизотопы ( $\gamma$ -излучение), ускорители, реже – рентгеновские аппараты и источники нейтронов. В качестве детекторов используют ионизационные камеры, газоразрядные счетчики (пропорциональные и счетчики

Гейгера), фиксирующие ионизацию или газовый разряд под действием ионизирующего излучения, а также сцинтилляционные счетчики, основанные на измерении с помощью электронных умножителей интенсивности световых вспышек в люминофорах.

В отличие от радиографического и радиоскопического методов при радиометрии объект просвечивается узким пучком излучения. Если в просвечиваемом изделии будет дефект, то регистрационное устройство отметит изменение интенсивности излучения.

Преимущества радиометрии: высокая чувствительность (выше, чем у радиографического метода), высокая производительность, возможность бесконтактного контроля качества движущегося изделия, что особенно удобно при поточном производстве (возможно осуществление обратной связи с технологическим процессом). Основной недостаток радиометрии: интегрирующие свойства – одновременная регистрация сигнала от дефекта и от изменения толщины изделия. Это затрудняет возможность определения формы, размеров и глубины залегания дефекта – иногда оказывается необходимым снимать или зачищать усиление сварного шва.

Дальнейшим развитием радиографии является радиационная вычислительная томография. В отличие от обычной радиографии объект просвечивается большим количеством источников излучения, прошедшее излучение фиксируется большим количеством детекторов, изделие перемещается по определенной программе, результаты контроля запоминаются и анализируются с помощью ЭВМ, а затем на основе созданной модели внутренней структуры объекта формируется ее изображение на экране, т.е. обеспечивается наглядность, отсутствующая при обычной радиографии.

С помощью радиационных методов контроля выявляются трещины, непровары, непропаи, включения, поры, подрезы и другие дефекты. Результаты контроля наглядны (кроме обычной радиометрии), поэтому по сравнению с другими методами неразрушающего контроля при радиационном контроле легче определить вид дефекта. Как правило, не требуется высокая чистота поверхности сварных швов и изделий, можно контролировать сравнительно большие толщины.

К недостаткам радиационных методов необходимо, прежде всего, отнести вредность для человека, в связи с чем требуются специальные меры радиационной безопасности: экранирование, увеличение расстояния от источника излучения и ограничение времени пребывания оператора в опасной зоне. Кроме того, радиационными методами плохо выявляются несплошности малого раскрытия (трещины, непровары), расположенные под углом более  $7...12^\circ$  к направлению просвечивания, метод малоэффективен для угловых швов.

В настоящее время на рынке появились комплексы цифровой радиографии, предназначенные для высококачественной оперативной бесплёночной рентгенографии, цифровой обработки и архивирования результатов контроля, один из них приведен на рисунке 18.



*Рисунок 18. Комплекс цифровой радиологии ФОСФОМАТИК*

С его помощью возможен контроль объектов сложной формы с затрудненным доступом к контролируемым соединениям, а также, контроль трубопроводов, резервуаров и других объектов в нестационарных условиях: на территории нефтеперерабатывающих предприятий, магистральных трубопроводах, электростанциях и т.п.

Схема контроля строится точно так же, как и в традиционной радиологии. Однако вместо рентгеновской пленки применяются высококонтрастные гибкие многоразовые фосфорные пластины. После экспозиции пластина вставляется в специальный сканер для считывания изображения. После помещения в стирающее устройство пластина вновь готова к использованию.

Метод цифровой радиологии сочетает достоинства радиологии и рентгенотелевидения. Это, с одной стороны, присущие рентгенотелевидению оперативность контроля, электронная обработка и архивирование изображений, исключение расходных материалов и процессов химической обработки, а с другой стороны – возможности исследования объектов любой конфигурации и неограниченных габаритов, а также приближения приемника излучения вплотную к объекту, как при съемке на пленку.

По своему динамическому диапазону этот метод превосходит не только рентгенотелевизионный, но и радиологию. С его помощью возможна регистрация изображения объекта с большим перепадом толщин за одну экспозицию с последующим просмотром участков различной оптической плотности с помощью регулировок яркости и контраста изображения. Пластины совместимы с любыми источниками радиации с энергией излучения от 10 кэВ до 20 МэВ (рентгеновские аппараты постоянного потенциала и импульсного действия, бетатроны, радионуклидные источники). Они могут изгибаться, повторяя рельеф объекта контроля, а также могут быть нарезаны в нужный размер.

Пластины после экспозиции могут храниться длительное время, они слабовосприимчивы к свету и требуют защиты лишь от прямых солнечных лучей (достаточен конверт из черной бумаги или полиэтилена). Расходы на пленку и реактивы отпадают вместе с процессами проявки, сушки и хранения пленки, присущими традиционной радиологии. Изображения сохраняются сразу в электронном виде и могут подвергаться цифровой обработке с целью улучшения выявляемости дефектов. Становится возможным автоматизированный по-

иск дефектов и измерение их параметров. Громоздкие архивы рентгеновской пленки заменяются компактной компьютерной базой данных.

Оператор может быстро и точно измерить размеры дефекта на увеличенном фрагменте изображения на экране компьютера. Сканер может быть размещен в передвижной лаборатории, что позволит проводить большие объемы контроля при ограниченном наборе пластин. Оператор может на месте, быстро проверить результат съемки и при необходимости повторить экспозицию.

Комплекс построен на базе сканирующего устройства и фосфорных пластин производства фирмы KODAK и оснащен программным обеспечением.

## **5. Магнитный контроль**

Магнитный метод контроля применяют в основном для контроля изделий из ферромагнитных материалов, т. е. из материалов, которые способны существенно изменять свои магнитные характеристики под воздействием внешнего (намагничивающего) магнитного поля. По способу получения первичной информации различают следующие методы магнитного контроля: *магнитопорошковый, магнитографический, феррозондовый, эффект Холла, индукционный, пондеромоторный, магниторезисторный.*

Все магнитные методы неразрушающего контроля сплошности металла основаны на обнаружении локальных возмущений поля, создаваемых дефектами в намагниченном ферромагнетике. При намагничивании объекта магнитный поток протекает по объекту контроля. В случае нахождения несплошности на пути магнитного потока, возникают поля рассеивания, форма и амплитуда которых несет информацию о размере, характере, и глубине залегания дефекта.

*Магнитопорошковый* метод основан на выявлении магнитных полей рассеяния, возникающих над дефектами в детали при ее намагничивании, с использованием в качестве индикатора ферромагнитного порошка или магнитной суспензии. Этот метод среди других методов магнитного контроля нашел наибольшее применение. Примерно 80% всех подлежащих контролю деталей из ферромагнитных материалов проверяется именно этим методом. Высокая чувствительность, универсальность, относительно низкая трудоемкость контроля и простота – все это обеспечило ему широкое применение в промышленности вообще и на транспорте в частности. Основным недостатком данного метода является сложность его автоматизации.

*Феррозондовый метод* основан на преобразовании градиента или напряженности магнитного поля в электрический сигнал с помощью феррозондов – магниточувствительных элементов, состоящих чаще всего из двух частей – полузондов. Каждый полузонд имеет магнитомягкий (обычно пермаллоевый) сердечник и две обмотки: одну, возбуждающую переменное поле, которым намагничивается сердечник, а другую – индикаторную. Как возбуждающие (первичные) обмотки полузондов, так и индикаторные (вторичные), соединены попарно между собой определенным образом, в результате чего величина ЭДС на выходе индикаторных обмоток пропорциональна либо градиенту, либо напряженности измеряемого постоянного магнитного поля, в котором находится феррозонд.

Феррозондовые дефектоскопы нашли широкое применение для контроля качества рельсов, а также для автоматического контроля поверхностных дефектов ферромагнитных груб диаметром 20-160 мм. Достоинством метода является возможность его полной автоматизации.

*Метод эффекта Холла* основан на выявлении магнитных полей преобразователями Холла. Сущность эффекта Холла заключается в возникновении поперечной разности потенциалов (ЭДС Холла) в прямоугольной полупроводниковой пластинке в результате искривления пути протекающего через эту пластинку электрического тока под воздействием магнитного потока, перпендикулярного этому току (рисунок 19).

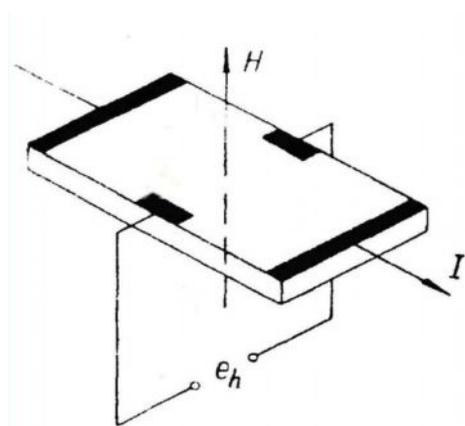


Рисунок 19. Преобразователь Холла:

$I$  – сила управляющего тока;

$H$  – вектор напряженности внешнего поперечного магнитного поля;

$e_h$  – ЭДС Холла

Преобразователи Холла выполняют в виде тонких (10...20 мкм) пластинок, изготовленных из монокристалла германия, кремния, антимонида, индия или арсенида кадмия. Пластины, доведенные шлифовкой до указанной толщины, наклеивают на подложку из радиотехнической слюды, ультрафарфора или ситалла. Если такую пластинку поместить в магнитное поле перпендикулярно вектору напряженности и пропустить по ней ток в продольном направлении, то в поперечном направлении возникает ЭДС Холла. Метод эффекта Холла используют для обнаружения дефектов, измерения толщины покрытий, контроля структуры и механических свойств ферромагнетиков, регистрации магнитных полей.

*Индукционный метод* предполагает использование приемной катушки индуктивности, перемещаемой относительно намагниченной детали или другого намагниченного контролируемого объекта. В катушке наводится (индуцируется) ЭДС, величина которой зависит от скорости относительного перемещения катушки и характеристик магнитных полей дефектов. Этот метод широко используется в вагонах-дефектоскопах для скоростного магнитного контроля рельсов.

*Пондеромоторный метод* основан на измерении силы отрыва постоянного магнита или сердечника электромагнита от контролируемого объекта. Иными словами, этот метод основан на пондеромоторном взаимодействии измеряемого магнитного поля и магнитного поля рамки с током, электромагнита или постоянного магнита. Этот метод нашел применение в коэрцитиметрах.

*Магниторезистивный метод* основан на выявлении магнитных полей магниторезистивными преобразователями, представляющими собой гальвано-

магнитный элемент, принцип работы которого основан на магниторезистивном эффекте Гаусса. Этот эффект связан с изменением продольного сопротивления проводника с током под действием магнитного поля. Электрическое сопротивление при этом увеличивается вследствие искривления траектории носителей заряда под воздействием магнитного поля. Количественно этот эффект проявляется по-разному и зависит от материала гальваномагнитного элемента и его формы. Для проводниковых материалов этот эффект не характерен. В основном он проявляется в некоторых полупроводниках с высокой подвижностью носителей тока (антимонид индия, арсенид индия, теллурид, селенид ртути и др.). Чувствительность магниторезисторов к слабым магнитным полям меньше, чем у преобразователей Холла.

В последние годы внедряются контактные сканирующие устройства индикации местонахождения зон и линии концентрации напряжений (аномалий напряженно-деформированного состояния) ферромагнитных материалов без предварительного намагничивания с использованием так называемого «метода магнитной памяти металла» – одно- или двухканальные магнитометры, относящиеся уже к дефектометрическим методам.

Для повышения качества работ по обследованию трубопроводов разработан полуавтоматический магнитометр бесконтактный сканирующий «СКИФ МБС-04», который относится: по виду – к магнитному контролю; по характеру взаимодействия физических полей – к магнитному методу; по первичному информативному параметру – к методам контроля намагниченности ферромагнитного объекта; по способу получения первичной информации – к магнитометрическим методам. Эта технология определяется как бесконтактная сканирующая томография магнитного поля трубопровода. Метод позволяет бесконтактно выявлять точное местонахождение (в продольных, угловых и абсолютных географических координатах), вид и опасность дефектов металла при 100%-ном объеме контроля трубопровода. Кроме того, данный метод позволяет оценить работоспособность участков трубопровода с учетом совокупности всех имеющихся дефектов различной природы или повышения уровня напряженно-деформированного состояния металла труб (рисунок 20). Эффективность выявления дефектов металла при этом не ниже 80%, что сопоставимо с показателями внутритрубной инспекции.



б



в



*Рисунок 20. Виды выявляемых дефектов:*

*вмятины (а); локальная коррозия (б); дефекты сварных швов (в); отступления от проектных решений (г)*

## **6. Тепловой контроль**

В тепловых методах неразрушающего контроля (ТНК) в качестве пробной энергии используется тепловая энергия, распространяющаяся в объекте контроля. Температурное поле поверхности объекта является источником информации об особенностях процесса теплопередачи, которые, в свою очередь, зависят от наличия внутренних или наружных дефектов. Под дефектом при этом понимается наличие скрытых раковин, полостей, трещин, непроваров, инородных включений и т.д., всевозможных отклонений физических свойств объекта от нормы, наличия мест локального перегрева (охлаждения) и т.п.

Методы неразрушающего контроля теплового вида (ГОСТ 18353 - 79) используют при исследовании тепловых процессов в изделиях. При нарушении термодинамического равновесия объекта с окружающей средой на его поверхности возникает избыточное температурное поле, характер которого позволяет получить информацию об интересующих свойствах объектов. Методы теплового контроля основаны на взаимодействии теплового поля объекта с термодинамическими чувствительными элементами (термопарой, фотоприемником, жидкокристаллическим индикатором и т.д.), преобразовании параметров поля (ин-

тенсивности, температурного градиента, контраста, лучистости и др.) в электрический сигнал и передаче его на регистрирующий прибор.

Достоинствами теплового контроля являются: дистанционность, высокая скорость обработки информации; высокая производительность испытаний; высокое линейное разрешение; возможность контроля при одно- и двустороннем подходе к изделию; теоретическая возможность контроля любых материалов; многопараметрический характер испытаний; возможность взаимодополняющего сочетания ТНК с другими видами неразрушающего контроля; сочетаемость со стандартными системами обработки информации; возможность поточного контроля и создания автоматизированных систем контроля и управления технологическими процессами.

Различают:

- пассивный ТНК;
- активный ТНК.

Пассивный ТНК не нуждается во внешнем источнике теплового воздействия – тепловое поле в объекте контроля возникает при его эксплуатации (изделия радиоэлектроники, энергетическое оборудование, металлургические печи и т. п.) или изготовлении (закалке, отжиге, сварке и т. п.). Активный ТНК предполагает нагрев объекта внешними источниками энергии. В случае использования активного ТНК в дефектоскопии, например для обнаружения дефектов в виде нарушения сплошности (раковин, трещин, мест непрочлея), информацию о дефектах несут в себе локальные неоднородности температурного поля на поверхности объекта контроля.

Существуют следующие *виды активного теплового контроля изделий*.

1. Кратковременный локальный нагрев изделия с последующей регистрацией температуры той же (при одностороннем контроле) или при противоположной области (при двустороннем контроле). По истечении некоторого времени (чтобы изделие успело остыть) переходят к следующей точке и т.д. Так будет пройдена вся поверхность изделия, причем измеренная температура дефектных областей будет существенно отличаться от температуры бездефектных участков. С использованием сканирующей системы, состоящей из жестко закрепленных друг относительно друга источника нагрева и регистрирующего прибора (например, радиометра), перемещающихся с постоянной скоростью вдоль поверхности образца. Одновременный нагрев поверхности образца вдоль некоторой линии (при одновременном контроле) или вдоль аналогичной линии с противоположной поверхности образца (при двустороннем контроле). Подобная регистрация может быть осуществлена, например, прибором «Термопрофиль».
2. Одновременный нагрев всей поверхности образца и последующая одновременная регистрация температурного распределения на этой же или на противоположной поверхности. Подобный способ контроля может быть осуществлен при помощи телевизора.

В методе активного ТНК можно выделить три основных направления развития:

- тепловая дефектоскопия;

- тепловая дефектометрия;
- тепловая томография.

Тепловая дефектоскопия состоит в определении факта наличия дефекта и его расположение в объекте контроля. В настоящее время это наиболее разработанное направление.

Тепловая дефектометрия представляет собой набор методов и средств количественной оценки глубины залегания дефектов, их толщины и поперечных размеров. С математической точки зрения тепловая дефектометрия требует решения обратных теплофизических задач.

Тепловая томография является последующим развитием тепловой дефектометрии и состоит в послойном синтезе внутренней структуры объекта контроля на основе использования методов проективной компьютерной томографии.

### **Методы и средства теплового неразрушающего контроля**

Вибротепловизионный метод особенно перспективен для анализа изделий, работающих в условиях вибрации. В материалах с дефектами структуры под воздействием вибрации возникают температурные поля, что обусловлено рассеянием энергии колебаний на дефектах и превращением её в теплоту за счет внутреннего перегрева в материале. В областях нарушения гомогенности структуры возникают локальные зоны перегрева объекта. На термограммах вибрирующих пластин и других объектов четко выявляются дефекты типа расслоений, несплошностей и т.п.

Тепловая томография – метод визуализации внутренних сечений объекта с помощью тепловых эффектов. Его можно реализовать импульсным облучением объекта плоским равномерным пучком излучения и последовательной регистрацией «тепловых отпечатков» дефектов или неоднородностей теплофизических параметров контролируемой структуры на противоположной стороне изделия с помощью быстродействующего тепловизора.

Вихретоко-тепловой метод основан на радиоимпульсном возбуждении металлических объектов полем индуктора, приеме теплового отклика приповерхностным преобразователем во время и после теплового воздействия и анализе амплитудно-временной информации. Ход теплового процесса определяется теплофизическими и одновременно электромагнитными параметрами объекта, что позволяет в одном эксперименте проводить исследования как тепловыми, так и вихретоковыми методами. В частности, коэффициент температуропроводности чувствителен к химическому составу, тепловому старению, термообработке, размерам зерна сплавов.

**В горном машиноведении применяются пассивные методы ТНК на основе тепловизионного контроля тепловых режимов работы машин и механизмов, а также дефектов контактных сетей, изоляторов, тепловая диагностика электрооборудования (рисунок 21).**

*а*

*б*



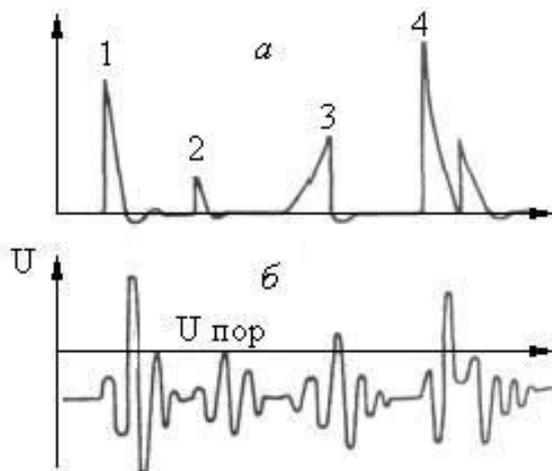
**Рисунок 21. Термограммы электрического распределительного устройства (а) и нагретого корпуса подшипника (б)**

### 7. Акустико-эмиссионный контроль

Акустико-эмиссионный метод – один из пассивных методов акустического контроля. Акустическая эмиссия (АЭ) заключается в генерации упругих волн напряжения в твердых телах в результате локальной динамической перестройки их структуры. Метод основан на анализе параметров этих волн.

Главные источники АЭ – процессы пластической деформации, связанные с появлением, движением и исчезновением дефектов кристаллической решетки: появление и развитие микро- и макротрещин; трение (в том числе поверхностей разрывов друг о друга); фазовые (например, аллотропические) превращения в твердом теле. АЭ проявляется в виде отдельных акустических импульсов.

Форма импульсов АЭ, возникающих в результате перестройки структуры, зависит от природы процесса и материала изделия. Процесс скачкообразного снятия локальных напряжений путем разрушения вызывает импульс с крутым фронтом, как большинство импульсов на рисунке 22,а.



**Рисунок 22. Форма импульсов АЭ (а) и соответствующих сигналов после приемного тракта (б)**

Спад импульса соответствует восстановлению внутренних напряжений. Иногда они не восстанавливаются или восстанавливаются не полностью. Возвращение к напряженному состоянию происходит медленнее, чем разрыв, может сопровождаться быстро затухающими колебаниями, как показано для первого импульса. Импульсы рассматриваемого типа называют релаксационными. Они характерны для процессов возникновения и движения дислокации и их групп, возникновения и развития трещин.

Третий из показанных на рисунке 22, а импульсов соответствует процессу акселерационного типа. Когда дислокации противоположного знака сближаются и аннигилируют или дислокация выходит на поверхность кристалла и исчезает, их энергия преобразуется в упругую. Процессы сближения или выхода на поверхность дислокации происходят с ускорением, отсюда название импульса этого типа.

Энергия процесса аннигиляции дислокации порядка  $10^{-18} \dots 10^{-16}$  Дж, длительность импульса  $10^{-11}$  с, ширина спектра сотни МГц. Другие дислокационные источники имеют большую энергию (до  $10^{-6}$  Дж) и длительность.

Точечный удаленный от поверхности источник АЭ излучает сферические продольную и поперечную волны. Затухание волн в материале вызывает сильное ослабление высокочастотной составляющей сигнала, так как коэффициент затухания быстро возрастает с частотой. При падении на поверхности изделия волны отражаются и трансформируются. В результате появляются поверхностные волны, амплитуда которых уменьшается с расстоянием значительно медленнее, чем для сферической волны, поэтому они преимущественно регистрируются приемником. Все это приводит к значительному искажению первоначального сигнала АЭ в зоне приема.

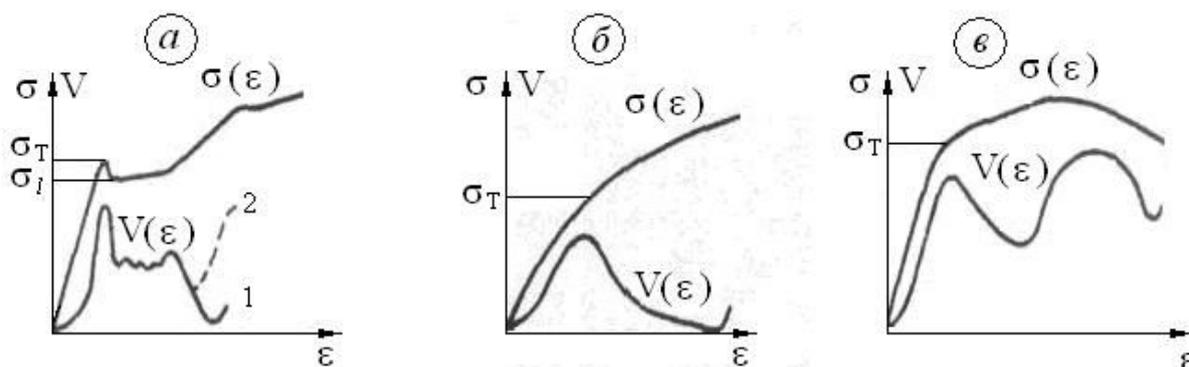
В результате прохождения импульсов через приемный преобразователь и усилительный тракт с ограниченной полосой пропускания происходит дальнейшее искажение импульсов. Они приобретают двухполярный колебательный характер, длительность их увеличивается, быстро следующие друг за другом импульсы сливаются (рисунок 22,б).

АЭ называют дискретной, когда длительность регистрируемых импульсов меньше интервала между ними. В противном случае говорят о непрерывной АЭ. Появление импульсов АЭ в значительном объеме материала – процесс во времени статистический, поэтому можно говорить лишь о средней длительности импульсов и интервалов между ними. Кроме того, дискретность или непрерывность зависят от разрешающей способности регистрирующей аппаратуры.

Основные параметры АЭ – это число импульсов за время наблюдения и активность АЭ, равная количеству импульсов в некотором интервале времени наблюдения (обычно 0,1 или 1 с). Фактически регистрируются не все импульсы АЭ, а лишь превышающие определенный порог (рисунок 22,б). Тогда параметры эмиссии обозначают: суммарный счет  $N$  и скорость счета  $V_N$ .

Для характеристики процесса АЭ важно не только количество импульсов, но и их амплитуда. Параметром, учитывающим обе величины, является эффективное значение акустической эмиссии  $V$ , пропорциональное произведению ак-

тивности (или скорости счета) АЭ на среднее значение амплитуды сигналов АЭ за единицу времени. Её обычно измеряют в вольтах (точнее – в мкВ).



**Рисунок 23. Типичные кривые изменения эффективности АЭ в сопоставлении с диаграммами напряжение-деформация для железа (а, кривая 1), стали (а, кривая 2), металлов с гранецентрированной кубической решеткой (б), стареющих алюминиевых и титановых сплавов (в)**

Акустическую эмиссию при деформации материалов наблюдают в процессе механических испытаний гладких образцов. Каждому типу диаграммы напряжение – деформация, получаемой при испытании на растяжение различных материалов, соответствует своеобразное изменение процесса АЭ (рисунок 23). Из кривых видно, что даже в области упругости (от 0 до  $\sigma_T$ ) наблюдается АЭ. Она возникает от того, что материал неоднороден, нагружен неравномерно и в отдельных областях происходит пластическая деформация, хотя в целом процесс упругий.

При переходе к пластической деформации АЭ резко возрастает в большом объеме образца. Эта деформация связана с массовым образованием и перемещением дефектов кристаллической решетки. Происходит образование, движение дислокации и их групп, двойникование. Все эти процессы связаны с появлением сигналов АЭ.

Максимум эффективного значения и активности АЭ достигается вблизи предела текучести  $\sigma_T$ , когда пластическая деформация составляет около 0,2% длины образца. Затем качения  $V$  и  $N$  уменьшаются из-за того, что движение вновь образующихся дислокаций ограничивается уже существующими. В результате сигналы АЭ с достаточной для регистрации амплитудой появляются все реже.

Дополнительные максимумы АЭ для некоторых материалов наблюдаются в конце площадки текучести или вблизи максимума напряжения. Они связаны с разрушением цементитовых пластинок в стали (рисунок 23,а, кривая 2) и двойникованием (рисунок 23,в). Перед разрушением образца обычно наблюдают импульсы большой амплитуды.

Важный параметр АЭ при пластической деформации – амплитудное распределение. Металлы с решеткой типа гранецентрированный куб (алюминий, железо) имеют небольшую среднюю энергию импульса, сигналы большой амплитуды в них наблюдают редко. Для этих материалов характерна деформация

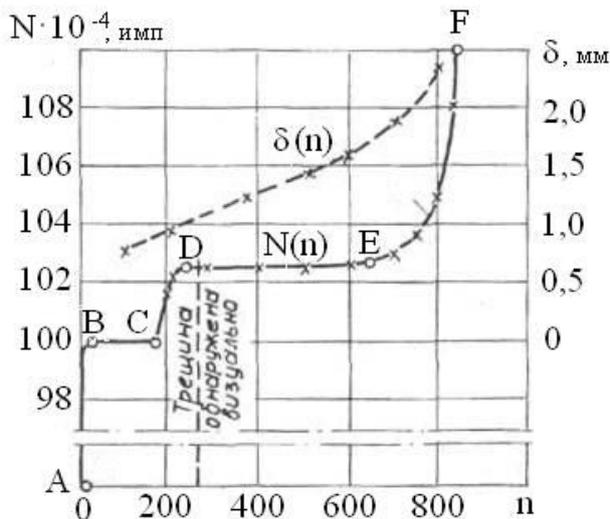
скольжением. Металлы с решеткой типа объемноцентрированный куб (в том числе железо) имеют несколько большее среднее значение энергии импульсов. Деформация металлов с гексагональной плотноупакованной решеткой (например, цинка, титана) вызывает импульсы АЭ с амплитудой в тысячи раз большей, так как они деформируются двойникованием.

Отмечают следующие факторы, повышающие амплитуду сигналов АЭ: высокую прочность, анизотропию, неоднородность, крупнозернистость (литая структура), большую общую толщину материала, большую скорость деформации, низкую температуру, наличие надреза.

В образцах с дефектами, как искусственными (надрезами), так и естественными трещинами, происходит концентрация напряжений вблизи острого края дефекта. В этом месте образуется локальная зона пластической деформации, объем которой пропорционален коэффициенту интенсивности напряжений  $K$  – величине, характеризующей сложное напряженное состояние. От этой зоны появляются импульсы АЭ, число которых также связано с  $K$ . Когда локальное напряжение превосходит предел прочности, происходит микроразрыв – скачкообразное увеличение дефекта; он проходит через эту зону, создавая сигналы АЭ. При дальнейшем нагружении процесс повторяется. Таким образом, число  $N$  импульсов АЭ растет с ростом  $K$ .

При повторном многократном нагружении АЭ резко уменьшается и вновь начинает регистрироваться после достижения максимальной нагрузки первого цикла. Это явление называют эффектом Кайзера. Он особенно хорошо проявляется на гладких образцах и хуже – на образцах с надрезом. Последнее свидетельствует о накоплении повреждений при повторных нагрузках.

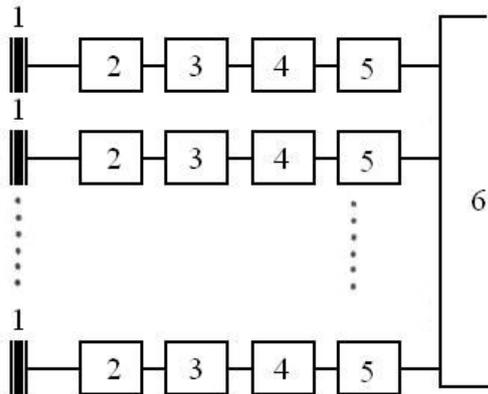
На рисунке 24 показан рост числа  $N$  импульсов АЭ от числа и циклов нагружения при малоцикловых испытаниях образца с надрезом. Участок АВ соответствует первому циклу, суммарный счет импульсов здесь быстро растет. В окрестностях точки В рост замедляется в 10...100 раз, а на участке ВС суммарный счет остается практически постоянным. В этом проявляется эффект Кайзера. В процессе циклических нагрузок происходит медленное накопление повреждений в металле образца, после чего эффект Кайзера перестает действовать и перед моментом появления видимой трещины происходит ускоренный рост (участок CD), и далее медленное увеличение с ростом трещины (DE). При достижении определенного размера трещины происходит разрушение, сопровождающееся ростом  $N$  (EF).



**Рисунок 24. Число  $N$  импульсов АЭ и раскрытие  $\delta$  трещины в зависимости от числа циклов нагружения  $n$**

Изображение на рисунке 24 несколько условно. В действительности трещина растет скачками, которые на рисунке сглажены.

Для неметаллических материалов существуют особенности в поведении АЭ. Для стеклопластиков, например, установлен эффект послезвучания, т.е. при неизменной нагрузке и при разгрузке АЭ продолжается. Эффект Кайзера отсутствует: при повторном нагружении каждый раз возникают сигналы АЭ, активность которой несколько уменьшается при повторных циклах.



**Рисунок 25. Структурная схема аппаратуры для контроля акустико-эмиссионным методом**

На рисунке 25 показана функциональная схема многоканальной аппаратуры для контроля методом АЭ. В состав одного канала входят следующие узлы.

Преобразователь 1 – чувствительный элемент пьезоэлектрического преобразователя (ПЭП), изготавливают обычно из пьезокерамики типа ЦТС. Для работы при температурах выше 300...400°C и высоком уровне радиации применяют ниобат лития, у которого точка Кюри около 1200°C. Используют широкополосные, полосовые и узкополосные ПЭП, последние обычно применяют, когда на основе предварительных исследований выбран оптимальный для контроля диапазон частот, а широкополосные – когда нужно исследовать форму и частотный спектр сигналов АЭ. ПЭП обычно рассчитывают на прием колебаний нормальных к поверхности. Диаграмма направленности ПЭП, как правило, весьма широкая. ПЭП приклеивают к поверхности контролируемого объекта легкорастворимым клеем.

Предварительный усилитель 2 с небольшим (до 20 дБ) усилением и низким уровнем шумов расположен непосредственно у ПЭП. Он улучшает отношение сигнал-шум при передаче сигнала к аппаратуре, удаленной на 50...100 м.

Фильтром 3 устанавливают спектр частот принимаемых сигналов. Оптимально условие совпадения спектра частот приемника со спектром сигналов АЭ, однако последний очень широк, поэтому полосу фильтра выбирают выше частот помех. Помехи от механических ударов имеют спектр не выше 0,4 МГц, от трения – до 1 МГц. Спектр электромагнитных помех еще более высокочастотный. Повышение частоты принимаемых сигналов более 1 МГц нежелательно, так как уменьшается дальность приема сигналов АЭ. Поэтому от высокочастотных помех отстраиваются другими способами.

Основной усилитель 4 обычно обладает равномерной амплитудно-частотной характеристикой в диапазоне наблюдаемых частот при коэффициенте усиления 60...80 дБ. Характеристика усиления линейная, либо (в случае большого динамического диапазона) логарифмическая.

Для подавления электромагнитных помех в усилителе экранируют весь канал, включая преобразователь и кабель, выключают прием на время действия интенсивной помехи, которую принимают отдельной антенной, применяют корреляционную обработку входных сигналов, используют дифференциальные преобразователи и усилители. Последний способ основан на том, что пьезопластину в преобразователе разрезают на две части и одну половину переворачивают, меняя, таким образом, ее поляризацию. Сигналы от каждой половины усиливают отдельно, после этого в одном канале меняют фазу и складывают оба сигнала. В результате двойного изменения фаз сигналы АЭ сохраняются. Сигналы электромагнитных помех прошедшие два канала усилителя, оказываются в противофазе и подавляются.

Блок обработки сигналов 5 считает принимаемые каналом сигналы за все время испытаний или за короткий интервал времени (например, 0,1 с) и выполняет их анализ. Аналогичную обработку сигналов по всем каналам выполняет блок 5. В анализ сигналов входит исследование их амплитудного распределения снятие амплитудно-частотных характеристик. Для анализа используют быстродействующие ЭВМ. Применяют звуковую и световую сигнализации при превышении определенного уровня амплитуды.

Блок определения местоположения источника сигналов АЭ 6 использует информацию от нескольких преобразователей, расположенных в различных местах изделия. Когда сигнал АЭ достигает ближайшего к источнику преобразователя, начинается отсчет времени. Затем измеряют запаздывание времени прихода того же сигнала на другие преобразователи.

Для определения положения источников АЭ в линейной системе (стержне) достаточно иметь два преобразователя, в двумерной системе – не менее трех преобразователей, окружающих источник. Положение источника находят методами триангуляции. Увеличение числа преобразователей облегчает задачу локации источника. Для решения триангуляционных задач применяют быстродействующую ЭВМ.

После обработки сигналы АЭ подают на дисплей, на котором одновременно представлена развертка, соответствующая поверхности изделия и расположению на нем преобразователей. Источник АЭ появляется на экране в виде светящейся точки. На экране дисплея иногда изображают амплитудное временное или частотное распределение сигналов.

Погрешность определения положения источника составляет обычно 3...5% максимального расстояния между преобразователями, но не менее, чем величина порядка толщины стенки контролируемого объекта. Последнее связано с тем, что положение источника по толщине обычно не определяют, а находят только место эпицентра («следа») источника на поверхности.

Количество преобразователей выбирают в зависимости от задач контроля. Например, когда используют АЭ при механических испытаниях образцов в форме стержня, достаточно иметь один ПЭП, расположенный на торце или другой ненагруженной части образца. Однако даже в этом случае полезно применять систему с двумя ПЭП, расположенными по разные стороны от области, где ожидается разрушение. Тогда можно использовать систему локации источников АЭ, выделить сигналы от этой области и отстроиться от шумов, возникающих в системе крепления образца.

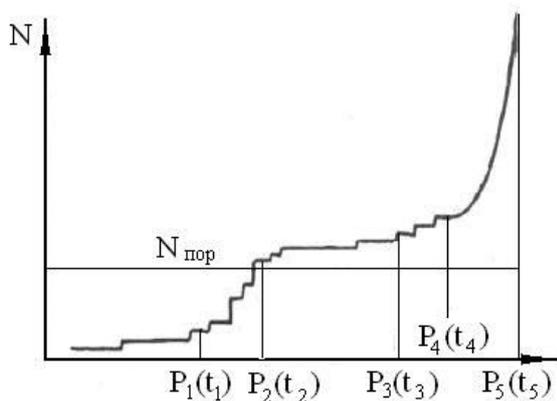
Более сложная задача – контроль объектов с большой площадью поверхности. В этом случае определяют необходимое расстояние между ПЭП с учетом затухания ультразвука в выбранном частотном диапазоне, иногда корректируют частоту. ПЭП размещают на объекте так, чтобы обеспечить надежный контроль областей, где наиболее вероятно появление и развитие дефектов сварных соединений и мест концентрации напряжений. При контроле сосудов давления ПЭП размещают на расстоянии 200...5000 мм друг от друга. Их помещают вблизи особо напряженных сварных швов, радиусных переходов, патрубков. Правильность расположения ПЭП и работоспособность каналов аппаратуры проверяют, используя имитаторы АЭ. Контролируют надежность регистрации сигналов, возникающих в различных участках конструкции, и точность определения координат источников.

Задание критериев опасного состояния объекта – наиболее сложная проблема методики дефектоскопического контроля с помощью АЭ (нужно выбрать, по какому параметру АЭ и по какому его количественному признаку следует принимать решение о признании сигналов предвестниками разрушения).

Трудность задачи состоит в том, чтобы выделить АЭ от развития трещины на фоне сигналов, связанных с пластической деформацией. Установлено, что активность и амплитуда сигналов АЭ изменяются немонотонно и могут достигать максимумов, превышающих значения перед разрушением.

Наиболее информативный параметр, сигнализирующий о приближении разрушения, – рост суммарного числа импульсов с начала испытаний. Каждый импульс АЭ это, как правило, единичный акт разрушения.

На рисунке 26 показана характерная кривая роста  $N$  при увеличении статической нагрузки объекта.



*Рисунок 26. Характерная зависимость числа импульсов АЭ от статической нагрузки*

При сохранении режима нагружения объект обязательно разрушится по участку, где был источник эмиссии. Ступенчатый характер кривой соответствует скачкообразному росту трещин.

Метод АЭ, как средство неразрушающего контроля конструкций, позволяет проводить интегральный контроль и обнаруживать только несплошности, представляющие действительную опасность. Однако он не дает достаточной информации, чтобы предсказать работоспособность изделия задолго до разрушения. Для прогнозирования ресурса изделий без явных дефектов после изготовления метод непригоден.

## 8. Вибродиагностика

В настоящее время количество эксплуатируемых машин и оборудования в любой стране существенно превышает возможности их обслуживания и ремонта в соответствии с рекомендациями производителей. Выходом из сложившейся ситуации становится, во-первых, увеличение доли необслуживаемого оборудования, а, во-вторых, переход на ремонт машин и оборудования по фактическому состоянию. Но это возможно лишь при использовании методов и средств глубокой диагностики и долгосрочного прогноза состояния оборудования в процессе его эксплуатации, которые лишь в последние годы стали развиваться быстрыми темпами.

Измерение и анализ вибрации приобрели особое значение, потому что они обеспечивают большое количество качественной информации при низких капиталовложениях. Поэтому анализ вибрации, дополненный тепловым контролем отдельных узлов, тока приводного двигателя и, в некоторых случаях, состава смазки стал основой нового направления технической диагностики, получившего название контроля состояния и диагностики машин. Именно это направление расширило возможности существующих методов неразрушающего контроля, позволило решать практические задачи долгосрочного прогноза состояния роторного оборудования и, как следствие, переходить на обслуживание и ремонт оборудования по фактическому состоянию.

Многие годы вибрационный контроль и диагностика машин включали в себя два основных направления, а именно вибрационный контроль, постепенно развившийся до вибрационного мониторинга, и поиск источников (причин) повышенной вибрации.

В рамках вибрационного контроля решаются три основные задачи:

- допуск оборудования в эксплуатацию при заданных требованиях к надежности и влиянию на обслуживающий персонал;
- аварийная защита оборудования;
- оценка состояния оборудования.

В рамках поиска источников (причин) повышенной вибрации также решаются три основных задачи:

- обеспечение заданных виброакустических характеристик нового оборудования, его виброналадка после изготовления (ремонта);
- обеспечение стабильности виброакустических характеристик в процессе эксплуатации оборудования;
- поиск опасных дефектов.

Из первой группы задач, необходимо выделить аварийную защиту оборудования, которая требует создания встроенных в оборудование систем защиты. Наибольший вклад в решение этих задач внесли предприятия авиационной и космической промышленности, где последствия аварий наиболее опасны. Для этого стали разрабатываться и выпускаться не только собственно системы аварийного отключения оборудования, но и системы записи информации (так называемые «черный ящик»), в том числе и вибрационного сигнала, позволяющие в рамках расследования аварийных ситуаций выявлять и на будущее устранять их причины.

По мере развития системы аварийной защиты ответственного оборудования в некоторых отраслях промышленности стали трансформироваться в системы защитного мониторинга, позволяющие хранить в базе данных результаты измерений, анализировать их и прогнозировать вибрационное состояние оборудования. Кроме вибрации системы мониторинга стали измерять и другие сигналы, прежде всего температуру, а в дальнейшем стали объединяться вместе с элементами управления в единую систему защиты, мониторинга и управления оборудованием. В последнее время ведущие западные производители оборудования идут в этом направлении, часто включая в подобные системы и функции контроля состояния оборудования, и функции автоматического поддержания оптимальных по надежности и запасу работоспособности режимов его работы.

В то же время получают большое распространение и системы защитного мониторинга, обеспечивающие режим защиты оборудования от действий неквалифицированного обслуживающего персонала. Эти системы представляют собой симбиоз системы аварийной сигнализации и «черного ящика» для последующего анализа ошибок персонала. Такие системы часто строятся только на основе ограниченного количества датчиков вибрации, а иногда дополняются простейшими диагностическими функциями. Возможность установки этой системы пользователем без участия разработчиков как оборудования, так и системы мониторинга, а также возможность её подключения к АСУ предприятия определяют высокую популярность подобных систем.

Из второй группы задач следует выделить обеспечение стабильности виброакустических характеристик оборудования в процессе его эксплуатации. Эти задачи имеют разную постановку в разных отраслях промышленности.

Одними из первых работы по стабилизации вибрации, как одного из факторов, определяющих надежность и ресурс высокооборотных машин в процессе эксплуатации, стали проводить предприятия энергетики. Особое внимание уделялось анализу низкочастотной вибрации крупных энергетических установок с паровыми и газовыми турбинами, работающих на частотах вращения выше первой критической. Вибрация анализировалась как в установившихся, так и в переходных режимах работы установок, в частности на разгоне и выбеге, на которых чаще всего и возникают аварийные ситуации. Анализ форм колебаний установок на частотах действия основных колебательных сил позволял обнаруживать опасные дефекты колебательной системы и её резонансные частоты.

Основой для решения задач третьего направления, а именно, глубокой диагностики и долгосрочного прогноза состояния машин, получившей название превентивной (профилактической) диагностики, стали результаты исследований вибрационных характеристик корабельных машин и оборудования. На протяжении многих лет эти исследования проводились в странах, имеющих развитый военно-морской флот и решающих задачи снижения и стабилизации гидроакустического шума кораблей и подводных лодок. Использование накопленного опыта позволило морским инженерам в короткие сроки создать конверсионные технологии вибрационной диагностики оборудования, по мере развития которых расширялась и номенклатура используемых для диагностики процессов, протекающих в машинах и оборудовании. Именно морские инженеры стали основателями многих диагностических фирм США, Англии, России и Франции, начавших свою деятельность в 80-е годы прошлого столетия и занявших в настоящее время ведущие позиции на рынке диагностической продукции и услуг.

За последние 15 лет в развитии превентивной диагностики дважды происходили изменения, которые можно назвать революционными. Первое связано с внедрением цифровых приборов со встроенными специализированными сигнальными процессорами, позволившими в малогабаритных приборах в реальном времени выполнять многие виды анализа сигналов, существенно сложнее быстрого преобразования Фурье. Второе связано с внедрением методов автоматической идентификации результатов анализа и распознавания состояний, позволивших создать программы автоматической постановки диагноза и прогноза с высокой достоверностью распознавания типовых дефектов, имеющих разную скорость развития.

## **9. Контроль состояния вещества**

Контроль состояния вещества подразумевает проведение эмиссионного спектрального анализа горюче-смазочных материалов и рабочих жидкостей (ЭСАМ), используемых в машинах и механизмах.

Выбор метода ЭСАМ при исследовании машин и механизмов, прежде всего, определяется поставленной задачей исследования, а также возможностями применения тех или иных спектральных приборов. При этом следует полагать, что закономерности процессов, установленных по содержанию химических элементов в работающем масле машин и механизмов, не должны зависеть

от применяемых методов ЭСАМ. В противном случае результаты исследования нельзя считать достоверными.

В настоящее время методы ЭСАМ в основном разделяются типом спектрального прибора, который предполагается применить при исследовании, и способом ввода пробы в разряд.

Спектральные приборы, которые применяют в настоящее время, разделяются на спектрографы и спектрометры, т.е. на приборы с фотографической и фотоэлектрической регистрацией спектра. Хотя спектральный анализ на этих приборах основан на общих принципах эмиссионной спектроскопии, технология процесса выполнения спектрального анализа имеет существенное различие.

При фотографической регистрации на фотопластинке воспроизводится полный спектр пробы, что дает возможность полностью его проанализировать. Кроме того, документально сохраняется спектрограмма, что весьма важно при исследовании сложного и малоизвестного объекта. Большим преимуществом является невысокая стоимость приборов, простота их обслуживания и надежность в работе. Существенным недостатком является большая трудоемкость спектрального анализа, связанная с обработкой и расшифровкой информации, которая зафиксирована на фотопластинке. В связи с этим точность анализа в значительной степени определяется качеством применяемых фотопластинок.

При фотоэлектрическом способе регистрации спектра регистрируются только те аналитические линии, которые заранее выбраны для анализа. Основными преимуществами этих приборов являются высокая производительность и возможность экспресс-анализа. Основным недостатком применения этих приборов для исследовательских целей – это отсутствие полной спектрограммы пробы, что не дает возможности, в случае возникновения ряда вопросов, вернуться к ранее анализируемой пробе. Кроме того, прибор требует перестройки в случае анализа пробы другого химического состава. Существенным недостатком, с которым также следует считаться, является высокая стоимость установки и сложность ее обслуживания. Поэтому эти приборы оправдывают себя только при массовых анализах и в случае, когда требование экспрессности является основным.

По способу введения пробы в разряд методы эмиссионного спектрального анализа масла и отложений разделяются на две группы:

1. Прямые методы, предусматривающие непосредственный анализ масла. К ним относятся следующие методы: пропитки маслом графитовых электродов, пористой чашки, вращающегося электрода, фульгуратора, двухстадийного испарения, предварительного испарения.
2. Косвенные методы, предусматривающие предварительное озоление пробы с последующим введением её в разряд. С этой целью применяются следующие способы озоления масла: прямое, кислотное, окислительное, с коллектором.

Основным преимуществом прямых методов является сравнительно малая трудоемкость приготовления пробы для введения её в разряд, особенно при применении метода вращающегося электрода. Основным недостатком прямых методов является зависимость чувствительности определения от величины со-

держания элементов в пробе. Поэтому метод вращающегося диска хорошо применим для целей диагностики, когда приходится иметь дело со сравнительно высокими концентрациями элементов, сигнализирующих о той или иной неисправности. Однако при исследовании процесса износа, когда кроме основного элемента износа приходится определять и сопутствующие ему элементы, концентрация которых на несколько порядков ниже основного, метод практически не применим. Кроме того, прямые методы значительно труднее поддаются стандартизации. Значительные осложнения в их применении возникают в случае оценки износа по суммарному содержанию элементов износа в масле и осадке.

Серьезным преимуществом косвенных методов является следующее. При их использовании результаты анализа не зависят от вязкости масла, вида химического соединения и размеров частиц продуктов износа, в то время как на результаты прямых методов анализа оказывают влияние особенности нефтепродуктов: горючесть, различие химического состава и т.д. Существенным недостатком косвенных методов является значительная трудоемкость подготовки пробы к анализу, что лишает спектральный анализ экспрессности. В процессе озоления пробы даже при соблюдении строгого температурного режима возможна некоторая потеря легколетучих элементов и увеличение случайной ошибки анализа. Однако при прочих равных условиях косвенные методы обладают значительно более высокой чувствительностью, чем прямые, за счет обогащения пробы при озолении. При анализе золы снижается влияние химического состава и облегчается стандартизация. Кроме спектрального анализа работающего масла весьма часто возникает необходимость в спектральном анализе отложений масляных фильтров и осадков, выпадающих в разных частях исследуемого механизма. Косвенный метод спектрального анализа и в этом случае позволяет значительно упростить методику анализа этого рода работ за счет применения тех же стандартных образцов, которые используются при спектральном анализе работающего масла. Таким образом, по доступности и эффективности ни один метод обогащения не может конкурировать с озолением.

Основным преимуществом спектрального анализа для диагностики является возможность раннего обнаружения начала аварийного износа, когда другие методы диагностики эту стадию неисправности работающего механизма не обнаруживают. Хотя принципиального различия между применением спектрального анализа масла для определения износа и для диагностики нет, такое разделение имеет чисто практическое значение, суть которого заключается в следующем. При исследовании процесса изнашивания возникает необходимость нахождения скорости износа деталей, определение которой представляет известные трудности. При диагностике же решается задача определения технического состояния машин с точки зрения возможности дальнейшей их работы. Такая постановка вопроса существенно облегчает задачу определения диагностических параметров. Опыт применения спектрального анализа для диагностики показал, что при нарушении технического состояния, концентрация характерных химических элементов в работающем масле значительно увеличивается. Такая закономерность дает возможность производить диагностику техни-

ческого состояния, руководствуясь только концентрацией продуктов износа в работающем масле, и упростить методики спектрального анализа, так как ошибки определения при этом не имеют существенного значения.

При применении ЭСАМ для диагностики необходимо располагать сведениями о диагностических параметрах, т.е. нормальных и предельных концентрациях характерных элементов в работающем масле. Ввиду разных закономерностей процесса накопления элементов износа и загрязнения в масляной системе с фильтрами и в масляной системе без фильтров подход к определению предельных показателей имеет свои особенности.

В механизмах и машинах с замкнутой системой смазки с фильтрами концентрация элементов в масле, в зависимости от времени работы, как правило, стабилизируется или мало изменяется. Поэтому величину диагностического параметра можно установить по кривой плотности распределения, построенной по результатам эксплуатационных исследований того или иного параметра или показателя состояния работающего масла. Наиболее достоверное определение его значения может быть получено путем сравнения положения кривой распределения, соответствующей группе заведомо неисправных механизмов, с кривой распределения группы механизмов с исправным техническим состоянием. В этом случае закон распределения знать не обязательно, необходимо лишь определить некоторые числовые характеристики распределения. За предельное значение принимается точка пересечения кривых распределения или начало кривой распределения группы механизмов с определенным видом неисправности.

В тех случаях, когда по тем или иным причинам оценить техническое состояние механизмов в исследуемой группе не представляется возможным или нецелесообразно, значение диагностических параметров можно определять непосредственно по кривой распределения, полученной в результате исследования группы машин и механизмов неизвестного технического состояния. Такая возможность базируется на следующих соображениях.

В любой группе машин и механизмов может находиться некоторое количество механизмов, имеющих либо повышенный износ, либо какую-нибудь техническую неисправность. Наличие этих механизмов наложит свое влияние на плотность распределения того или иного химического элемента в работающем масле. Так как нормальный закон является предельным законом, к которому приближаются другие законы распределения, можно полагать, что кривая распределения, построенная с исключением больших или малых концентраций химических элементов, являющихся следствием каких-то нарушений технического состояния механизма, может приблизить экспериментальное распределение к нормальному. В этом случае значение диагностического параметра с доверительной вероятностью 0,95 можно определить по формуле  $C_D = M \pm 2\sigma$ .

Здесь  $M$  – модальное значение параметра экспериментальной кривой распределения, построенной без учета больших или малых изменений.

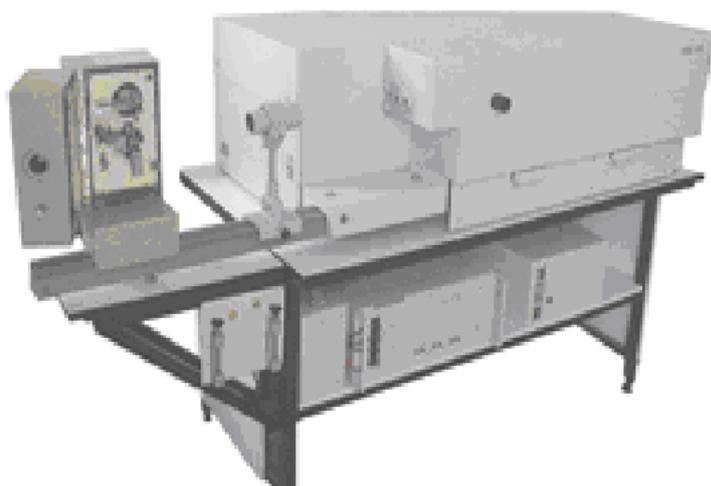
Следует иметь в виду, что отклонения от моды в сторону увеличения или уменьшения не равнозначны по смыслу, который придается диагностическому параметру. Поэтому знак «плюс» или «минус» следует устанавливать в зависимости от характера изменения диагностического параметра.

Достоверность определения величины диагностического параметра данным методом зависит от количества машин и механизмов, входящих в исследуемую группу, и от того, насколько исключение больших или малых измерений приблизит экспериментальную кривую распределения к нормальной. При этом нужно иметь в виду следующее. Значение диагностического и браковочного показателей следует рассматривать не как четкую границу, разделяющую однотипные механизмы с разным техническим состоянием, а как вероятностную. Большое отдаление от принятого значения диагностического параметра значения диагностического параметра дает большую вероятность обнаружения технических неисправностей в двигателе. И, наоборот, приближение к вероятностной границе снижает достоверность определения.

Для проведения эмиссионного спектрального анализа горюче-смазочных материалов и рабочих жидкостей используются многоканальные эмиссионные спектрометры, предназначенные для определения продуктов износа деталей редукторов и других механизмов в процессе их эксплуатации.

Спектрометр МФС-7(рисунок 27) применяется для диагностики состояния редукторов, тепловозов, экскаваторов, тракторов, автомобилей, станков. Процесс анализа автоматизирован с момента установки пробы в штатив, до получения результатов анализа в единицах концентрации на экране дисплея, принтере и в памяти персонального компьютера.

Спектрометр МФС-7 комплектуется компактной простой системой регистрации на базе одноплатного контроллера КМС-1, работающей под управлением IBM-совместимого компьютера.



*Рисунок 27. Многоканальный спектрометр МФС-7 для анализа масел на продукты*

### **Лекция 3. ФИЗИЧЕСКИЕ ПРЕОБРАЗОВАНИЯ, ПОЛОЖЕННЫЕ В ОСНОВУ ИЗМЕРЕНИЙ**

Теория познания – гносеология (от др.греч. γνοσιξ – знание, познание и λογοξ – речь, слово, учение или наука) – наука о познании окружающей нас действительности. Объектами познания являются свойства и явления материального и духовного (идеального) мира. Вопрос о том, что из них первично, а что вторично, относится к философии. Естественные науки занимаются практической познавательной деятельностью.

В ней различаются категории качества и количества. Методами количественного анализа служат теория и эксперимент. В свою очередь, экспериментальные исследования могут выполняться с применением и без применения технических средств (инструментов).

Полученная тем или иным путем количественная информация о свойствах и явлениях окружающего мира перерабатывается, транспортируется и хранится в устройствах и системах информатики, к которым кроме технических средств можно отнести текстовые документы или, например, мозг человека. Использование количественной информации в народном хозяйстве (включаящем научную сферу) служит конечной целью познавательной деятельности.

Наука о получении количественной информации опытным путем называется метрологией. Опытным путем, т.е. экспериментально, количественная информация получается посредством измерений. Таким образом, метрология (от др.греч. μετρον – мера и λογοξ ) – наука о получении измерительной информации. В качестве таковой метрология является важнейшей составной частью гносеологии. «В природе мера и вес суть главные орудия познания», – отмечал Д.И. Менделеев. Ему же принадлежат слова: «... наука начинается ... с тех пор, как начинают измерять; точная наука немыслима без меры», определяющие базисное положение метрологии в естествознании.

Большинство реальных объектов познания обладает таким многообразием свойств, что получить количественную информацию о каждом из них невозможно. Как правило, это и не нужно. С помощью средств измерений получают количественную информацию о наиболее существенных свойствах объектов. Первоначально эта информация содержится в отклике средств измерений на входное воздействие. После решения обратной задачи измерений измерительная информация позволяет сформировать модель объекта – упрощенное представление о нем на основе количественных данных о наиболее существенных свойствах. Чем большее число свойств учитывается, чем точнее количественная информация о них, тем полнее модель отражает реальный объект.

Во избежание лишних измерительных процедур качественное представление о модели объекта (номенклатура свойств, представляющих интерес) должно быть сформировано заранее (аріогі). Измерительные задачи состоят в получении конкретных количественных данных.

Модели объектов служат отражением реальности в нашем сознании. Роль измерений в теории отражения является определяющей. «Каждая вещь известна лишь в той степени, в какой ее можно измерить» (Джозеф Джон Томсон).

Любое свойство может проявляться в большей или меньшей степени, т.е. имеет количественную характеристику. Следовательно, любое свойство может быть измерено. «Измеряй все доступное измерению и делай доступным все недоступное ему» (Галилео Галилей).

Каждое свойство может быть охарактеризовано по-разному. Свойство нагретости тел, например, может характеризоваться средней скоростью теплового движения молекул, а может термодинамической температурой. Свойство пространственной протяженности можно характеризовать расстоянием между двумя точками пространства, а можно – углом между направлениями на них из точки наблюдения. Неопределенность числового значения случайной величины характеризуется энтропией или доверительным интервалом при выбранной доверительной вероятности и т.д. Понятно, что для удобства общения и обеспечения единства измерений все должны пользоваться одинаковыми характеристиками. Их называют мерами. Согласованные меры узакониваются соглашениями. В физике и ее технических приложениях меры получили название физических величин. К ним относятся длина, сила, масса, давление, время, скорость и др.

Поскольку практически все измеряемые при диагностировании параметры являются косвенным отражением реальных параметров технического состояния, полученными на основе изучения взаимодействия объекта контроля с физическими полями, то необходимо рассмотреть матрицу физических преобразований одних величин в другие, положенных в основу процессов измерения.

**ФИЗИЧЕСКИЕ ЭФФЕКТЫ, ИСПОЛЬЗУЕМЫЕ ДЛЯ ПРЕОБРАЗОВАНИЯ ИЗМЕРЯЕМЫХ ВЕЛИЧИН**

	<b>ВХОДНЫЕ ВЕЛИЧИНЫ</b>					
<b>ВЫХОДНАЯ ВЕЛИЧИНА</b>	механическая	тепловая	магнитная	электрическая	оптическая	молекулярная
Механическая	Законы рычага. Упругость. Физический маятник.	Тепловое расширение. Давление паров.	Силы, действующие в магнитном поле. Магнитострикция.	Силы, действующие в электрическом поле. Пьезоэлектрический эффект.	Давление излучения. Радиометр.	Сорбция, десорбция, набухание, электрофорез.
Тепловая	Адиабатическое изменение состояния. Теплота трения. Конвективные потоки.	Эффект Томсона.	Вихревые токи.	Джоулева теплота. Диэлектрические потери тепла. Вихревые токи.	Абсорбция + зависимость сопротивления от температуры. Т. э.д.с. или пирозлектрический эффект.	Удельная теплоемкость, теплопроводность.
Магнитная	Магнито-упругий эффект.	Закон Кюри - Вейсса.	Диа-, пара-, ферромагнетизм. Гистерезис (накопление).	Электромагнитные измерительные приборы. Силы, действующие в магнитном поле	Абсорбция + закон Кюри - Вейсса.	_____
Электрическая	Индукция. Пьезорезистивный и пьезоэлектрический эффекты.	Зависимость сопротивления от температуры. Термоэлектрический эффект. Пирозлектрический эффект.	Эффект Холла. Индукция.	Электрическая индукция прохождения токов в жидкостях, газах и твердых телах.	Внешний и внутренний фотоэффект. Фотосопротивление.	Напряжение Вольта. Контактная разность потенциалов. Электролитическая проводимость. Концентрационный потенциал.
Оптическая	Интерференция. Триболоминесценция.	Тепловое излучение. Затухание флуоресценции. Термолюминесценция.	Магнитооптическое вращение плоскости поляризации (Эффект Фарадея). Эффект Зеемана.	Эффект Керра. Электролюминесценция в различных агрегатных состояниях. Лазер.	Модуляторы. Преобразования длин волн при помощи электронно-оптических преобразователей (ЭОП) или люминофоров.	Эмиссия и абсорбция. Молекулярные спектры.
Молекулярная	_____	Термокраска. Жидкие кристаллы.	_____	Гальваническая ячейка	Фотоэмульсии. Использование электронно-оптических преобразователей.	_____

## 1. ПРЕОБРАЗОВАНИЕ МЕХАНИЧЕСКИХ ВЕЛИЧИН В МЕХАНИЧЕСКИЕ

1.1. Закон рычага открытый Архимедом:  $A = F \cdot l = F \cdot x = \text{const}$ , где  $A$  – работа,  $F$  – сила,  $l$  – длина рычага,  $x$  – перемещение.

1.2. Закон Гука:  $\sigma = E \cdot \varepsilon$  или  $F = k \cdot \Delta x$ , где  $\sigma$  – напряжение,  $F$  – сила,  $E$  – модуль упругости,  $k$  – коэффициент упругости,  $\varepsilon$  – деформация,  $\Delta x$  – смещение.

1.3. Физический маятник. Период колебаний физического маятника  $T = 2\pi \sqrt{\frac{I}{mgr}} = 2\pi \sqrt{\frac{I_{пр}}{g}}$ ;  $I_{пр} = \frac{I}{mr}$ ;  $I$  – момент инерции,  $m$  – колеблющаяся масса,  $r$  – радиус центра масс,  $I_{пр}$  – приведенная длина.

## 2. ПРЕОБРАЗОВАНИЕ МЕХАНИЧЕСКИХ ВЕЛИЧИН В ТЕПЛОВЫЕ

2.1. Адиабатный процесс – термодинамический процесс без теплообмена между системой и окружающей средой  $p \cdot v^k = T \cdot v^{k-1} = T \cdot p^{(1-k)/k}$ , где  $k$  – показатель адиабаты.

В не теплоизолированной системе адиабатным может считаться процесс, протекающий столь быстро, что теплообмен практически не успевает происходить.

2.2. Теплотатрения. Из второго начала термодинамики  $dU - TdS \leq \delta A$ ;  $\delta Q \leq TdS$  ( $dU$  – изменение внутренней энергии системы,  $T$  – термодинамическая температура,  $dS$  – изменение энтропии,  $\delta A$  – сообщенная над системой работа,  $\delta Q$  – сообщенная ей теплота) следует, что при трении выделяется теплота  $\delta Q = \delta A - dU$ .

2.3. Конвективный теплообмен – процесс передачи энергии в форме теплоты в неравномерно нагретой жидкой, газообразной или сыпучей среде вследствие ее движения и теплопроводности. Различают естественную (свободную) и вынужденную конвекцию.

## 3. ПРЕОБРАЗОВАНИЕ МЕХАНИЧЕСКИХ ВЕЛИЧИН В МАГНИТНЫЕ

3.1. Магнитоупругий эффект (эффект Виллари) – изменение намагниченности ферромагнитного тела при его деформации (динамометры, манометры, тензометры).

## 4. ПРЕОБРАЗОВАНИЕ МЕХАНИЧЕСКИХ ВЕЛИЧИН В ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ

4.1. Магнитострикция (strictio – сжатие, натяжение) – изменение размера и формы (значительно только у ферромагнетиков) тела при намагничивании. Для

поликристаллов (кварц) значение  $\Delta l/l$  достигает больших величин (излучатель и приемник ультразвука, акселерометр).

**4.2. Индукция**(inductio – наведение). Закон Фарадея-Максвелла-Ленца  $E = d\Phi/dt$ , где  $E$  – эдс электромагнитной индукции,  $\Phi$  – магнитный поток (потокосцепление). Различают электромагнитную (возникновение эдс в проводнике, движущемся в магнитном поле, или вследствие изменения самого поля) и электростатическую (явление наведения электрических зарядов на поверхности проводящего тела под действием внешнего электрического поля) индукцию.

**4.3. Пьезоэлектрический эффект** – появление электрических зарядов разного знака на противоположных гранях пьезоэлектриков (кварц, сегнетовая соль, пьезокерамика) при механических деформациях в плоскости, перпендикулярной действующим напряжениям. Обратный пьезоэффект состоит в деформации этих же кристаллов под действием внешнего электрического поля (генераторы и приемники ультразвуковых колебаний, акселерометры).

## 5. ПРЕОБРАЗОВАНИЕ МЕХАНИЧЕСКИХ ВЕЛИЧИН ВОПТИЧЕСКИЕ

**5.1. Интерференция** (inter – внешне, между собой и ferio – ударяю, поражаю) – явление, возникающее при наложении двух и более волн и состоящее в устойчивом во времени их усилении или ослаблении в определенных точках пространства. Волны должны быть когерентными (разность фаз не зависит от времени), а поперечные волны (упругие волны в твердых телах) должны распространяться в одном направлении (интерферометры).

**5.2. Триболюминисценция**(tribos– трение, luminis– свет, phoros – несущий, escent – суффикс, означающий слабое действие). Люминофоры – вещества, способные преобразовывать поглощаемую ими энергию в световое излучение. Бывают неорганические (кристаллофоры – на их основе изготавливают люминесцентные лампы, электроннолучевые трубки, рентгеновские экраны) и органические (люмогены – на их основе изготавливают люминесцентные краски).

## 6. ПРЕОБРАЗОВАНИЕ ТЕПЛОВЫХ ВЕЛИЧИН ВМЕХАНИЧЕСКИЕ

**6.1. Тепловое расширение** – изменение размеров при нагревании или охлаждении тел по законам  $\Delta l = l_0(1 + \alpha \Theta)$  или  $\Delta V = V_0(1 + \alpha_v \Theta)$ . Более точно описываются полиномами второй степени.

**6.2. Давление паров.** Пар – вещество в газообразном состоянии в условиях, когда путем сжатия возможно осуществить равновесие с тем же веществом в твердом или жидком состояниях, т.е. при давлении и температуре ниже критических. Пар и газ понятия практически идентичные, поэтому деление практически условное. Если пар находится в равновесии с жидкой или твердой фазой он называется насыщенным и его свойства (плотность, теплоемкость и т.п.) определяются только температурой. Если давление пара при данной температуре меньше давления насыщенного пара или его температура при заданном давлении

нии выше, он называется перегретым. При малых давлениях и высоких температурах свойства пара приближаются к свойствам идеального газа  $pV=R\Theta$  – уравнение Клапейрона (В. Clapeyron) – Менделеева;  $\frac{dp}{d\Theta} = \frac{r}{\Theta dv}$  – уравнение Клапейрона – Клаузиуса (R. Clausius) для фазовых переходов 1 рода ( $r$  – удельная теплота фазового перехода).

## 7. ПРЕОБРАЗОВАНИЕ ТЕПЛОВЫХ ВЕЛИЧИН В ТЕПЛОВЫЕ

**7.1. Эффект Томсона** – одно из термоэлектрических явлений (открыто в 1856 г), заключающееся в том, что если в проводнике с током существует перепад температур, то дополнительно к Джоулевой теплоте, в объёме проводника будет выделяться или поглощаться дополнительная теплота Томсона  $Q = SIt\Delta\Theta$ , где  $S$  – постоянная Томсона.

Объяснение эффекта в первом приближении заключается в следующем. В условиях, когда вдоль проводника, по которому протекает ток, существует градиент температуры, причём направление тока соответствует движению электронов от горячего конца к холодному, при переходе из более горячего сечения в более холодное, электроны передают избыточную энергию окружающим атомам (выделяется теплота), а при обратном направлении тока, проходя из более холодного участка в более горячий, пополняют свою энергию за счёт окружающих атомов (теплота поглощается).

## 8. ПРЕОБРАЗОВАНИЕ ТЕПЛОВЫХ ВЕЛИЧИН В МАГНИТНЫЕ

**8.1. Фазовый переход** – переход вещества из одного состояния в другое.

Фазовый переход первого рода (испарение, плавление, кристаллизация, конденсация, возгонка) – переход, при котором скачком изменяются термодинамические функции (плотность, внутренняя энергия, энтропия, энтальпия и т.п.). Характеризуется теплотой фазового перехода.

Фазовый переход второго рода характеризуется тем, что термодинамические функции непрерывны, а разрывы имеются у их производных по температуре или давлению (сжимаемость, плотность и т.п.). Теплота фазового перехода второго рода равна нулю. Пример: переход ферромагнетиков в парамагнетики в точке Кюри (P. Curie) – температура фазового перехода второго рода (точка Кюри составляет для железа 1042К, для кобальта – 1393К, для никеля – 631К). Переход происходит по закону Кюри-Вейса  $\chi = c' / (\Theta + \Delta)$ , где  $c'$  и  $\Delta$  – постоянные, а  $\chi$  – магнитная восприимчивость. У парамагнетиков ( $O_2$ , NO, Pt, Pd) – магнитная восприимчивость  $0 < \chi < 1$ , у ферромагнетиков  $\chi = 10^5 \dots 10^6$ .

## 9. ПРЕОБРАЗОВАНИЕ ТЕПЛОВЫХ ВЕЛИЧИН В ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ

**9.1. Зависимость сопротивления от температуры**  $\Delta R = R_0(1 + \alpha\Theta)$ . Более точно описывается **полиномом** третьей степени.

**9.2. Термоэлектрический эффект** – явление возникновения ЭДС в замкнутой электрической цепи, составленной из последовательно соединенных различных проводников (платина – сплав платина-родий) или полупроводников, спаи которых при различных температурах. ТермоЭДС  $E_{\Theta} = \alpha \Delta \Theta$ , где  $\alpha$  – удельная термоЭДС, которая определяется материалом спаев и зависит от его температуры.

**9.3. Пироэлектрический эффект** (пир-огонь) – электризация поверхности кристаллических диэлектриков при их нагревании или охлаждении. Плотность зарядов ( $\cong 10$  мКл/м<sup>2</sup>) позволяет обнаруживать очень слабое электромагнитное излучение (измерение температуры с точностью до  $10^{-6}$  К).

## 10. ПРЕОБРАЗОВАНИЕ ТЕПЛОВЫХ ВЕЛИЧИН ВОПТИЧЕСКИЕ

**10.1. Тепловое излучение** – электромагнитное излучение, испускаемое телами, находящимися в термодинамическом равновесии, зависящее только от абсолютной температуры и оптических свойств излучающего тела. Основные характеристики:

- излучательная способность тела  $E(\nu, \Theta)$ , равная спектральной плотности его энергетической светимости  $\frac{dN}{ds \cdot d\nu}$
- поглощательная способность тела  $A(\nu, \Theta)$ , равная спектральному коэффициенту поглощения (отношение поглощенной энергии к упавшей в узком частотном диапазоне  $\nu \pm \Delta\nu$ ).

Основной закон – закон Кирхгофа  $\frac{E(\nu, \Theta)}{A(\nu, \Theta)} = E_0(\nu, \Theta)$ , где  $E_0(\nu, \Theta)$  – излучательная способность абсолютно черного тела ( $A=1$ ).

По закону Планка  $E_0(\nu, \Theta) = \frac{2\pi h \nu^2}{c^2 [\exp(h\nu / k\Theta) - 1]}$ , где  $h$  – постоянная Планка,  $k=R/N_A$  – постоянная Больцмана,  $N_A$  – число Авагадро,  $c$  – скорость света.

**10.2. Флуоресценция** возникает в результате самопроизвольных переходов возбужденных молекул в нормальное состояние. Время затухания 1...10 нс.

**10.3. Люминесценция** – нетепловое свечение вещества, происходящее после поглощения им энергии возбуждения. Впервые люминесценция была описана в XVIII веке.

**10.4. Термолюминесценция** возникает при нагревании вещества, возбужденного светом или жестким излучением. Наблюдается у многих минералов, некоторых стекол и органических люминофоров. Механизм термолюминесценции – рекомбинационный. При нагревании освобождаются электроны, захваченные ловушками, и происходит излучательная рекомбинация их с ионизо-

ванными при возбуждении центрами люминесценции. Термолюминесценция применяется при исследовании энергетического спектра электронных ловушек в твёрдых телах, а также в минералогии. Центрами люминесценции минералов служат разнообразные структурные дефекты, определяемые условиями образования минералов, а также возникающие при облучении их ионизирующим излучением и при других внешних воздействиях. Спектр термолюминесценции минералов и характер высвечивания несут информацию о природе центров свечения, их энергетических параметрах, возрасте пород, их радиационной и термической истории. Наиболее интенсивной и сложной термолюминесценцией обладают минералы, содержащие примеси редкоземельных элементов (флюорит, апатит, ангидрит и др.), а также многие силикаты (полевой шпат, кварц, содалит и др.), карбонаты, сульфаты.

Термолюминесценцию используют для идентификации горных пород в месторождениях, при исследовании дефектообразования в технологии полупроводниковых и лазерных материалов, изучении структуры и свойств люминофоров, стекол и т. п.

## **11. ПРЕОБРАЗОВАНИЕ ТЕПЛОВЫХ ВЕЛИЧИН ВМОЛЕКУЛЯРНЫЕ**

**11.1. Термокраска** – краска, изменяющая свой цвет при определенной температуре за счет неизменяемых химических преобразований. Используется в качестве индикатора превышения предельной температуры.

**11.2. Жидкие кристаллы** – вещества, обладающие одновременно свойствами как жидкостей (текучесть), так и кристаллов (анизотропия).

Кристаллы (греч. – лед) имеют упорядоченную структуру. Кристаллы бывают атомные (алмаз), ионные (окислы), металлические ( $\alpha$ -железо), молекулярные (газовые, жидкие) и с водородными связями (лед).

По структуре ЖК представляют собой жидкости, похожие на желе, состоящие из молекул вытянутой формы, определённым образом упорядоченных во всем объёме этой жидкости. Наиболее характерным свойством ЖК является их способность изменять ориентацию молекул под воздействием электрических полей, что открывает широкие возможности для применения их в промышленности. По типу ЖК обычно разделяют на две большие группы: нематики и смектики.

Жидкие кристаллы открыл в 1888 г. австрийский ботаник Ф. Рейнитцер. Долгое время физики и химики в принципе не признавали жидких кристаллов, потому что их существование разрушало теорию о трёх состояниях вещества: твёрдом, жидком и газообразном. Научное доказательство было предоставлено профессором Отто Леманном после многолетних исследований, но даже после появления в 1904 г. написанной им книги «Жидкие кристаллы», открытию не нашлось применения.

Только после 1973 г., когда группа английских химиков под руководством Джорджа Грея синтезировала жидкие кристаллы из относительно дешё-

вого и доступного сырья, эти вещества получили широкое распространение в разнообразных устройствах.

## 12. ПРЕОБРАЗОВАНИЕ МАГНИТНЫХ ВЕЛИЧИН В МЕХАНИЧЕСКИЕ

### 12.1. Силы, действующие в магнитном поле.

**Закон Ленца** – индуктируемый ток создает магнитное поле, противодействующее процессам возникновения этого тока (частный случай закона сохранения энергии).

**Магнитная индукция** – силовая характеристика магнитного поля, векторная величина  $\vec{B} = \frac{1}{I} \left( \frac{d\vec{F}}{dl} \right)_{\max}$ . Магнитная индукция равна отношению силы  $d\vec{F}$ , действующей со стороны магнитного поля на малый элемент проводника с электрическим током, к произведению силы тока  $I$  на длину проводника  $dl$ , если этот элемент расположен в поле так, что отношение  $\left( \frac{d\vec{F}}{dl} \right)$  имеет наибольшее значение. Размерность  $[B]$  – тесла.

**Напряженность магнитного поля** – векторная величина  $\vec{H} = \frac{\vec{B}}{\mu_0} - \vec{J}$ , где  $\mu_0$  – магнитная постоянная,  $\vec{J}$  – намагниченность среды. Размерность  $[H]$  – А/м.

**Магнетизм** обусловлен магнитным моментом:

- атомов и молекул. Вызывается пространственным движением электронов (орбитальные токи), спином (собственный момент импульса), вращательным движением молекул;
- тела. Является векторной суммой магнитных моментов всех частиц (намагниченность);
- плоского замкнутого контура с электрическим током.

**Намагниченность** –  $\vec{J} = \frac{d\vec{p}_m}{dV}$ , где  $d\vec{p}_m$  – магнитный момент объема  $dV$ .

**12.2. Магнитострикция** (от лат. strictio – сжатие, натяжение) – явление, заключающееся в том, что при изменении состояния намагниченности тела его объем и линейные размеры изменяются. Эффект вызван изменением взаимосвязей между атомами в кристаллической решётке, и поэтому свойственен всем веществам. Изменение формы тела может проявляться, например, в растяжении, сжатии, изменении объёма, что зависит как от действующего магнитного поля, так и от кристаллической структуры тела. Наибольшие изменения размеров обычно происходят у сильномагнитных материалов. Их относительное удлинение  $\Delta L/L$  обычно варьируется в пределах  $10^{-5} \dots 10^{-2}$ .

Эффект магнитострикции противоположен эффекту магнитоупругости.

## 13. ПРЕОБРАЗОВАНИЕ МАГНИТНЫХ ВЕЛИЧИН ВТЕПЛОВЫЕ

**13.1. Вихревые токи**, токи Фуко (в честь Жана Фуко, французского физика) – вихревые индукционные токи, возникающие в массивных проводниках при изменении пронизывающего их магнитного потока.

Впервые вихревые токи были обнаружены в 1824 г. в медном диске, расположенном на оси под вращающейся магнитной стрелкой. За счёт вихревых токов диск приходил во вращение. Это явление, названное явлением Араго, было объяснено несколько лет спустя Фарадеем с позиций открытого им закона электромагнитной индукции: вращаемое магнитное поле наводит в медном диске токи (вихревые), которые взаимодействуют с магнитной стрелкой.

Токи Фуко возникают под воздействием переменного электромагнитного поля и по физической природе ничем не отличаются от индукционных токов, возникающих в линейных проводах. Они вихревые, то есть замкнуты в кольца. Электрическое сопротивление массивного проводника мало, поэтому токи Фуко достигают очень большой силы. В соответствии с правилом Ленца они выбирают внутри проводника такое направление и путь, чтобы противиться причине, вызывающей их. Поэтому движущиеся в сильном магнитном поле хорошие проводники испытывают сильное торможение, обусловленное взаимодействием токов Фуко с магнитным полем. Это свойство используется для демпфирования подвижных частей гальванометров, сейсмографов и др.

Тепловое действие токов Фуко используется в индукционных печах – в катушку, питаемую высокочастотным генератором большой мощности, помещают проводящее тело, в нем возникают вихревые токи, разогревающие его до плавления.

## 14. ПРЕОБРАЗОВАНИЕ МАГНИТНЫХ ВЕЛИЧИН ВМАГНИТНЫЕ

**14.1. Диамагнетизм** – возникновение в веществе (диамагнетике) намагниченности, направленной навстречу внешнему (намагничивающему) полю. Обусловлен индуктированием во всем объеме незатухающих вихревых микротоков, которые в соответствии с законом Ленца создают магнитное поле, встречное внешнему. Присущ всем веществам, но перекрывается более сильными эффектами (ферромагнетизм, парамагнетизм). Характеризуется магнитной проницаемостью  $\mu = \chi + 1 < 1$  и магнитной восприимчивостью (способностью намагничиваться)  $\chi < 0$ .

**14.2. Парамагнетизм** ( $\mu_0$  – около) характеризуется  $0 < \chi < 1$ ,  $\mu > 1$ .

**14.3. Ферромагнетизм** – обусловлен доменной структурой (однонаправленной намагниченностью).  $\mu = 10^5 \dots 10^6$ . В точке Кюри доменная структура нарушается.

**14.4. Гистерезис** (hysteresis – запаздывание) – различная реакция физических тел на некоторые внешние воздействия в зависимости от того, подвергалось ли

ранее тело этим воздействиям. Различают гистерезис магнитный, диэлектрический, упругий.

## 15. ПРЕОБРАЗОВАНИЕ МАГНИТНЫХ ВЕЛИЧИН В ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ

**15.1. Эффект Холла** – возникновение поперечного электрического поля в проводнике или полупроводнике (более сильное проявление) с током при помещении его в магнитное поле (интеграторы).  $E_y = R[\mathbf{B}; \mathbf{j}]$  – где  $\mathbf{B}$  – магнитная индукция,  $\mathbf{j}$  – плотность тока,  $\mathbf{R}$  – постоянная Холла.

**15.2. Индукция** (inductio – наведение). Закон Фарадея-Максвелла-Ленца  $E = -d\Phi/dt$ , где  $E$  – эдс электромагнитной индукции,  $\Phi$  – магнитный поток (потокосцепление). Различают электромагнитную (возникновение эдс в проводнике, движущемся в магнитном поле, или вследствие изменения самого поля) и электростатическую (явление наведения электрических зарядов на поверхности проводящего тела под действием внешнего электрического поля) индукцию.

## 16. ПРЕОБРАЗОВАНИЕ МАГНИТНЫХ ВЕЛИЧИН ВОПТИЧЕСКИЕ

**16.1. Эффект Фарадея** – поворот плоскости поляризации электромагнитной волны, распространяющейся в веществе вдоль силовых линий магнитного поля  $\phi = V\mathbf{H}$ , где  $V$  – постоянная Варле,  $l$  – пройденный путь,  $\mathbf{H}$  – напряженность магнитного поля.

**16.2. Эффект Зеемана** – расщепление энергетических уровней атомов, молекул и кристаллов во внешнем магнитном поле. Приводит к расщеплению спектральных линий излучений и поглощения.

## 17. ПРЕОБРАЗОВАНИЕ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ ВЕЛИЧИН В МЕХАНИЧЕСКИЕ

### 17.1. Силы, действующие в электрическом поле.

Закон Фарадея-Максвелла-Ленца  $E = -d\Phi/dt$ , где  $E$  – эдс электромагнитной индукции,  $\Phi$  – магнитный поток (потокосцепление). Различают электромагнитную (возникновение эдс в проводнике, движущемся в магнитном поле, или вследствие изменения самого поля) и электростатическую (явление наведения электрических зарядов на поверхности проводящего тела под действием внешнего электрического поля) индукцию.

**17.2. Пьезоэлектрический эффект** (от греч. piezo — давлению) – появление электрических зарядов разного знака на противоположных гранях пьезоэлектриков (кварц, сегнетовая соль, пьезокерамика) при механических деформациях в плоскости, перпендикулярной действующим напряжениям. Пьезоэлектричество было открыто в 1880 братьями Ж. и П. Кюри при исследовании кристаллов горного хрусталя.

**17.3. Обратный пьезоэффект** состоит в деформации этих же кристаллов под действием внешнего электрического поля (генераторы и приемники ультразвуковых колебаний, акселерометры).

## 18. ПРЕОБРАЗОВАНИЕ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ ВЕЛИЧИН В ТЕПЛОТОВЫЕ

**18.1. Джоуля — Ленца закон**, определяет количество тепла, выделяющегося в проводнике при прохождении через него электрического тока  $Q = I^2 R t$ .

На законе Джоуля-Ленца основан расчёт электроосветительных установок, нагревательных и отопительных электроприборов.

Закон Джоуля-Ленца установлен в 1841 г английским физиком Дж. Джоулем и независимо от него в 1842 г русским учёным Э. Х. Ленцем.

**18.2. Диэлектрические потери тепла** – выделение тепла в диэлектриках под действием переменного электрического поля вследствие сдвига по фазе колебаний поляризации диэлектриков относительно колебаний напряжения электрического поля. Поляризация диэлектриков возникает вследствие смещения электронов, ионов и поворота дипольных молекул.

## 19. ПРЕОБРАЗОВАНИЕ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ ВЕЛИЧИН ВОПТИЧЕСКИЕ

**19.1. Явление Керра** – возникновение двойного лучепреломления (как в кристаллах) в оптически изотропных веществах при нахождении их в однородном электрическом поле, оптическая ось при этом совпадает с направлением поля. Разность показателей преломления для обыкновенного и необыкновенного лучей  $n_e - n_o = V E^2 / \lambda$ , где  $V$  – коэффициент Керра,  $E$  – напряженность электрического поля.

Двойное лучепреломление – раздвоение луча света, происходящее вследствие зависимости показателя преломления от направления электрического вектора световой волны  $E$  в анизотропных средах (кристаллах). Один луч подчиняется линейным законам оптики (обыкновенный), а другой – нет (необыкновенный). Плоскость поляризации необыкновенного луча проходит через луч и оптическую ось. Плоскость поляризации обыкновенного луча перпендикулярна плоскости поляризации необыкновенного луча.

Оптическая ось – направление, вдоль которого свет распространяется без двойного лучепреломления. Кристаллы бывают одноосными и двухосными.

Явление Керра используется для высокочастотной модуляции света и в быстродействующих ( $10^{-8}$  с) фотозатворах.

**19.2. Электролюминесценция** возбуждается электрическим полем. Наблюдается в газах и неорганических кристаллических люминофорах, атомы (или молекулы) которых переходят в возбуждённое состояние при возникновении какой-либо формы электрического разряда.

Электролюминесценция газов – свечение электрического разряда в газах – исследуется с середины 17 в. (Отто фон Герике) и используется в газоразрядных источниках света.

Электролюминесценция твёрдых тел была открыта в 1923 советским учёным О. В. Лосевым на SiC, а в 1936 – французским учёным Ж. Дестрио на изолированных кристаллах ZnS, активированных Cu и Cl.

Электролюминесценция твёрдых тел применяется для индикаторных устройств, основой которых служит электролюминесцентный конденсатор или светоизлучающий диод.

**19.3. Квантовый генератор**, генератор электромагнитных волн, в котором используется явление вынужденного излучения.

**Лазер** (Light Amplification by Stimulated Emission of Radiation) – оптический квантовый генератор, в котором происходит усиление света с помощью индуцированного излучения.

Оптические квантовые генераторы – лазеры появились в 1960. Лазеры работают в широком диапазоне длин волн от ультрафиолетовой до субмиллиметровой областей спектра, в импульсном и непрерывном режимах. Существуют лазеры на кристаллах и стеклах, газовые, жидкостные и полупроводниковые. В отличие от других источников света, лазеры излучают высококогерентные монохроматические световые волны, вся энергия которых концентрируется в очень узком телесном угле.

Квантовый генератор радиодиапазона сверхвысоких частот (СВЧ), так же как и квантовый усилитель этого диапазона, часто называют мазером (Microwave Amplification by Stimulated Emission of Radiation). Первый **мазер** был создан в 1955 одновременно в СССР (Н. Г. Басов и А. М. Прохоров) и в США (Ч. Таунс). В качестве активной среды в нём использовался пучок молекул аммиака. Поэтому он получил название молекулярного генератора. В дальнейшем был построен мазер на пучке атомов водорода. Важная особенность мазеров – высокая стабильность частоты генерации, достигающая  $10^{-13}$ , в силу чего они используются как квантовые стандарты частоты.

## **20. ПРЕОБРАЗОВАНИЕ ОПТИЧЕСКИХ ВЕЛИЧИН В МЕХАНИЧЕСКИЕ**

**20.1. Давление электромагнитного излучения** – давление, оказываемое волной электромагнитного излучения на препятствие. Давление света равно 5 (для полностью поглощающей поверхности) ... 10 (для полностью отражающей поверхности) мкПа.

## **21. ПРЕОБРАЗОВАНИЕ ОПТИЧЕСКИХ ВЕЛИЧИН В ТЕПЛОВЫЕ**

**21.1. Сорбция** – поглощение (ad – на, ab – в объеме).

## 22. ПРЕОБРАЗОВАНИЕ ОПТИЧЕСКИХ ВЕЛИЧИН В ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ

### 22.1. Фотоэффект различают внешний и внутренний.

Внешний фотоэффект (фотоэлектронная эмиссия) – испускание электронов веществом под действием электромагнитного излучения. Энергия фотона передается фотоэлектрону по закону Эйнштейна  $W_{\max} = h\nu - A$ , где  $h$  – постоянная Планка,  $\nu$  – частота фотона,  $A$  – работа выхода. На внешнем фотоэффекте работают фотоэлементы.

Внутренний фотоэффект – перераспределение электронов по энергетическим уровням под действием электромагнитного излучения (фоторезисторы, фотодиоды, фототранзисторы).

## Лекция 4. СОСТАВНЫЕ ЧАСТИ КОМПЛЕКТА ВИБРОИЗМЕРИТЕЛЬНОЙ АППАРАТУРЫ

### 1. Датчики вибрации

Датчики предназначены для преобразования механической вибрации в аналоговый электрический сигнал. Наибольшее распространение получили три типа датчиков: индукционные датчики, пьезодатчики (пьезоэлектрические акселерометры) и токовихревые датчики.

Датчик виброскорости преобразует параметры колебательного процесса в электрический сигнал на основе электродинамических явлений. В катушке, которая помещена в постоянное магнитное поле, возникает напряжение, пропорциональное скорости перемещения магнитного сердечника.

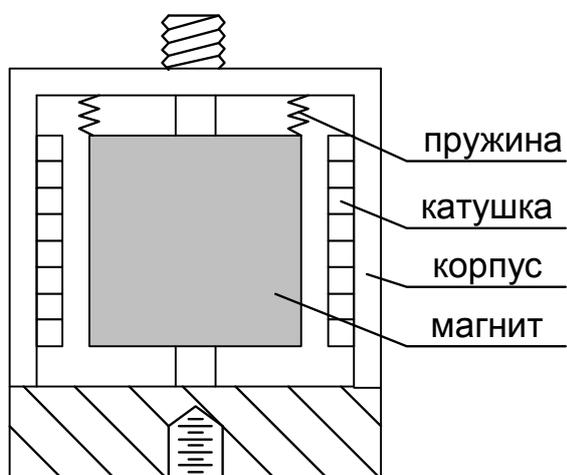


Рисунок 1. Конструкция велосиметра

Катушка, установленная без трения на двух упругих мембранных пружинах в корпусе датчика, образует колебательную систему «пружина – масса» (рисунок 1). Когда датчик закреплен или присоединен к вибрирующему объекту, катушка остается неподвижной (при любой частоте выше собственной частоты колебательной системы) в пространстве, в то время как постоянный магнит вибрирует вместе с объектом. Катушка пересекает линии магнитного потока постоянного магнита, создавая электродвижущую силу в обмотках. При этом не требуется какое-либо питание для преобразования измеряемой величины в электрический сигнал. Поэтому датчик виброскорости называется также активным измерительным преобразователем.

Собственная частота датчика – обычно 8 или 15 Гц – зависит от его конструкции. Устанавливая электронную схему линеаризации амплитудно-частотной характеристики в измерительный прибор, можно измерить с высокой точностью абсолютную вибрацию на частотах, намного ниже собственной частоты датчика (например, нижний предел измеряемой частоты у анализатора Vibreport 40 равен 1 Гц). В настоящее время электронные схемы линеаризации являются стандартной принадлежностью современных анализаторов, выпускаемых ведущими фирмами (Bruel&Kjaer, Schenck, CSI, DLI и др.).

Кроме того, все диагностические приборы обладают электронным интегратором, позволяющим преобразовывать виброскорость, пропорциональную напряжению, вырабатываемому в обмотках катушки, в сигнал, пропорциональный виброперемещению.

Если частота и точность измерений критические, рекомендуется зафиксировать датчик в точке измерения с помощью резьбового соединения. Этот метод монтажа позволяет использовать весь рабочий частотный диапазон датчика (1...2000 Гц) без привнесения каких-либо ошибок в результат измерений. В частотном диапазоне до ~500 Гц использование датчика с магнитным держателем или со щупом дает хорошие и достаточно точные результаты.

Соединительный кабель между диагностическим прибором и датчиком виброскорости может быть длиной до 300 м, при этом величина вырабатываемого сигнала не требует какого-либо промежуточного усилителя.

Преимущества:

- прочная конструкция;
- высокая чувствительность даже при низких частотах;
- высокий уровень выходного сигнала и низкое внутреннее сопротивление;
- активный датчик, не требующий какого-либо внешнего источника питания;
- маслостойкий, водонепроницаемый, химически стойкий, герметичный корпус (обычно из нержавеющей стали).

Недостатки:

- верхнее ограничение частоты 2 000 Гц;
- чувствительны к сильным магнитным полям.

Датчик виброускорения основан на использовании пьезоэлектрического эффекта, возникающего в чувствительном элементе, в качестве которого используются кристаллы кварца или пьезокерамика. Пьезоэлектрический эффект заключается в появлении электрических зарядов разного знака на противоположных гранях кристаллов-пьезоэлектриков, вызванных смещением полярных молекул в кристалле, при их механическом деформировании. Деформирующие нагрузки на чувствительном элементе создаются колеблющейся массой и пропорциональны величине ускорения.

На рисунке .2 показана конструкция датчика ускорения, в котором измерительный сигнал вырабатывается под действием сжимающих напряжений. В корпус датчиков этого типа встроены пьезоэлектрические керамические диски (чувствительный элемент) вместе с сейсмической массой. Если на эту систему наложить механические колебания, то сейсмическая масса за счет своей инерционности будет создавать на дисках переменную силу, а следовательно, и сжимающие деформации чувствительного элемента, в котором в результате пьезоэффекта вырабатывается переменный электрический заряд, пропорцио-

нальный виброускорению. Этот заряд преобразуется встроенным усилителем в напряжение.

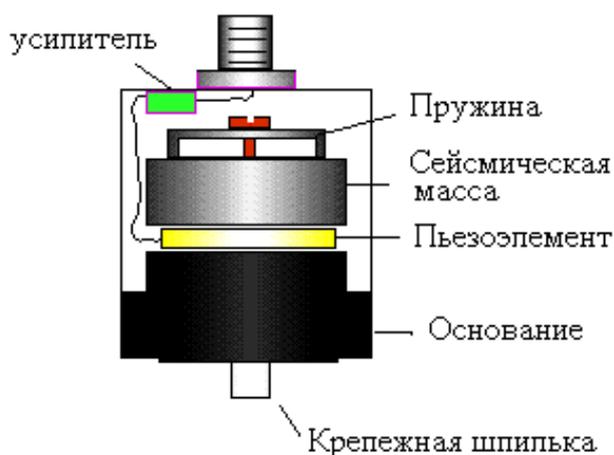


Рисунок 2. Конструкция пьезоэлектрического датчика ускорения

Такая схема измерительного преобразователя позволяет создавать конструкции с очень высокой собственной частотой. У акселерометров, используемых в промышленности, резонансная частота расположена в области 35 кГц, что позволяет проводить измерения с верхним пределом рабочей частоты ~20 кГц, при этом нижний предел рабочего частотного диапазона у лучших датчиков виброускорения лежит гораздо ниже 1 Гц, что позволяет исследовать квазистационарные или медленнопротекающие процессы.

Для датчиков ускорения не обязательны схемы линеаризации. Выходной сигнал датчика, пропорциональный ускорению, преобразовывается в диагностическом приборе, если требуется, единичным интегратором в сигнал, пропорциональный виброскорости, и двойным интегратором в сигнал, пропорциональный виброперемещению. Присоединение датчика ускорения к измерительной точке может быть сделано способом, аналогичным подключению датчика виброскорости: посредством щупа, магнитного держателя или резьбового соединения.

Быстросъемные крепления, например штыкового типа, не нашли широкого практического применения. Наиболее важные недостатки этого метода установки:

- значительно уменьшается рабочий диапазон частот из-за возникновения резонанса штыкового пружинного элемента;
- недостаточная воспроизводимость результатов измерений из-за изменений собственных характеристик динамической системы вследствие износа установочных элементов.

Преимущества:

- активный датчик;
- прочная конструкция;
- нечувствительны к внешним электромагнитным полям;
- остронаправлены (чувствительные элементы слабовосприимчивы к поперечным деформациям);

- имеют малые размеры;
- смонтированы в герметично закрытом корпусе из нержавеющей стали.

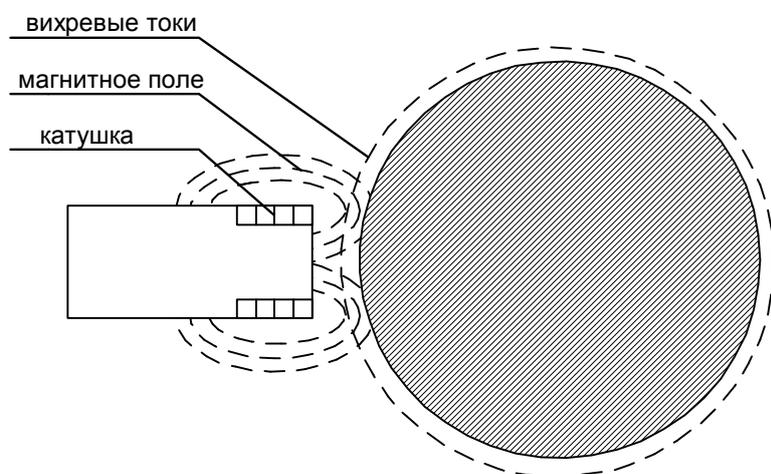
Недостаток:

- низкий уровень сигнала, требующий усиления и, следовательно, внешнего источника питания.

Токовихревые датчики используются для измерения относительной вибрации. Датчики для измерения относительных колебаний вала в работающем агрегате должны соответствовать некоторым специальным требованиям:

- бесконтактное измерение значения вибрации;
- отсутствие чувствительности к среде между датчиком и измеряемой поверхностью;
- большой линейный диапазон измерений с высоким разрешением;
- простота установки, регулировки и калибровки.

Метод вихревых токов основан на том, что магнитное поле, созданное вокруг катушки переменным током, индуцирует вихревые токи в любом проводящем электричество материале, расположенном около катушки. Эти вихревые токи поглощают часть мощности катушки на создание магнитного поля во вращающемся роторе (рисунок 3).



*Рисунок 3. Конструкция вихревых датчиков*

Эта инверсия мощности более сильная, если проводящий материал более плотен, или если большее количество магнитных линий замыкается в материале ротора (при уменьшении зазора между поверхностью вращающегося ротора и измерительной катушкой). Эффект проявляется снижением амплитуды напряжения в преобразователе токов (осцилляторе). После выпрямления и обработки, результат преобразуется в нормализованный измерительный сигнал, пропорциональный расстоянию между катушкой и проводящим материалом (например 8 мВ/мкм).

Характеристики: механические и электрические характеристики цепей для измерения вихревых токов всесторонне описаны в стандарте API 670. По-

этому этот стандарт используется во всем мире для оценки измеряющих цепей этого типа. Другие требования содержатся в стандарте DIN 45 670.

*Преимущества:*

- возможность непосредственного измерения колебаний и положения ротора относительно подшипников;
- возможность измерения малых уровней колебаний вала;
- может использоваться с любым проводящим электричество материалом;
- не подвержен влиянию каких-либо диэлектрических сред, таких как масло, вода и т.д.;
- замена датчика возможна без перекалибровки;
- минимальное влияние остаточной намагниченности.

*Недостаток:*

- на измерения может влиять неоднородность структуры материала вала ротора.

Рассмотрим подробнее пьезодатчики. Пьезодатчик является универсальным вибродатчиком, в настоящее время применяемым почти во всех областях измерения и анализа вибрации в промышленности. Эксплуатационные параметры пьезодатчиков в общем случае лучше, чем у любого другого типа вибродатчиков. Пьезодатчики отличаются широким рабочим динамическим и частотным диапазонами измерений, прочной конструкцией, надежностью и высокой стабильностью параметров.

Так как пьезодатчики являются активными датчиками, генерирующими пропорциональный ускорению механических колебаний электрический сигнал, при их эксплуатации не требуется источник питания. Отсутствие движущихся элементов конструкции исключает возможность износа и гарантирует исключительную долговечность пьезодатчиков. Отметим, что вырабатываемый пьезодатчиком сигнал, пропорциональный ускорению, можно интегрировать с целью измерения и анализа виброскорости и виброперемещения механических колебаний.

Основной частью пьезодатчика является чувствительный элемент из пьезоэлектрического материала, в качестве которого в настоящее время используется искусственно поляризованная ферроэлектрическая керамика. Подвергаемый действию силы (при растяжении, сжатии или сдвиге) пьезоэлектрический материал генерирует на своих поверхностях, к которым прикреплены электроды, электрический заряд, пропорциональный воздействию силы.

Конструкция датчика предусматривает наличие инерционной массы, воздействующей на пьезоэлемент с силой, пропорциональной ускорению механических колебаний в соответствии с законом Ньютона, согласно которому сила равна произведению массы на ускорение.

На частотах, значительно меньших резонансной частоты общей системы «масса – пружина» (см. рисунок 2), ускорение инерционной массы совпадает с ускорением его основания, и, следовательно, вырабатываемый пьезодатчиком электрический сигнал пропорционален ускорению воздействующих на него механических колебаний.

Представленный на рынке широкий ассортимент вибродатчиков способен удовлетворить различные запросы пользователя. При приобретении определенного типа датчика всегда приходится выбирать компромиссное решение с учетом стоимости, порога чувствительности и предела измерений акселерометра, частотного диапазона измерений и размеров, расположения разъемов, многокомпонентности направлений измерения вибрации, условий эксплуатации и ряда других факторов. Обычно наиболее выгодные – группа пьезодатчиков общего назначения, удовлетворяющая требованиям большинства областей измерения и анализа механических колебаний. И все же не рекомендуется замыкаться при приобретении диагностической аппаратуры только на датчиках общего назначения, поскольку все ситуации в процессе проведения периодического вибромониторинга предусмотреть невозможно.

Малогабаритные акселерометры при отличном частотном диапазоне измерений и миниатюрности имеют сравнительно низкий коэффициент преобразования (высокий порог чувствительности) и применяются для измерения колебаний с большими амплитудами и высокими частотами, а также при исследовании легких конструкций, каркасов, панелей и др.

Промышленные акселерометры идеально приспособлены для эксплуатации в стационарных системах, а также для периодического контроля и мониторинга механических колебаний в неблагоприятных условиях окружающей среды, в том числе во взрывоопасных средах. Их отличают прочная конструкция корпуса и разъемов (уплотнений), надежность при непрерывной эксплуатации, нормализованная чувствительность, высокая помехозащищенность, передача сигнала на большие расстояния. Некоторые имеют встроенный преусилитель. Как правило, крепятся они с применением трех болтов, и в этом их достоинство (для постоянного мониторинга) и недостаток (для периодических измерений).

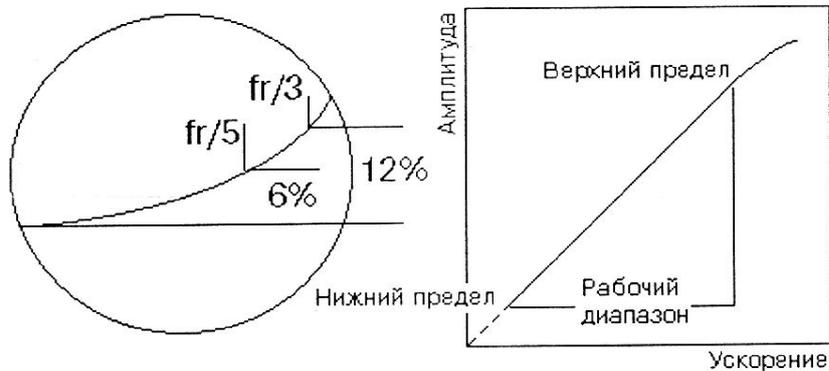
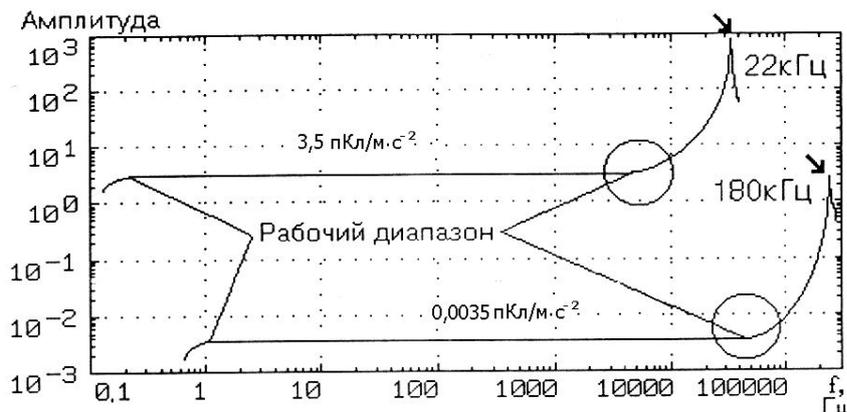
Высокотемпературные акселерометры, обычно используемые в промышленных системах специального назначения, имеют специальный чувствительный элемент (пьезокристалл), как правило естественного происхождения, позволяющий работать до  $\Theta = 400 \dots 500^\circ\text{C}$ , и специальный кабель, соединенный с датчиком без разъема. Эти датчики отличаются высокой стоимостью и, обычно, более низким коэффициентом преобразования, по сравнению с аналогами по габаритам, из-за применения естественного пьезокристалла.

Многокомпонентные акселерометры содержат в общем уплотненном корпусе обычно три (реже два) пьезоэлемента, измерительные оси которых направлены перпендикулярно друг относительно друга. Такой датчик одновременно воспринимает вибрацию в трех взаимно перпендикулярных направлениях. Его существенное преимущество в том, что для проведения измерений в трех направлениях датчик необходимо крепить лишь один раз.

Основными параметрами, определяющими выбор того или иного типа вибродатчика, являются (рисунки 4):

- коэффициент преобразования (или чувствительности), т.е. способность при воздействии нормированных колебаний генерировать как можно более высокий электрический сигнал. Увеличение достигается (при прочих рав-

ных условиях) увеличением размеров пьезоэлемента и, следовательно, увеличением размеров и собственной массы акселерометра, что в итоге приводит к снижению верхней границы частотного диапазона измерений;



*Рисунок 4. Коэффициент преобразования акселерометра и рабочий диапазон в зависимости от размеров пьезоэлемента при прочих равных условиях*

- ширина частотного диапазона измерений, т.е. способность акселерометра правильно измерять как низкочастотные, так и высокочастотные механические колебания агрегата. Верхний предел частотного диапазона измерений определяется частотой установочного резонанса – относительная погрешность акселерометра (при нормальных условиях) при принятии верхнего предела рабочего частотного диапазона, равным  $1/5$  от величины резонансной частоты, не превышает 6%, а при  $1/3$  – 12%. Нижний предел частотного диапазона измерений определяется двумя факторами: нижней частотой среза предусилителя, применяемого с акселерометром, и влиянием быстрых изменений температуры, поскольку все пьезоэлементы к ней чувствительны;
- ширина динамического диапазона измерений, т.е. способность акселерометра работать в области как высоких, так и низких уровней вибрации. Нижний предел диапазона измерений чаще определяется не характеристиками пьезоэлемента, а качеством соединительных кабелей и разъемов, усилительными каскадами и электрическим шумом (для работы в области особо низких частот применяются специальные сейсмодатчики). Верхний предел диапазона измерений акселерометра определяется прочностью его конструкции и способами его крепления;
- размеры и собственная масса (миниатюрность), т. е. возможность применения акселерометра для измерения вибрации в труднодоступных местах и на легких объектах. Важно следовать правилу, что масса вибродатчика не

должна превышать десятую часть динамической массы объекта, на котором он закреплен.

В области резонанса нарушается пропорциональность между выходным сигналом пьезодатчика и ускорением механических колебаний исследуемого объекта. При измерении вибрации в широкой полосе частот попадание резонансной частоты акселерометра в анализируемую частотную полосу приводит к ошибочным результатам, особенно если измеряемый процесс содержит составляющие с частотами в области резонанса акселерометра. Решением этой проблемы является использование фильтров нижних частот, как правило, устанавливаемых в предусилителях.

## 2. Предусилители

Подключение нагрузки (даже с относительно большим импедансом) непосредственно к выходу пьезоэлектрического акселерометра может быть причиной значительного уменьшения его коэффициента преобразования и сужения частотного диапазона измерений. Чтобы уменьшить до минимума это нежелательное влияние нагрузки, вместе с акселерометром используется соответствующий предусилитель. Основной задачей предусилителя является преобразование высокого выходного импеданса<sup>1</sup> акселерометра в более низкий импеданс, оптимальный с точки зрения относительно низкого входного импеданса измерительной и анализирующей аппаратуры (рисунок 5.1).

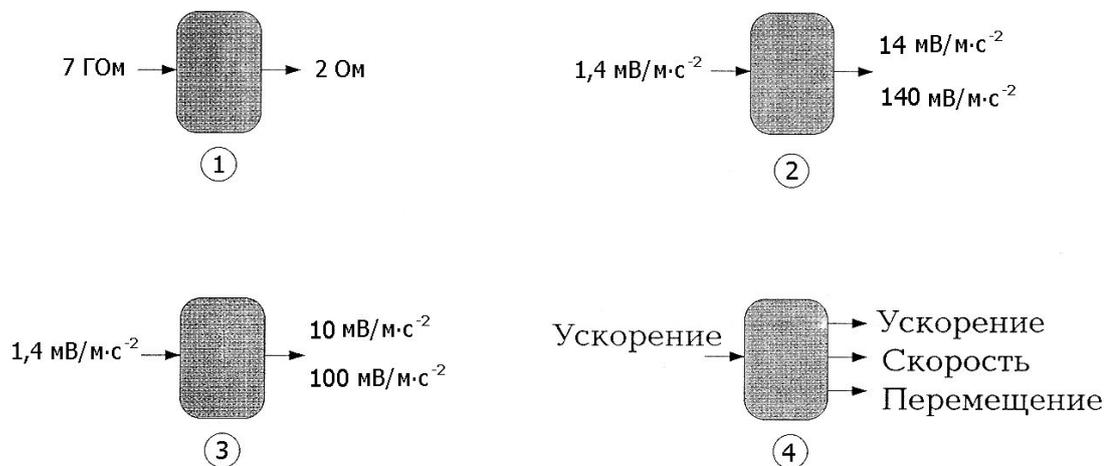


Рисунок 5. Функции предусилителей

Обычно виброизмерительные приборы для периодического вибромониторинга снабжаются как встроенными предусилителями, так и имеют вход для внешнего предусилителя. Большинство предусилителей обеспечивают не только преобразование импеданса, но и усиление и (или) формирование вырабатываемого акселерометром электрического сигнала. Предусилители могут иметь калиброванный и регулируемый коэффициенты (в том числе автоматически ус-

<sup>1</sup> Физическая величина, характеризующая электрическое сопротивление системы, называется импедансом (англ. impedance, от лат. impedire «препятствовать»). Электрический импеданс представляет собой полное сопротивление электрической цепи проходящему через неё переменному току, а в общем виде – геометрическую сумму активного сопротивления электрической цепи (resistance) и реактивного сопротивления (reactance), измеряется в Ом.

танавливаемый) усиления для преобразования сигнала до нужного для измерительной, анализирующей или регистрирующей аппаратуры уровня (рисунок 5.2). Предусилитель (рисунок 5.3) с плавно регулируемым коэффициентом усиления дает возможность нормализации сигнала, вырабатываемого акселерометрами с «некруглым» или неудобным значением коэффициента преобразования. Предусилитель (рисунок 5.4) имеет внутренний электронный интегратор для преобразования пропорционального виброускорению сигнала в сигнал, пропорциональный виброскорости или вибросмещению. Предусилители могут также быть снабжены внутренними фильтрами, определяющими частотный диапазон измерений системы в области низких и высоких частот и эффективно подавляющими шум и другие помехи, а также влияние резонанса пьезодатчика.

### 3. Вторичные блоки контроля вибрации

Вторичные блоки предназначены для первичной обработки сигналов вибродатчиков, устанавливаемых на оборудовании, индикации параметров вибрации, индикации уставок предупредительной и аварийной сигнализации и индикации срабатывания защиты (рисунок 6). Вторичные блоки обычно имеют выходы по току и напряжению, а также контакты, срабатывающие при достижении контролируемого параметра вибрации уровня уставок. Часто для повышения надежности работы аппаратуры блоки имеют автономные источники питания и индикаторы состояния измерительной (кабельной) линии. Выходы по переменному и постоянному току могут служить для автоматизации процесса контроля и защиты, а также для подключения анализаторов спектра или ЭВМ.

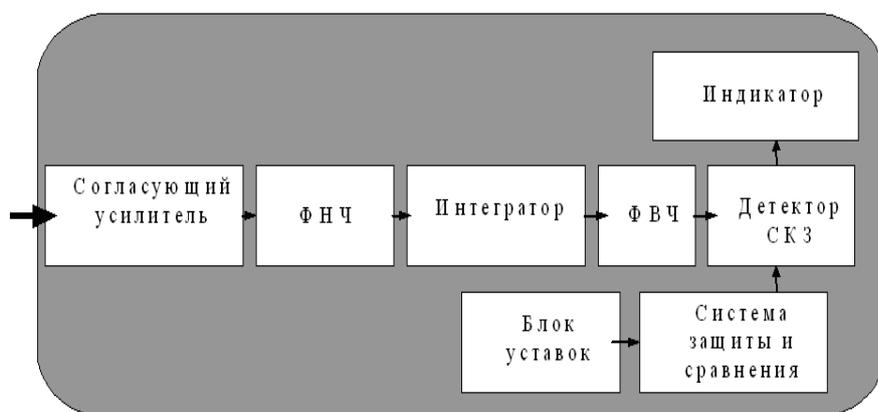


Рисунок 6. Структурная схема вторичного блока контроля

Во вторичном блоке контроля виброскорости напряжение, пропорциональное виброускорению усиливается, проходит полосовую фильтрацию, интегрируется. Фильтр нижних частот обеспечивает требуемую неравномерность амплитудно-частотной характеристики (АЧХ) измерительного тракта в полосе частот до 1000 Гц. Фильтр верхних частот имеет срез на частотах ниже 10 Гц. На выходе интегратора вырабатывается напряжение, пропорциональное виброскорости. Далее детектор среднеквадратического значения (СКЗ) преобразует это напряжение в напряжение постоянного тока, которое поступает на индикатор  $V_{СКЗ}$ . Одновременно производится сравнение сигнала с аварийными устав-

ками, в случае превышения которых срабатывает предупредительная или аварийная сигнализация.

Если вторичный блок контроля вибрации имеет интерфейс для соединения с ЭВМ, то появляется возможность компьютерного мониторинга состояния оборудования. Ввиду разнообразия и сложности конструкций компьютерных блоков в книге не рассмотрены их особенности. При выборе оборудования рекомендуется пользоваться услугами квалифицированных специалистов в области вибродиагностики и мониторинга.

Компьютерный блок со специализированным программным обеспечением позволяет собирать данные измерения вибрации от группы контрольных точек агрегата в синхронном или асинхронном режимах, хранить большие объемы измерительной информации, обрабатывать и отображать данные измерения вибрации во временной и частотной областях и наблюдать за изменением параметров вибрации по алгоритмам мониторинга. Основным отличием от контроля СКЗ виброскорости в этом случае будет способность наблюдать за изменениями отдельных спектральных составляющих с течением времени и создавать индивидуальные пределы тревожной сигнализации (уставки) для отдельных параметров вибросигнала. Более детально возможности программного обеспечения рассмотрены в соответствующем разделе.

#### 4. Переносные виброметры

Приведенная на рисунок 7 структурная схема иллюстрирует конструкцию и принцип действия виброметра. Пьезодатчик соединяется с усилителем заряда (напряжения), образующим входной каскад измерительного устройства, отличающийся высоким импедансом. В этом случае отпадает необходимость применения внешнего предусилителя. Если применяется усилитель заряда, то появляется возможность применения относительно длинного кабеля без заметной потери чувствительности.

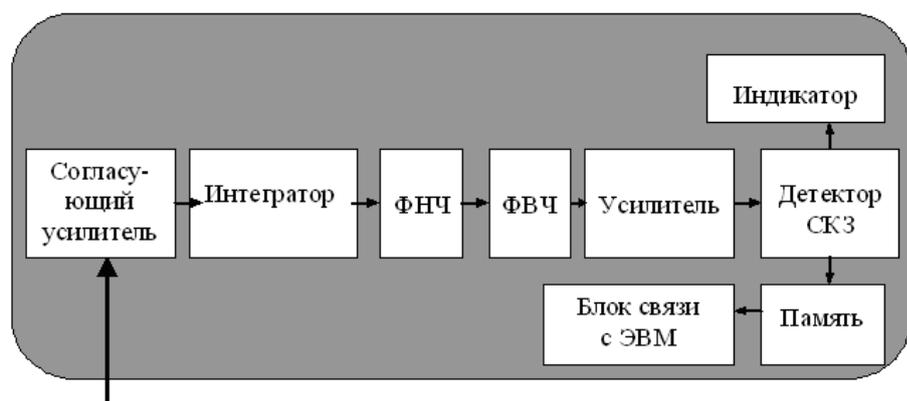


Рисунок 7. Структурная схема виброметра

Каскад интеграторов обеспечивает измерение виброускорения, виброскорости или виброперемещения. Предусмотренные фильтры верхних и нижних частот можно настраивать согласно требованиям к ширине анализируемой полосы частот и/или диапазону измерений используемого датчика. С выходом усилительного каскада, обеспечивающего нужное усиление сигнала, соединен детектор, вырабатывающий пропорциональное измеряемой величине постоян-

ное напряжение, подающееся затем на индикатор (аналоговый или цифровой). Детектор определяет амплитуду, размах или СКЗ измеряемой величины. Если предусмотрено запоминающее устройство, то измеренные значения вибрации можно просмотреть позднее или переслать в ЭВМ. Запоминающее устройство особенно эффективно при измерении механических ударов и кратковременных (переходных) процессов. Виброметры могут иметь выход для подключения внешних приборов.

Некоторые, наиболее современные модели виброметров позволяют подключать (или имеют встроенные) датчики температуры, числа оборотов и др., а также определяют состояние подшипников качения (используя метод ударных импульсов) и наличие кавитации (измеряя высокочастотные импульсы, характеризующие кавитацию), сохраняя при этом компактность и длительный срок автономной работы. Ввод собранных данных в ЭВМ (с учетом времени сбора информации) позволяет использовать такие виброметры для автоматизированного анализа тенденций.

## 5. Переносные одноканальные виброанализаторы

Условно одноканальные виброанализаторы (анализаторы) можно разделить на две группы: сборщики данных (коллекторы) и просто анализаторы. Поскольку их основное различие заключается в том, что сборщик данных можно загрузить маршруты обхода оборудования и уровни тревог, то мы рассмотрим свойства именно коллектора данных.

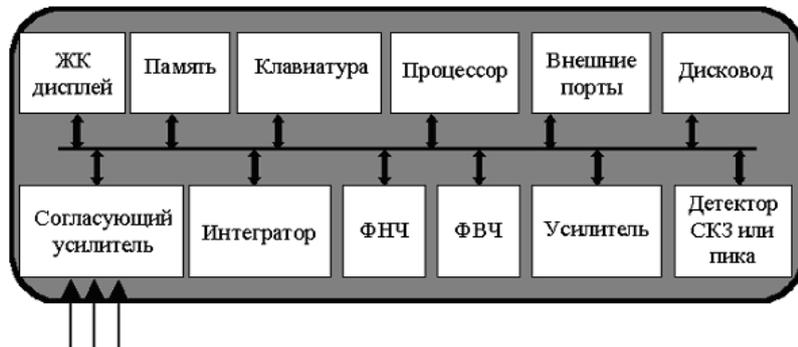


Рисунок 8. Структурная схема сборщика данных

Приведенная на рисунке 8 структурная схема иллюстрирует принцип действия сборщика данных. Пьезодатчик соединяется с входным согласующим усилителем заряда (напряжения) или может иметь собственный предусилитель, питание которого осуществляется от сборщика данных. Входной усилитель с переменным коэффициентом усиления должен обеспечивать подключение внешних источников сигналов не только со стандартными (контрольными) выходами. В этом случае обеспечивается возможность подключения сборщика данных к контрольно-сигнальной аппаратуре, термометрам, толщиномерам и др., а также к некоторым типам не вибрационных датчиков, например таким, как токовый пробник, микрофон, стробоскоп или штрихсканер. Обычно сборщик данных автоматически сканирует входной сигнал и устанавливает пределы измерений для максимизации разрешающей способности динамического аналого-цифрового преобразователя АЦП.

Сборщик данных содержит включаемые по желанию оператора каскады аналоговых интеграторов и фильтров верхних и нижних частот, которые можно настраивать согласно требованиям к измерению. В то же время могут обеспечиваться и цифровая фильтрация, и интегрирование.

Современный сборщик данных может предоставить следующие возможности анализа: отображение в реальном времени и хранение формы сигнала, спектра, каскадного спектра, третьоктавного спектра (со взвешиванием или без), орбиты, диаграммы Боде, диаграммы Найквиста, кепстра, спектра огибающей и др. Он должен осуществлять проведение синхронного накопления. Должна быть обеспечена и возможность запуска от внешнего источника.

Важнейшей функцией сборщика данных является способность загрузки маршрутов обхода и уровней тревог (для оперативного распознавания состояния на месте измерения) из базы данных, хранящейся в ЭВМ. При этом должна обеспечиваться возможность выбора маршрутов обхода, отдельных агрегатов и точек и т.д. После проведения измерений на месте должна обеспечиваться возможность оперативного просмотра собранных данных о состоянии агрегатов и сигнализации о превышении текущим уровнем контролируемого параметра соответствующих уставок, как в частотной полосе, так и по общему уровню. Некоторые модели сборщиков данных позволяют на месте оценивать состояние подшипников качения.

Удобными, а иногда и необходимыми, функциями сборщика данных являются:

- балансировка роторов в собственных подшипниках;
- центровка валопровода агрегата.

## Лекция 5. ОБЩИЕ ПОНЯТИЯ ОБ АКУСТИЧЕСКОМ ШУМЕ И ВИБРАЦИИ

Акустический шум и вибрация представляют собой разновидность колебаний в упругих средах и структурах. Простейший сигнал акустического шума или вибрации – гармоническое колебание, представлен на рисунке 1.

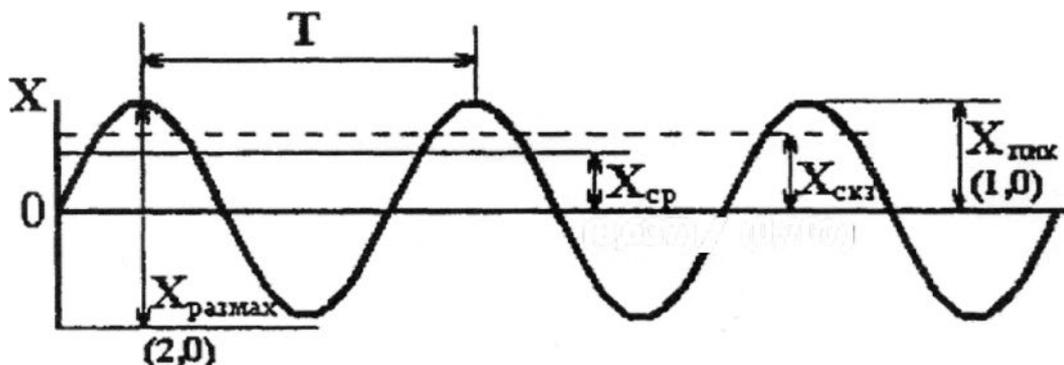


Рисунок 1. Простейшее гармоническое колебание

Для количественного определения величин акустического шума или механических колебаний во временной области можно использовать различные значения:

- $X_{\text{пик}}$  пиковое значение, которое характеризует максимальное значение колебаний, но не отображает его развитие во времени;
- среднее квадратическое значение  $X_{\text{скз}} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T X^2(t) dt}$  – взято по аналогии с эффективным (действующим) значением переменного электрического тока, характеризующим производимую им работу, для сравнения с величиной постоянного тока;
- среднее абсолютное значение  $X_{\text{ср}} = \frac{1}{T} \int_0^T |X(t)| dt$ , связанное с развитием механических колебаний во времени;
- размах колебаний  $X_{\text{размах}}$  – расстояние между минимальным и максимальным значениями колеблющейся величины за период наблюдений;
- пик-фактор  $K = \frac{X_{\text{пик}}}{X_{\text{скз}}}$  или амплитудный коэффициент, числовое значение которого тем больше, чем больше выражен импульсный или случайный характер колебаний.

В оборудовании, рассматриваемом в настоящем курсе, характер взаимодействия элементов подчинен периодическому закону, связанному с вращательным движением ротора, в которых периодическое возбуждение в наиболее простом виде проявляется в виде полигармонической вибрации  $X(t) = \sum_k a_k \cos(k\omega_r t + \varphi_k)$ .

В роторных агрегатах одной из основных частот возбуждения вибрации является оборотная (роторная) частота, называемая в дальнейшем частотой вращения ротора

$f_r = \frac{\omega_r}{2\pi}$ , где  $\omega_r$  – угловая частота вращения ротора.

На установившихся режимах спектр колебаний дискретный со спектральными составляющими на частоте вращения ротора  $f_r$  и ее гармониках  $k \times f_r$ .

Таким образом, информативными параметрами в такой модели колебаний являются значения амплитуд дискретных составляющих спектра на частоте вращения ротора и ее гармониках и скорость их изменения при увеличении наработки механизма. Амплитуды колебаний на роторных частотах определяются чаще всего величиной дисбаланса, несоосностью валов, кинематическими погрешностями и отношением критической частоты вращения ротора к рабочей.

Помимо упомянутой выше вибрации, кратной частоте вращения ротора, в спектре вибросигнала роторного агрегата могут присутствовать также характерные частотные составляющие вида

$$f = k(z \times f_r), \quad k = 1, 2, 3 \dots n,$$

где  $z$  – число элементов взаимодействия на окружности ротора. Для зубчатого зацепления  $z$  равно числу зубьев шестерни; для турбины, насоса и вентилятора – числу лопаток рабочего колеса и т. п.

Модель полигармонического возбуждения колебаний в роторных агрегатах является удобной формой представления спектра колебательного процесса, позволяющего сконцентрировать внимание лишь на определенных частотах  $k \times f_r$ , кратных основной частоте возбуждения колебаний  $f_r$  диагностируемого узла агрегата. Первичный процесс локализации источников повышенной виброактивности конструктивных элементов агрегата состоит как раз в выявлении потенциальных источников возбуждения, вызывающих колебания на данной частоте.

Практика вибродиагностики роторных агрегатов показала, что полигармоническая модель вибрационного сигнала является лишь нулевым приближением в описании сложного колебательного процесса реального агрегата, хотя может с успехом использоваться в задачах локализации источников и диагностирования грубых дефектов, вызывающих существенное увеличение уровня колебаний на определенных частотах. В работе реального агрегата абсолютное повторение с течением времени условий взаимодействия его деталей между собой и с внешней средой практически невозможно.

Погрешности изготовления и монтажа деталей, температурные изменения геометрических параметров деталей и зазоров в сочленениях, изменение вязкости смазки, искажение формы и качества поверхностей взаимодействующих деталей с наработкой, наконец, нестабильность оборотов вала двигателя, вызванная, например, нестабильностью частоты сетевого напряжения, и множество других случайных факторов приводят к флуктуациям амплитуд и размытию дискретных линий спектра полигармонических колебаний.

Поэтому кроме гармонических составляющих в реальном сигнале акустического шума или вибрации машины либо оборудования присутствуют, как правило, и случайные составляющие (рисунок 2).

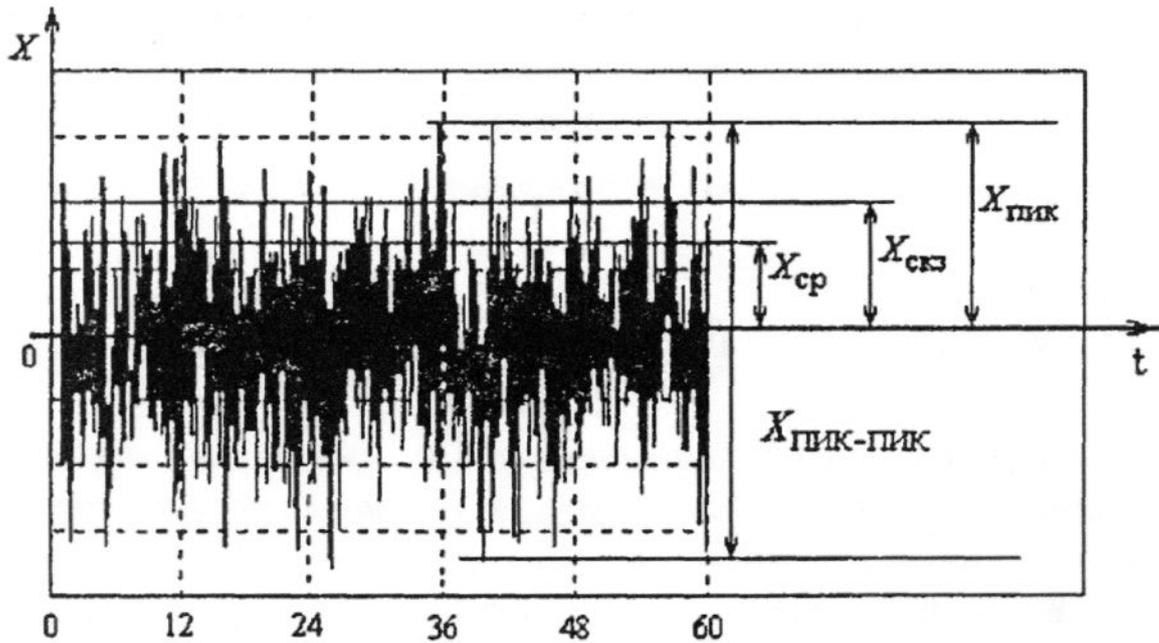


Рисунок 2. Случайный сигнал

Поэтому более адекватной моделью процесса возбуждения колебаний является суперпозиция узкополосных случайных процессов с кратными средними частотами

$$X(t) = \sum_k A_k(t) \cos[k\omega_r t - \varphi_k(t)] + \psi(t)$$

где  $k\omega_r$  – средняя частота узкополосного процесса;  $A_k(t)$  – случайная медленно изменяющаяся огибающая узкополосного процесса;  $\varphi_k(t)$  – меняющаяся фаза;  $\psi(t)$  – уровень шумового возбуждения.

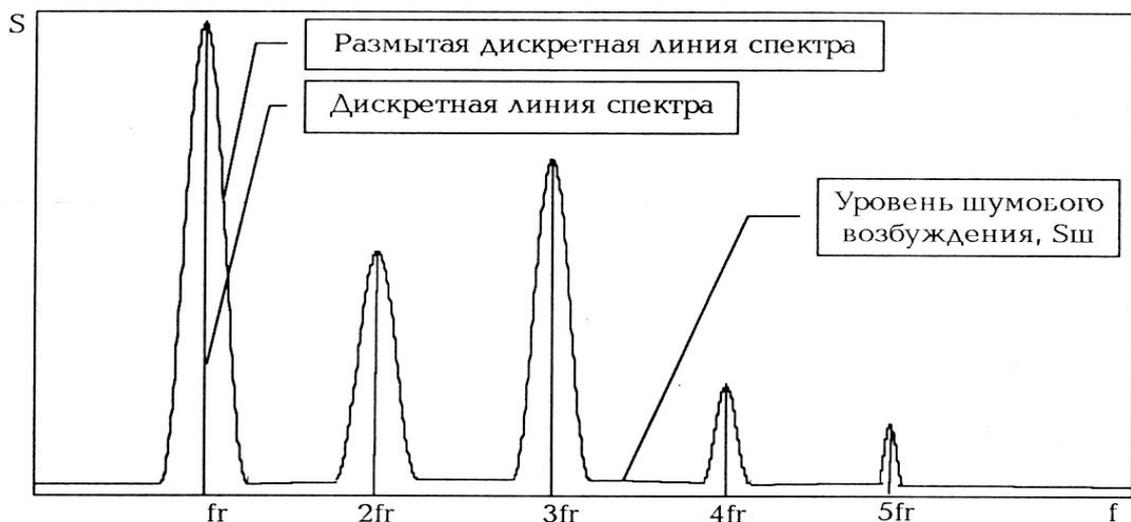


Рисунок 3. Спектр квазиполигармонического процесса

Энергетический спектр такого процесса (рисунок 3) сосредоточен в узких полосах частот в окрестности  $k \times f_r$ .

При моделировании возбуждения колебаний в роторных агрегатах изменение состояния агрегата можно оценивать по изменению не только величин амплитуд спектральных составляющих, но и уровня шумового возбуждения

$\psi(t)$  с равномерным спектром  $S_{ш}$  в рассматриваемом диапазоне частот. Такая форма представления вибросигнала достаточно хорошо моделирует износ контактирующих поверхностей зубьев колес в редукторе, в подшипниках качения и т. п.

Соотношение энергии периодических и шумовых компонент является информативным параметром вибросигнала, широко используемым при формировании диагностических признаков состояния агрегата.

Случайный виброакустический сигнал (рисунок 4) может принимать любое значение в определенном диапазоне, поэтому его нельзя характеризовать амплитудой, частотой и фазой. Он характеризуется пиковым значением, среднеквадратическим значением, средним значением и размахом (значением от пика до пика).

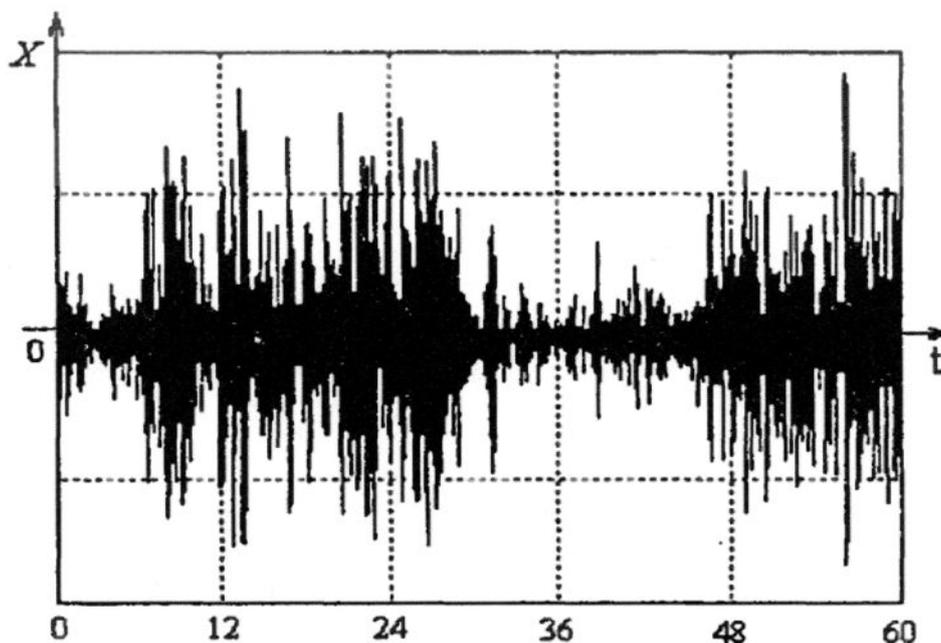


Рисунок 4. Виброакустический сигнал электрической машины

Как видно из рисунка 4, достаточно сложно получить диагностическую информацию из формы сигнала. Наиболее часто временной сигнал используется для выявления дефектов, которые приводят к кратковременному изменению энергии, т.е. к появлению ударных импульсов.

Для обнаружения дефектов, не приводящих к кратковременному изменению энергии сигнала, часто используют спектральное представление сигнала, т.е. разложение его на простые составляющие (тональные). Так, спектр простейшего гармонического колебания имеет вид, представленный на рисунке 5,а (справа).

Если сигнал – комбинация двух простейших гармонических составляющих с разными частотами и амплитудами (см. рис. 5,а и б), то его спектр имеет вид, представленный на рис. 5,в, где явно видно наличие именно двух гармонических составляющих, у которых легко определяются их частоты и амплитуды.

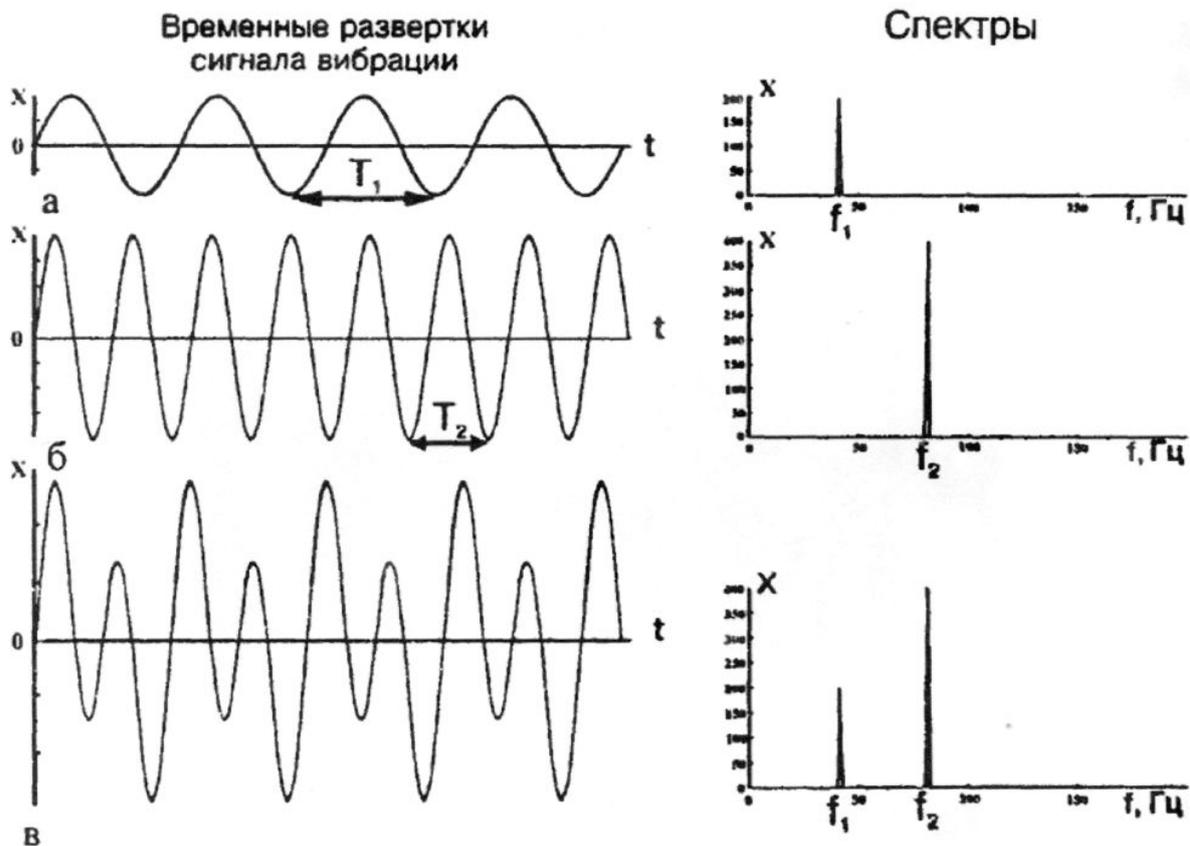


Рисунок 5. Временные сигналы и их спектры

Виброакустический сигнал представляет собой совокупность многих составляющих акустического шума или вибрации, связанных с техническим состоянием машины или оборудования. Как уже было сказано, реальный сигнал шума или вибрации содержит, как правило, сумму гармонических и случайных составляющих (рисунок 4).

Спектральное представление периодических сигналов, а именно такими является множество сигналов акустического шума и вибрации в установившихся режимах работы вращающихся машин и оборудования, можно получить, используя разложение в ряд Фурье:

$$X(t) = \sum_{k=0}^{\infty} X_k \cos(k\omega t + \varphi_k) = \frac{a_0}{2} + \sum_{k=1}^{\infty} (a_k \cos k\omega t + b_k \sin k\omega t),$$

где  $\frac{a_0}{2} = \frac{1}{T} \int_0^T X(t) dt$  – среднее значение сигнала  $X(t)$ , как правило  $a_0 = 0$ ;

$a_k$  и  $b_k$  – коэффициенты ряда Фурье, связанные с временной функцией сигнала  $X(t)$  следующими выражениями

$$a_k = \frac{2}{T} \int_0^T X(t) \cos k\omega t dt, \quad k = 0, 1, 2, \dots$$

$$b_k = \frac{2}{T} \int_0^T X(t) \sin k\omega t dt, \quad k = 1, 2, 3, \dots$$

Для амплитуды  $k$ -ой гармоники имеем

$$X_k = \sqrt{a_k^2 + b_k^2}.$$

Для начальной фазы  $k$ -ой гармоники имеем

$$\varphi_k = \operatorname{arctg} \frac{b_k}{a_k}.$$

Для стационарных случайных сигналов также можно использовать спектральное преобразование. Только в этом случае используется не разложение в ряд Фурье, как для периодических сигналов, а интегральное преобразование Фурье:

$$S(\omega) = \int_{-\infty}^{+\infty} X(t) \exp(-j\omega t) dt$$

$$X(t) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} S(\omega) \exp(j\omega t) d\omega,$$

где  $S(\omega)$  – спектральная плотность, характеризующая распределение энергии колебательного процесса по частоте.

Теперь перейдем от общих рассуждений о колебательных процессах к конкретному их проявлению.

Вибрацией называются механические колебания тела относительно опорного положения равновесия.

Качественная конструкция машин и оборудования характеризуется, как правило, относительно низкими уровнями механических колебаний. Однако в процессе эксплуатации происходит естественный износ машин и оборудования, что сопровождается оседанием фундамента, деформацией и износом деталей, нарушением центровки валов, увеличением зазоров и, в конечном итоге, повышением вибрации. Элементы машины взаимодействуют друг с другом, и через конструкцию происходит рассеивание энергии в виде механических колебаний.

Источником вибрации элементов машин и оборудования являются внутренние вынуждающие силы, в значительной степени зависящие от их технического состояния – наличия допусков, зазоров, контактов поверхностей отдельных деталей машин и оборудования, сил, возникающих при вращении и возвратно-поступательном движении неуравновешенных элементов и деталей. Существенным источником вибрации, а, следовательно, и акустического шума могут стать механические колебания даже с небольшой амплитудой, так как они могут вызывать резонансные колебания других элементов машин и оборудования.

Число полных циклов движения тела за единицу времени, т.е. за секунду, называется частотой и выражается в герцах.

Механические колебания могут быть простыми и содержать только одну составляющую на определенной частоте, например, движение камертона (рисунок 6,а). Одновременно колебания могут развиваться на двух разных частотах, например, колебания двигателя внутреннего сгорания (рисунок 6,б). Но, как правило, вибрация реальных машин и оборудования представляет собой сложные механические колебания со многими составляющими на разных частотах, например, колебания редуктора (рисунок 6,в).

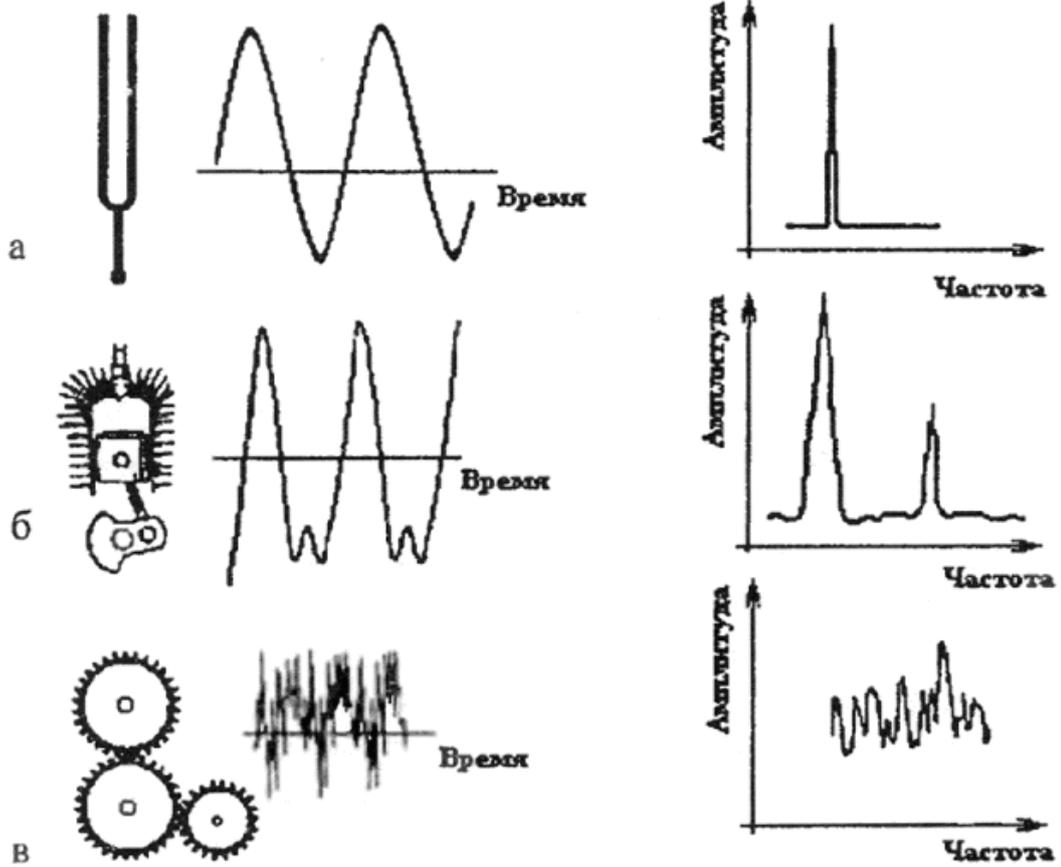


Рисунок 6. Природа механических колебаний

Вибрацию любого объекта можно характеризовать вибросмещением  $s=X(t)$ , виброскоростью  $v = \dot{X}(t) = \frac{dX(t)}{dt}$  или виброускорением  $a = \ddot{X}(t) = \frac{d^2X(t)}{dt^2}$ .

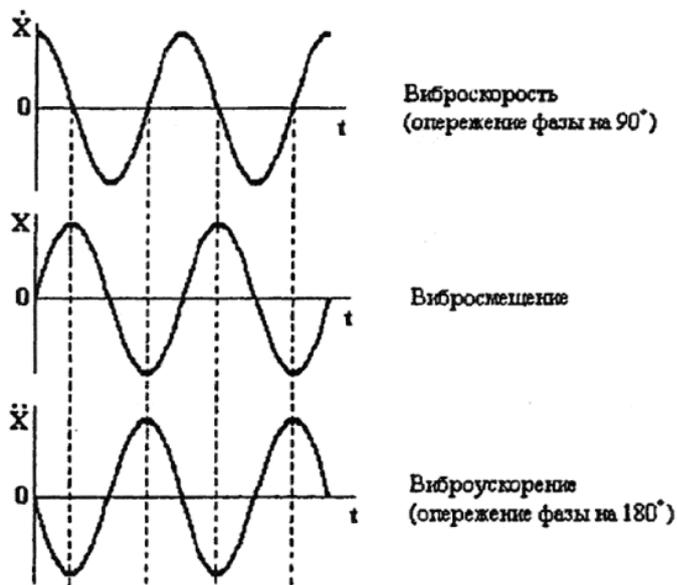


Рисунок 7. Смещение фаз виброскорости и виброускорения относительно вибросмещения

Для гармонических колебаний справедливо, что относительно вибро смещения виброскорость имеет опережение фазы на  $90^\circ$ , виброускорение – на  $180^\circ$  (рисунок 7). Современные виброизмерительные приборы автоматически осуществляют преобразование одних величин в другие электронными или цифровыми интеграторами.

Очевидно, что виброускорение целесообразно измерять на высоких частотах, так как его амплитуда пропорциональна квадрату круговой частоты  $\omega$ . Амплитуда скорости механических колебаний пропорциональна круговой частоте  $\omega$  в первой степени, что свидетельствует о целесообразности измерять виброскорость, если измерительный прибор имеет ограниченный динамический диапазон или если спектр виброскорости машины либо оборудования относительно равномерный по частоте. Виброперемещение наиболее часто используется для измерения низкочастотных механических колебаний.

На рисунке 8 приведены спектры виброперемещения, виброскорости и виброускорения асинхронного двигателя в логарифмическом масштабе.

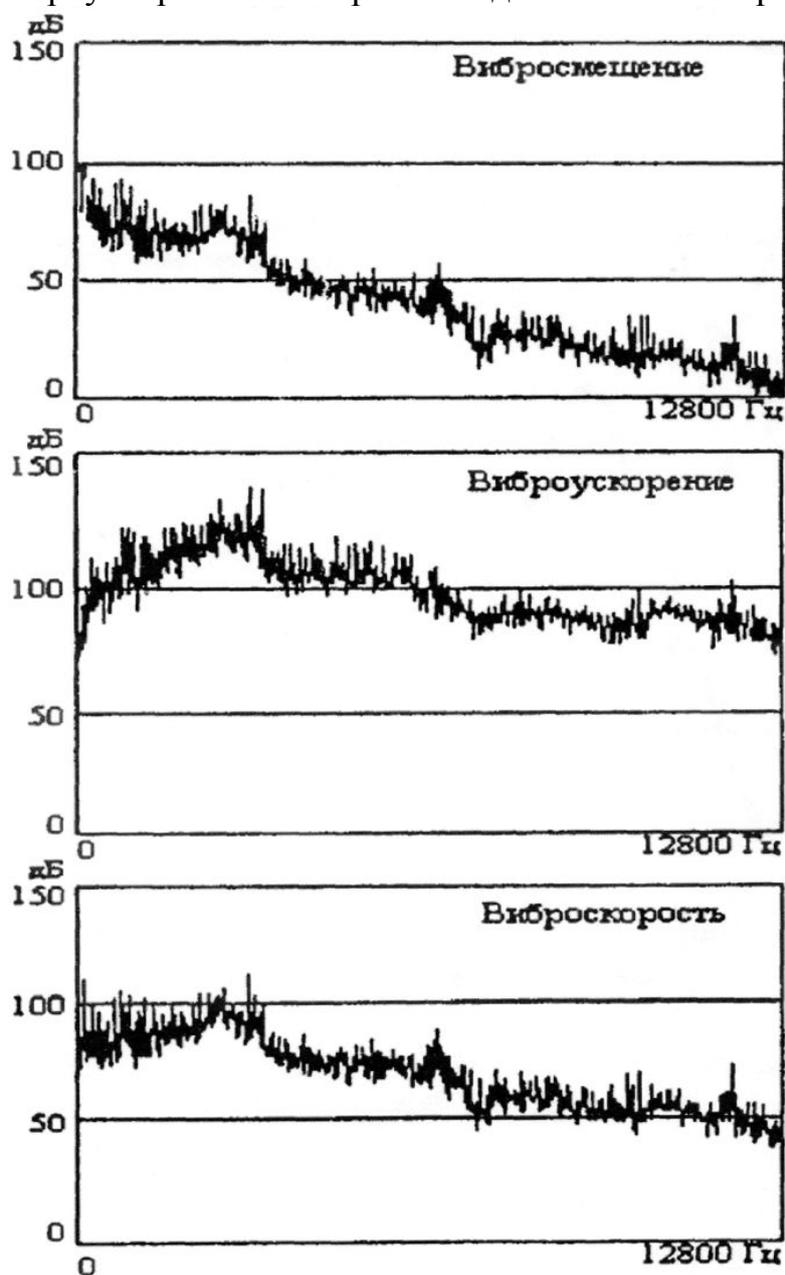


Рисунок 8. Спектры виброперемещения, виброускорения и виброскорости

При диагностировании машин и оборудования следует разделять вибрацию на низкочастотную, среднечастотную, высокочастотную и ультразвуковую. Это обусловлено тем, что в каждой области частот вибрация имеет свои физические особенности, оказывающие значительное влияние на выбор вибродиагностических параметров и методов диагностирования.

Основной особенностью низкочастотной вибрации является то, что под действием вынуждающей силы машина или ее элементы колеблются как единое целое. При математическом описании таких колебаний объект диагностирования может быть представлен конечным числом жестких тел с упругими связями между ними, т.е. системой с сосредоточенными параметрами. В зависимости от размеров и сложности формы машин или оборудования низкочастотные колебания имеют частоты ниже 100...300 Гц. Однако эта граница может несколько меняться в зависимости от частот колебательных сил, действующих в машине.

На рисунок 9,а схематично показан механизм, упруго закрепленный на фундаменте с помощью виброизоляторов.

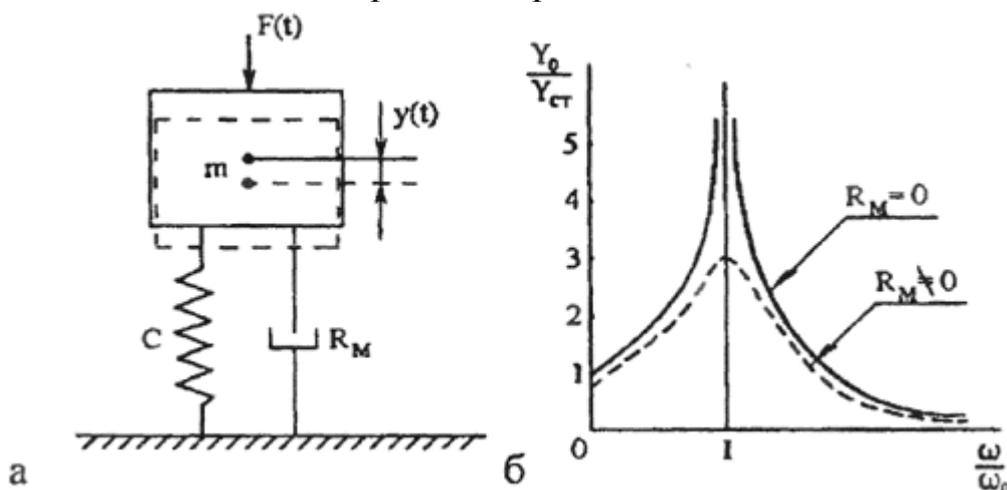


Рисунок 9. Механизм как простейшая колебательная система

Под действием гармонической вынуждающей силы  $F(t)$  с амплитудой  $F_0$  он совершает одномерные в вертикальном направлении колебания, описываемые дифференциальными уравнениями второго порядка вида

$$m \frac{d^2 y(t)}{dt^2} + R_M \frac{dy(t)}{dt} + Cy(t) = F(t),$$

где  $m$  – масса механизма;

$C$  – суммарная жесткость виброизоляторов;

$R_M$  – механическое сопротивление, определяющее активные потери колебательной энергии;

$y(t)$  – смещение инерционного элемента от положения равновесия;

$m \frac{d^2 y(t)}{dt^2}$  – инерционные силы;

$R_M \frac{dy(t)}{dt}$  – силы трения;

$Cy(t)$  – упругие силы;

$F(t) = F_0 \cos \omega t$  – вынуждающая сила.

Колебания механизма будут также гармонического вида:

$$y(t) = Y_0 \cos(\omega t + \varphi).$$

Амплитуда колебаний без учета активных потерь, когда  $R_M \rightarrow 0$ , имеет вид

$$Y_0 = \frac{F_0}{C - m\omega^2} = \frac{F_0}{C} \frac{1}{1 - \frac{\omega^2}{\omega_0^2}},$$

где  $\frac{F_0}{C}$  – статическая деформация виброизоляторов под действием силы тяжести;

$\omega_0 = \sqrt{\frac{C}{m}}$  – собственная частота колебаний механизма на виброизоляторах.

Таким образом, амплитуда низкочастотных колебаний механизма  $Y_0$  зависит от параметров вынуждающей силы (ее амплитуды  $F_0$  и частоты  $\omega$ ) и от параметров канала передачи (суммарной жесткости виброизоляторов  $C$  и собственной частоты колебаний механизма на виброизоляторах  $\omega_0$ ).

На рисунке 9,б показана зависимость амплитуды низкочастотных колебаний механизма от частоты при постоянной амплитуде вынуждающей силы. Как видно из рисунка, на резонансе (собственная частота  $\omega_0$ ) амплитуда колебаний резко увеличивается. Активные потери в упругих элементах ограничивают амплитуду резонансных колебаний (рисунок 9,б, пунктирная линия).

Низкочастотная вибрация механизмов, машин и оборудования содержит преимущественно гармонические составляющие, создаваемые вынуждающими силами, часть которых зависит от технического состояния объектов. Диагностическими параметрами низкочастотных составляющих вибрации чаще всего являются амплитуды колебаний на определенных частотах, пропорциональные величине соответствующих вынуждающих сил. Иногда в качестве диагностического параметра используется величина собственной частоты колебаний  $\omega_0$ , характеризующая, в первую очередь, свойства упругих элементов.

Выше были рассмотрены особенности одномерных гармонических колебаний. На самом деле объект имеет в пространстве шесть степеней свободы (три поступательных и три вращательных). Сравнение колебаний по каждой из них, а также сопоставление соответствующих им собственных частот дает возможность расширения объема диагностической информации, получаемой из анализа низкочастотной вибрации.

Основные трудности диагностирования машин и оборудования по низкочастотной вибрации связаны, во-первых, с тем, что не все элементы имеют упругие связи, т.е. не все установлены на виброизоляторах, что значительно усложняет описание колебательной системы. Во-вторых, собственные частоты элементов машин или оборудования точно неизвестны, а от их величин в зна-

чительной степени зависит амплитуда колебаний, являющаяся, как правило, основным диагностическим параметром.

Характерная особенность среднечастотной вибрации механизмов и конструкций – невозможность представить объект в виде системы с сосредоточенными параметрами, т.е. выделить в ней элементы, имеющие только инерционные и только упругие свойства. Это определяется тем, что каждый элемент на средних частотах обладает и теми и другими свойствами. Вынужденные колебания в этом случае еще нельзя представить в виде распространяющейся волны, однако в пространстве они уже приобретают собственные формы, отражающие свойства колебательной системы.

Собственные формы колебаний хорошо иллюстрируются на примере вынужденных колебаний струны, натянутой между двумя неподвижными точками (рисунок 10).

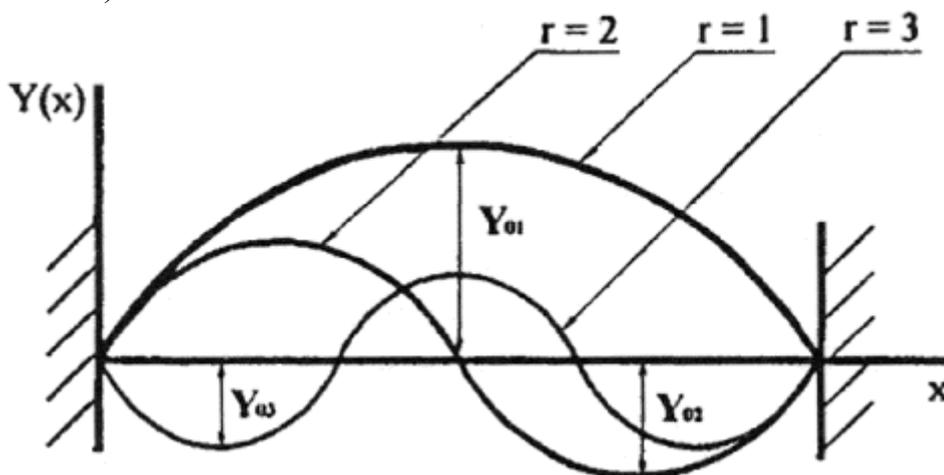


Рисунок 10. Собственные формы колебания струны

Колебания струны зависят от двух координат, и уравнение колебаний по форме левой его части совпадает с волновым уравнением:

$$m \frac{\partial^2 y(x,t)}{\partial t^2} - T \frac{\partial^2 y(x,t)}{\partial x^2} = F(x,t),$$

где  $m$  – масса струны на единицу длины;  $T$  – сила натяжения струны.

Если на низких частотах вынуждающая сила описывалась суммой гармонических составляющих и уравнение решалось только для одной из них, то в уравнении колебаний струны для каждой гармонической составляющей вынуждающая сила раскладывается еще по собственным формам (на синусные и косинусные составляющие):

$$F(x,t) = \sum_{r=1}^{\infty} a_r F_0 \sin r \frac{\pi}{\ell} x \cos(\omega t + \varphi),$$

где  $F(x,t)$  – гармоническая возбуждающая сила;  $F_0$  – её амплитуда;  $a_r$  – коэффициент разложения амплитуды по собственным формам;  $r$  – порядок колебаний, равный числу полувольт на длине струны;  $\ell$  – длина струны.

Колебания струны могут быть представлены в виде

$$y(x,t) = \sum_{r=1}^{\infty} Y_{0r} \sin r \frac{\pi}{\ell} x \cos(\omega t + \varphi),$$

где  $Y_{0r}$  – амплитуда пространственной составляющей порядка  $r$ .

Для каждой формы колебаний существует собственная частота колебаний, равная

$$\omega_{0r} = \frac{\pi}{\ell} \sqrt{\frac{T}{m}} r.$$

Большое число собственных форм колебаний не только целой машины или оборудования, но и отдельных их узлов, затрудняет определение амплитуд вынуждающих сил по результатам измерения амплитуды колебаний на определенной частоте. Особенно, если собственные частоты отдельных узлов находятся в области средних частот, а именно, в диапазоне, от 100...300 Гц до 1...3 кГц. Это усложняет выделение диагностической информации, заложенной в пространственных характеристиках вибрации. Поэтому параметры вибрации в области средних частот редко используются в качестве диагностических. Исключением является случай, когда у исправного объекта одна из составляющих вибрации отсутствует и появляется лишь при наличии определенного вида дефекта.

Основная особенность высокочастотной вибрации как машины в целом, так и ее отдельных узлов и деталей – представление ее в виде волновых процессов. В отличие от особенностей распространения упругих волн в жидкостях и газах в виде продольных волн, упругие свойства твердых сред определяются деформациями сжатия и сдвига. В безграничной упругой среде может существовать как продольная, так и поперечная волна.

Волновое уравнение, позволяющее получить полное описание обоих видов волн, аналогично волновому уравнению для газа и жидкости. Так, для продольной волны оно имеет вид

$$\frac{\partial^2 U_x(x,t)}{\partial x^2} - \frac{1}{C_{0x}^2} \frac{\partial U_x(x,t)}{\partial t^2} = 0,$$

где  $U(x, t)$  – смещение частиц относительно положения равновесия;  $x$  – направление распространения волны;  $C_{0x}$  – скорость распространения продольной волны. Для поперечной волны имеем

$$\frac{\partial^2 U_y(x,t)}{\partial x^2} - \frac{1}{C_{0y}^2} \frac{\partial U_y(x,t)}{\partial t^2} = 0,$$

где  $y$  – направление, перпендикулярное направлению распространения волны;  $C_{0y}$  – скорость распространения поперечной волны.

Скорость распространения упругой волны в безграничной среде связана с модулем Юнга  $E$  и коэффициентом Пуассона  $\chi$  соотношениями:

$$C_{0x}^2 = \frac{E}{\rho} \frac{1 - \chi}{(1 + \chi)(1 - 2\chi)};$$

$$C_{0y}^2 = \frac{E}{\rho} \frac{1}{2(1 + \chi)}.$$

Если объем упругой среды ограничен, что имеет место при распространении высокочастотной вибрации по элементам машин или оборудования, и при

условии, что эти элементы могут быть представлены в виде стержней, пластин и т.п., то и виды распространяющихся волн, их скорость и потери при распространении будут зависеть от граничных условий, т.е. от формы узла и механических свойств материала. Например, при распространении вибрации по стержню возникают продольные, поперечные и крутильные волны, а по пластине – продольные и поперечные волны. Следует отметить, что скорости распространения волн могут зависеть от координаты.

Сложность машин и оборудования как колебательных систем на высоких частотах приводит к тому, что параметры колебательных систем в качестве диагностических используются при диагностировании машин или оборудования в процессе их эксплуатации крайне редко. К тому же они не обеспечивают высокой эффективности обнаружения дефектов. Однако при изготовлении и ремонте отдельных деталей такие методы виброакустического неразрушающего контроля, основанные на сравнении скоростей распространения высокочастотных упругих волн, измерении потерь при их распространении, отражающей способности и т.д., могут быть эффективно использованы.

При диагностике машин и оборудования во время их эксплуатации в качестве диагностических параметров наиболее целесообразно использовать энергетические характеристики высокочастотной вибрации. Как известно, чем выше частота вибрации, тем больше ее затухание при распространении. Достаточно высокие потери вибрации при ее распространении обеспечивают получение всех преимуществ, связанных с разделением источников вибрации на поверхности диагностируемого узла. Особое внимание следует обратить на тот факт, что высокочастотная вибрация обладает значительным объемом информации, содержащейся не только в величинах вибрационной энергии в разных полосах частот, но и в параметрах, характеризующих периодические и случайные флуктуации вибрационной энергии во времени.

### **Единицы измерения вибрации**

Для вибрации линейными единицами измерения, согласно ГОСТам ИСО, являются:

- микрометры (мкм) – для измерения вибросмещения;
- миллиметры в секунду (мм/с) – для измерения виброскорости;
- метры в секунду за секунду ( $\text{м/с}^2$ ), или в единицах ускорения свободного падения  $g \approx 9,8 \text{ м/с}^2$  – для измерения виброускорения.

Так же вибрация может выражаться в относительных единицах – децибелах. Тогда уровни колебаний соответственно виброперемещения, виброскорости и виброускорения (дБ), определяются следующим образом:

$$L_x = 20 \lg \frac{X}{X_{\text{пор}}};$$

$$L_{\dot{x}} = 20 \lg \frac{\dot{X}}{\dot{X}_{\text{пор}}};$$

$$L_{\ddot{x}} = 20 \lg \frac{\ddot{X}}{\ddot{X}_{\text{пор}}},$$

где  $X_{\text{пор}}$ ,  $\dot{X}_{\text{пор}}$ ,  $\ddot{X}_{\text{пор}}$  – пороговые значения, равные до недавнего времени:  $X_{\text{пор}} \approx 8 \cdot 10^{-12}$  м;  $\dot{X}_{\text{пор}} \approx 5 \cdot 10^{-8}$  м/с;  $\ddot{X}_{\text{пор}} \approx 3 \cdot 10^{-4}$  м/с<sup>2</sup> и приведенные к частоте 1000 Гц.

В некоторых отраслях промышленности и до сих пор действительны эти пороговые значения.

В настоящее время в соответствии со Стандартом ИСО-1683 широко используются следующие пороговые значения механических колебаний:  $X_{\text{пор}} \approx 10^{-12}$  м;  $\dot{X}_{\text{пор}} \approx 10^{-9}$  м/с;  $\ddot{X}_{\text{пор}} \approx 10^{-6}$  м/с<sup>2</sup>, приведенные не к частоте  $f_0 = 1$  кГц, а, для получения более простых значений, к круговой частоте  $\omega_0 = 1000$  рад/с ( $f_0 \approx 159$  Гц).

Это означает, что числовые значения уровней виброускорения, виброскорости и виброперемещения механических колебаний с синусоидальной формой волны и с угловой частотой  $\omega_0 = 1000$  рад/с равны друг другу.

Таким образом, выражая амплитуды виброперемещения, виброскорости или виброускорения в децибелах, необходимо указывать уровень относительно определенного опорного значения, например, уровень ускорения 78 дБ относительно  $10^{-6}$  м/с<sup>2</sup>. При сравнении амплитуд механических колебаний достаточно указать лишь разность соответствующих уровней в децибелах, отнесенных к одному и тому же опорному значению. Например, один уровень выше другого на столько-то децибел, при этом опорное значение не указывается.

Для того чтобы в первом приближении оценить в размах уровень колебаний, приведенный в децибелах, достаточно запомнить только несколько значений, которые выделены в таблице 1 жирным шрифтом.

Так, если величину в децибелах представить в виде суммы или разности цифр, выделенных жирным шрифтом, можно перевести практически любое значение, выраженное в децибелах, в разы. Например:

$$12 \text{ дБ} = (\mathbf{6} + \mathbf{6}) \text{ дБ} \rightarrow (2 \times 2) = 4;$$

$$14 \text{ дБ} = (\mathbf{20} - \mathbf{6}) \text{ дБ} \rightarrow (10/2) = 5.$$

Перевод величин вибрации из логарифмических единиц в линейные показан в таблице 1.

Таблица 1 Сравнение логарифмических и натуральных единиц

$L = 20\lg(x_1/x_2)$	$x_1/x_2$
-80	$10^{-4}$
-60	$10^{-3}$
-40	$10^{-2}$
-30	$10^{-1}$
-10	0,316
-6	0,5
-3	0,707
-1	0,89
0	1
1	1,12
2	1,26
3	1,41
4	1,58
5	1,77
6	2
10	3,16
20	10
40	$10^2$
60	$10^3$
80	$10^4$
100	$10^5$
120	$10^6$
140	$10^7$

## **Лекция 6. МЕТОДОЛОГИЯ НОРМИРОВАНИЯ ВИБРАЦИИ И РАСПОЗНАВАНИЯ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ОБОРУДОВАНИЯ**

Мониторинг технического состояния оборудования, основанный на вибродиагностике, практикуется в различных отраслях промышленности несколько десятилетий. При этом используются многочисленные стандарты, в основе которых лежит нормирование вибрации в зависимости от мощности агрегата, массы и (или) определенных частот вращения ротора агрегата, а также высоты оси вращения ротора и др. Поскольку методы ведения вибромониторинга постоянно совершенствуются, происходит периодическое изменение этих стандартов и их приложений.

В общем случае оценка состояния агрегата должна проводиться путем совместного учета всех вредных последствий, вызываемых вибрацией. Однако в силу недостаточной изученности многих вопросов динамики машин теоретически строгий вывод общего критерия оценки вибрации и сложность его использования для практического применения делают задачу труднореализуемой. При разработке норм эксплуатационного контроля вибрации в качестве критерия обычно используют один из кинематических параметров (виброускорение, виброскорость или виброперемещение), по которому оценивают техническое состояние агрегата.

Основная цель эксплуатационных норм вибрации оборудования— контроль его технического состояния в процессе эксплуатации, т.е. решение диагностической задачи: создание таких условий эксплуатации, при которых существовала бы возможность своевременного обнаружения любых, даже незначительных дефектов или отклонений от нормального состояния, на начальной стадии их возникновения (развивающихся дефектов). Решение этой задачи требует обеспечения минимального уровня вибрации агрегата.

Проблема нормирования вибрации включает решение четырех взаимосвязанных задач нормирования вибрации: опор подшипников, роторов, статоров (корпусов) и фундаментов, а также трубопроводных обвязок.

Разнообразие методов и критериев оценки состояния оборудования затрудняет сравнение различных отраслевых руководящих документов и стандартов. Весьма характерно, что даже на родственных предприятиях (например, однотипных установках различных НПЗ) специалисты по вибродиагностике нередко применяют для однотипных агрегатов различные критерии для контроля вибрации. В некоторых случаях это свидетельствует о том, что существующие отраслевые руководящие документы и стандарты не отвечают требованиям специалистов по вибродиагностике промышленных предприятий, и последние вынуждены самостоятельно, исходя из накопленного опыта, устанавливать критерии и нормы, соответствующие требованиям конкретного оборудования, и оптимизировать их по мере накопления опыта.

В подтверждение вышесказанного в настоящей лекции приведены результаты, полученные при анализе материалов исследований, охватывающих

некоторые типы центробежных компрессоров и насосных агрегатов, нагнетателей и вентиляторов, а также других машинных агрегатов роторного типа. В частности, приводятся доводы в пользу того, что не существует единого набора критериев оценки технического состояния, пригодного не только для одного класса оборудования (например, центробежных компрессоров, насосов или вентиляторов со сходными параметрами мощности и частоты вращения), но и даже для типа и типоразмера (например, для воздуходувок и дымососов). Другими словами, из-за различий в конструкции, ТО и условиях эксплуатации каждый агрегат имеет свои собственные, несколько отличные от других, критерии и нормы оценки технического состояния.

Успех любой системы вибромониторинга в основном зависит от методов оценки состояния агрегата, т.е. способов определения допустимых значений (норм) вибрации и параметров анализа вибрации, интегрированных в анализирующее программное обеспечение пользователя. Главные алгоритмы оценки состояния оборудования продаваемого на рынке программного обеспечения распознают техническое состояние по общему уровню вибрации при широкополосном измерении (наиболее употребим), по вибрации в сравнительно узкой полосе частот или по огибающей спектра.

## **1. Оценка состояния по общему уровню вибрации**

Разработанные международные (VDI 2056, ISO 2372, ISO 3945 и др.) и российские стандарты и нормативно-методические рекомендации на предельные уровни вибрации основаны на допущении, что подобные по мощности, высоте оси вращения, частоте вращения ротора, способам установки, условиям монтажа и эксплуатации агрегаты имеют примерно одинаковые допустимые значения вибрации при достижении предельного состояния.

При оценке вибрации агрегатов с вращающимся ротором в качестве нормируемых параметров в большинстве случаев устанавливается один из следующих:

- среднеквадратическое значение виброскорости,  $V_e$ , мм/с;
- среднеквадратическое значение виброскорости в октавной полосе частот, включающей в себя частоту вращения ротора,  $V_{eo}$ , мм/с;
- среднеквадратическое значение виброскорости на элементах крепления агрегата к фундаменту на месте установки,  $V_{ef}$ , мм/с;
- пиковое значение (размах) виброперемещения,  $S$ , мкм.

Так, например, в соответствии с одним из стандартов России оценка интенсивности вибрации при приемо-сдаточных, периодических, квалификационных, типовых и приемочных испытаниях машин электрических с частотой вращения ротора 3000 об/мин и массой ротора до 2000 кг должна соответствовать величинам, указанным в таблице 1.

Таблица 1 Нормирование вибрации для электрических машин

Нормируемые параметры вибрации	Срок эксплуатации неограничен	Ограниченный срок эксплуатации	Эксплуатация недопустима
СКЗ виброскорости $V_e$ , мм/с	<4,5	4,5...7,1	>7,1
СКЗ виброскорости $V_{e0}$ , мм/с	<3,3	3,3...5,2	>5,2
СКЗ виброскорости $V_{eф}$ , мм/с	—	—	>2,0

Другой стандарт на машины электрические вращающиеся с высотой оси вращения свыше 355 мм (методы измерения и допустимые значения) при приемо-сдаточных, периодических, квалификационных, типовых и приемочных испытаниях регламентирует определять:

- для электрических машин с частотой вращения 600 об/мин и выше среднее квадратическое значение виброскорости опор подшипников;
- для электрических машин с частотой вращения менее 600 об/мин пиковое значение виброперемещения, допустимые значения которых приведены в таблице 2.

Таблица 2 Нормирование вибрации для электрических машин с  $H \geq 355$  мм

Частота вращения, об/мин	Среднее квадратическое значение виброскорости $V_e$ , мм/с	
	<i>Способ установки</i>	
	<i>Упругая подвес-</i>	<i>Жесткое закрепление</i>
От 600 до 1800	2,8	2,8
Свыше 1800 до 3600	4,5	2,8
Для осевой составляющей вибрации подшипников, не являющихся упорными	4,5	4,5
Допустимое значение виброскорости сердечника статора	4,5	4,5
Пиковое значение виброперемещения опор подшипников $S$ , мкм		
Менее 600	50	50

Практически в каждой отрасли разработаны и применяются собственные нормативно-методические рекомендации. Например, «Методические рекомендации по проведению диагностических виброизмерений центробежных компрессорных машин и центробежных насосных агрегатов предприятий Министерства химической и нефтеперерабатывающей промышленности (РДИ, утверждены 28.11.91)», рекомендованные Госгортехнадзором России в качестве методического документа для руководства при организации вибродиагностики на поднадзорных ему предприятиях (письмо № 04—35/54 от

20.05.92), предписывают оценку технического состояния узлов производить по интенсивности абсолютной вибрации корпусов подшипников в соответствии с нормами, приведенными в таблице 3.

Таблица 3 Нормирование вибрации по РДИ

Уровень вибрации $V_e$ , мм/с	Оценка технического состояния			
	Паровая турбина	Электропри- вод	Мультипликатор	Компрессор
<1,8	<i>Хорошо</i>	<b>Хорошо</b>	<b>Хорошо</b>	<b>Хорошо</b>
1,8 ... 2,8	Удовлетвори- тельно			<b>Удовлетво- рительно</b>
2,8 ... 4,5	Допустимо	Удовлетвори- тельно	Удовлетвори- тельно	Допустимо
4,5 ... 7,1	Предельно допустимо	<i>Допустимо</i>	<i>Допустимо</i>	
7,1 ... 11,2	Недопустимо	Предельно допустимо	Предельно допустимо	Предельно допустимо
>11,2		Недопустимо	Недопустимо	Недопустимо

По классификации ISO 2372 оценки соответствуют следующему техническому состоянию:

*хорошо* – сборка узлов машинного агрегата оптимальна, вероятность появления дефектов на протяжении длительной эксплуатации минимальна;

*удовлетворительно* – сборка узлов обеспечивает минимальную вероятность появления эксплуатационных дефектов на протяжении межремонтного пробега;

*допустимо* – повышенная вероятность преждевременного выхода узла из строя, машинный агрегат требует ремонта, повышенный уровень механических колебаний должен быть устранен;

*недопустимо* – дальнейшая эксплуатация может привести к аварийному отказу машинного агрегата;

*допустимо после ремонта* (вводится в отечественных стандартах) – предельное значение интенсивности вибрации при приемочных испытаниях после ремонта.

Оценку технического состояния электроприводов центробежных насосных агрегатов по интенсивности абсолютной вибрации следует определять в соответствии с нормами, приведенными в таблице 4.

Таблица 4 Нормирование вибрации по ISO 2372

Уровень вибрации $V_e$ , мм/с	<i>Оценка технического состояния</i>		
	Высота оси вращения электродвигателя $H$ , (мм)		
	$80 < H \leq 132$	$132 < H \leq 225$	$225 < H \leq 400$
<b>&lt;1,8</b>	<b>Допустимо после ремонта</b>	<b>Допустимо после ремонта</b>	<b>Допустимо после ремонта</b>
<b>1,8 ... 2,8</b>	<b>Удовлетворительно</b>		
<b>2,8 ... 4,5</b>	<b>Допустимо</b>	<b>Удовлетворительно</b>	
<b>4,5 ... 7,1</b>	<b>Предельно допустимо</b>	<b>Допустимо</b>	<b>Удовлетворитель- но</b>
<b>7,1 ... 11,2</b>	<b>Недопустимо</b>	<b>Предельно допустимо</b>	<b>Допустимо</b>
<b>11,2 ... 18,0</b>		<b>Недопустимо</b>	<b>Предельно допустимо</b>
<b>&gt;18,0</b>			<b>Недопустимо</b>

Оценку технического состояния этих же насосных агрегатов в зависимости от мощности установленного привода следует определять в соответствии с таблицей 5.

Таблица 5 Нормирование вибрации для машин с различной мощностью

Уровень вибрации, $V_e$ (мм/с)	<i>Оценка технического состояния</i>		
	<i>Потребляемая мощность <math>N</math>, кВт</i>		
	$50 \leq N$	$50 < N \leq 200$	$200 < N$
<b><math>\leq 1,2</math></b>	<b>Хорошо</b>	<b>Хорошо</b>	<b>Хорошо</b>
<b>1,2 ... 1,8</b>	<b>Допустимо после ремонта</b>		
<b>1,8 ... 2,8</b>	<b>Удовлетворительно</b>		
<b>2,8 ... 4,6</b>	<b>Допустимо</b>	<b>Удовлетворительно</b>	<b>Допустимо после ремонта</b>
<b>4,6 ... 6,3</b>	<b>Предельно допустимо</b>	<i>Допустимо</i>	<b>Удовлетворительно</b>
<b>6,3 ... 8,2</b>	<b>Недопустимо</b>	<b>Предельно допус- тимо</b>	<b>Допустимо</b>
<b>8,2 ... 10,5</b>		<b>Недопустимо</b>	<b>Предельно допустимо</b>
<b>&gt; 10,5</b>			<b>Недопустимо</b>

Оценка состояния оборудования по пиковому или среднеквадратическому значению виброскорости (виброперемещения) во всем частотном диапазоне измерений имеет три существенных недостатка:

- никак не могут быть учтены вибрационные проявления технологических и режимных отклонений при эксплуатации оборудования;
- уровень вибрации обычно определяется в фиксированной полосе частот (для большинства виброметров по рекомендации ISO 2372 в полосе от 10 Гц до 1 кГц), что иногда в принципе не может обеспечить достаточно высокую степень чувствительности параметра на начальной стадии развития дефекта;
- допустимые (предельные) значения вибрации обычно определяются на основе статистического анализа вибросостояния групп оборудования или однотипных агрегатов при нормальных эксплуатационных условиях и установлены одинаковыми для всего класса подобных агрегатов, в то время, как за счет различия конструкционных передаточных функций, одинаковые дефекты даже на однотипных машинах могут возбуждать на корпусе и подшипниках колебания, уровни которых могут различаться на два порядка (~ на 40 дБ).

Однако самым важным недостатком оценки состояния оборудования по общему уровню вибрации является то, что он практически нечувствителен к изменениям сравнительно низкоуровневых частотных составляющих (составляющих с малыми энергиями в колебательном процессе) вибросигнала, характерных, например, для ряда зарождающихся и развивающихся дефектов подшипников качения, зубчатых передач, электрических и ряда других дефектов.

Если оценка состояния агрегата по общему уровню вибрации нацелена на детектирование высокоэнергетических развитых дефектов, таких как нарушение центровки или дисбаланс, значительные изменения амплитуды вибрации на частотах с низкими энергетическими уровнями будут недостаточны для срабатывания детектора тревоги по общему уровню.

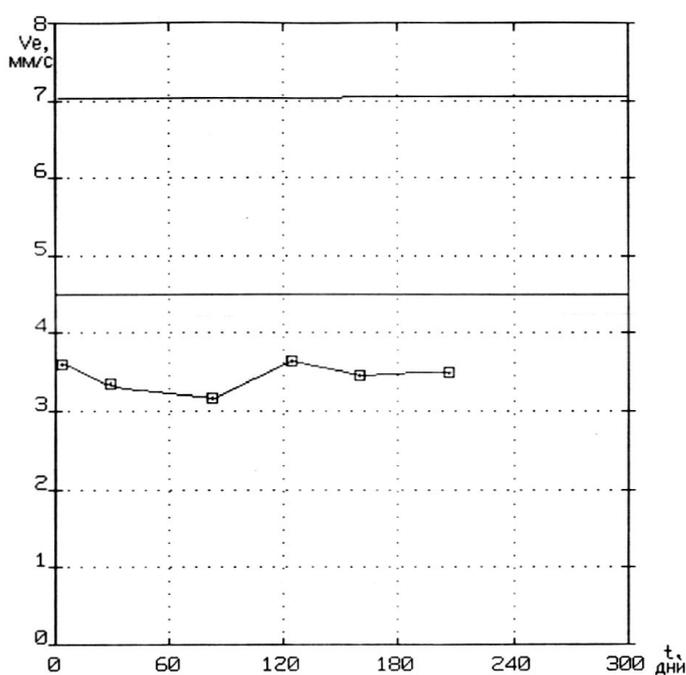


Рисунок 1. Тренд СКЗ виброскорости (вертикальная составляющая) подшипника электродвигателя в частотном диапазоне 10...1000 Гц

В качестве иллюстрации к вышеизложенному можно привести такой пример: на рисунке 1 показан тренд вертикальной компоненты вибрации опоры электродвигателя в течение семи месяцев эксплуатации и нанесены допустимые значения в соответствии с требованиями одного из отечественных стандартов. При таком СКЗ виброскорости срок эксплуатации агрегата не ограничивается.

Однако если рассмотреть динамику изменения спектров вибрации этой же опоры электродвигателя (рисунок 2), то можно отметить, что, наряду с некоторым уменьшением уровня вибрации составляющих на частотах 50 и 100 Гц, произошло существенное увеличение виброскорости (~в 10 раз всего за 45 дней) на некоторых частотных составляющих в полосе 200...600 Гц, что свидетельствует о быстром развитии дефекта подшипника качения и необходимости остановки для его ревизии и замены.

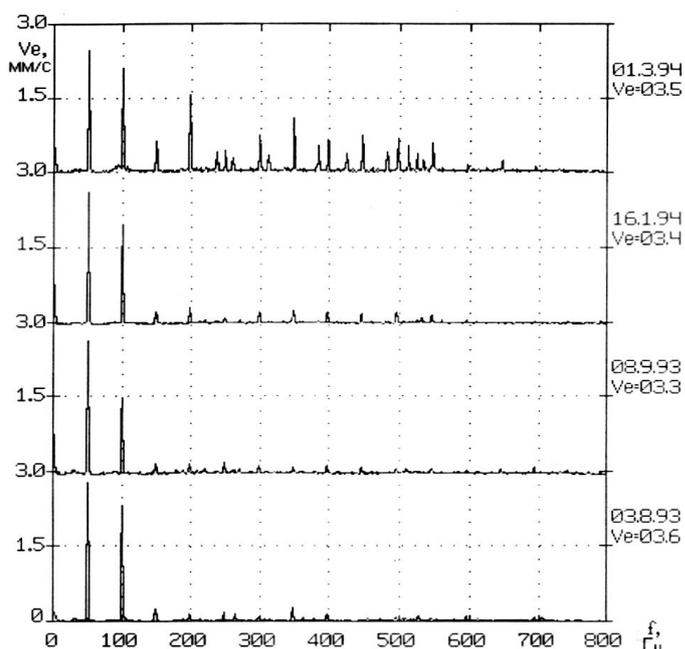


Рисунок 2. Изменение спектров виброскорости на протяжении семи месяцев

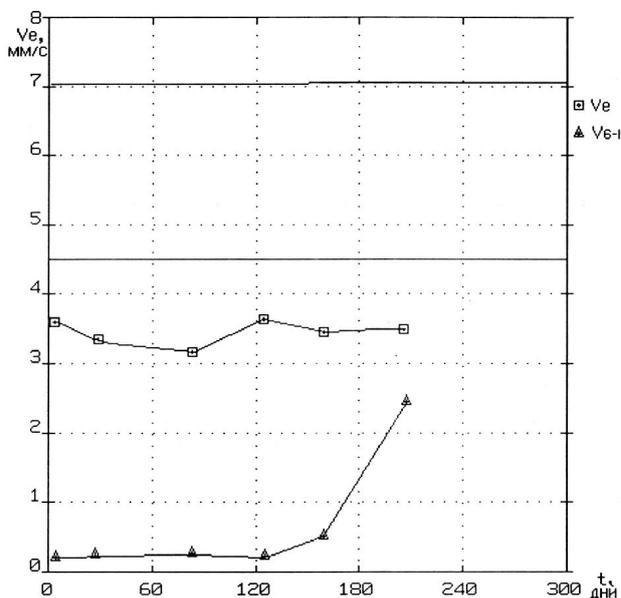


Рисунок 3. Тренды СКЗ виброскорости опоры подшипника электродвигателя в частотных полосах 10 ...1000 и 250...500 Гц

На рисунке 3 показано изменение общего уровня вибрации и вибрации в частотной полосе  $(6...10) \times f_r$  в течение семи месяцев эксплуатации, а также нанесены допустимые значения вибрации в соответствии с общепринятыми стандартами.

Также нежелательно определение состояния агрегата только по уровню вибрации, настроенному на низкоэнергетические дефекты, такие как некоторые неисправности подшипников качения или зубчатых муфт, поскольку, например, неопасное (незначительное) увеличение дисбаланса может вызывать необоснованное срабатывание детектора тревоги. По этим причинам большинство опытных специалистов по вибродиагностике используют оценку состояния агрегата по общему уровню вибрации только для дополнения более чувствительных способов.

Вышеизложенное позволяет сделать вывод о невысокой степени достоверности распознавания состояния агрегатов только по общему уровню вибрации.

При использовании современных цифровых виброанализаторов и ЭВМ возможен мониторинг состояния оборудования по уровню вибрации в частотной полосе произвольно заданной ширины и установки индивидуальных допустимых значений вибрации для каждой измерительной точки конкретного агрегата.

Таким образом, недостатки, изложенные выше, казалось бы, можно исключить, особенно если наблюдается возрастание уровня вибрации от измерения к измерению.

## 2. Оценка состояния с помощью эталонных спектров

Этот метод определения состояния агрегата основан на диаметрально противоположном (по сравнению с определением по допустимым значениям общего уровня вибрации) способе сравнения текущих параметров вибросигнала с допустимыми значениями: уровень вибрации на каждой частотной составляющей текущего спектра вибрации сравнивается с уровнем соответствующей составляющей *эталонного (опорного) спектра*. В качестве опорного (эталонного) спектра обычно выбирается *огibaющая*, которую можно построить двумя способами:

- подвергнуть статистической обработке ряд последовательных измерений;
- принять в качестве эталона послеремонтный спектр, когда агрегат, в случае надлежащего ремонта, находится в хорошем или удовлетворительном техническом состоянии.

Учет пожеланий специалиста в формировании эталонного спектра для конкретных случаев и конкретного оборудования, в продаваемых на рынке готовых программных пакетах, весьма ограничен. По этой причине при анализе технического состояния оборудования с помощью *эталонного (опорного) спектра* иногда появляются необоснованные срабатывания детектора тревоги, преимущественно потому, что вибрация оборудования с вращающимся ротором обычно немного флуктуирует по частоте и амплитуде относительно опре-

деленной спектральной линии с четко выраженной границей.

Флуктуация по частоте: постоянная частота вращения ротора агрегата практически не достижима. Небольшие ее флуктуации, вызываемые изменением нагрузки, частоты сети и др. составляет  $(2...8)\%f_r$  у асинхронных и до  $1\% f_r$  у синхронных электрических машин, часто приводят к ощутимому сдвигу первой и высших гармоник частоты вращения ротора в текущем спектре (частот спектральных линий) относительно эталонного. Например, уменьшение частоты вращения ротора асинхронного электродвигателя ( $f_r = 2950$  об/мин) насосного агрегата с 7 лопатками на рабочем колесе насоса на 0,5 Гц (примерно 1 %) ведет к уменьшению лопаточной частоты на 3,5 Гц, а в зубчатой передаче с 47 зубьями на ведущем колесе – на 23,5 Гц. Это может привести к превышению величиной отдельных спектральных компонент допустимых значений опорного спектра и, как следствие, ложному появлению сигнала об изменении состояния оборудования.

Флуктуация по амплитуде: это явление означает практически постоянное присутствие аperiodических скачкообразных изменений амплитуд вибрации. Значения как общего уровня, так и отдельных частотных составляющих вибрации часто имеют флуктуацию во времени вокруг некоторой величины, затем без явной причины происходит резкий переход к новым величинам с новыми флуктуациями. Эти изменения можно наблюдать при мониторинге вибрации в высокочастотной области спектра, особенно они характерны для так называемых «промежуточных» частот. Хотя амплитудные флуктуации во многих случаях могут быть небольшие, их квазипериодический характер приводит к ложному срабатыванию детектора тревоги.

К самым существенным недостаткам мониторинга с использованием эталонного (опорного) спектра можно также отнести отсутствие исходных данных на начальном этапе мониторинга (при организации обследований новых и модифицированных агрегатов) или при изменении параметров технологического регламента.

### **3. Оценка состояния по значениям параметра в частотных полосах (опорным маскам)**

Этот метод распознавания состояния оборудования является компромиссным между оценкой состояния оборудования по общему уровню вибрации и по эталонному спектру, поскольку дает возможность произвольно устанавливать положение, ширину частотной полосы и допустимое значение параметра (критерия), который сравнивается с текущими значениями. На основе анализа изменения (тренда) параметра в этой полосе можно оценивать и прогнозировать состояние оборудования. Количество частотных полос обычно составляет от 6 до 18 (рисунок 4).

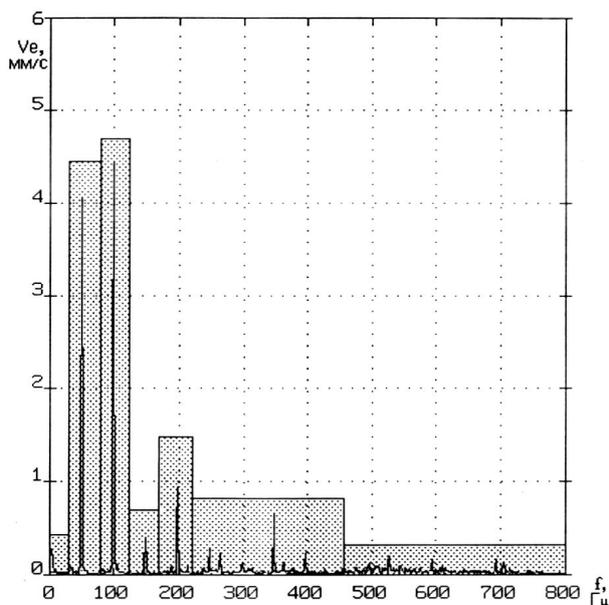


Рисунок 4. Спектр виброскорости, разделенный на 7 частотных полос с индивидуальными допустимыми значениями

Ряд методов вибродиагностики основан на том, что определенные механические дефекты по мере развития генерируют вибрацию в определенных частотных полосах с определенным соотношением величин параметров. Например, рассматривая амплитуды определенных рахмониккестра, полученного в определенном частотном диапазоне спектра, можно легко установить глубину модуляции высокочастотной вибрации, которая определяется степенью износа ряда деталей и узлов агрегата. Другой пример – достаточно интенсивная вибрация на лопаточной частоте насоса говорит о нарушении гидродинамики потока, на дробных гармониках частоты вращения ротора – о нарушениях жесткости и т.д. Таким образом, производя разбиение частотного диапазона измерений на сравнительно узкие, возможно перекрывающиеся, частотные полосы и применяя индивидуальные для каждой полосы допустимые значения и критерии, можно распознавать появление ряда зарождающихся дефектов.

Индивидуальные допустимые значения в частотных полосах могут быть установлены как для «высокоэнергетических» составляющих колебательного процесса, сопровождающих дисбаланс или расцентровку – обычно диапазоны  $(0,5...1,5) \times f_r$  и  $(1,5...2,5) \times f_r$ , так и для сравнительно «низкоэнергетических» составляющих колебательного процесса, сопровождающих дефекты подшипника качения – обычно диапазон  $(7,5...15,5) \times f_r$ . Другие частотные полосы могут быть размещены в диапазонах:

- $(2,5...10,5) \times f_r$  – для предупреждения о нарушениях жесткости;
- $(0,1...0,9) \times f_r$ , – для обнаружения дефектов масляного клина подшипников скольжения;
- $(z \pm 1) \times f_r$  – для распознавания дефектов зубчатых муфт и зубчатых передач и т.д.

В общем случае, распознавание состояния по значению параметров вибрации в различных частотных полосах (по *спектральным маскам*) является наиболее точным и надежным среди других, поскольку обладает рядом достоинств метода эталонных спектров и лишен некоторых его недостатков.

Использование современных компьютерных систем мониторинга технического состояния оборудования (например пакет ExpertALERT фирмы DLI, США) предполагает индивидуальный подход к каждому агрегату, паспортизацию его исходного или среднего работоспособного состояния. Отслеживание изменений параметров во времени на основе их мониторинга обеспечивает высокую чувствительность системы к изменению технического состояния оборудования. С другой стороны, чувствительность системы мониторинга повышается за счет возможности расчета, отслеживания и прогнозирования трендов различных параметров: вибрации, динамического давления или температуры и пр.

Подобный подход предусматривает отказ от стандартных допустимых значений и возможность определения индивидуальных критериев состояния оборудования вплоть до каждой измерительной точки каждого агрегата.

При определении «нормального» состояния оборудования возможно использование двух методов:

- **исходного состояния** – когда в качестве критериев «нормального» состояния принимаются данные замеров контролируемых параметров на новом (только что смонтированном) оборудовании или после его капитального ремонта, в обоих случаях, разумеется, после обкатки и приработки;
- **средненормального состояния** – когда в качестве критериев «нормального» состояния принимаются среднестатистические величины контролируемых параметров заведомо работоспособного агрегата, полученные при обработке результатов нескольких периодических измерений (для агрегатов, работающих в стационарном режиме, количество необходимых измерений обычно не менее шести).

Большинство стандартов, регламентирующих допустимые значения вибрации, основано на статистической обработке достаточно большого количества данных по самым разнообразным типам оборудования различными исследовательскими группами. При этом в них определена схожая градация по классам состояния на основе градации уровней на 4, 8, ... дБ (соответственно, примерно в 1,6; 2,5; ... раза). Эти относительные величины и принято использовать в качестве разделительных границ для оценок технического состояния оборудования по параметрам вибрации (*хорошее, удовлетворительное, допустимоеи недопустимое* состояния).

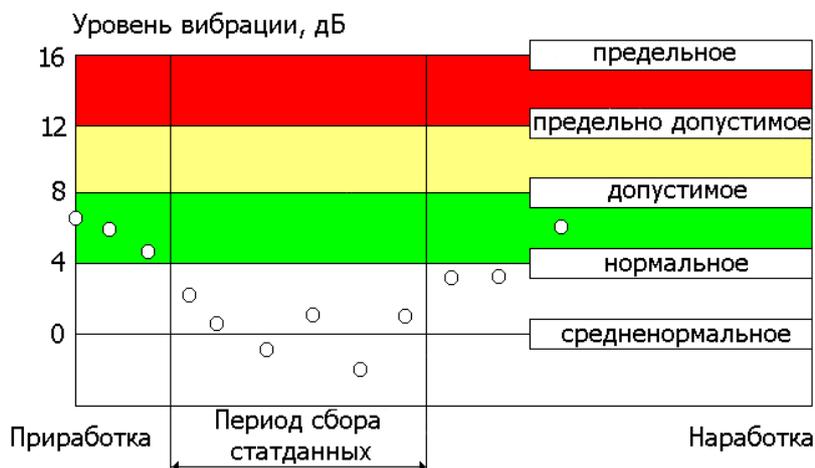


Рисунок 5. Схема сбора данных для расчета средненормального уровня вибрации и допустимых значений вибрации различных состояний

Граница хорошего состояния (рисунок 5) определяется обычно на 4 дБ выше исходного (или средненормального), или по сумме средненормальной величины и дисперсии, взятой с некоторым коэффициентом.

Выбор того или иного типа определения границы хорошего состояния зависит от статистического разброса данных замеров.

#### 4. Методология построения спектральных опорных масок

При обработке экспериментальных данных, полученных при виброобследовании 630 различных агрегатов различных промышленных предприятий (для получения упорядоченных статистик значений вибраций в предположении, что одинаковые компоненты колебаний одних и тех же подшипников однотипных агрегатов принадлежат единой генеральной совокупности), выбирались группы агрегатов со сходными техническими характеристиками и одноименные измерительные точки.

В первую очередь из данных, предназначенных для анализа, были исключены вызывающие сомнение в их достоверности. Для проверки однородности выборки, характеризующей достоверность статистических выводов, и исключения из дальнейшей обработки резко отклоняющихся значений, связанных с ненормальной работой отдельных исследованных агрегатов, целесообразно использовать критерий грубых ошибок наблюдений при допущении, что полученный экспериментальный ряд значений вибрации (выборка) подчиняется нормальному закону распределения

$$X_{np} = X_m + S q_{q,n},$$

где  $X_m$  – среднее арифметическое результатов измерений;  $S$  – оценка среднеквадратического отклонения результатов измерений;  $q_{q,n}$  – квантиль распределения величины, взятый из таблиц для уровня 99% ( $q_{q,n}=3$ ).

Установление близости совокупности измеренной вибрации одинаковых опор однотипных агрегатов нормальному распределению существенно облегчило оценку полученных результатов. Известно, что при нормальном распределении среднеквадратическое отклонение  $\sigma$  характеризует границу отклонения не менее  $2/3$  измеренных значений, а при достаточно большом числе независимых опытов (согласно теореме Чебышева) среднее арифметическое значение наблюдаемых случайных величин  $X_m$  сходится по вероятности к ее математическому ожиданию  $m$ . Поэтому при дальнейшем анализе рассматривались только оценки математического ожидания значений параметров однокомпонентной вибрации одинаковых опор (штатных контрольных точек) однотипных агрегатов и их дисперсии.

Для определения точности, с которой эти оценки отражают искомую статистическую характеристику, следует определить верхние границы доверительного интервала оценок

$$X_{max} = X_m + t_{\alpha} S,$$

где  $t_{\alpha}$  – квантиль распределения для заданного уровня доверительной вероятности  $p$ . При расчетах доверительная вероятность выбиралась равной  $p = 0,95$

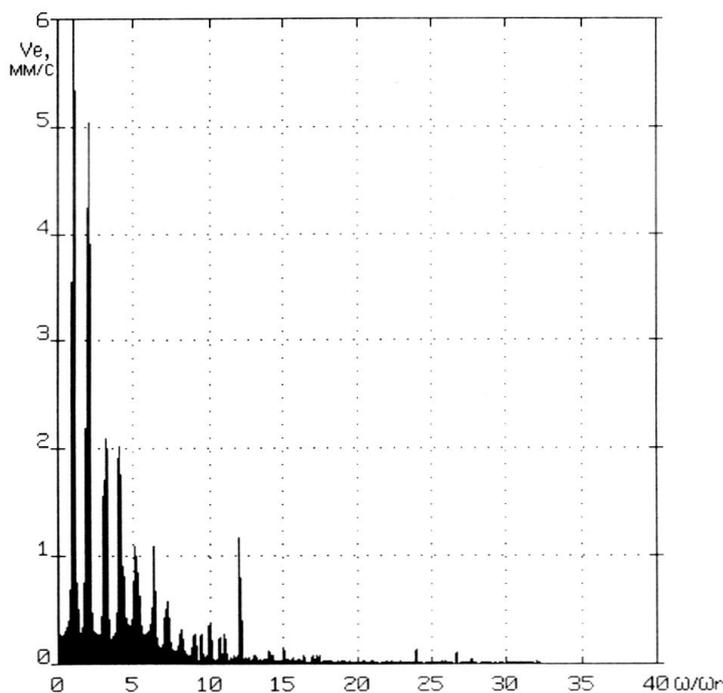
(для границы спектральной маски *тревога*) и  $p=0,85$  (для границы спектральной маски *предупреждение*), чему соответствуют величины  $t_\alpha$ , примерно равные 2 и 1,5.

В дальнейшем для оценки технического состояния агрегатов были использованы два способа определения допустимых значений вибраций в частотных полосах:

- превышение 85 %-й (*предупреждение*) и 95 %-й (*тревога*) доверительных границ совокупности данных;
- превышение среднего уровня вибрации на 4 и 8дБ.

Оба способа направлены на то, чтобы выделить 5 и 15 % всей совокупности данных измерений вибрации, отражающих наивысшую вибрацию агрегатов, хотя необходимо понимать, что приблизительность критериев отбора в дальнейшем корректировалась в каждом отдельном случае в зависимости от конкретных нужд.

Все спектры, полученные в одноименных измерительных точках, рассматривались в частотном диапазоне, содержащем до 40-й гармоники частоты вращения ротора, для определения зон наибольшей гармонической активности. Было подтверждено, что с увеличением номера гармоники амплитудная активность уменьшается (рисунок 6).



*Рисунок 6. Наложенные друг на друга 189 спектров 14-и одно-типных центробежных насосов с подшипниками скольжения и частотой вращения ротора 50 Гц*

Вибрация анализировалась отдельно по каждому узлу различных типов агрегатов (электродвигателю, насосу, мультипликатору, компрессору, вентилятору) и направлению измерения (вертикальному, поперечному и осевому).

Поскольку с увеличением номера гармоники виброактивность уменьшается к 10 гармонике в среднем в 10 и более раз (по отношению к первой) и после 10...15 гармоники в основном остается неизменной (кроме случаев с дефектами в редукторах и подшипниках качения), именно этими частотными полосами и был ограничен анализ:

- среднее квадратическое значение виброскорости в полосе частот  $2 \text{ Гц} \dots 40 \times f_r$  (обозначение  $V_e$ );
- среднее квадратическое значение виброскорости в низкочастотной области  $2 \text{ Гц} \dots 0,9 \times f_r$  (обозначение  $S$ );
- среднее квадратическое значение виброскорости в полосе частот, включающей каждую из первых десяти гармоник частоты вращения ротора  $(n-0,5) \times f_r \dots (n+0,5) \times f_r$ , где  $n$  – номер гармоники (обозначение 1, 2, 3, ... 10);
- среднее квадратическое значение виброскорости в полосе частот, включающей с 11 по 40 гармоники частоты вращения ротора  $(10,5 \dots 40) \times f_r$  (обозначение 11-40).

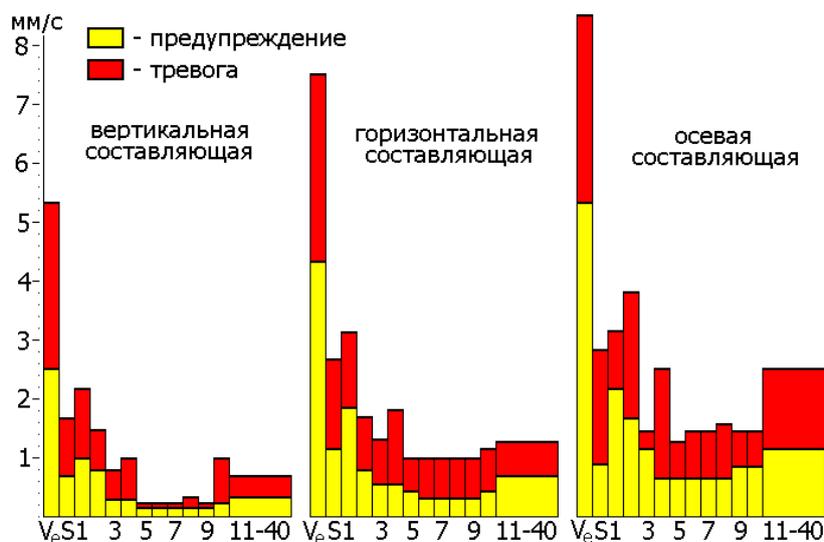


Рисунок 7. Пример гармонического состава вибрации группы электродвигателей одного типа

При анализе было установлено, что у большинства исследованных типов агрегатов и их узлов наблюдаются разные уровни вибрации опор по разным направлениям, а также существуют различия в гармонической активности. Кроме того, вибрация узлов агрегатов с одинаковой потребляемой мощностью и частотой вращения также различается.

В качестве примера на рисунке 7 приведены границы **предупреждения** и **тревоги** совокупности данных, измеренных на 80 асинхронных электродвигателях мощностью 150...250 кВт с подшипниками качения. Очевидны существенные отличия границ – как по гармоникам, так и по направлению измерения. Можно отметить значительную виброактивность в осевом направлении.

На рисунке 8 приведены границы **предупреждения** и **тревоги**, построенные по совокупности данных, измеренных на 24 воздухоудувках мощностью 120...250 кВт с подшипниками качения. Отмечаются значительные уровни на 1...5 роторных гармониках и отсутствие сколько-нибудь заметной виброактивности на «лопаточных» частотах.

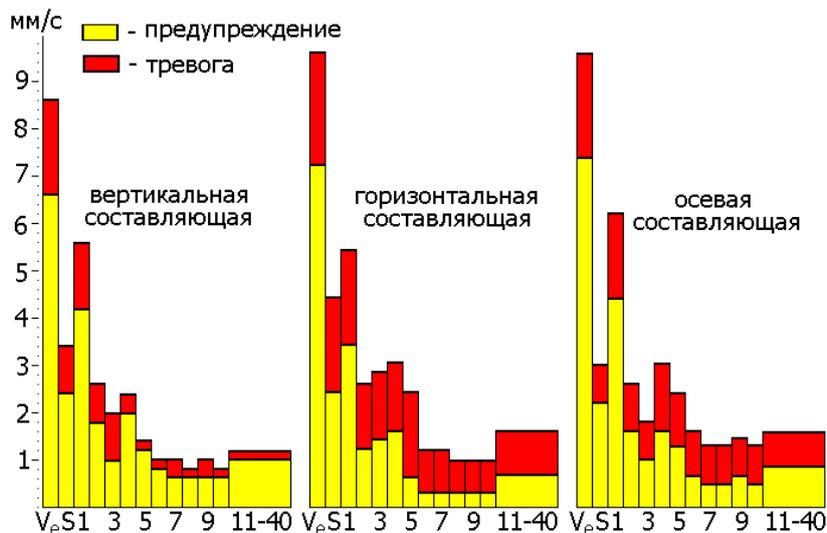


Рисунок 8. Пример гармонического состава вибрации группы однотипных центробежных вентиляторов

На рисунке 9 приведены границы **предупреждения** и **тревоги**, построенные по совокупности данных, измеренных на 16 центробежных компрессорах мощностью 2400...3500 кВт и частотой вращения ротора 150...190 Гц с подшипниками скольжения.

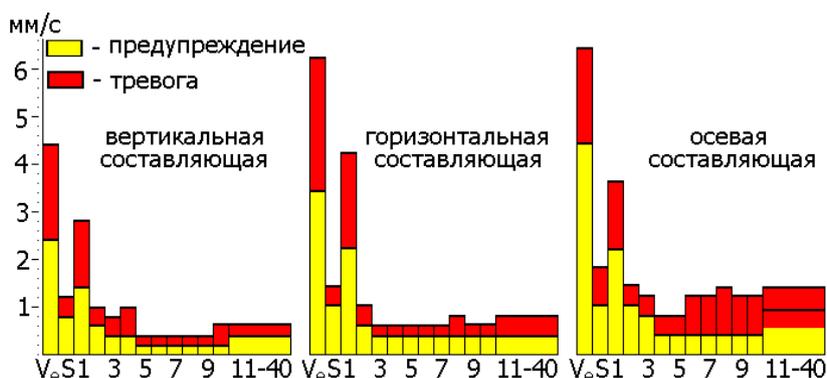


Рисунок 9. Пример гармонического состава вибрации однотипной группы центробежных компрессоров

Существенная виброактивность в этой группе компрессоров проявляется в основном на первых трех гармониках роторной частоты.

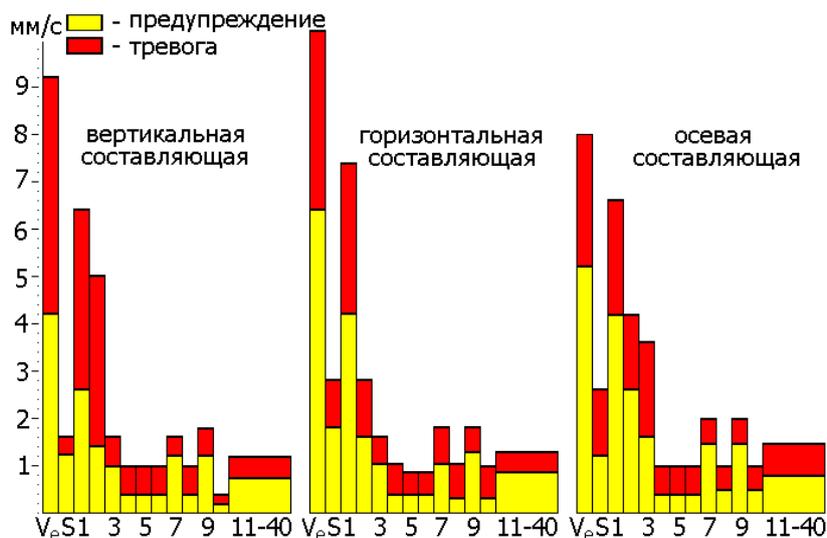


Рисунок 10. Пример гармонического состава вибрации однотипной группы центробежных насосов одного типа

На рисунке 10 приведены границы **предупреждения** и **тревоги**, построенные по совокупности данных, измеренных на 56 центробежных насосах мощностью 150...250 кВт с подшипниками качения. Для этой группы насосов

характерна высокая виброактивность в частотных полосах 1-5, 6-10 и 11-40, а также присутствие «лопаточных» гармоник на частоте  $f_{л.}$

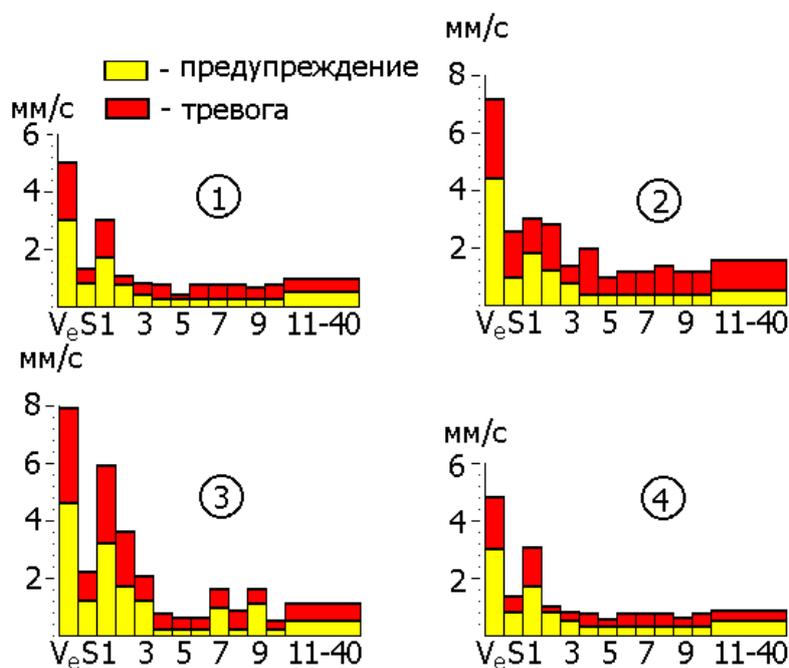


Рисунок 11. Пример усредненного по направлениям гармонического состава вибрации группы центробежных компрессоров(1), асинхронных электродвигателей(2), центробежных насосов(3), воздушных вентиляторов(4)

На рисунке 11 приведены, в порядке возрастания, усредненные по трем направлениям измерения границы **предупреждения** и **тревоги** для групп центробежных компрессоров (1), асинхронных электродвигателей (2), центробежных насосов (3), воздушных вентиляторов (4), сходных по конструктивным и эксплуатационным характеристикам, а также установленной мощности. Очевидно, что величина граничных значений существенно зависит от типа агрегата.

Анализ вибрации позволил установить как повышенный уровень колебаний отдельных опор в определенных направлениях у однотипных агрегатов, так и неравномерное распределение вибрации в различных направлениях у различных типов агрегатов: это событие достаточно распространенное, хотя и не является правилом. Во многих случаях статистический анализ данных показывает, что уровень вибрации в вертикальном направлении несколько меньше, чем в горизонтальном, а осевая компонента вибрации у большей части электродвигателей вентиляторов и самих вентиляторов преимущественно преобладает над вертикальной и горизонтальной, чего практически не наблюдается у центробежных компрессоров.

У агрегатов с подшипниками качения вибрационная активность в области шестой и более высоких гармоник роторной частоты несколько ниже, чем у агрегатов с подшипниками скольжения.

Статистический анализ показал, что не существует единственного набора критериев оценки технического состояния оборудования, подходящего не только для одного класса оборудования, но даже и для одного типа. Из-за различий в конструкции и эксплуатации каждый агрегат имеет свою собственную, несколько отличную от других, характеристику.

Предельные значения при распознавании состояния оборудования могут быть рассчитаны как индивидуально для одноименных штатных измеритель-

ных точек (подшипниковых опор) агрегата, так и обобщенно для определенного типа агрегата, для группы агрегатов (например с одинаковой интенсивностью вибрационных процессов) или для всего обслуживаемого парка машин. Большая степень *индивидуализации* предельных значений увеличивает чувствительность системы мониторинга, но и вызывает резкое возрастание трудозатрат на расчет граничных состояний и внесение изменений в базу данных.

Другими словами, применяя индивидуальный набор критериев и предельных значений для оценки состояния агрегата на каждой измерительной точке, можно максимально повысить чувствительность системы мониторинга к изменению состояния оборудования. Однако это влечет за собой резкое возрастание объемов работ по статистической обработке полученных данных, дополнительным измерениям параметров вибрационных процессов, описанию и изменению в базе данных критериев состояний и уровней тревог, съедающих львиную долю рабочего времени. В условиях производства этот путь в большинстве случаев нецелесообразен.

Другая крайность – применение единого (единственного) набора критериев и предельных значений для оценки состояния всего парка оборудования предприятия. В этом случае чувствительность системы мониторинга к изменению технического состояния агрегата хотя и выше, чем при оценке состояния агрегата только по общему уровню интенсивности вибрации, но не оптимальна.

Каждый специалист, исходя из специфики предприятия и собственного опыта, должен выбирать компромиссное решение между трудозатратами на выполнение работ по статистической обработке результатов измерений, коррекции базы данных критериев, частотных полос и предельных значений, с одной стороны, и чувствительностью системы к изменению состояния оборудования, с другой.

При развертывании на предприятии системы мониторинга или расширении системы на неохваченные агрегаты возникает необходимость предварительного выбора критериев состояния, частотных полос, в которых необходимо производить анализ вибрационных процессов, и предельных значений в полосах. Приведенные выше результаты исследований должны нацеливать пользователей на оптимизацию критериев технического состояния, выбор количества частотных полос и предельных значений на начальном этапе создания на предприятии системы вибромониторинга.

Здесь уместно привести некоторые рекомендации, полезные на начальном этапе построения спектральных опорных масок.

### ***Выбор частотных полос для анализа вибрации***

На начальном этапе внедрения системы виброконтроля выбор критериев и частотных полос для мониторинга состояния роторных агрегатов рекомендуется пользоваться данными, приведенными в таблице 6.

Для мониторинга вентиляторов, компрессорных и насосных агрегатов с частотой вращения ротора 25...50 Гц и подшипниками скольжения измерения виброскорости необходимо проводить в частотном диапазоне от 2 Гц (при применении вибродатчиков со щупами – от 10 Гц) до верхнего предела, соответ-

вующего либо 10-кратной частоте вращения ротора, либо лопаточной частоте, в зависимости от того, какое из этих значений больше.

Таблица 6 Частотный диапазон измерений виброскорости

<b>Тип оборудования</b>	<b>Частотный диапазон измерений виброскорости, Гц</b>	
	Методические рекомендации по измерению параметров вибрации на предприятиях Минхимпрома	Рекомендации Electric Power Research Institute, USA
<b>Центробежные компрессоры</b>		
Электропривод (подшипники качения)	10...1000	$(2...5) \times f_B$ (или $50 \times f_r$ )
Компрессор (подшипники скольжения)	10...5000	$2...f_d$ (или $2 \times f_d$ )
Мультипликатор (подшипники скольжения)	10...5000	$2...f_r \times z$
<b>Центробежные насосы</b>		
Электропривод (подшипники скольжения)	10...1000	$2...10 \times f_r$
Электропривод (подшипники качения)	10...1000	$(2...5) \times f_B$ (или $50 \times f_r$ )
Насос (подшипники скольжения)	10...5000	$(2...10) \times f_r$ (или $f_d$ )
Насос (подшипники качения)	10...5000	$(2...5) \times f_B$ (или $50 \times f_r$ )
<b>Центробежные вентиляторы</b>		
Электропривод (подшипники скольжения)		$(2...10) \times f_r$
Электропривод (подшипники качения)		$(2...5) \times f_B$ (или $50 \times f_r$ )
Вентилятор (подшипники скольжения)		$(2...10) \times f_r$ (или $f_d$ )
Вентилятор (подшипники качения)		$(2...5) \times f_B$ (или $50 \times f_r$ )
Все агрегаты, пиковое значение виброускорения $a_p$		1000...10000 (20000)

Для мониторинга агрегатов с подшипниками качения верхний предел частотного диапазона измерений виброскорости рекомендуется выбирать приблизительно в пять раз больший вычисленной частоты дефекта внутреннего кольца подшипника  $f_B$ . В большинстве случаев он лежит ниже 50-й гармоники частоты вращения ротора и позволяет включать в анализируемую полосу раз-

личные гармоники всех частот дефектов подшипника.

Внутри этих интервалов определяют различные частотные полосы, в зависимости от конструктивных особенностей агрегата.

Для всех без исключения агрегатов следует контролировать пиковое значение виброускорения в диапазоне 1000...10000 (по возможности 20000) Гц.

### ***Предельные значения интенсивности вибрации роторных агрегатов***

С точки зрения диагностики очевидно, что оптимальное состояние при эксплуатации агрегатов – это отсутствие вибрации опор подшипников, точнее требование, чтобы их уровень был ниже порога чувствительности средств измерений. Однако при установлении нормативных значений необходимо учитывать реальную возможность их выполнения и затраты, связанные с наладкой оборудования для достижения таких норм.

Близость совокупности измеренных параметров вибрации нормальному закону распределения позволяет в качестве исходных значений при развертывании системы вибромониторинга использовать математические ожидания, дисперсии и доверительные интервалы оценок.

*Таблица 7* Опорные спектральные маски для агрегатов с подшипниками скольжения

<b>Частотная полоса</b>	<b><i>Тревога</i></b>	<b><i>Предупреждение</i></b>
	Коэффициенты к среднеквадратическому значению виброскорости $V_e$	
10... 1000 Гц	1	0,63
2 (10) Гц ... $0,9 \times f_r$	0,32	0,2
$f_r$	0,75	0,5
$2 \times f_r$	0,5	0,32
$(3...4) \times f_r$	0,32	0,2
$(5...10) \times f_r$	0,25	0,16
Пиковое значение виброускорения, $m \cdot c^{-2}$		
1 ... 10кГц	30	15

При выборе предельных значений необходимо учитывать требования стандарта ISO 2372 по обязательному использованию шкалы интервалов, построенной с равным коэффициентом увеличения 1,6 от минимального уровня, соответствующего среднему порогу чувствительности человека к вибрации. Такие границы интервалов соответствуют ощутимым, с точки зрения воздействия на конструктивные элементы агрегата и субъективного восприятия, изменениям интенсивности вибрации, а также обеспечивают отсутствие перекрытий в оценках вибрации при суммарной относительной погрешности измерения  $\pm 10 \%$ .

Согласно указанной шкале интервалов предпочтительными для назначе-

ния нормативных величин являются следующие значения среднеквадратической виброскорости 0,45; 0,71; 1,12; 1,8; 2,8; 4,5; 7,1; 11,2; 18,0; 28,0; ... мм/с.

Поскольку рекомендации стандарта ISO 2372 положены в основу национальных стандартов промышленно развитых стран (в том числе и большинства из действующих стандартов России), то при развертывании программы мониторинга технического состояния можно рекомендовать следующие **опорные спектральные маски** (таблицы 7 и 8).

Таблица 8 Опорные спектральные маски для агрегатов с подшипниками качения

Частотная полоса	Тревога	Предупреждение
	Коэффициенты к среднеквадратическому значению виброскорости $V_e$	
10... 1000 Гц	1	0,63
2 (10) Гц ... $1,5 \times f_r$	0,75	0,50
$2 \times f_r$	0,50	0,32
$(3...4) \times f_r$	0,32	0,20
$(5...20) \times f_r$	0,40	0,25
$(21...50) \times f_r$	0,25	0,20
Пиковое значение виброускорения, $m \cdot c^{-2}$		
1 ... 10 кГц	40	20

При возможности следует устанавливать дополнительные частотные полосы контроля вибрации, в которых могут проявляться газо- и гидродинамические эффекты (помпаж, кавитация, срыв потока и т.п.), дефекты зубчатых соединений, структурные резонансы и др. Предварительные (начальные) допустимые значения в этих полосах могут быть установлены не выше значений в полосе, включающей 10-кратную гармонику частоты вращения ротора.

В дальнейшем, по мере накопления сведений об особенностях вибрации конкретного оборудования, следует разделить агрегаты по типам и подвергнуть полученные данные статистической обработке для определения индивидуальных частотных полос и допустимых значений для каждого типа или даже для конкретного агрегата. Только после проведения этой работы достоверность автоматизированной оценки технического состояния оборудования будет достаточно высока. Опыт показывает, что экономия времени при автоматизированном распознавании состояния оборудования в этом случае покрывает трудозатраты на сбор и обработку предварительной информации.

## **Лекция 7. МЕТОДОЛОГИЯ ПРОВЕДЕНИЯ ДИАГНОСТИЧЕСКИХ ИЗМЕРЕНИЙ ПАРАМЕТРОВ ВИБРАЦИИ**

### **1. ПРОВЕДЕНИЕ ИЗМЕРЕНИЙ**

Диагностические измерения и исследования вибрации оборудования можно условно разделить на следующие виды:

- контрольные измерения работающего агрегата;
- специальные диагностические измерения работающего агрегата;
- обследование остановленного агрегата.

#### **1.1 Контрольные измерения**

Контрольные измерения предназначены для распознавания и прогнозирования технического состояния агрегата с учетом влияния на него технологических режимов эксплуатации оборудования. Их, в свою очередь, можно разделить на:

- текущее контрольное измерение вибрации;
- полное контрольное измерение вибрации.

Задачами текущего контрольного измерения вибрации являются:

- определение текущего общего уровня вибрации в контрольных точках;
- сравнение текущего общего уровня вибрации с нормами (уровнями тревог).

При обнаружении превышения общим уровнем вибрации установленных норм (уровней тревог) или появлении тенденции возрастания уровня вибрации необходимо безотлагательное проведение полных контрольных измерений.

Текущее контрольное измерение позволяет с минимальными трудозатратами обеспечить мониторинг состояния оборудования в период между более дорогими полными контрольными измерениями вибрации и, в большинстве случаев, вовремя обратить внимание на изменение состояния оборудования, если оно происходит.

Задачами полного контрольного измерения вибрации являются:

- определение текущего уровня контролируемого параметра вибрации в контрольных точках;
- распознавание состояния оборудования, включающее сравнение текущего уровня контролируемого параметра вибрации с норма-

- ми (уровнями тревог);
- предварительная оценка степени опасности повышенной вибрации (связанных с этим обстоятельством) и локализация мест с максимальной вибрацией, если обнаружено превышение норм уровня вибрации (уровней тревог);
  - принятие немедленного решения о допустимости эксплуатации оборудования. Если проблема очень серьезна, возможно проведение частотного анализа и установление общего характера вибрации на месте измерения, при необходимости измеряется вибрация в дополнительных точках;
  - регистрация, запоминание и анализ результатов измерений;
  - составление заключения о текущем состоянии агрегата и возможности его дальнейшей эксплуатации (например, неограниченная по времени эксплуатация, ограниченная по времени эксплуатация, эксплуатация недопустима и др.).

Полное контрольное измерение вибрации должно включать в себя опрос эксплуатационного персонала, при необходимости ознакомление с документацией на оборудование, осмотр агрегата, подготовку виброаппаратуры и проведение измерения вибрации, составление отчетной документации.

Полное контрольное измерение вибрации производится без вмешательства в режим эксплуатации агрегата и в основном ограничивается измерением трех составляющих вибрации в контрольных измерительных точках (как правило, на опорах). Иногда в контрольные измерительные точки включают точки основания (рамы, фундаментных болтов), статора и других частей агрегата, в которых вибрация измеряется только в случае достижения значением параметра вибрации какой-либо из контрольных точек установленного допустимого значения.

Полное контрольное измерение позволяет распознать состояние агрегата, выяснить наиболее вероятные причины вибрации и при необходимости построить последующие работы таким образом, чтобы выделить из группы вероятных дефектов действительную причину.

Если по результатам полного контрольного измерения вибрации агрегата не удастся однозначно установить причины повышенной вибрации, то составляется программа и производится специальное диагностическое обследование работающего агрегата.

## **1.2 Специальное диагностическое обследование**

Специальное диагностическое обследование и обследование остановленного агрегата предназначены для выявления дефектов и причин их возникновения, оценки и прогнозирования степени развития дефектов и разработки рекомендаций по их устранению.

Обычно оно включает в себя:

- измерение вибрации всех узлов и частей агрегата, включая всю трубопроводную обвязку, элементы крепления, раму и фундамент, корпуса узлов агрегата;
- выявление зависимости вибрации от изменения режима работы агрегата. Ряд режимов агрегата, необходимых для исследования, может выходить за пределы, определенные правилами нормальной эксплуатации, поэтому программа специального диагностического обследования должна быть согласована с эксплуатационным персоналом и утверждена техническим руководителем предприятия;
- расширенный анализ вибрации с применением всех возможностей аппаратуры (максимизация частотного и динамического диапазонов с использованием всех современных методов анализа диагностической информации, смотри лекцию 8 «Анализ современных методов вибрационной диагностики сложных систем»).

Исследования включают в себя опытное определение влияния на вибрацию различных факторов: теплового состояния, крутящего момента, условий охлаждения и т.п. При этом могут проводиться следующие работы:

- снятие частотных характеристик при пуске и остановке агрегата;
- снятие режимных характеристик;
- определение собственных частот агрегата и трубопроводов;
- снятие вибрационных характеристик продуктопроводов, аппаратов, маслопроводов и др.;
- балансировка роторов в собственных подшипниках и др.

Типовые исследования следует минимизировать и проводить в такой последовательности, чтобы по возможности обеспечить проведение всего комплекса намеченных экспериментов за один цикл нагружения и разгрузки агрегата.

При минимальной разборке обследование остановленного агрегата обычно ограничивается ревизией подшипников, проверкой центровки узлов агрегата и состояния муфт, осмотром мест возможных задеваний и доступной части роторов.

При ремонте агрегата могут быть проведены также работы по

частичной разборке роторов, их всесторонней проверке, включающей ревизию шпоночных соединений и других монтажных сопряжений. По результатам исследований составляется заключение о причинах повышенной вибрации и методах ее устранения.

Следует учесть, что вибрационное обследование не всегда приводит к однозначному определению причины повышенной вибрации, поэтому в заключении по этому обследованию должны быть указаны все возможные причины вибрации, а намечаемый объем ремонтных работ должен предусматривать устранение всех этих причин.

## **2. ПЕРИОДИЧНОСТЬ ИЗМЕРЕНИЙ ВИБРАЦИИ**

В большинстве случаев период развития механических дефектов агрегата, прежде чем последний окажется в предельном состоянии, достаточен для их обнаружения средствами и методами периодического вибромониторинга.

Период развития дефекта зависит от многих факторов и может составлять от нескольких минут или часов (при заедании) до многих месяцев (при абразивном износе). Поэтому интервал периодических измерений вибрации обычно выбирают исходя из перечня контролируемых дефектов и режима эксплуатации оборудования. В большинстве случаев интервал, составляющий 10...30 дней, считается достаточным для своевременного распознавания изменения состояния при развитии большинства механических дефектов агрегатов.

Резкое изменение состояния агрегата иногда может произойти и значительно быстрее, чем за один месяц: это могут быть дни, минуты и даже секунды. Вероятность проведения виброизмерений именно в этот период времени невелика, поэтому на критичном оборудовании устанавливают стационарные системы для постоянного вибромониторинга или значительно сокращают интервалы между сбором данных.

По срокам проведения различают следующие виброизмерения:

- после ремонта и монтажа, на начальном этапе эксплуатации;
- после завершения процесса приработки;
- в процессе эксплуатации;
- после нарушений технологического режима;
- после изменения состояния агрегата;
- перед остановкой агрегата на ремонт.

В процессе послеремонтных испытаний проводятся полные контрольные измерения с целью оценки качества проведения ремонта и

распознавания состояния агрегата по параметрам вибрации.

Если текущие уровни вибрации в контрольных точках находятся в пределах оценки удовлетворительно, то агрегат принимается в эксплуатацию. В этот период необходимо минимизировать число точек для проведения текущих контрольных измерений. Уровни и спектры вибрации, зарегистрированные на этом этапе, следует принимать в качестве опорных (эталонных). Если текущий уровень вибрации одной из точек находится в границах области оценки допустимо, то необходимо провести диагностику и составить заключение о техническом состоянии, с указанием возможных дефектов и путей их устранения.

На начальном этапе эксплуатации и выходе агрегата на номинальный технологический режим следует провести несколько (3...5) полных контрольных измерений с периодичностью 1...2 недели. Если текущий уровень вибрации остается в пределах оценки удовлетворительно, агрегат оставляют в эксплуатации.

Периодичность измерений в процессе эксплуатации обычно устанавливают исходя из состояния агрегата и характера трендов вибрации.

Если интенсивность вибрации находится в границах оценки удовлетворительно и тренд вибрации не имеет тенденции к возрастанию (например, при росте  $V_e$  не более 1 мм/св месяц), то полные контрольные измерения вибрации проводят с максимальным интервалом не более 3-х месяцев.

Если текущий уровень вибрации находится в границах оценки допустимо, но не достиг границы состояния предельно допустимо, то допускается (только если проводятся текущие контрольные измерения) производить полные контрольные измерения также с интервалом в 1...3 месяца.

Если текущая вибрация достигла уровня предельно допустимо, то необходимо производить полные контрольные измерения не реже одного раза в неделю и по возможности планировать ремонт.

Перед плановой остановкой агрегата на ремонт за несколько дней (чем меньше, тем лучше) следует провести полные контрольные измерения с пометкой перед ремонтом. Это поможет в дальнейшем достоверно оценить качество проведенного ремонта.

### **3. КОНТРОЛЬНЫЕ ТОЧКИ ИЗМЕРЕНИЙ ВИБРАЦИИ**

Поскольку реакции механических систем на возбуждение меха-

ническими колебаниями определяются сложными физическими процессами, то при измерении даже на одном элементе агрегата в близких друг к другу точках ввода может наблюдаться различный характер исследуемых колебаний. Это особенно актуально для высокочастотной составляющей вибросигнала, что определяется различными типами распространения высокочастотных колебаний по поверхности объекта измерения.

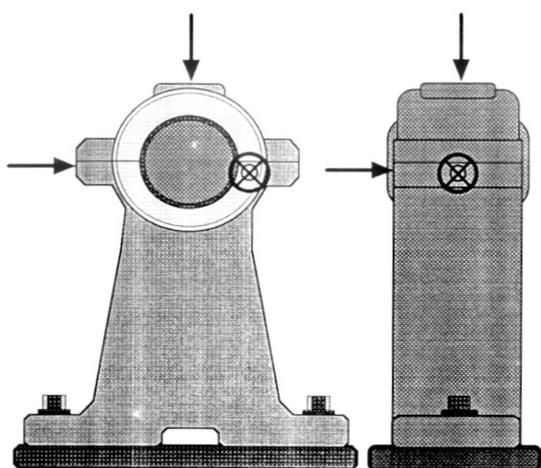
Важно производить замеры вибрации в одних и тех же местах, называемых контрольными точками измерения вибрации.

Обычно измерения параметров вибрации в контрольных точках производятся на подшипниковых опорах агрегата, корпусе агрегата и на местах крепления к основанию.

Абсолютную вибрацию (при диагностировании большинства механических дефектов) рекомендуется измерять в трех взаимно перпендикулярных направлениях:

- вертикальном, горизонтальном (поперечном) и осевом на агрегатах с горизонтальной осью вращения;
- двух радиальных, расположенных под прямым углом в горизонтальной плоскости, и осевом – на агрегатах с вертикальной осью вращения.

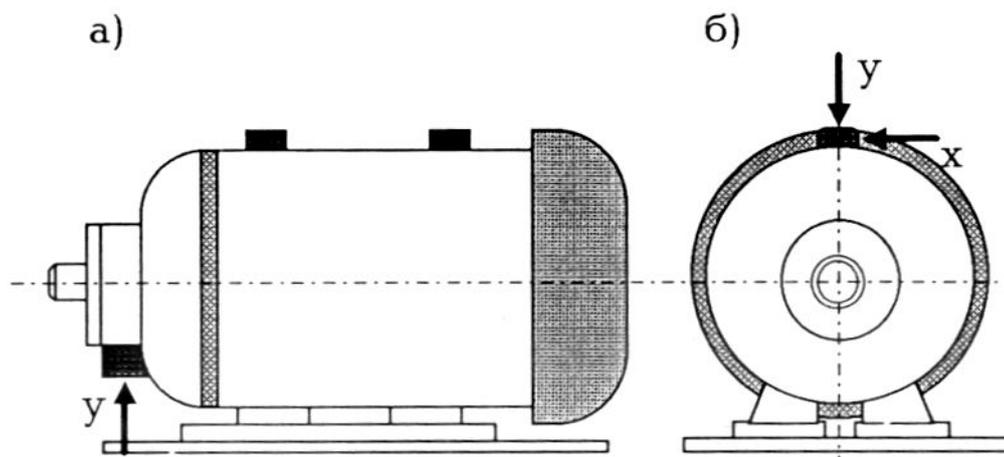
Преобразователи для измерения горизонтальной (поперечной) составляющей вибрации крепят на уровне оси вала напротив середины длины опорного вкладыша. Осевую составляющую вибрации следует измерять в точке, максимально приближенной к оси вала на корпусе опоры подшипника вблизи горизонтального разъема между крышкой и корпусом. Вертикальную составляющую вибрации измеряют на верхней части крышки подшипника над серединой его вкладыша (рисунок 1).



*Рисунок 1. Типичные контрольные точки измерений вибрации на корпусе подшипника*

Допускается измерение вертикальной, горизонтальной и осевой составляющих вибрации путем установки на верхнюю часть крышки подшипника трехкомпонентного вибродатчика для измерений вибрации во взаимно перпендикулярных направлениях, совпадающих с главными осями агрегата.

Измерение вибрации при диагностировании подшипников качения производится на подшипниковых щитах в поперечном направлении, желательно в нижней части щита, как показано на рисунке 2,а.



*Рисунок 2. Направления и точки измерения вибрации электрической машины при диагностировании механической (а) и электромагнитной (б) систем*

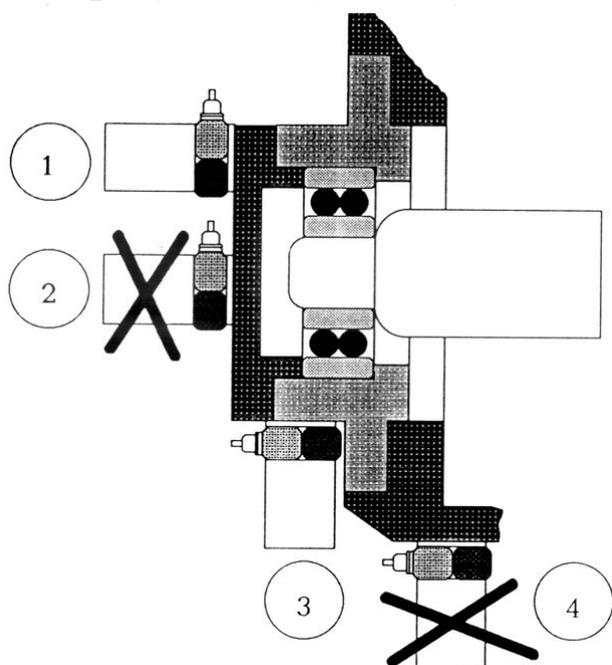
Точки и направления измерения сигнала вибрации при диагностировании механических и электромагнитных дефектов электрических машин различны. На рисунке 2,б показаны основные точки измерения сигнала вибрации на корпусе машины при вибродиагностировании ее электрической асимметрии. В ряде случаев эти точки при измерении поперечной составляющей вибрации могут совпадать с точками измерения вибрации на подшипниковых щитах.

Нарушения гидродинамики потока, например кавитацию, во многих случаях следует контролировать, измеряя сигнал вибрации на корпусе в районе входного патрубка насоса.

#### **4. МЕСТА УСТАНОВКИ ДАТЧИКОВ**

Датчик следует закреплять так, чтобы его измерительная ось совпадала с нужным при измерении направлением. Как правило, измерительная ось перпендикулярна плоскости крепления датчика (его рабочей поверхности). Цель измерения и анализа вибрации обычно

диктует расположение мест установки датчика на исследуемом объекте (рисунок 3).



*Рисунок 3. Рекомендуемые места установки датчика*

В большинстве случаев целью измерений вибрации является контроль условий работы вала и подшипника. Датчик следует устанавливать так, чтобы на его рабочую поверхность непосредственно действовали механические колебания подшипника. Датчик 3 воспринимает механические колебания подшипника при меньшем влиянии вибрации, возбуждаемой другими узлами и деталями агрегата, по сравнению с датчиком 4, который воспринимает преобразованные при прохождении через разъемное соединение колебания подшипника и механические колебания, генерируемые другими узлами агрегата. Аналогично датчик 1 расположен более целесообразно с точки зрения распространения механических колебаний, чем датчик 2. Измерение вибрации на тонкостенных участках корпусов и крышек недопустимо.

## **5. ПРОГРАММНОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ ВИБРОМОНИТОРИНГА**

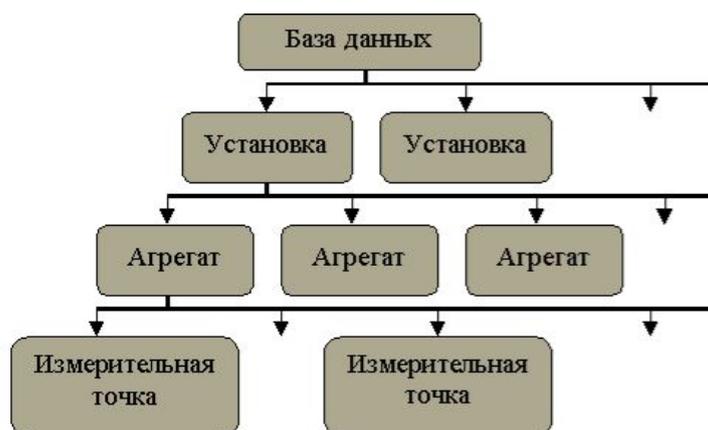
В настоящее время ряд зарубежных и отечественных фирм (Bruel&Kjaer, DLI, CSI, Palomar, IRD, Ono Sokky, Pruftechnik, ТЕС, Ви-Конт, Диамех и др.) выпускают пакеты прикладных программ для сбора, накопления и обработки данных по вибрации, которые достаточно сходны по идеологии взаимодействия со сборщиком данных, но могут существенно различаться по составу программ, уровню сервиса и количеству выполняемых функций.

Для решения основных задач мониторинга и диагностики про-

граммное обеспечение должно содержать следующие функции.

### 5.1 Функция управления базой данных

Функция управления базой данных которая позволяет создавать и управлять базой данных. Она должна содержать несколько иерархически связанных (для быстроты доступа) уровней организации хранения данных. Например, возможна трехуровневая организация (рисунок 4):



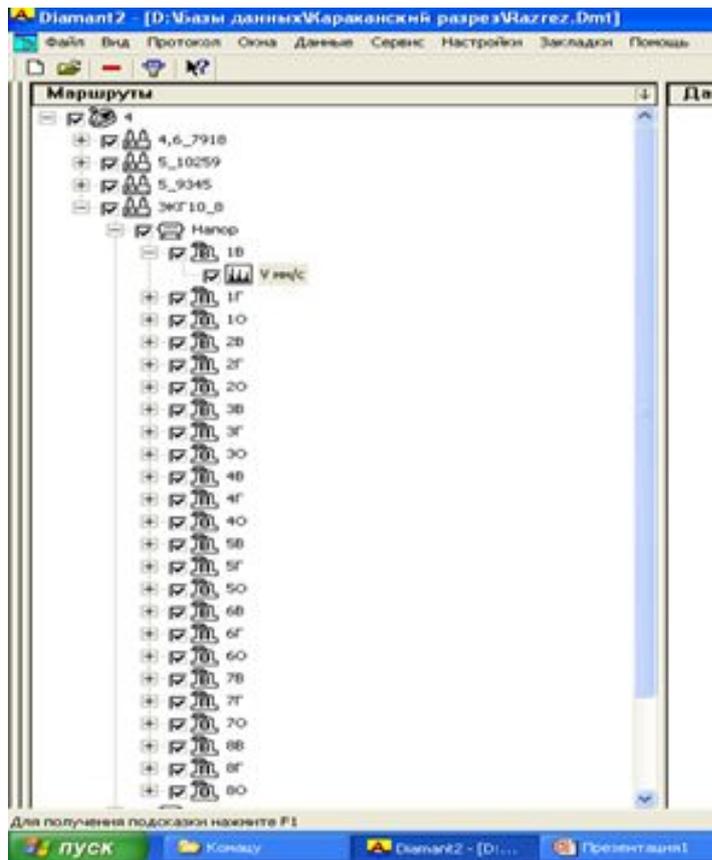
*Рисунок 4. Организация базы данных*

- станция (шахта, разрез, участок, объект контроля) – верхний уровень иерархии, состоящий из групп агрегатов, объединенных по физическому, функциональному, территориальному или другим признакам;
- агрегат – средний уровень иерархии, состоящий из привода и исполнительного механизма;
- точка – нижний уровень иерархии (контрольные точки на агрегате, где производятся измерения вибрации).

В базе данных должна также содержаться информация о параметрах анализа вибрации, уровнях тревог и частотах неисправностей.

### 5.2 Функция создания и управления маршрутами обхода

Агрегаты группируются в удобную для обхода схему. В дальнейшем маршрут измерения может загружаться сборщик данных для производства измерений(рисунок 5).



*Рисунок 5. Функция создания и управления маршрутами обхода оборудования*

Программа должна позволять пользователю любые изменения (добавление, удаление, переупорядочение, и т.д.) для модифицирования соответствующих маршрутов.

### **5.3 Функция обмена данными между ЭВМ и сборщиком данных**

Эта функция осуществляет обмен данными между ЭВМ и сборщиком данных. Обычно, сначала сборщик данных оператор загружает созданные в БД ЭВМ маршруты обхода измерительных точек и различную дополнительную и служебную информацию. После производства измерений собранная информация, хранимая в сборщике данных, разгружается в базу данных ЭВМ. Желательно, чтобы данная программа позволяла использовать модем для передачи информации от удаленных объектов по телефонной линии.

### **5.4 Функция визуализации данных измерения вибрации**

Данная функция должна обеспечивать специалисту произвольный выбор данных, собранных и хранящихся в БД ЭВМ, и вывод этих данных в требуемом формате на дисплей или печать, а также обеспечивать диагностические функции, позволяющие распознавать техническое состояние агрегата по параметрам вибрации. Функция визуализации данных измерения вибрации используется, когда необ-

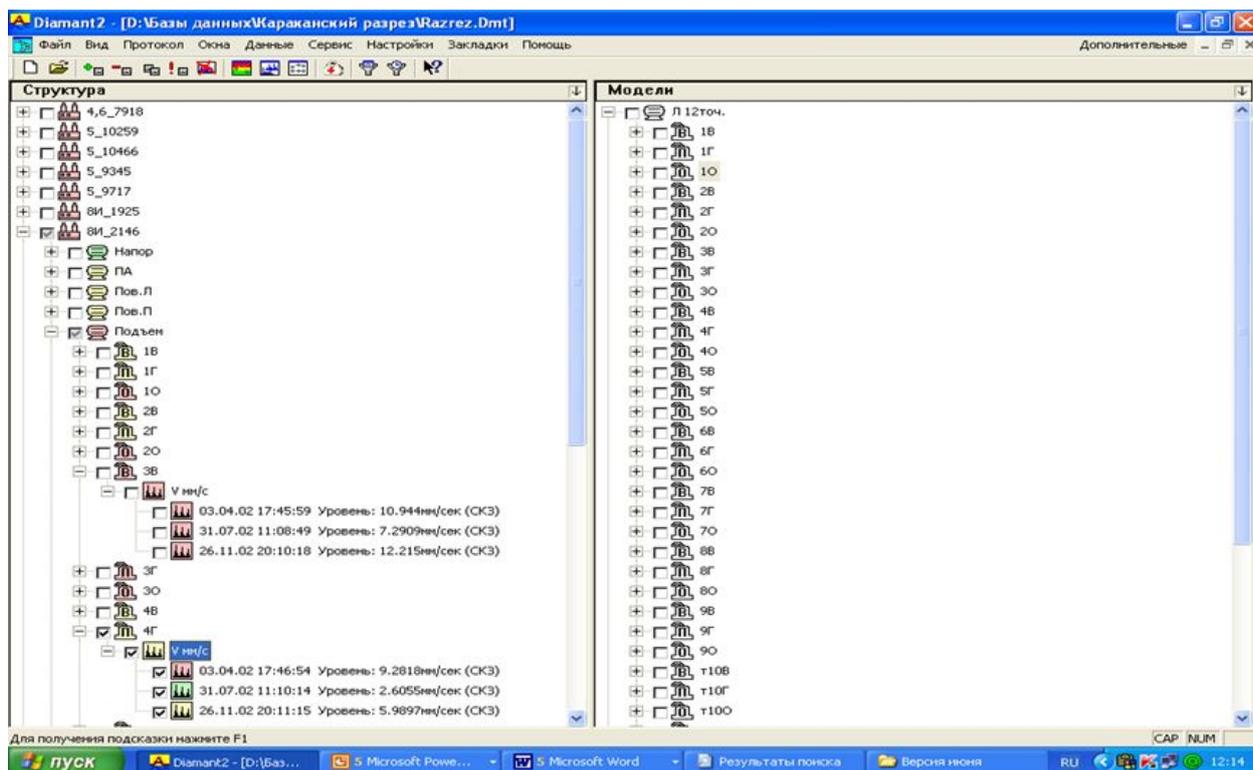
ходимо исследовать временные и частотные характеристики вибросигнала и тенденции их изменения. В частности должны обеспечиваться:

- отображение формы сигнала по одной или нескольким точкам измерений;
- отображение частотного спектра (по возможности и спектра огибающей) по одной или нескольким точкам измерений;
- отображение кепстра по одной или нескольким точкам измерений;
- по возможности отображение векторных диаграмм, орбит, частотных характеристик, каскадных спектров и др.;
- сравнение сигналов;
- отображение тенденций изменения (трендов) измеренных параметров;
- сигнализация при превышении текущей вибрацией установленных уровней тревог.

При этом должно обеспечиваться управление графикой, такое, как масштабирование осей, выбор шкалы единиц– линейных или логарифмических и др.

### **5.5 Функция локализации измерительных точек с повышенной вибрацией.**

Эта функция позволяет оперативно получать информацию о вибросостоянии измерительных точек всех агрегатов БД. Отчеты, обеспечиваемые этой функцией в различных формах, указывают, на каком из агрегатов вибрация превышает установленные уровни, на каких агрегатах просрочены обследования и т.д.



*Рисунок 6. Функция локализации точек*

Она может обеспечивать различные методы для просмотра, фильтрации, сортировки и печати данных, собранных во время измерений, а полученная информация используется для определения результатов, требующих дальнейшего анализа (рисунок 6). При этом уменьшается общее число агрегатов, которые должны исследоваться.

### **5.6 Функция архивирования (истории поломок)**

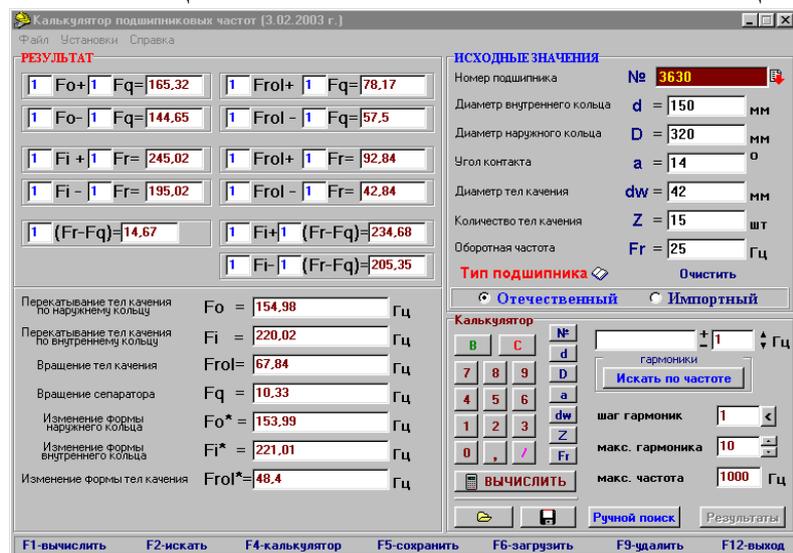
Эта функция служит для систематизации и архивирования документации и отчетов о состоянии и проводимых ремонтах агрегата в процессе эксплуатации. Она должна обеспечивать хранение информации о поставленном диагнозе (установленном дефекте агрегата) – текущее состояние, описание дефекта, рекомендации, последовавшие действия по устранению дефекта и их результаты, а также затраты на устранение дефекта и ожидаемый экономический эффект.

В некоторых пакетах прикладных программ также автоматизированно создаются различные отчеты, сортирующие информацию по влияющим факторам и группам для увеличения достоверности распознавания состояния агрегата, эффективности ремонта и анализа затрат.

### **5.7 Функция вычислений частот дефектов**

Эта функция позволяет определять специфические частотные

составляющие вибросигнала, являющиеся диагностическими признаками потенциальных дефектов, например, подшипников качения, зубчатых передач, электродвигателей и др., а также предполагаемые комбинационные частотные составляющие (рисунок 7).



*Рисунок 7. Интерфейс специализированного калькулятора*

Такие модели частотных составляющих обычно могут накладываться на текущий спектр, что способствует быстрой идентификации дефектов. Как правило, эта программа содержит данные о технических и конструктивных характеристиках подшипников, электрических машин и т.д., позволяющие упростить процесс вычисления характерных частот дефектов. Обычно также обеспечивается возможность взаимного преобразования параметров вибрации (виброускорения в виброскорость или виброперемещение и т.д.).

## 5.8 Функция графического редактирования

Такая функция позволяет создавать и отображать схемы агрегатов, которые необходимы для идентификации размещения контрольных точек измерений. Обычно эти схемы рассматриваются при анализе результатов измерения вибрации.

Другими важнейшими задачами могут быть описание и унификация узлов при построении схемы агрегата для целей автоматизированной диагностики.

## 5.9 Сервисные функции для ремонта агрегата

Обычно программное обеспечение предоставляет возможности балансировки роторов и центровки валопровода агрегата. Программа балансировки, как правило, обеспечивает балансировку роторов с учетом взаимного влияния плоскостей коррекции с различным числом плоскостей коррекции и при различной частоте вращения ротора. При балансировке требуется измерение амплитуды и фазы вибрации (рисунок 8).

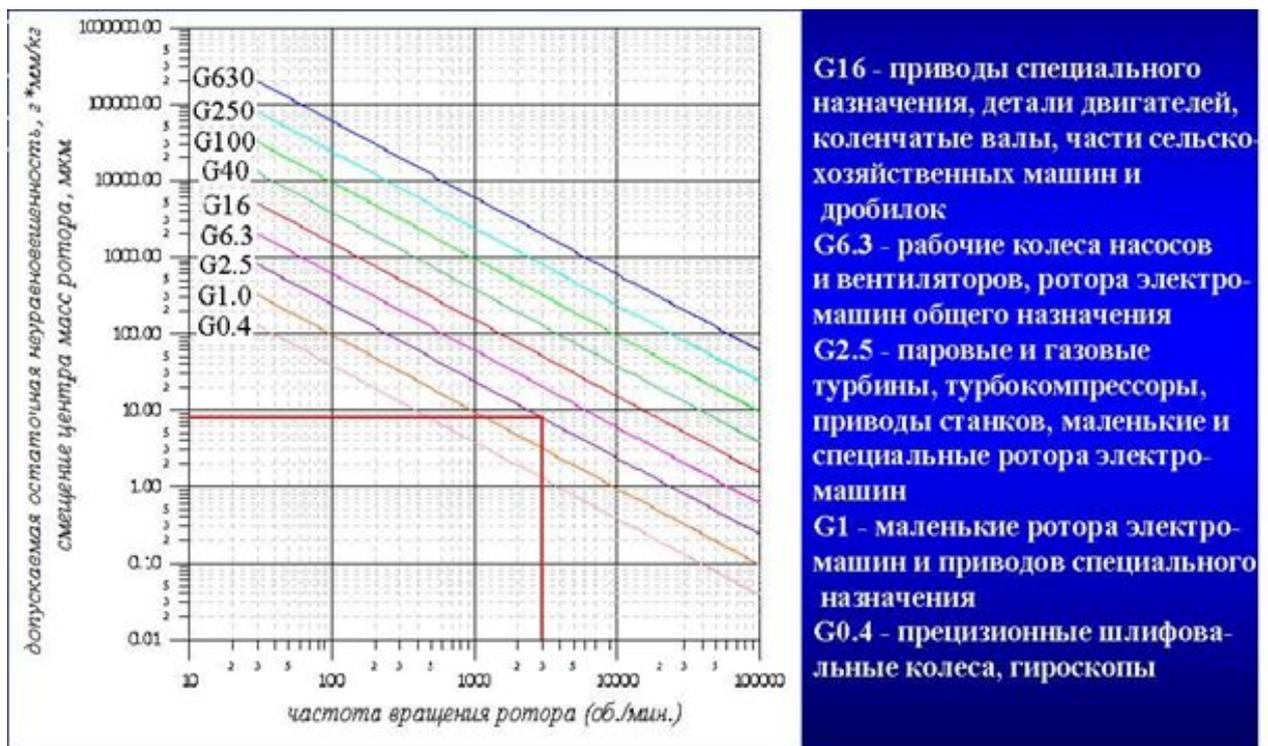


Рисунок 8. Допустимые нормы дисбаланса для различных классов оборудования

Программа центровки агрегата позволяет вычислять требуемые смещения для правильной состыковки нескольких узлов агрегата одновременно. При этом обычно учитывается влияния температуры на линейные расширения опор.

## 5.10 Функция автоматизированной диагностики

Такая функция обеспечивает сканирование собранных в базе данных, распознавание состояния оборудования, извлечение оборудования с признаками «тревожного» состояния, анализ и перечень предполагаемых развивающихся или развитых дефектов и соответствующих решающих правил. Другими словами, при работе такой про-

граммы сканируется файл с измерительной информацией, содержащий данные об агрегатах и вибрации, выбираются агрегаты с повышенной вибрацией, анализируется и диагностируется их состояние, предоставляется перечень вероятных дефектов. Обычно диагностический отчет может генерироваться для выбранного агрегата, маршрута, станции (установки) или всех агрегатов базы данных. Отчет может состоять из графиков, распечатки извлеченных особенностей, распечатки диагностических данных и т.д.

## Лекция 8. АНАЛИЗ СОВРЕМЕННЫХ МЕТОДОВ ВИБРАЦИОННОЙ ДИАГНОСТИКИ СЛОЖНЫХ СИСТЕМ

Вибрация (колебания с относительно малой амплитудой и не слишком низкой частотой) – типичное явление для любого оборудования, содержащего движущиеся элементы конструкции. Она возникает из-за ряда свойств, которые являются естественным следствием изготовления элементов оборудования и характеристик материалов. При увеличении вибрации эти свойства могут развиваться в серьезные дефекты. В свою очередь развитие дефекта в оборудовании приводит к изменению характеристик вибрации. Увеличение вибрации выше определенного уровня может привести к разрушению элементов оборудования или характеризовать разрушение. Таким образом, вибрация служит как причиной развития дефектов, так и их индикатором.

Вибрационная диагностика – один из методов неразрушающего контроля – наука о причинах возникновения вибрации и методах ее устранения. Вибродиагностика применяется для контроля текущего состояния оборудования, выявления возможных дефектов, оценки остаточного ресурса, определения сроков и объемов ремонтных работ. При этом измерения происходят на работающем оборудовании, что существенно повышает эффективность использования данного метода. Анализ отечественного и зарубежного опыта контроля технического состояния систем с вращательным движением силовых узлов показывает, что для обнаружения возможных отказов наиболее эффективен (до 77%) контроль состояния оборудования именно по вибропараметрам. На рисунке 1 показана диаграмма применения аппарата вибрационной диагностики на различных этапах жизненного цикла машинного оборудования.

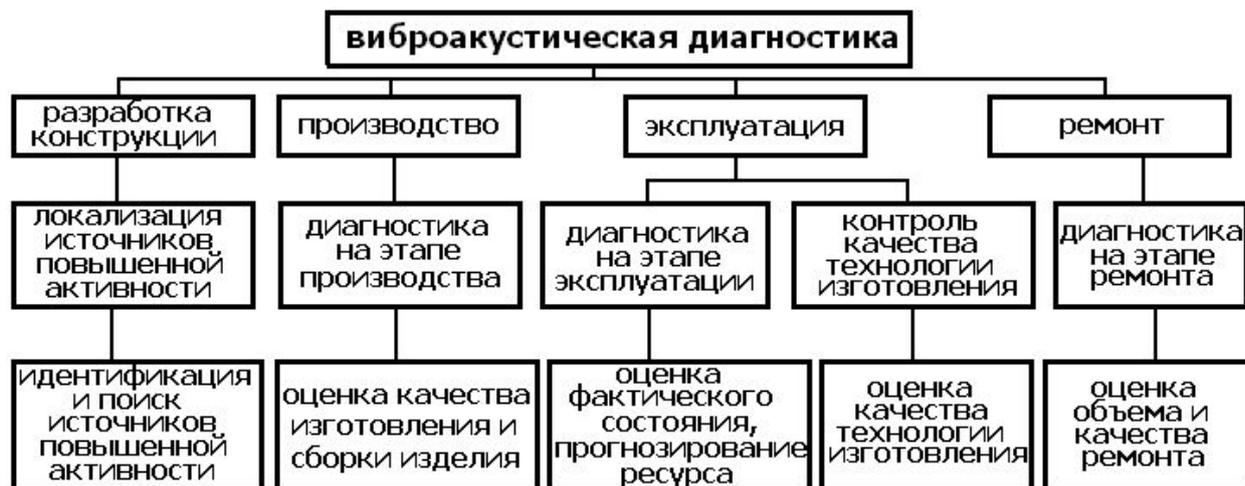


Рисунок 1. Области применения вибрационной диагностики на различных этапах жизненного цикла машинного оборудования

Экономическая целесообразность применения методов вибрационной диагностики в различных отраслях техники обусловлена множеством причин: снижением вероятности непредвиденных аварий с катастрофическими последствиями; ликвидацией или уменьшением количества переборок, сокращающих ресурс оборудования; снижением стоимости техобслуживания и ремонта; экономией запасных частей и го-

рюче-смазочных материалов. При этом потери, связанные с простоем производства и затратами на восстановление поврежденного оборудования, многократно превосходят расходы на приобретение, установку и применение средств вибрационного мониторинга.

Большое количество работ, посвященных вопросам определения экономической эффективности внедрения и использования методов вибрационной диагностики, – лучшее тому подтверждение.

Так, сравнительный анализ различных методов обслуживания роторного оборудования, по данным Ассоциации Открытых Систем Управления Информацией о Состоянии Машин «MIMOSA», показал, что удельные затраты на техобслуживание в энергетическом секторе США составили в 1998 году на единицу мощности (л.с. – лошадиную силу) соответственно

- \$18 на 1 л.с. – при аварийном обслуживании оборудования,
- \$13 на 1 л.с. – при обслуживании по регламенту,
- \$9 на 1 л.с. – при обслуживании по техническому состоянию,
- \$6 на 1 л.с. – при активном обслуживании.

Таким образом, правильное внедрение методов и средств вибрационной диагностики позволяет, при переходе от аварийного обслуживания на обслуживание по техническому состоянию, снизить затраты на техобслуживание оборудования более чем в 2 раза.

На сегодняшний день существует большое количество различных видов замеров параметров механических колебаний, позволяющих оценивать состояние самого разнообразного оборудования. В зависимости от решаемых задач могут меняться настройки замеров – единицы представления, полосы частот, время измерения, тип и количество усреднений, однако, сами замеры остаются практически неизменными.

Для извлечения полезной информации о дефектах и степени их опасности используются современные математические методы анализа случайных процессов и идентификации систем: исследование максимальных и минимальных величин вибрации (анализ ПИК-фактора, метод ударных импульсов, анализ огибающей), спектральный анализ на основе быстрого преобразования Фурье, кепстральный анализ сигналов, преобразование сигналов с использованием непрерывных и импульсных вейвлетов и т.п. Рассмотрим более подробно некоторые из них.

### ***1. Синхронное накопление***

Идея метода заключается в том, что при суммировании временных реализаций сигналов на периодах детерминированной (например, оборотной частоты ротора) составляющей процесса амплитуда детерминированной составляющей растет пропорционально числу усреднений  $n$ , в то время как уровень случайной составляющей вибрации остается прежним. Таким образом, отношение сигнал/помеха на выходе синхронного накопителя в  $n$  раз превышает то же отношение на входе устройства (рисунок 2).

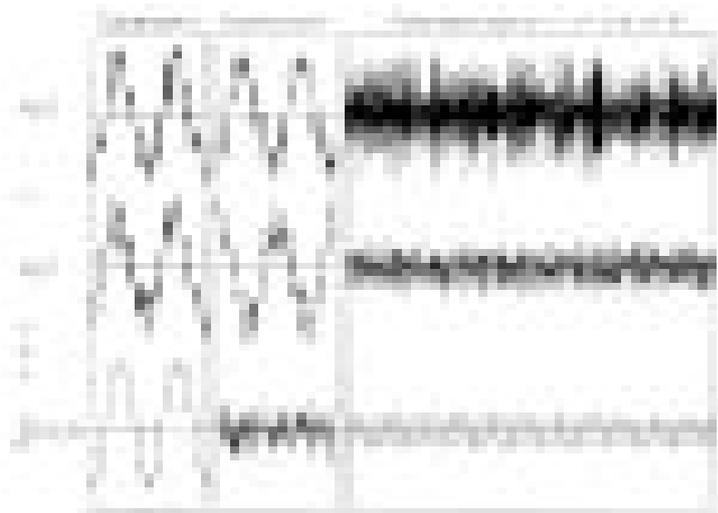


Рисунок 2. Принцип выделения периодических компонент сигнала

## 2. Временной сигнал

Данные временного сигнала всегда представляли огромный интерес для специалистов, занимающихся вибрационной диагностикой. Прежде всего, это вызвано тем, что все типы замеров вибрации являются различными преобразованиями именно временного сигнала. Физический смысл замера максимально прост – это колебания, совершаемые во времени, в точке проведения измерений. При вычислении пик-фактора, эксцесса и т.д. мы используем временной сигнал; спектр виброускорения, виброскорости, огибающей – все это преобразования временного сигнала, призванные отфильтровать и максимально упростить интерпретацию колебаний в точке проведения измерений. Более того, временной сигнал виброускорения (при условии использования пьезоакселерометров) практически избавлен от «паразитных» частот, появляющихся при дальнейшей математической обработке сигнала.

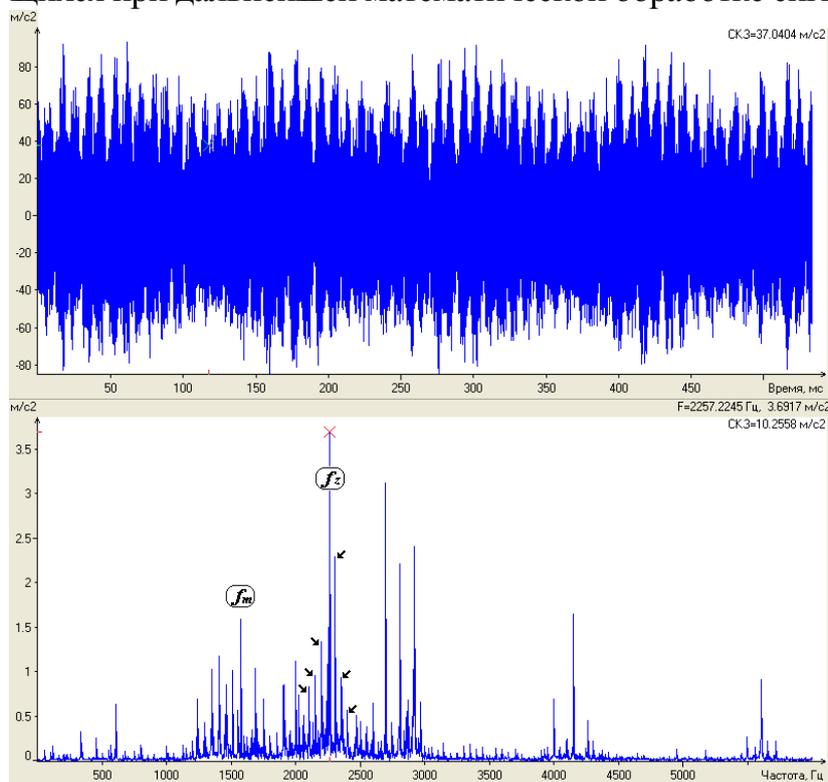


Рисунок 3. Временной сигнал и спектр подшипника с зарождающимся дефектом

Несмотря на все указанные достоинства в настоящее время временной сигнал

при диагностике, особенно диагностике подшипников качения, применяется достаточно редко. Связано это, в первую очередь, со сложностью выделения и идентификации подшипниковых составляющих из-за переизбытка неинформативных составляющих в сигнале. На рисунке 3 представлен типичный временной сигнал подшипника с зарождающимся дефектом.

Область использования временного сигнала при диагностике подшипников сильно ограничена. Наилучший результат достигается в тех случаях, когда другие методы малоинформативны или неприменимы, например, при диагностике тихоходных подшипников и редукторов.

### 3. Спектр

Спектр вибрации – это совокупность соответствующих гармонических составляющих величины, характеризующей вибрацию, в которой амплитудные значения расположены в порядке возрастания номеров гармонических составляющих.

Частотный анализ механических колебаний машин и механизмов позволяет обнаружить ряд выраженных частотных составляющих периодического характера, непосредственно связанных с основными движениями отдельных узлов и деталей исследуемой машины или механизма, что позволяет обнаруживать отдельные источники механических колебаний.

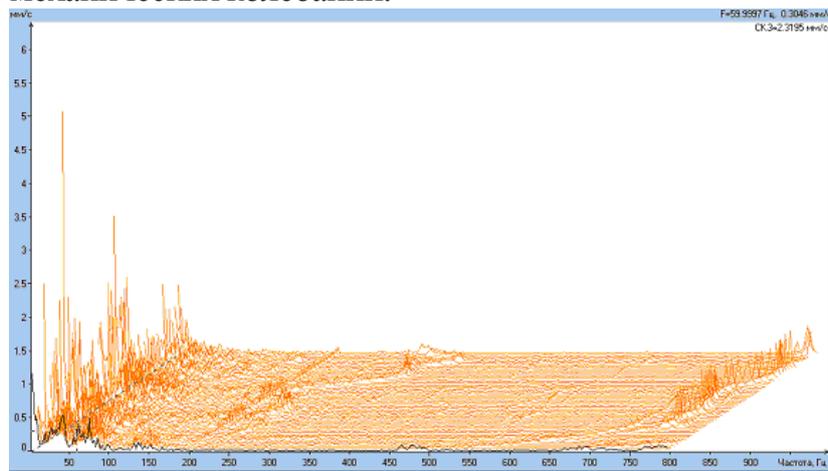


Рисунок 4. Каскадный спектр

Динамическая спектрограмма, называемая также каскадным спектром (рисунок 4), позволяет получить представление об изменении не только возмущающих сил, но и амплитудно-частотной характеристики механической системы на переходных режимах: при пуске агрегата (при возрастании частоты вращения ротора) или в режиме выбега (при уменьшении частоты вращения).

### 4. Кепстр

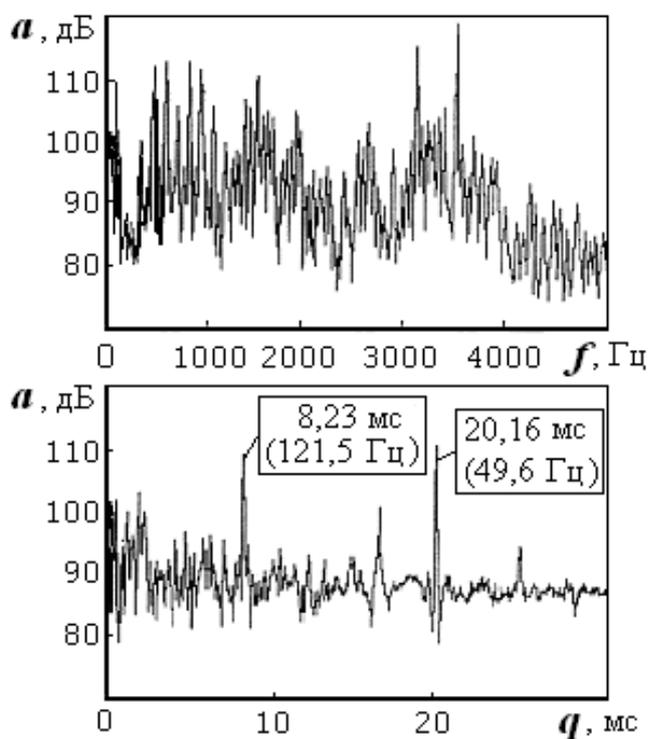
Агрегаты с вращающимся ротором в большинстве случаев имеют полигармонический спектр возбуждения колебаний. Например, при некоторых дефектах зубчатого зацепления или подшипников качения иногда характерно присутствие десятков гармоник основных частот возбуждения. При решении задач вибродиагностики роторных агрегатов с широким спектром возбуждения колебаний информативной характеристикой может оказаться кепстр (анаграмма слова спектр).

Существуют различные способы определения кепстра: квадрат косинусоидальной или синусоидальной составляющих Фурье-преобразования логарифмического спектра либо сумма квадратов косинусоидальной и синусоидальной составляющих Фурье-преобразования. Наибольшей помехоустойчивостью обладает кепстр, определяемый как косинусоидальная составляющая преобразования Фурье логарифмического спектра (псевдокорреляция).

В качестве диагностических признаков используются амплитуды кепстральных составляющих, иначе рахмоник (анаграмма термина гармоника), для временного отсчета – сачтота (анаграмма термина частота), соответствующая периоду частоты возбуждения.

Кепстральный анализ используется для идентификации серий гармоник и (или) боковых частот спектров для оценки их относительной мощности. Не вдаваясь в подробности математического преобразования, можно сказать, что кепстр мощности является как бы результатом частотного анализа результатов частотного анализа.

Серия импульсов во временной области (временном сигнале) отображается в частотной области (спектре) в виде дискретной составляющей (линии спектра) на частоте повторения импульсов и ее гармониках в соответствии с формой исходных импульсов. Подобно этому серия «периодических» дискретных составляющих частотного спектра отображается в кепстре в виде дискретной линии (серии дискретных линий). Вдоль оси абсцисс кепстра откладываются единицы времени в секундах или Гц<sup>-1</sup>, а положение первой линии соответствует обратной величине просвета боковых полос или гармоник преобразуемого спектра.



*Рисунок 5. Спектр и кепстр мультипликатора с изношенной зубчатой парой*

На рисунке 5 приведены спектр и кепстр вибрации, измеренной на мультипликаторе, имеющем дефекты зубчатой пары. Анализируя спектр, показанный в верхней части рисунка 5, содержащий множество частотных составляющих

ших, сложно определить, что он содержит две серии гармоник, свидетельствующих о наличии двух отдельных дефектов. В то же время кепстр, соответствующий этому спектру (внизу) и содержащий две преобладающие составляющие, позволяет легко определить наличие групп гармоник и (или) боковых частот, соответствующих этим составляющим, с частотами 49,6 Гц (сачтота 20,16 мс) и 121,5 Гц (сачтота 8,23 мс) соответственно.

Однако наличие составляющей на сачтоте 20,16 мс (49,6 Гц –  $f_{r1}$ , частота вращения ведущей шестерни) говорит о том, что она связана с высокочастотными составляющими сигнала и соответствующими дефектами. Из этого можно заключить, что шестерня, вращающаяся на частоте 49,6 Гц ( $f_{r1}$ ), может иметь зарождающийся дефект, в то время как вал, вращающийся с частотой  $f_{r2} = 121,5$  Гц (частота вращения ведомой шестерни), вероятно, имеет неуравновешенность ротора или другой развитый дефект, проявляющийся в области средних частот.

Наконец, кепстральный анализ в значительной степени нечувствителен к изменениям фазы исследуемых сигналов и к особенностям путей распространения механических колебаний. Например, кепстры механических колебаний одинаковых зубчатых передач, находящихся в различных агрегатах с одинаковой частотой вращения ротора, практически идентичны по сачтотному составу.

### **5. Выделение огибающей**

Выделение огибающей производится либо с помощью специальных электронных устройств – амплитудных или фазовых детекторов, либо с помощью преобразования Гилберта в цифровых виброанализаторах. При выделении огибающей временной сигнал фильтруется с помощью полосового фильтра в области частоты, с которой связано появление диагностических признаков дефекта. Такими составляющими вибрационного сигнала могут быть частоты зубчатой передачи или зубчатой муфты, частоты возбуждения подшипника качения, лопаточные частоты насоса, компрессора или турбины, пазовые частоты электрических машин, а также случайная вибрация при кавитации и газодинамических процессах и др.

Фильтрация, проводящаяся на первом этапе обработки вибрационного сигнала при выделении огибающей, оставляет только высокочастотный сигнал (рисунок 6), например, содержащий возбужденные импульсами колебания корпуса подшипника с отсутствием почти всех паразитных составляющих. Выходной сигнал похож на исходные импульсы подшипника, но что более важно, он дает возможность восстановления частоты повторения этих импульсов. Путем частотного (спектрального) анализа можно точно определить частоту повторения импульсов. Период повторения импульсов может быть сопоставлен с одной из частот дефектов подшипника и идентифицирован.

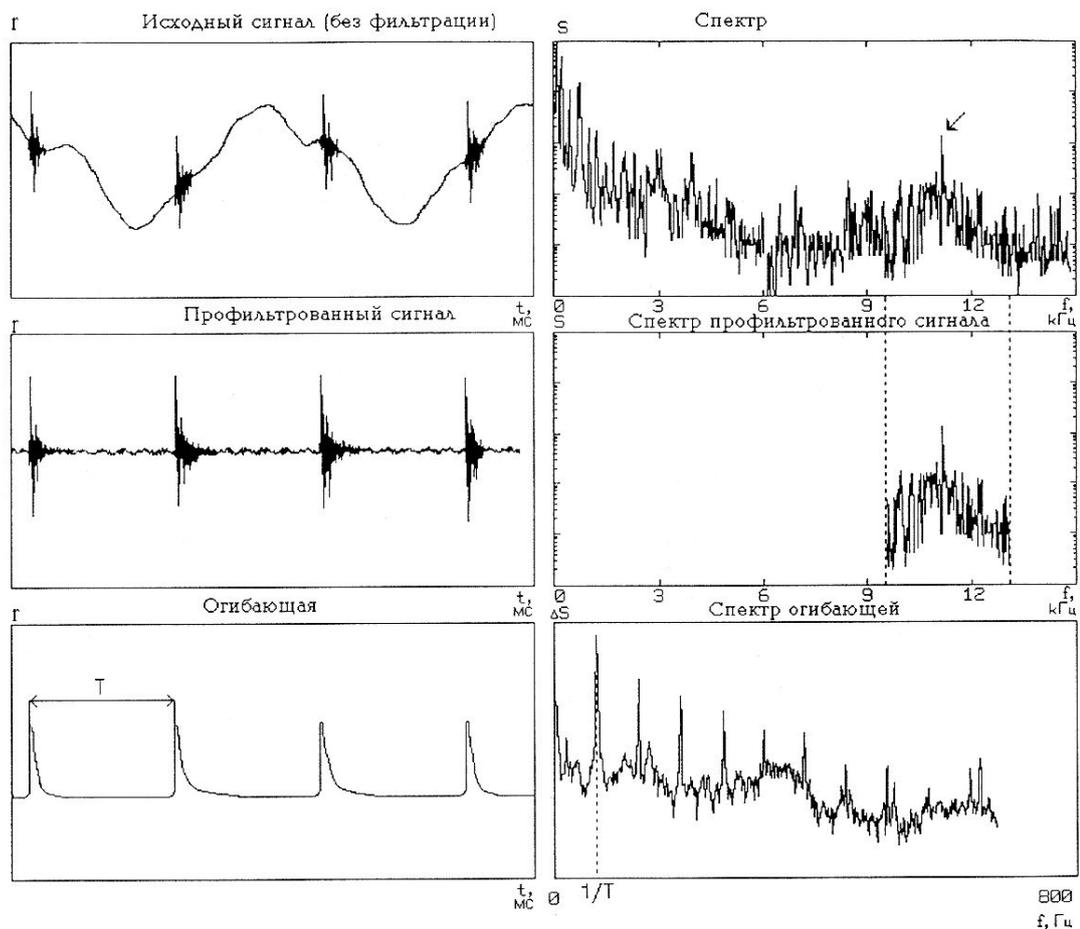


Рисунок 6. Принцип выделения и анализа огибающих

На основании многолетнего опыта работ и статистики, накопленной отечественными специалистами, были определены значения пороговых уровней состояния подшипников по шкале (**Слабый дефект**– **Средний дефект**– **Сильный дефект**). В таблице 1 приведены значения рекомендуемых пороговых уровней состояния подшипников.

Таблица 1. Рекомендуемые пороговые уровни состояния подшипников

Вид дефекта	Влияние на работу подшипника	Глубина модуляции (dB)
Слабый	Не влияет на работу	10
Средний	Сокращает остаточный ресурс	20
Сильный	Возможен аварийный выход из строя	30

Среди заявленных достоинств метода диагностики по спектру огибающей –чувствительность, высокая достоверность определения вида и величины каждого из дефектов, возможность постановки диагноза и выполнения прогноза по однократным измерениям вибрации. В настоящее время метод реализован во многих отечественных и зарубежных виброизмери-

тельных приборах и получил широкое распространение среди специалистов, занимающихся вибрационной диагностикой.

Очевидным недостатком метода является необходимость использования дополнительной информации – частоты вращения и геометрических размеров диагностируемого подшипника, что существенно сужает возможность использования данного метода во время «полевой» экспресс-диагностики.

## 6. Эксцесс

Попытки использования статистического анализа в диагностике, в частности для вибродиагностики подшипников качения, начали появляться еще в 60-е годы. На сегодняшний день на практике обычно используются лишь некоторые методы одномерного статистического анализа вибрации. Это связано, прежде всего, со спецификой вибрационных данных, ведь закон распределения суммы нескольких составляющих стационарной вибрации, как правило, мало отличается от нормального, а вибрация любого оборудования практически всегда содержит несколько компонент разной природы. Поэтому более важной задачей становится количественная оценка отличия реального распределения от нормального. Как правило, такая оценка производится по четырем основным параметрам – математическому ожиданию, дисперсии, асимметрии и эксцессу. Проведенные при поддержке военно-морского ведомства Великобритании исследования показали, что наиболее информативным методом статистического анализа для решения задач вибрационной диагностики подшипников качения является эксцесс.

В математической статистике, эксцесс – четвертый центральный момент, характеризующий «крутость» или «остро/плосковершинность» распределения. Наиболее употребительная мера эксцесса – коэффициент эксцесса, определяемый формулой

$$\gamma_2 = \frac{\mu_4}{\sigma^4} - 3,$$

где  $\mu_4$  – четвертый центральный момент,  $\sigma^2$  – дисперсия распределения. В вибрационной диагностике широкое распространение получил эксцесс, вычисляемый по формуле

$$E_X = \frac{\int_{-\infty}^{+\infty} (x - \bar{x})^4 p(x) dx}{\sigma^4}.$$

На сегодняшний день наибольшее распространение получил алгоритм диагностики по эксцессу, реализованный в виброанализаторах фирмы «ДИАМЕХ». Для оценки состояния подшипника рассчитываются эксцесс НЧ (низкочастотный) и эксцесс ВЧ (высокочастотный). Диагностика происходит по алгоритму, рассматривающему соотношение между эксцессом НЧ и эксцессом ВЧ.

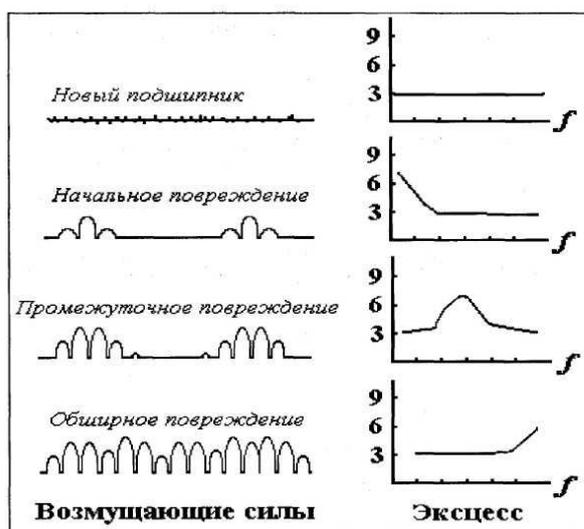


Рисунок 7. Изменение значения эксцесса на разных стадиях развития дефекта

На рисунке 7 проиллюстрирован этот алгоритм диагностики и показаны этапы развития дефекта подшипника и соответствующие изменения значения эксцесса в разных частотных полосах, отражающие состояние подшипника.

Метод диагностики по эксцессу обладает рядом преимуществ: он не чувствителен к изменениям скорости вращения вала и нагрузки, не требует знаний геометрии подшипника.

К недостаткам метода можно отнести невозможность определения типа дефекта и длительность получения измерительной информации, поскольку достоверность получаемого результата пропорциональна  $N^{0,25}$ . Кроме того, диагностика по эксцессу малоприменима на тихоходных агрегатах (частота вращения менее 300 об/мин), а также в редукторах, мультипликаторах и механизмах с ударными воздействиями.

### 7. Пик-фактор

Пик-фактор – отношение пикового значения вибрации к среднеквадратическому значению – классический пример метода периодической диагностики. Существует множество модификаций данного метода (например, крест-фактор), которые сравнивают различные параметры сигнала, однако, механизм диагностики для них практически одинаков. Рост значения пик-фактора, превышающий некоторый пороговый уровень, свидетельствует о возникновении единичных ударных импульсов (например, ударе тел качения о раковину на внутреннем или внешнем кольце подшипника), а последующее снижение этого параметра, говорит о появлении большого количества ударных импульсов, опасных для дальнейшей эксплуатации подшипника.

Существенный недостаток метода – необходимость использования априорной информации, т.е. при диагностике с использованием пик-фактора недостаточно иметь данные последнего (текущего) измерения, а важно знать все предыдущие значения для оценки изменения параметра во времени.

Метод диагностики по пик-фактору может быть использован в рамках периодического мониторинга, как отличный индикатор возникающих микроударов. Простота его программной и аппаратной реализаций делают его ши-

рокодоступным, однако, для комплексной оценки текущего состояния подшипника и прогноза остаточного ресурса должны дополнительно использоваться другие методы диагностики.

Метод ударных импульсов, разработанный шведской фирмой SPM, по своей методологии в части измерительной процедуры аналогичен вышеописанному методу, но в методологии оценки технического состояния существенно отличается от него.

При оценке технического состояния по методу SPM отдельно анализируются низко- и высокоэнергетические ударные импульсы, формирующиеся в подшипнике качения (рисунок 8).

Низкоэнергетические ударные импульсы, генерируемые подшипником, являются часто повторяющимися, в отличие от высокоэнергетических импульсов, которые имеют, как правило, большую скважность. Для каждого типа импульсов определяется среднее квадратическое значение (СКЗ) виброускорения в логарифмических единицах dB, а оценка технического состояния производится на основе сравнения СКЗ уровня низкоэнергетических ударных импульсов (HR) и разницы СКЗ (Delta) уровня высокоэнергетических (LR) и низкоэнергетических (HR) импульсов (рисунок 8).

Если значения HR и Delta лежат в области А, то состояние подшипника качения оценивается как хорошее. Область В оценивает состояние как измененное вследствие плохой смазки, а область С – измененное состояние подшипника из-за возникших на контактирующих поверхностях дефектов. И, наконец, если результаты измерения виброускорения на резонансной частоте акселерометра попадают в область D, то это признак того, что подшипник имеет серьезные повреждения и требуется его замена.

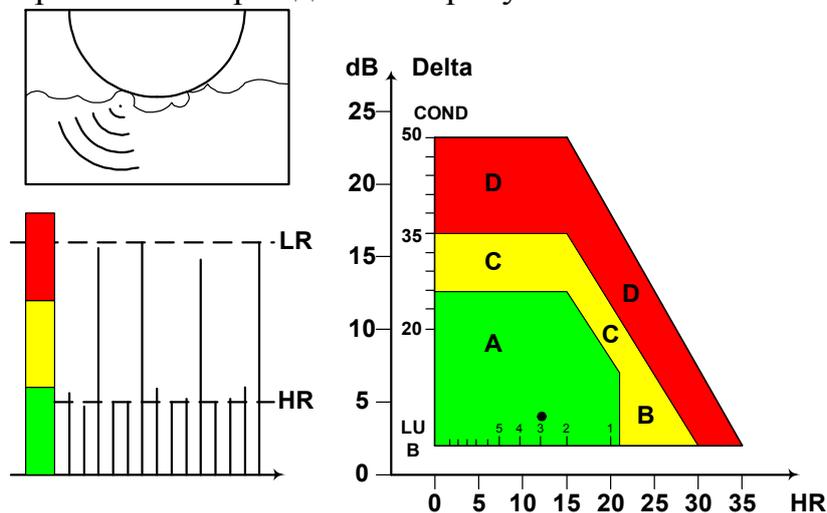


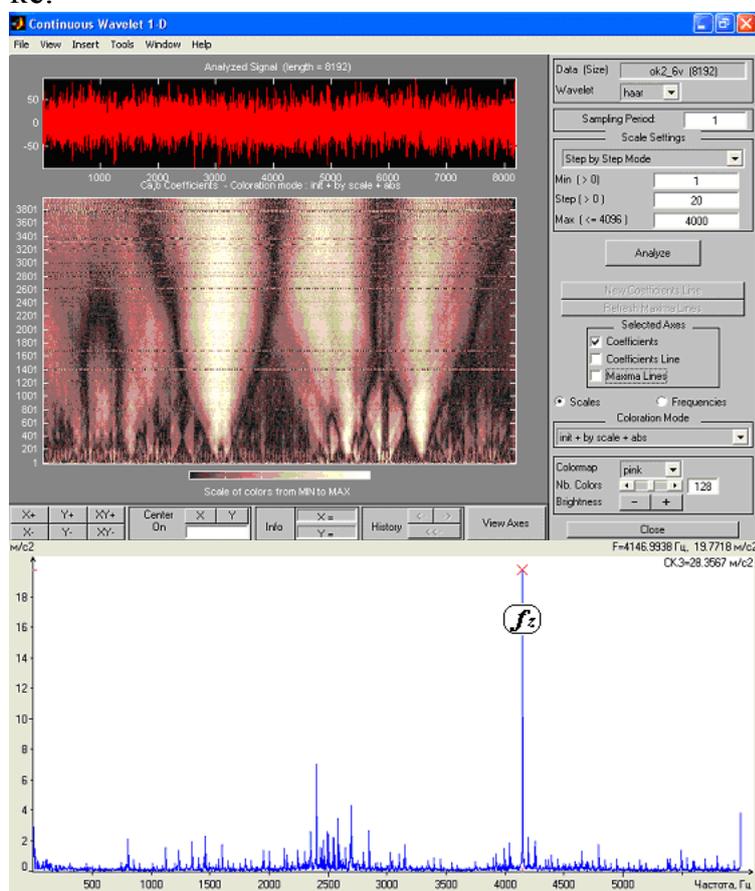
Рисунок 8. Оценка состояния подшипника качения по методу SPM

Помимо этого, СКЗ уровня низкоэнергетических ударных импульсов (HR) характеризует, по мнению разработчиков метода, качество смазки подшипника: чем выше HR, тем хуже условия смазки. Фирма SPM ввела количественную оценку качества смазки подшипников качения – так называемое смазочное число (LUB), которое изменяется от 1 (граничные условия смазки, практически сухое трение) до 10 (идеальные условия смазки).

## 8. Вейвлет-анализ

Появившийся в конце 20 века вейвлет-анализ с самого начала был ориентирован на локализацию разномасштабных деталей в сигналах, полученных при сейсморазведке нефти.

Вейвлет-анализ относится к многомасштабному анализу, суть которого состоит в том, чтобы взглянуть на сигнал сначала под микроскопом, потом – через лупу, потом отойти на пару шагов, потом посмотреть издалека. Такой подход позволяет выделять локальные особенности сигнала и классифицировать их по интенсивности. Например, в обработке изображений широко распространена многомасштабная локализация резких границ (multiscale edge detection). Очень резкие перепады яркости заметны и на малых, и на больших масштабах. Также этот подход делает видимым динамику изменения сигнала в зависимости от масштаба, то есть появляется возможность оценить влияние мелкомасштабных деталей на крупномасштабную картину. Выросшую из этого технику теперь называют непрерывным вейвлет-анализом, который наряду с классическим спектральным анализом находит применение в вибродиагностике.



*Рисунок 9. Вейвлет и спектр сигнала вибрации для нормального (преддефектного) состояния зубчатой пары*

В работах классиков вейвлет-анализа доказано, что непрерывный вейвлет-анализ имеет некоторые преимущества перед Фурье-анализом:

- отсутствует паразитная амплитудная модуляция спектра;
- бóльший объем выдаваемой информации;
- возможность изменения спектрального разрешения за счет варьирования частоты вейвлета;
- если производить расчет вейвлет-преобразования по небольшому числу

точек, то вычисления требуют значительно меньше времени, чем преобразование Фурье.

Программная реализация вейвлет-анализа нашла применение в ПО «АТ-ЛАНТ» ПФФ Вибро-Центр (Россия), а пример реализации вейвлет-анализа приведен на рисунке 9.

### **9. Сравнительный анализ различных методов диагностики**

Анализ основных методов вибрационной диагностики, существующих ограничений по их применению, достоинств и недостатков показал, что на сегодняшний день не существует какого-то одного метода, который мог бы одинаково успешно использоваться в рамках экспресс-диагностики и при периодическом мониторинге независимо от вида оборудования, условий его эксплуатации и частоты вращения ротора, обладать достаточной помехозащищенностью и позволять идентифицировать вид дефекта. Так, замер эксцесса, крайне информативный при экспресс-диагностике, реализован далеко не во всех приборах, подвержен помехам и уступает спектральным методам при периодическом мониторинге. В свою очередь спектральные методы «подвержены» ошибкам II рода (принятие заведомо ложной гипотезы).

Кроме того, многие методы имеют ограничения на область применения. Существенно затрудняют диагностику низкая частота вращения, ударные нагрузки, источники случайной высокочастотной вибрации. Таким образом, каждый из рассмотренных ранее методов имеет существенные ограничения и может быть использован лишь в небольшом количестве случаев (на определенной стадии развития дефекта или на конкретном оборудовании). Поэтому для эффективной оценки текущего состояния сложных механических систем необходимо использовать одновременно несколько различных методов, на основании которых впоследствии могут быть рассчитаны диагностические критерии.

Другая проблема, возникающая при диагностике, — необходимость использования дополнительных априорных данных (частота вращения, конструктивные характеристики и т.д.). Если частота вращения может быть примерно определена, то, например геометрические размеры подшипника, как правило, неизвестны. Поэтому при построении диагностических критериев использование априорной информации должно быть сведено к минимуму.

Любые параметры вибрации или типы замеров, полученные на работающем агрегате, содержат диагностическую информацию, характеризующую состояние одновременно нескольких узлов машины. Поэтому при решении задачи оценки состояния отдельных узлов по параметрам вибрации необходимо исключать из рассмотрения составляющие иной природы. На сегодняшний день алгоритмы подобной фильтрации отсутствуют, поэтому при анализе виброакустических сигналов необходимо оценивать возможное влияние на характер и величину механических колебаний сил различной природы от различных источников (вала, рабочего колеса, муфты и т.д.).

Для наглядной иллюстрации была проведена классификация рассмотренных выше методов по таким критериям как распространенность аппаратной реализации, пригодность для экспресс-анализа и периодического мониторинга,

помехозащищенность, необходимость использования априорных данных, области применения и т.д. Ниже, в таблице 2, по пятибалльной шкале (5 – максимальная оценка, прочерк – отсутствие возможности) приведены сравнительные оценки «общедоступных» методов диагностики по указанным выше критериям.

*Таблица 2* Сравнительные характеристики различных методов диагностики

	Метод диагностики							
	Синхронное накопление	Временной анализ	Спектр	Кепстр	Выделение огибающей	Экспресс	Пик-фактор	Вейвлет
Аппаратная реализация	2	3	4	1	3	2	4	1
Необходимость обучения	2	5	4	5	4	1	2	5
Экспресс – анализ (по одному измерению)	-	-	4	4	3	5	2 <sup>2</sup>	5
Периодический мониторинг	-	3	5	5	3	4	4	3
Идентификация дефекта	-	2	5	5	5	-	-	5
Оценка состояния смазки	-	-	3	3	3 <sup>3</sup>	-	5 <sup>4</sup>	-
Необходимость использования дополнительных данных	-	3	4	4	5	-	-	4
Помехозащищенность	4	4	4	4	3	3	4	4
Ограничения на использование	-	-	- <sup>5</sup>	- <sup>4</sup>	-	- <sup>6</sup>	-	-

Подводя итоги сказанному, сформулируем основные требования к диагностике сложных систем. Во-первых, необходимо получить универсальную оценку технического состояния на основании комплексного использования различных параметров и критериев. При этом количество априорных данных должно быть сведено к минимуму, а влияние различных факторов, искажающих диагностическую информацию – устранено.

С другой стороны, оценка состояния сложных систем одновременно по нескольким диагностическим критериям – достаточно трудоемкая задача. Гораздо проще и эффективнее применять математические модели диагностики в одномерном пространстве признаков. Таким образом, при диагно-

<sup>2</sup> при наличии соответствующей статистики

<sup>3</sup> в рамках мониторинга технического состояния

<sup>4</sup> для приборов с реализацией SPM-метода

<sup>5</sup> ограничение по частоте

<sup>6</sup> для зубчатых передач

стике для исключения «человеческого фактора» целесообразно использовать единичный критерий, сформированный «наилучшим» образом из  $N$ -мерного, где  $N$  – количество используемых диагностических критериев. При этом необходимо, на основании полученных данных, предложить адекватную модель, описывающую развитие дефекта, и математический аппарат, оценивающий с заданной точностью текущее состояние диагностируемого узла.

Кроме этого, с учетом требований современного производства для различных форм организации технического обслуживания и ремонта на предприятии в рамках создаваемой системы необходимо выполнять прогнозирование, оценивать остаточный ресурс и планировать оптимальным образом ремонтные мероприятия. Для этого при диагностике должны быть решены задачи выделения тренда из зашумленных данных и построения различного рода прогнозов.

## Лекция 9. ДИАГНОСТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ УЗЛОВ И МАШИН

Особенности построения вибродиагностической модели конкретных машин или их узлов в значительной степени определяются назначением тех систем аварийной защиты, мониторинга и диагностики, в которых они используются. В системах вибрационного мониторинга используются достаточно простые модели, рассчитанные на контроль и краткосрочный прогноз вибрационного состояния машины в целом. В экспертных системах диагностики, рассчитанных на определение причин роста контролируемой вибрации, используются более сложные диагностические модели. Еще сложнее диагностические модели в системах превентивной поузловой диагностики объектов, в значительной степени зависящей от количества обнаруживаемых дефектов, глубины диагностирования и необходимости долгосрочного прогноза технического состояния отдельных узлов или машины в целом. Кроме того, диагностическая модель зависит от того, принимается ли решение о состоянии контролируемого объекта по одному или нескольким измерениям, а также от вида используемой виброизмерительной и анализирующей аппаратуры.

Несмотря на особенности построения каждой конкретной диагностической модели определенной машины или ее узла, существует ряд общих подходов и процедур, используемых в процессе создания и отработки таких моделей.

### 7.1 Общая последовательность процедур при построении диагностической модели

Для построения диагностической модели любого узла, машины или оборудования, как правило, необходимо:

- выявить типовые дефекты, от которых зависит ресурс узла или машины, на основе анализа статистики отказов;
- провести анализ функционирования машины (или узла) с оценкой типовой природы формирования возмущающих сил и возбуждения вибрации и шума;
- оценить влияние дефектов на параметры вибрации или акустического шума и выбрать наиболее информативные из таких параметров;
- оценить влияние условий и режимов работы машины на те же параметры и выбрать такие параметры, которые в значительной степени зависят от дефектов и слабо от режимов и условий работы;
- выбрать оптимальную совокупность диагностических параметров для контроля развития всех типовых дефектов, определяющих ресурс диагностируемого узла или машины в целом. При этом желательно, чтобы каждый из выбранной совокупности параметров был чувствителен к появлению преимущественно одного вида дефекта;
- определить законы распределения значений выбранных диагностических параметров для каждого вида дефекта по множеству однотипных узлов или по множеству ретроспективных измерений параметров одного и того же узла в процессе эксплуатации машины;

- оценить пороговые значения диагностических параметров для каждого вида дефекта.

При построении диагностических моделей машин и оборудования, используемых в различных отраслях промышленности, часто возникают сложности, связанные с постоянной модификацией однотипных машин и оборудования, затрудняющей построение диагностических моделей по группе одинаковых машин. Это относится прежде всего к сложным силовым агрегатам, таким как авиационные и судовые газотурбинные двигатели, паровые турбины, крупные электрические машины и другие. Для построения диагностических моделей по ретроспективным данным измерения вибрации и шума конкретной машины требуется длительный срок (до одного года), в течение которого эти данные накапливаются.

Наиболее общим подходом является построение моделей для однотипных узлов, имеющих одинаковую природу образования возмущающих (вынуждающих) сил.

Рассмотрим, в качестве примера, построение диагностической модели работы ротора газовой турбины компрессора синтез-газа на КАО «АЗОТ».

Структурная схема формирования диагностической модели может быть представлена в виде последовательно соединенных динамических звеньев, имеющих несколько входов (рисунок 1).

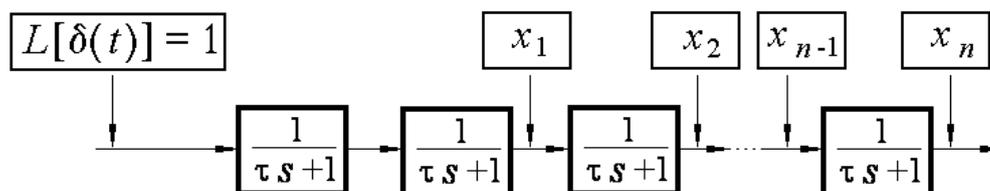


Рисунок 1. Структурная схема формирования диагностической модели

Результаты вибрационного обследования, выполненные на опорном подшипнике первой ступени компрессора, приведены на рисунке 2, а годограф движения центра масс на рисунке 3а.

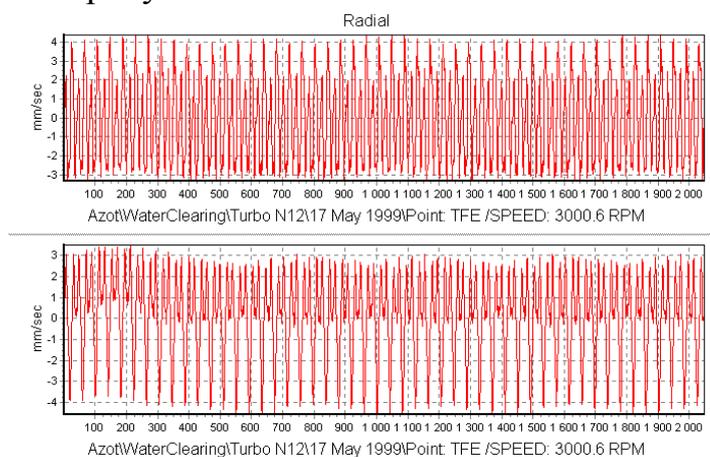
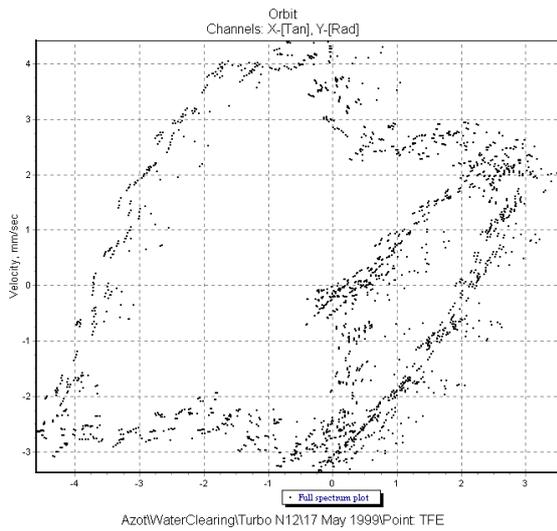
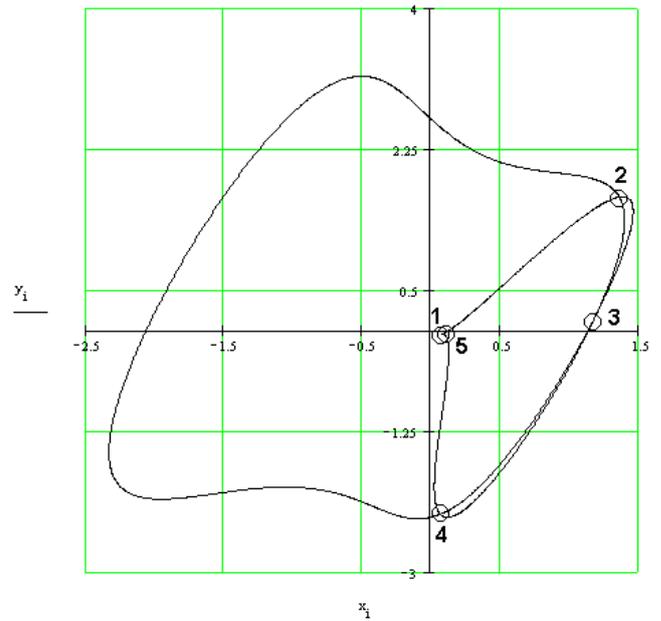


Рисунок 2. Радиальные значения виброскорости, синхронно измеренные на опорном подшипнике первой ступени компрессора синтез-газа



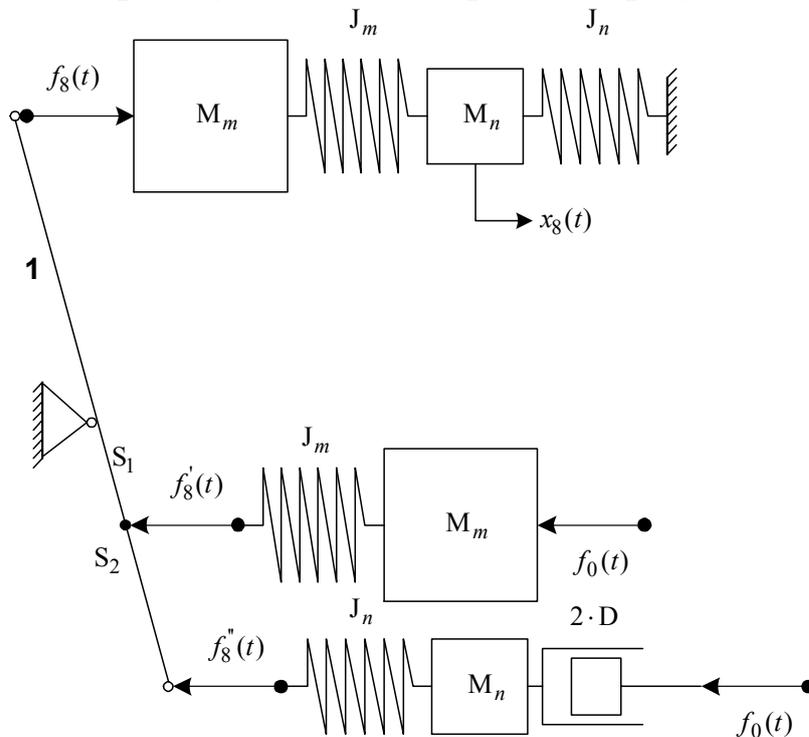
*a*



*б*

*Рисунок 3. Оценка годографа движения центра масс ротора первой ступени компрессора синтез-газа (а) и скелетная кривая движения центра масс (б)*

На основе анализа полученных результатов была синтезирована модель вибрационной активности ротора первой ступени, структурная схема которой приведена на рисунке 4, из анализа которой следует, что в модели как бы присутствует «ложная опора», при этом скелетная кривая, описываемая центром масс ротора, очень хорошо укладывается в реальные результаты (рисунок 3б).



*Рисунок 4. Структурная схема виброактивности ротора первой ступени компрессора синтез-газа*

Возникновение «ложной опоры» может быть объяснено только нарушением посадки рабочего колеса на вал ротора компрессора синтез-газа. Моделирование напряжений, возникающих в этой ситуации, показало, что напряжения по своей величине превышают предел выносливости металла, из которого было изготовлено рабочее колесо (рисунок 5а), что и привело, в последствие, к его разрушению (рисунок 5б).

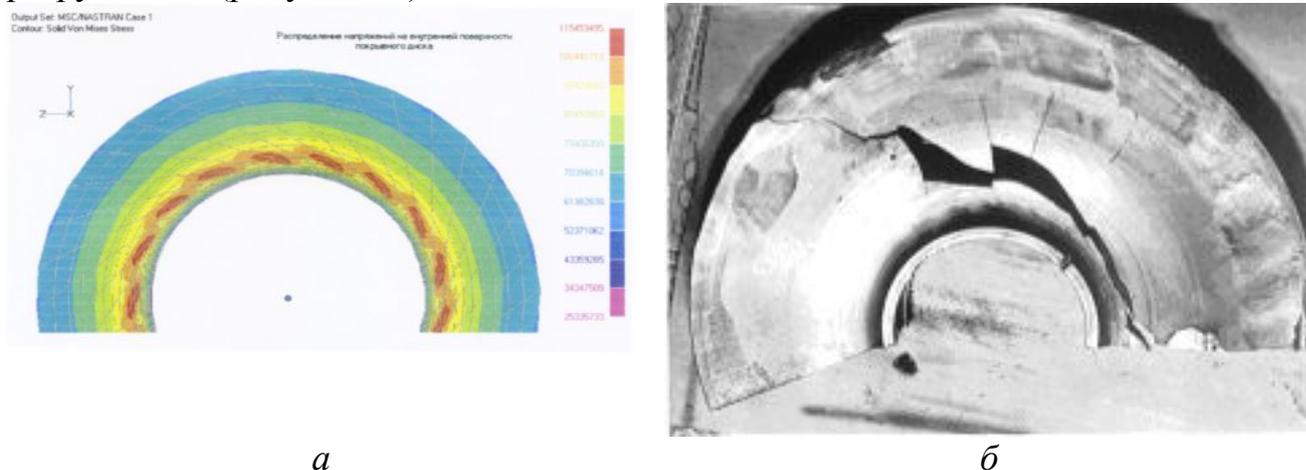


Рисунок 5. Напряжения в рабочем колесе (а) и характер его излома (б)

## 7.2 Прогнозирование изменения технического состояния агрегатов по параметрам механических колебаний

Методы оценки и прогнозирования ресурса оборудования делят на четыре группы: детерминированные, экспертные, физико-статистические и фактографические.

В детерминированных методах используют аналитические зависимости, связывающие время до отказа объекта с характеристиками эксплуатационных нагрузок и параметрами физико-химических процессов. Однако эти методы не учитывают случайный характер нагрузок и изменений в материалах.

Экспертные методы предполагают наличие квалифицированных специалистов разных профилей, проводящих экспертизу.

Физико-статистические методы при оценке ресурса учитывают как влияние разнообразных физико-химических факторов, способствующих развитию деградиционных процессов, так и действующих эксплуатационных нагрузок.

Из известных фактографических методов, базирующихся на данных об объекте прогнозирования и его прошлом развитии, для прогнозирования остаточного ресурса оборудования в основном используются две группы методов:

- статистические, основанные на статистической обработке данных об отказах и ресурсах аналогов;
- экстраполяционные, основанные на анализе тренда параметров технического состояния диагностируемого оборудования.

Математическая модель оценки фактического состояния объекта строится на основе следующих условий и допущений.

Имеющаяся на данный момент совокупность технических параметров (образующих пространство технических параметров) объекта зависит:

- от начального состояния объекта;
- от режима функционирования объекта;
- от истории условий эксплуатации;
- от режимов работы.

Под условиями эксплуатации в данном случае следует понимать рабочие нагрузки, систематические и случайные факторы внешних воздействий и т.п.

Под режимом работы объекта подразумевается развертка во времени набора технических и технологических процессов, каждый из которых характеризуется совокупностью рабочих параметров.

Изменение технических параметров объекта можно описать уравнением состояния, которое может задаваться эволюционным или дифференциальным уравнением – детерминированным или стохастическим в зависимости от входящих в правую часть величин

$$x(t) = F \left\{ x(t_0), u_{[t_0, t]}, K \right\}. \quad (1)$$

О совокупности технических параметров объекта можно судить по результатам прямых или косвенных измерений диагностических характеристик, совокупность которых зависит от фактического состояния объекта на момент проведения измерений и условий, в которых они проводились. Уравнение измерений имеет в силу своей природы стохастический характер

$$y(t) = G \left[ x(t), u(t) \right]. \quad (2)$$

По полученной совокупности измерений строится оценка истинных значений технических параметров объекта. Этот процесс можно описать детерминированным уравнением оценок

$$\hat{x}(t) = Hy(t). \quad (3)$$

Далее оценивается фактическое состояние объекта (вектор в пространстве состояний), о котором судят по совокупности оценок истинных значений технических параметров объекта, полученных в данных условиях

$$\Phi(t) = \Psi \left[ \hat{x}(t), u(t) \right]. \quad (4)$$

В этом случае остаточный ресурс объекта рассчитывается по построенной математической модели и определяется совокупностью оценок технических параметров объекта, уравнением состояния, условиями эксплуатации, фактическим состоянием объекта и совокупностью предельных технических параметров

$$R(t) = W \left[ t, \hat{x}(t), u(t), \bar{x}, \Phi(t) \right]. \quad (5)$$

В уравнениях (1)...(5) приняты следующие обозначения:

$x(t)$  – вектор технических (диагностических) параметров;

$u(t)$  – условия эксплуатации объекта в текущий момент времени;

$u_{[t_0, t]}$  – условия эксплуатации объекта на промежутке времени  $[t_0, t]$ ;

$K$  – вектор, характеризующий режим работы объекта;  
 $y(t)$  – результаты диагностических измерений;  
 $\hat{x}(t)$  – оценка вектора технического состояния;  
 $\Phi(t)$  – оценка фактического состояния объекта в момент времени  $t$ ;  
 $R(t)$  – оценка остаточного ресурса в момент времени  $t$ ;  
 $\bar{x}$  – предельные значения технических параметров.

При этом за  $t_0$  в уравнении (1) должен приниматься момент начала эксплуатации объекта, а при определении остаточного ресурса – момент оценки технического состояния объекта.

Поскольку результаты диагностических измерений являются случайными величинами, то описанную модель нельзя считать полностью детерминированной, поэтому необходимо использовать статистические закономерности измерений и их стохастические связи с показателями фактического состояния объекта диагностики. По сути, оценка истинных значений технических параметров в соответствии с уравнением (3) является задачей распознавания состояния, в котором находится объект диагностики, для решения которой может быть применен вероятностный подход.

Если по параметру технического состояния нет ретроспективных данных, то рекомендуется накапливать и обрабатывать данные по аналогам.

В рамках планово-предупредительных ремонтов сроки эксплуатации и межремонтный период строго регламентированы, и перед специалистом, выполняющим диагностику, ставится лишь один вопрос: проработает ли диагностируемая система до очередного ремонта или нужны незамедлительный останов и замена. В этом случае прогнозирование должно выполняться на незначительном интервале времени – от момента диагностики до очередного ремонта.

При обслуживании оборудования по фактическому состоянию (активное обслуживание) четких сроков вывода в ремонт не существует, поэтому выполнение долгосрочного прогнозирования жизненно необходимо, так как позволяет не только оценить примерное время выхода из строя, но и заблаговременно подготовиться к его ремонту.

Таким образом, для эффективной работы диагностической системы в условиях использования различных форм технического обслуживания и ремонта необходимо на основании накопленной статистики решить три основные задачи:

- разработать алгоритм выделения тренда,
- разработать алгоритм долгосрочного прогнозирования;
- разработать алгоритм краткосрочного прогнозирования.

### ***Выделение тренда***

Используемые при диагностике данные, как правило, зашумлены, поэтому любые измеряемые параметры могут быть выражены суммой детерминированной и случайной компонент. Для достоверного прогнозирования остаточного ресурса сложных систем необходимо построить и реализовать алгоритм полного разделения детерминированной и случайной составляющих.

При этом накопленные в течение какого-либо интервала времени данные могут быть представлены в следующем виде

$$K_i = \tilde{K} + k_i, \quad (6)$$

где  $K_i$  – значение диагностического параметра, зарегистрированного в момент времени  $t_i$ ;

$\tilde{K}$  – детерминированная компонента диагностического параметра  $K_i$ ;

$k_i$  – случайная компонента диагностического параметра.

Детерминированная медленно изменяющаяся компонента  $\tilde{K}$  определяет информативный тренд, который может быть использован при построении прогноза, а случайная компонента  $k_i$  зависит от режима работы бурового станка, погрешности измерений и т.п. Поэтому задачу выявления происходящих в системе изменений можно свести к задаче поиска тренда компоненты  $\tilde{K}$ . На сегодняшний день разработано большое количество методов выявления тренда значимой составляющей из зашумленной совокупности результатов измерений, среди которых наиболее распространен метод проверки статистического ряда на отсутствие тренда по критерию Стьюдента. Ряд с числом членов  $N$  разбивают произвольно на две части с числом точек  $m$  и  $(N - m)$ , для каждой из которых рассчитывают оценки средних значений

$$\bar{K}_m = \frac{1}{m} \sum_1^m K_i; \quad \bar{K}_{N-m} = \frac{1}{N-m} \sum_{m+1}^N K_i \quad (7)$$

и среднеквадратических отклонений

$$s_m^2 = \frac{1}{m-1} \sum_1^m (K_i - \bar{K})^2; \quad s_{N-m}^2 = \frac{1}{N-m-1} \sum_{m+1}^N (K_i - \bar{K})^2. \quad (8)$$

Различия признаются значимыми, если выполняется следующее неравенство

$$\frac{|\bar{K}_m - \bar{K}_{N-m}|}{\left[ms_m^2 + (N-m)s_{N-m}^2\right]^{0,5}} \left[ \frac{m(N-m)(N-2)}{N} \right]^{0,5} > t(P, N-2) \quad (9)$$

где  $t(P, N-2)$  – табличное значение коэффициента Стьюдента для доверительной вероятности  $P$  и числа степеней свободы  $(N-2)$ .

Если рассматриваемый ряд представляет собой непериодический тренд, то последующей задачей прогнозирования является отыскание аналитической зависимости, наиболее точно соответствующей детерминированной составляющей временного ряда. Как правило, для этого используется метод наименьших квадратов, имеющий ряд преимуществ перед другими, который основывается на допущении о том, что результаты измерения нормально распределены относительно своего математического ожидания и не зависят от независимой переменной.

Поскольку на стадии зарождения дефектов абсолютные значения различных параметров вибрации растут экспоненциально, а результаты измерения ди-

агностических параметров представляются, как правило, в логарифмическом масштабе, то искомая зависимость тренда в уравнении (6) будет иметь линейный вид (рисунок 6). Другие модели, высокие аппроксимирующие свойства которых могут быть получены за счет увеличения их сложности, зачастую имеют неудовлетворительные экстраполяционные свойства.

В этом случае величина  $K$  является логарифмом диагностического параметра и рассматривается как зависимая, а величина  $t$  является независимой переменной (в нашем случае – время).

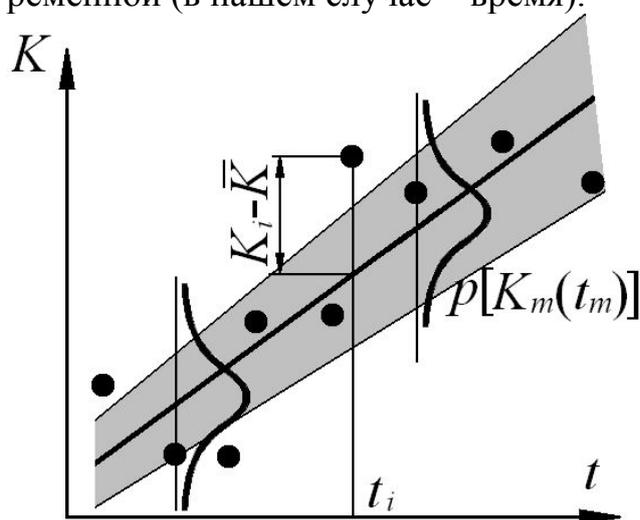


Рисунок 6. Прямая регрессии  $(K - \bar{K}) = b(t - \bar{t})$ :

$p[K_m(t_m)]$  – закон нормального распределения зависимой величины для конкретного значения параметра  $t_m$

Прямую, соответствующую минимальной сумме квадратов погрешности, с наибольшей вероятностью можно рассматривать в виде  $(K - \bar{K}) = b(t - \bar{t})$ , где

$$\bar{K} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n K_i; \quad \bar{t} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n t_i.$$

Прямая, описываемая уравнением  $(K - \bar{K}) = b(t - \bar{t})$ , проходит через начало координат. Однако на практике часто возникают ситуации, когда значение искомой функции  $K \neq 0$  при нулевом значении аргумента  $t$ .

В этом случае уравнение прямой можно описать функцией вида  $\tilde{K} = a + b \cdot t$ . Коэффициент регрессии  $b$  и свободный член  $a$  искомой зависимости определяются совместной изменчивостью переменных, которую можно определить через сумму квадратов отклонений между наблюдаемыми и вычисленными величинами по формуле

$$s^2 = \sum_1^N (K_i - a - bt_i)^2, \quad (10)$$

а сами коэффициенты  $a$  и  $b$  из уравнений

$$\begin{aligned} \frac{\partial s}{\partial a} &= - \sum_1^N (K_i - a - bt_i) = 0; \\ \frac{\partial s}{\partial b} &= - \sum_1^N (K_i - a - bt_i) \cdot t_i = 0. \end{aligned} \quad (11)$$

Для проверки адекватности регрессионной модели используется коэффициент корреляции  $r \in [-1; +1]$ , который рассчитывается по формуле

$$r = \frac{\left[ \sum_1^N K_i \cdot t_i - N(\bar{K} \cdot \bar{t}) \right]}{\left[ \left( \sum_1^N t_i^2 - N \cdot \bar{t}^2 \right) \left( \sum_1^N K_i^2 - N \cdot \bar{K}^2 \right) \right]^{0,5}}. \quad (12)$$

Для оценки надежности коэффициента корреляции определяют его погрешность по приближенной формуле

$$m_r = \frac{1 - r^2}{\sqrt{N}}. \quad (13)$$

При небольшом числе наблюдений ( $N \leq 50$ ) корреляционную связь с доверительной вероятностью  $p_0$  считают существенной (значимой), если соблюдается условие  $t_p > t_\alpha$

$$t_p = r \sqrt{\frac{N - 2}{1 - r^2}}, \quad (14)$$

здесь  $t_p$  – расчетная величина коэффициента Стьюдента, а  $t_\alpha$  – табличное значение коэффициента Стьюдента для уровня значимости  $\alpha = (1 - p_0)$  и числа степеней свободы  $k = N - 2$ .

Поскольку полученные значения коэффициентов линейной регрессии также являются по своей сути статистическими оценками и характеризуются своими статистическими параметрами (доверительным интервалом). Границы этого интервала могут быть определены как дисперсия отклонения от линии регрессии, равная сумме квадратов отклонений, деленной на число степеней свободы. На практике используются две основные оценки границ интервала: доверительный интервал  $\Delta$  и интервал предсказания  $\delta$

$$\Delta = \sqrt{\frac{\sum_1^N (\tilde{K}_i - K_i)^2}{N - 2} \cdot \left[ 1 + \frac{1}{N} + \frac{(t_i - \bar{t})^2}{\sum_1^N t_i^2 - N \cdot \bar{t}^2} \right]}; \quad (15)$$

$$\delta = \sqrt{\frac{\sum_1^N (\tilde{K}_i - K_i)^2}{N - 2} \cdot \left[ \frac{1}{N} + \frac{(t_i - \bar{t})^2}{\sum_1^N t_i^2 - N \cdot \bar{t}^2} \right]}. \quad (16)$$

Таким образом, искомый тренд находится в некотором интервале (рисунок 6) оценок, определяемом одной из границ и заданной доверительной вероятностью  $P$  по статистике Стьюдента  $t_s$

$$K = \tilde{K} \pm t_s(P) \cdot \Delta \quad (17)$$

или

$$K = \tilde{K} \pm t_s(P) \cdot \delta. \quad (18)$$

На практике при оценке остаточного ресурса при малом числе измерений используется очень простой подход. Остаточный ресурс определяется по формуле

$$T = \frac{K_{\text{ПР}} - K_0}{\bar{V}_K}. \quad (19)$$

где  $K_{\text{ПР}}, K_0$  – предельное и начальное значения контролируемого параметра;  
 $\bar{V}_K$  – средняя скорость изменения контролируемого параметра.

### **Построение долгосрочного прогноза**

Предельное техническое состояние любой системы может быть определено двумя способами:

- на стадии проектирования, когда на основании расчетов устанавливают допустимые значения различных «отклонений», например допустимый остаточный дисбаланс, допустимую величину расцентровки, допустимые зазоры в подшипниках и т.д.;
- во время эксплуатации, путем накопления и анализа параметров, характеризующих состояние системы.

Если первый способ сопряжен с серьезными вычислительными сложностями и целым рядом приближений и допущений, то второй способ при диагностике сложных систем гораздо более эффективен.

В общем случае, задача прогнозирования остаточного ресурса диагностируемой системы по совокупности значений диагностического параметра, полученных на основании данных периодического мониторинга, сводится к экстраполяции найденного тренда и определению времени его пересечения с линией, определяющей пороговое состояние.

Предположим, что при работе диагностируемой системы за время  $T_{\text{Э}}$  эксплуатации произошло возрастание контролируемого параметра на величину  $\Delta K_{T_{\text{Э}}}$ . Тогда искомый тренд будет выглядеть следующим образом

$$K_{T_{\text{Э}}} - K_0 \neq (t_{\text{Э}} - t_0) \quad (20)$$

или

$$K_{T_{\text{Э}}} - K_0 = \bar{V}_K (t_{\text{Э}} - t_0), \quad (21)$$

откуда несложно определить величину средней скорости деградации диагностируемой системы  $\bar{V}_K$  и сроки достижения предельного состояния (рисунки 7). Для линейного тренда доверительные границы могут быть определены из (15) или (16).

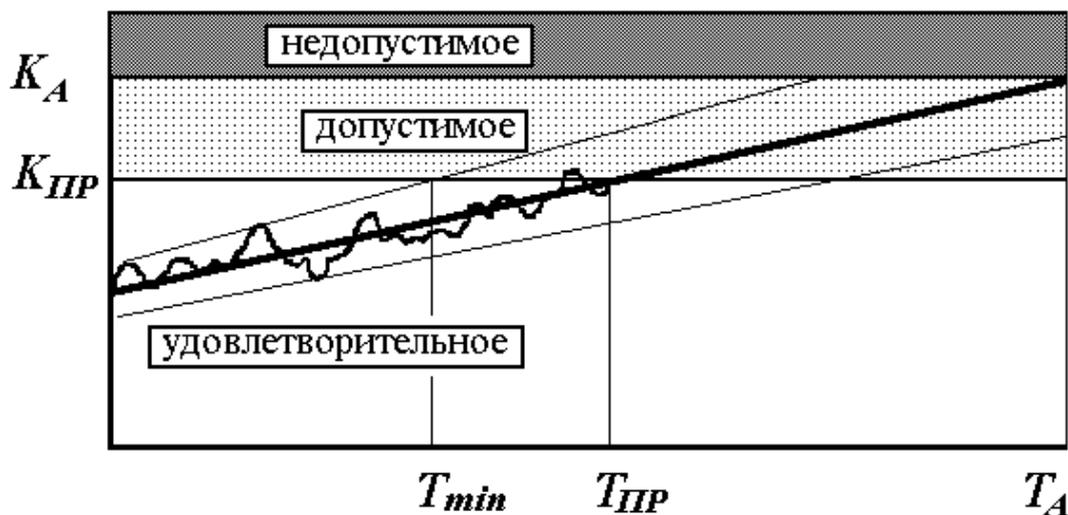


Рисунок 7. Схема изменения технического состояния объекта диагностики в координатах «диагностический параметр – время»

Очевидно, что с увеличением количества проведенных наблюдений и уменьшением периода прогнозирования точность прогноза повышается. При накоплении данных переносными измерительными системами сбор большого количества данных существенно затруднен, поэтому особенно важно знать минимальное число измерений, обеспечивающее необходимую точность прогноза. На основании диаграммы, характеризующей зависимость погрешности прогнозирования (отношения среднеквадратичного отклонения прогнозируемой величины к дисперсии) от числа измерений, с учетом допущения, о том что, дисперсия, вносимая трендом, не должна превышать дисперсии, вносимой случайными отклонениями от линии тренда, справедливы следующие соотношения:

- для прогноза на 1 интервал измерений – 6 измерений;
- для прогноза на 10 интервалов измерений – 16 измерений.

В общем случае это допущение может быть представлено в следующем виде

$$s_L^2 = s^2 \left[ \frac{1}{N} + \frac{3(N + 2T - 1)^2}{N(N^2 - 1)} \right], \quad (22)$$

или в предельном случае при равенстве дисперсий

$$\frac{1}{N} + \frac{3(N + 2T - 1)^2}{N(N^2 - 1)} = 1, \quad (23)$$

откуда для выбранного периода прогнозирования  $T$  может быть получено минимально необходимое число измерений  $N$ .

Для решения задач прогнозирования развития неисправностей особо ответственного оборудования вместо величин  $T_{ПР}$  и  $T_A$  может быть ис-

пользована величина  $T_{min}$  – гарантируемый период надежной работы (рисунк 7), которая может быть рассчитана из уравнения

$$\tilde{K} \pm t_s(P) \cdot s_r = K_0 + \Delta K_{\text{э}}, \quad (24)$$

где  $s_r$  – среднее квадратичное отклонение прогнозируемой величины.

### ***Построение краткосрочного прогноза***

Ранее было показано, что для построения долгосрочного прогноза необходимо проведение большого количества измерений. Так для построения прогноза на 10 периодов необходимо иметь как минимум 16 измерений. Это часто бывает сопряжено с целым рядом сложностей, среди которых можно назвать:

- удаленность объектов контроля;
- малочисленность служб диагностики;
- изменения режимов работы оборудования и т.д.

С другой стороны, потребность в таком долгосрочном прогнозе существует лишь при организации обслуживания оборудования по фактическому состоянию. При системе плановых ремонтов, существующей в настоящее время на разрезах Кузбасса, гораздо важнее построить прогноз, дающий ответ на основной вопрос эксплуатации: проработает ли объект диагностики до ближайшего планового ремонта или до следующего момента диагностики.

Ответ на этот вопрос позволяет дать краткосрочное прогнозирование. Для построения эффективного краткосрочного прогноза ряд источников, например, рекомендует обратиться к адаптивному краткосрочному прогнозированию, в котором наиболее полно учитывается диагностическая информация, содержащаяся в последних измерениях. На основе этой информации корректируются параметры принятой модели, т.е. модель адаптируется к изменившимся условиям. Прогнозирование с помощью адаптивных методов дает хорошие результаты на относительно малых промежутках времени (как правило, на 1 – 2 интервала вперед), что, однако, полностью удовлетворяет возникающие при системе плановых ремонтов потребности.

Важнейшим и одним из основных факторов, оказывающих решающее воздействие на ресурс электромеханического оборудования, является надежность работы подшипниковых узлов. Причины выхода подшипников из строя могут быть условно классифицированы по нескольким группам: заводской брак, высокие нагрузки, погрешности монтажа или протекание естественных процессов износа. В силу того, что характер, который имеют повреждения, вызванные определенными причинами, достаточно специфичен и узнаваем, появляется возможность, на основе визуально-измерительного контроля установить причинно-следственную связь и определить причину возникновения дефекта. Согласно статистическим данным, из общего числа вышедших из строя (заведомо исправных при установке) подшипников только около 1/3 повреждены вследствие естественного износа, вторая треть – из-за нарушения режима смазки, остальные – из-за многократного превышения нагрузок или неправильно произведенных монтажных работ.

Безусловно, дефекты эксплуатационного характера, дефекты монтажа и сборки, а также дефекты изготовления подшипниковых узлов вносят в измеряемый сигнал механических колебаний различные по характеру составляющие. Однако верным образом разработанный комплекс диагностических признаков позволяет обнаруживать и распознавать на начальной стадии развития все виды дефектов, определять состояние подшипника и обеспечивать достаточно достоверный прогноз.

Обработка статистических данных, собранных в ходе осуществления программы мониторинга технического состояния оборудования с различными типами подшипников качения, позволили обобщить и сгруппировать неисправности подшипниковых узлов на две условные группы:

- неисправности, формирующиеся по причине естественного износа контактирующих поверхностей;
- неисправности, связанные с поломкой конструкции, под действием внутренних или внешних сил (разряд электрического тока, предельные концентрации внутренних напряжений и т.п.).

Для построения достоверной прогностической модели, необходимо выбрать информативные критерии для выполнения оценки характерных неисправностей, и, кроме того, определить границы допустимых значений выбранных критериев. Исходя из основных принципов вибрационной диагностики, в качестве информативного критерия оценки выбираем показатель амплитудного значения виброускорения характерных частот подшипников.

Рассмотрим построение долгосрочного прогноза на основе экспоненциальной экстраполяции диагностических результатов. Как отмечалось ранее в третьей главе, для прогноза на 1 интервал измерений требуется 6 измерений, а для прогноза на 10 интервалов должно быть не менее 16 измерений.

На рисунке 8 приведены результаты контроля виброускорения на подшипниковых узлах гидравлического вращателя бурового станка и линия тренда построенная по результатам долгосрочного прогнозирования.

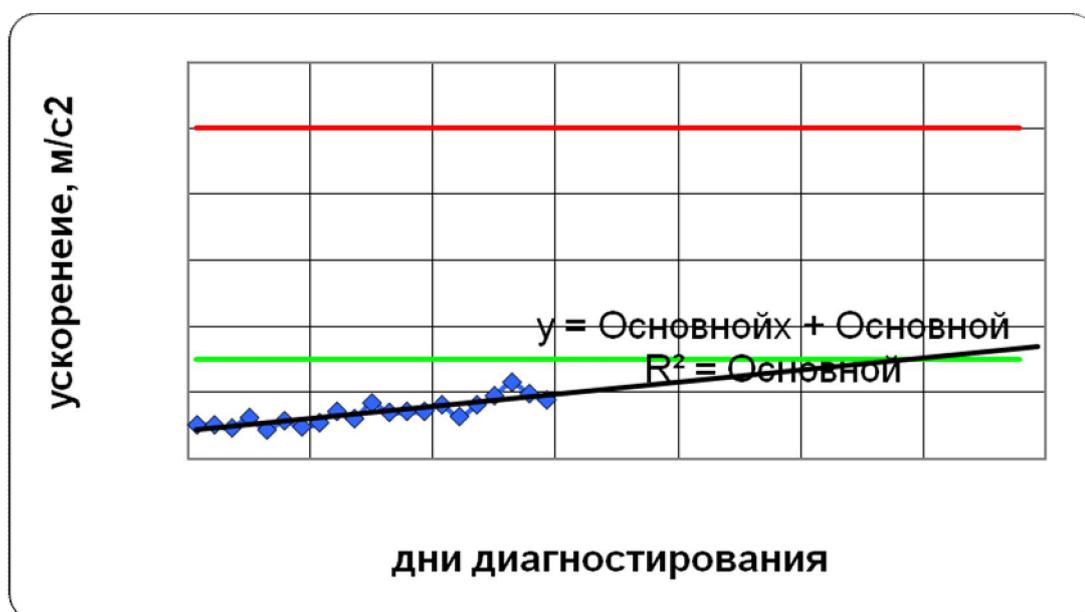


Рисунок 8. Результаты виброобследования опорных подшипников вращателя бурового станка DML-1200

Как нетрудно видеть, за четыре месяца наблюдений амплитуда виброускорения находится в допустимом диапазоне, а прогноз на 1 период показывает, что за полгода наблюдений линия тренда не достигнет границы технического состояния, при котором следует усилить наблюдение за гидромеханической системой. Это же касается и других агрегатов дизель-гидравлического бурового станка.



Рисунок 9. Изменение технического состояния гидравлического вращателя бурового станка DML-1200

Возобновленное через полгода после начала эксплуатации станка DML-1200 наблюдение показало (рисунок 9), что через семь месяцев эксплуатации техническое состояние агрегата перешло в состояние, когда требуется усиление контроля и принятие мер для поиска дефекта, для чего были возобновлены диагностические обследования.

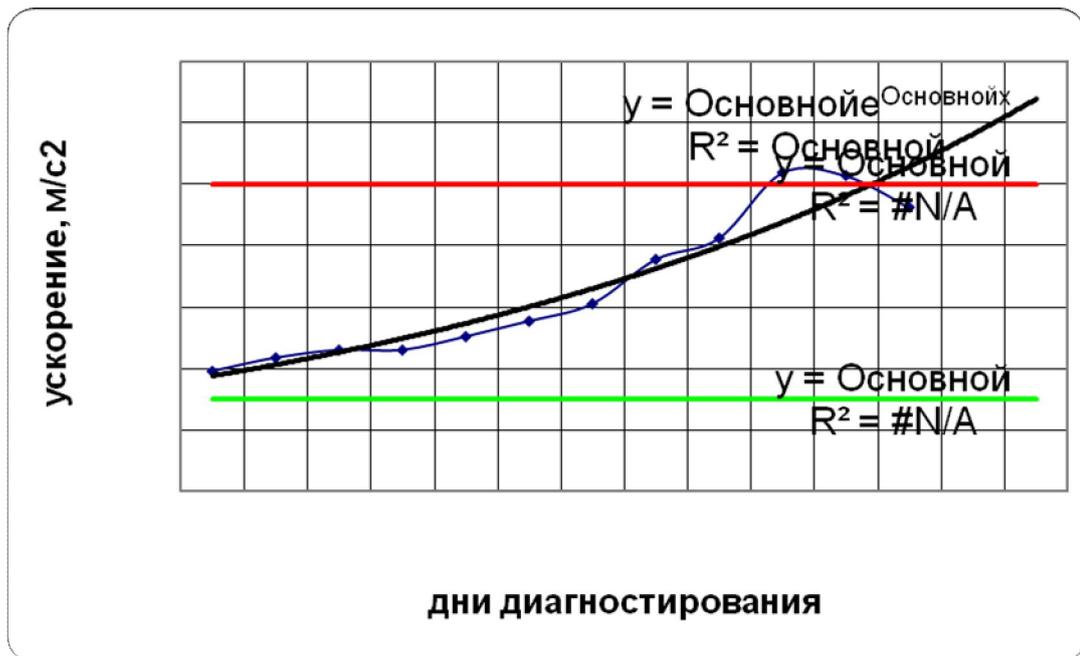


Рисунок 10. Изменение технического состояния гидравлического вращателя бурового станка DM-L на последней стадии эксплуатации перед остановкой в ремонт

На рисунке 10 приведены результаты диагностического обследования вращателя бурового станка DML-1200 на последней стадии эксплуатации, перед остановкой в ремонт. Как следует из приведенных результатов техническое состояние гидравлического вращателя к концу календарного года стало неприемлемым, что требует проведения ремонта.

Анализ спектров нагруженности опорных узлов вращателя показал, что дефектным является передний подшипник вращателя, у которого наблюдается повышенная вибрация, вызванная деформацией тел качения (рисунок 11).

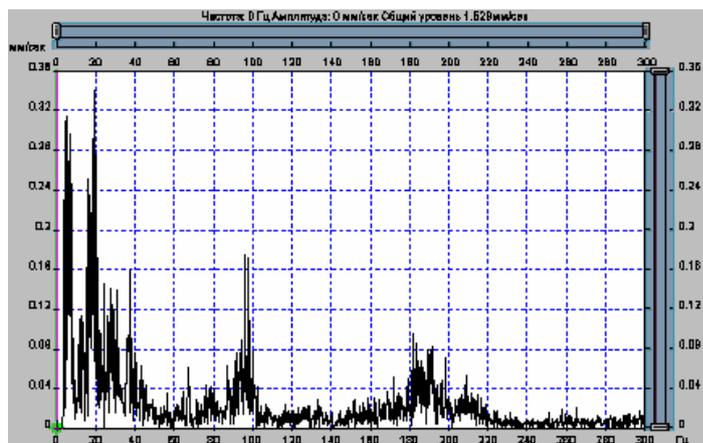


Рисунок 11. Спектр нагрузки переднего подшипника вращателя с характерными признаками дефектов тел качения

Последующий визуальный осмотр и дефектация подшипника показали правильность поставленного диагноза (рисунок 12).



*Рисунок 12. Дефекты тел качения и беговой дорожки переднего подшипника вращателя*

С использованием прогностической модели на основе статистических результатов вибродиагностики, появляется возможность в достаточной мере точно оценить исследуемую неисправность, а также спрогнозировать остаточный ресурс узла или агрегата и осуществлять эффективное планирование ремонтных работ, предупреждение возникновения аварийных отказов. В итоге предложенное решение позволит минимизировать издержки, связанные с внезапным выходом оборудования из строя, оптимизировать логистику и складское хозяйство. Будут созданы все условия для перехода к качественно новой системе управления техническим обслуживанием технологического оборудования.

## Лекция 10. НЕУРАВНОВЕШЕННОСТЬ РОТОРА

Неуравновешенностью ротора называют состояние ротора, которое во время вращения приводит к появлению центробежных сил и моментов, вызывающих переменные нагрузки на опоры ротора и его изгиб. Неуравновешенность ротора может вызываться источниками как механического и термодинамического происхождения, которые рассматриваются в этой главе, так и другими (аэро-, гидродинамическими и пр.) источниками.

### 1. Неуравновешенность ротора и дисбаланс механического происхождения

Механическая неуравновешенность ротора вызывается отклонением рабочих размеров (в силу различных причин) ротора от номинальных конструктивных, т.е. дисбалансом. При вращении такого ротора с некоторой угловой скоростью в каждом поперечном сечении, имеющем отклонение размеров от номинальных, возникает центробежная сила, вращающаяся вместе с ротором и вызывающая переменные нагрузки на опоры. Для наблюдателя результирующая центробежная сила вращается, как и ее отдельные составляющие, но относительно ротора она неподвижна и является статической нагрузкой, которая может вызывать значительный изгиб.

Воздействие центробежных сил (дисбаланса) на опоры в большой степени определяется динамическими свойствами ротора, т.е. его способностью к изменению формы при вращении. Большинство крупных агрегатов, например, турбоагрегаты, крупные электрические машины и др., имеют роторы с изменяемой при вращении формой оси (так называемые *гибкие роторы*), однако, основная часть агрегатов средней и малой мощности имеет практически недеформируемые при вращении *жесткие роторы*.

Условно виды дисбаланса валопроводов можно разделить на две категории: статический (*жесткий*) дисбаланс и *динамический* дисбаланс, связанный с прогибом ротора.

Статический, или жесткий, дисбаланс – один из основных источников повышенной вибрации оборудования. Причины его возникновения можно разделить на две группы. Первая из них – это дефекты, связанные с нарушением технологии изготовления, сборки и балансировки ротора после сборки, с заменой или перестановкой деталей в процессе монтажа, характеризующиеся повышенной вибрацией непосредственно по завершении ремонта или монтажа оборудования. Другая группа – дефекты эксплуатации:

- разрушение и отрыв частей ротора (например, частей рабочего диска, лопаток и др.) в процессе работы, характеризующиеся внезапными однократными скачкообразными изменениями амплитуды и (или) фазы вибрации;
- различные виды износа поверхностей ротора (например, трущихся и рабочих – шеек вала, лопастей колес);
- отложения на деталях ротора, образующиеся в процессе работы;
- уменьшение натяга (нарушение посадок) деталей вала.

Три последних вида дефектов в большинстве случаев характеризуются сравнительно медленными (в течение часов, дней, месяцев и более) изменениями амплитуды и (или) фазы вибрации.

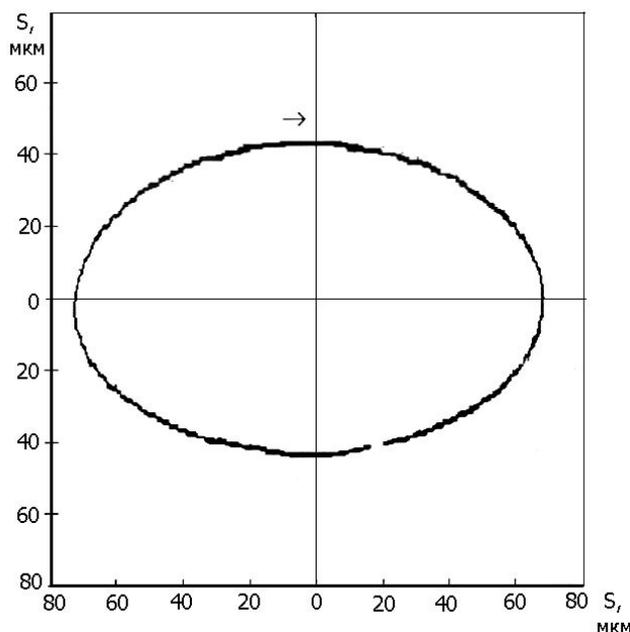
Дисбаланс, связанный с прогибом (во многих случаях остаточным) вала, также может вызываться тремя видами дефектов:

- изготовления – остаточные деформации, неоднородность поковки вала, тепловая нестабильность в электрических машинах и др.;
- монтажа – в торцевых резьбовых соединениях, перекосы в шпоночных соединениях, нарушение натяга дисков и др.;
- эксплуатации – задевания, в результате неравномерного охлаждения или нагрева ротора или нарушения зазоров, нарушений режима пуска и др.

Статическую неуравновешенность ротора может вызывать также несоосность опорных поверхностей подшипника скольжения и шеек ротора, прогиб ротора, различие в массе одинаковых диаметрально противоположных элементов (полюсов синхронных машин или секций обмоток якоря), смещение масс пропиточного лака при сушке и др. Причиной моментной неуравновешенности могут быть перекосы насаживаемых на вал узлов: коллектора, контактных и бандажных колец, рабочих облопаченных колес и многое другое.

## 2. Диагностические признаки неуравновешенности ротора

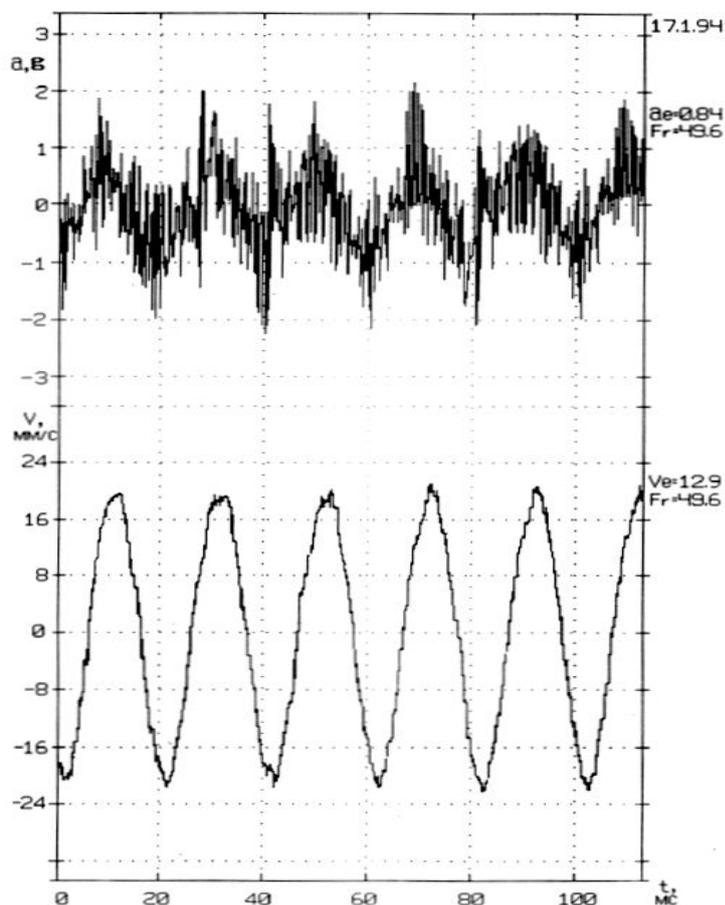
Траектория движения ротора в подшипнике при статической неуравновешенности в большинстве случаев имеет форму эллипса, а не круга, что связано с различной жесткостью подшипника в вертикальном и горизонтальном направлениях. На рисунке 1 приведена типичная траектория движения шейки ротора в подшипнике скольжения при дисбалансе, при этом отношение размахов виброперемещений в вертикальном и горизонтальном направлениях примерно соответствует отношению жесткостей подшипника в тех же направлениях.



*Рисунок 1. Траектория движения шейки вала в подшипнике скольжения при дисбалансе*

Кривые (формы сигнала) виброперемещения и виброскорости при неуравновешенности ротора и отсутствии других развитых дефектов агрегата во

многих случаях периодические или почти периодические, с периодом колебаний, соответствующим частоте вращения ротора  $f_r$ , имеют форму, близкую к синусоидальной. Амплитуда и фаза вибрации на частоте вращения ротора практически стабильны во времени. Кривая (форма сигнала) виброускорения часто имеет более сложный (случайный) характер, особенно если ротор опирается на подшипники качения.



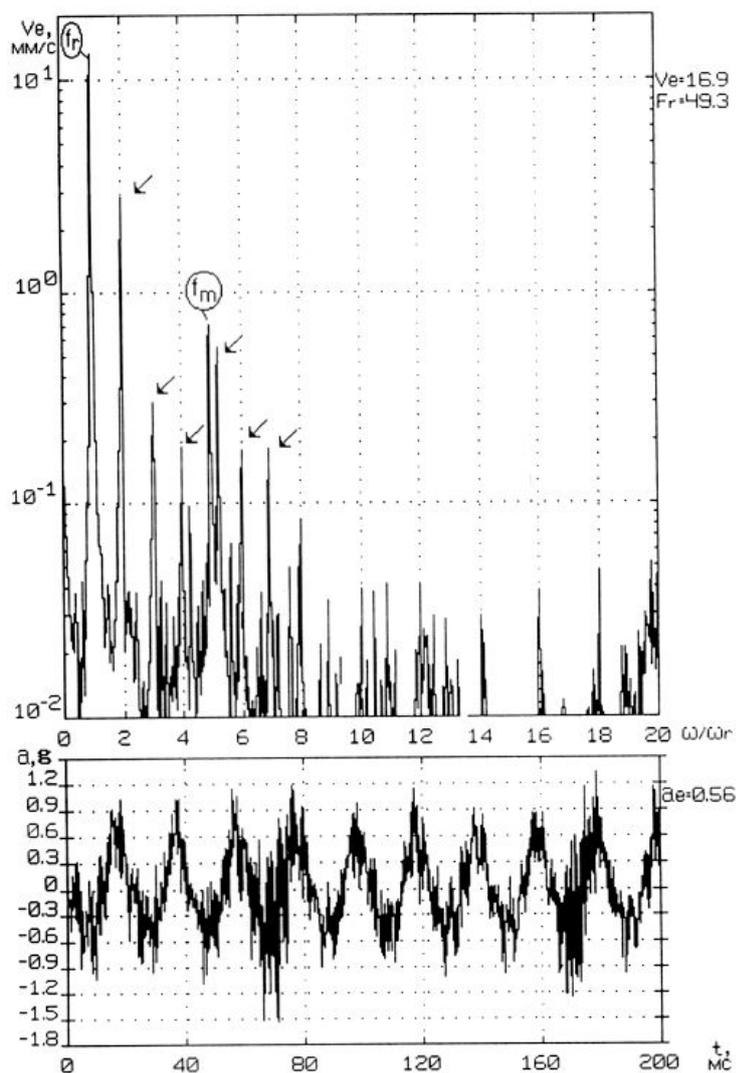
*Рисунок 2. Формы сигнала виброскорости и виброускорения, измеренные на подшипниковом щите электродвигателя со статическим дисбалансом ротора*

На рисунке 2 приведены формы сигнала виброскорости (нижний график) и виброускорения (верхний график), измеренные с интервалом в несколько секунд в одной и той же точке подшипникового щита электродвигателя, имевшего неуравновешенность ротора. При этом кривая (форма сигнала) виброускорения имеет сложную форму за счет достаточно интенсивной средне-, высокочастотной и случайной вибрации (во многих случаях возбуждаемой даже исправными подшипниками качения и другими источниками).

В амплитудном спектре вибрации составляющая на частоте вращения ротора является преобладающей и в большинстве случаев ее величина, при отсутствии других, кроме дисбаланса дефектов, значительно (в два и более раз) превышает величину вибрации на ее высших гармониках, а уровень шумовых компонент спектра – на 40...50дБ.

В качестве примера на рисунке 3 приведен спектр виброскорости подшипникового щита небольшого электродвигателя, имевшего неуравновешенность ротора. Стрелками помечены гармоники частоты вращения ротора, а индексом  $f_m$  составляющая, возбуждаемая подшипником качения, которую не следует принимать во внимание. Необходимо добавить, что виброактивность на

высших гармониках частоты вращения ротора при дисбалансе во многом определяется нелинейностью, весьма индивидуальной для каждого подшипника, и уменьшается с ростом порядкового номера гармоники.



*Рисунок 3. Форма и спектр сигнала вибрации подшипникового щита электродвигателя, имевшего неуравновешенность ротора*

При механическом дисбалансе параметры вибрации зависят от частоты вращения ротора и практически не зависят от режима работы агрегата, внешних условий работы агрегата и температуры. Вибрация может проявляться как в радиальном, так и осевом направлениях, однако, в силу ее зависимости от жесткости подшипника, являющейся пространственно анизотропной, обычно горизонтальная составляющая вибрации преобладает над вертикальной. При этом чаще наблюдаются более интенсивные колебания опор ротора с дисбалансом, а влияние последнего на колебания опор сопряженных роторов агрегата, особенно в случае применения гибких муфт, обычно относительно невелико.

В силу изложенного выше большинство специалистов используют распределение вибрации на частоте вращения ротора (как по различным опорам агрегата, так и по пространственным компонентам) в качестве диагностических признаков неуравновешенности ротора, а количественные характеристики и особенности изменений амплитуды и фазы вибрации в качестве диагностических параметров (рисунок 4).

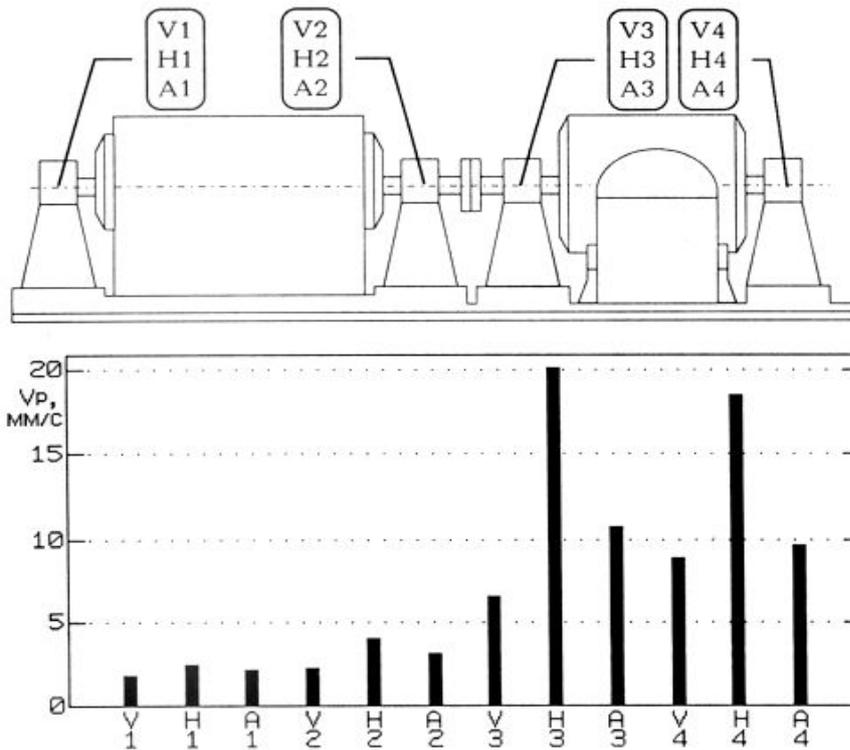


Рисунок 4. Схема контрольных точек и распределение вибрации по опорам насосного агрегата под влиянием неуравновешенности ротора насоса. Индексы 1 и 2 – опоры электродвигателя, 3, 4 – насоса, V, H, A – пространственные компоненты виброскорости

Вышесказанное справедливо в основном для агрегатов с жесткими роторами. У агрегатов с гибкими роторами (особенно крупных турбоагрегатов) могут наблюдаться значительные колебания опор узлов со сбалансированным ротором при дисбалансе роторов других узлов.

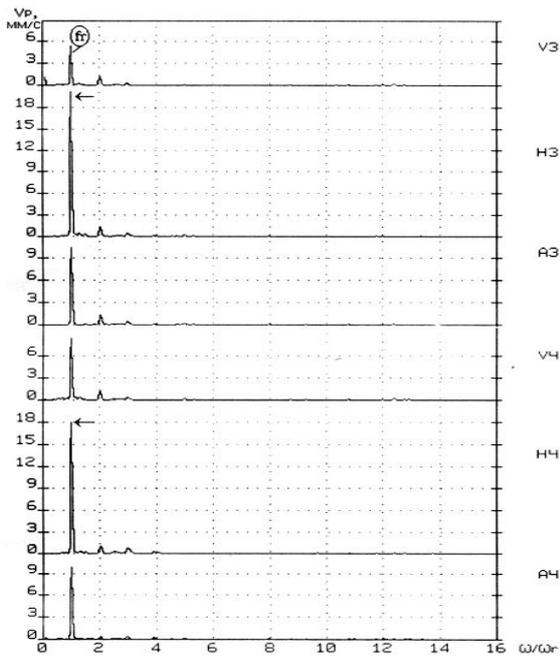
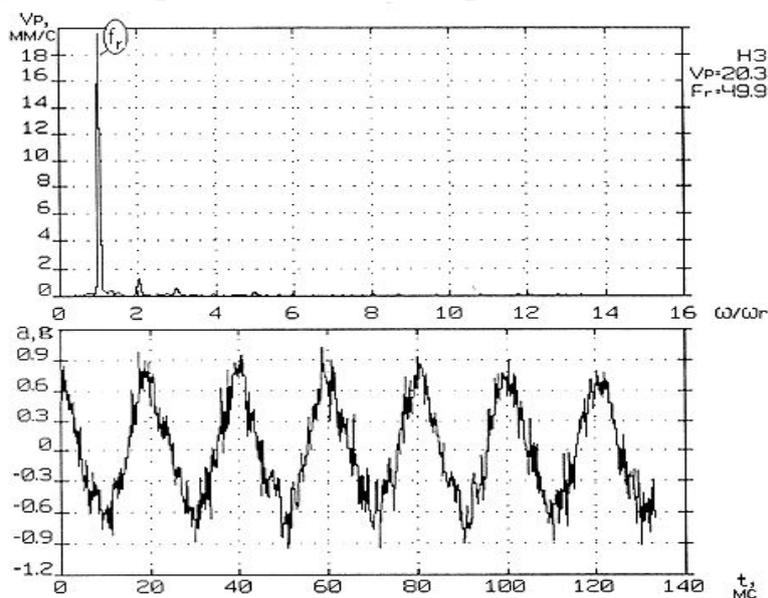


Рисунок 5. Спектры вибрации передней и задней подшипниковых опор насоса под влиянием неуравновешенности ротора

В качестве примера проявления неуравновешенности жесткого ротора при выводе агрегата из ремонта, сопровождающейся повышенной вибрацией,

можно привести следующий случай.

В соответствии с планом-графиком проведения ремонтных работ после наработки установленного количества часов ротор насоса сетевого насосного агрегата был демонтирован, отремонтирован, сбалансирован на станке и смонтирован в насосе. В ходе испытаний при выводе агрегата из ремонта была обнаружена вибрация, превышающая допустимое значение в несколько раз. Результаты проведенного после ремонта обследования приведены на рисунке 5.



*Рисунок 6. Форма и спектр сигнала вибрации передней подшипниковой опоры насоса под влиянием неуравновешенности ротора*

На рисунке 6 приведены форма виброускорения и спектр виброскорости передней подшипниковой опоры насоса в горизонтальном направлении. Уровень оборотной составляющей виброскорости (помечена индексом  $f_r$ ) превышает уровни виброскорости высших гармоник более чем в 10 раз (на 20 дБ), а уровень шумов – более чем на 40 дБ. Кривая виброускорения представляет собой суперпозицию колебаний в основном первой и значительно меньшей по амплитуде удвоенной лопастной частотой ( $14 \times f_r$ ), случайная вибрация сравнительно мала.

Признаки неуравновешенности ротора налицо. Насос был разобран, ротор поместили на балансировочный станок для проверки, в результате которой выяснилось, что послеремонтный дисбаланс многократно превышал допустимый дисбаланс по ТУ на данный тип роторов. После проведения балансировки и сборки агрегата были произведены измерения вибрации при рабочей нагрузке, которые показали удовлетворительное состояние агрегата (уровень виброскорости не превышал 2 мм/с).

В дальнейшем так и не удалось установить, что явилось причиной послеремонтной механической неуравновешенности ротора: высокий остаточный дисбаланс в результате ошибки специалиста по балансировке или ошибка ремонтного персонала, приведшая к вероятной деформации ротора при монтаже или транспортировке.

Следует отметить, что весьма важно проводить виброизмерения непосредственно перед выводом агрегата в ремонт и проводить балансировку только в случае необходимости, обоснованной наличием диагностических призна-

ков дисбаланса и повышенной вибрации агрегата, т.е. не балансировать ротор без особой нужды. Важно также фиксировать случаи установки значительных корректирующих масс при балансировке (в случае удовлетворительного технического состояния по параметрам вибрации до вывода агрегата в ремонт) и анализировать причину таких фактов.

Диагностирование и оценка технического состояния ротора по величине неуравновешенности, которая во многих случаях определяет уровень вибрации узлов агрегата на частоте вращения ротора, – достаточно простой и, поэтому, широко применяемый способ мониторинга. В этом случае известно или легко определимо пороговое значение величины неуравновешенности, превышение которой означает отказ агрегата. При этом характер вибрации агрегата зависит от расположения дисбаланса: с одной стороны ротора, в середине, по краям или на консоли, что хотя и важно для решения задач балансировки, при потере работоспособности агрегата существенного значения не имеет.

Следует учитывать, что использование количественных характеристик вибрации на частоте вращения ротора (в качестве диагностического признака места расположения дисбаланса на роторе) во многих случаях бывает затруднено из-за значительного разброса их значений во времени и по множеству агрегатов, особенно не имеющих достаточно развитой неуравновешенности в силу многих часто не поддающихся учету факторов.

Учитывая изложенное выше, все же следует привести пример влияния расположения дисбаланса на валопроводе на вибрацию опор агрегата, измеренную в процессе эксплуатации оборудования.

На рис. 7 приведены вертикальные, горизонтальные и осевые компоненты вибрации опор одноступенчатых насосных агрегатов, находящихся в одинаковых условиях эксплуатации при различном расположении дисбаланса. Данный тип агрегатов имел жесткие роторы насоса и двигателя. Доля первой гармоники оборотной частоты, характеризующая уравновешенность ротора, в любой из контрольных точек составляла не менее 80 % общего уровня вибрации.

Верхний график (совокупность данных измерения вибрации, помеченная индексом 1) был получен перед остановом электродвигателя, в результате ревизии которого были обнаружены деформированные лопасти крыльчатки (см. схему). Наибольшая вибрация наблюдается в районе задней опоры электродвигателя.

Данные измерения вибрации с индексом 2 были получены на электродвигателе, имевшем распределенный вдоль бочки ротора дисбаланс в результате дефекта пазовой изоляции.

Результаты вибрационного контроля с индексом 3 были получены на агрегате, у которого дисбаланс зубчатой полумуфты со стороны электродвигателя возник в результате нарушения технологии изготовления и сборки соединительной муфты.

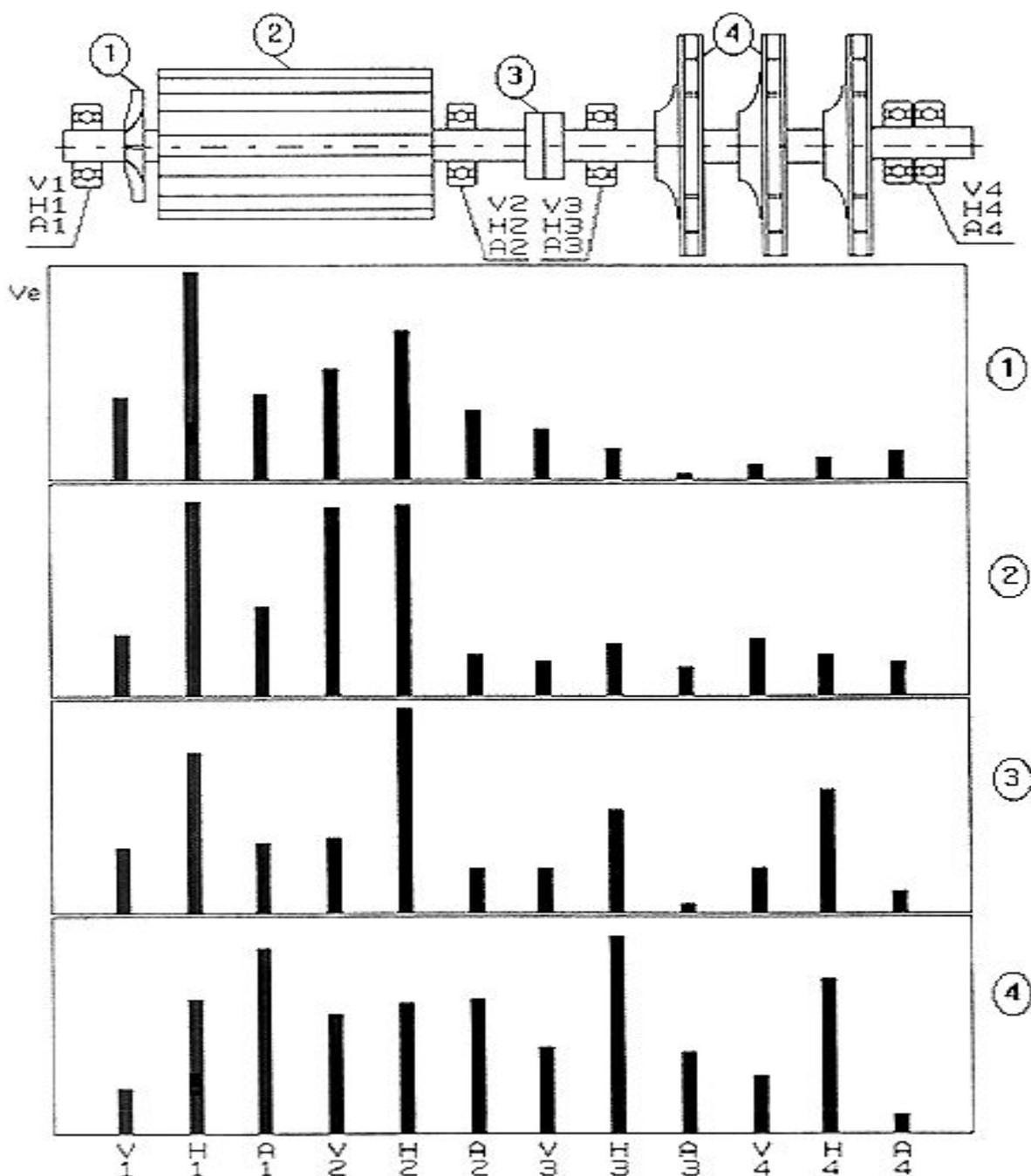


Рисунок 7. Схема валопровода и размещения контрольных точек насосного агрегата и вибрации опор при различном расположении дисбаланса. V, H, A – вертикальные, горизонтальные и осевые компоненты вибрации

Нижний график был получен перед выводом в ремонт агрегата, требующего по межремонтному интервалу капитальный ремонт ротора насоса. В процессе частичной разборки насоса при осмотре ротора был обнаружен недопустимый износ рабочих колес, более сильный со стороны электродвигателя, а в некоторых местах кромки лопастей были разрушены.

При механическом дисбалансе осевая вибрация подшипников в силу различных причин может достигать значительных величин и преобладать над радиальными составляющими.

Так, например, при обследовании сетевого насосного агрегата мощно-

стью более 10 МВт была обнаружена вибрация подшипниковых опор, превышающая допустимые для эксплуатации значения. Синхронный электродвигатель агрегата имел гибкий ротор с критической частотой вращения примерно 2200 об/мин и консольно-расположенный возбудитель (рисунок 8).

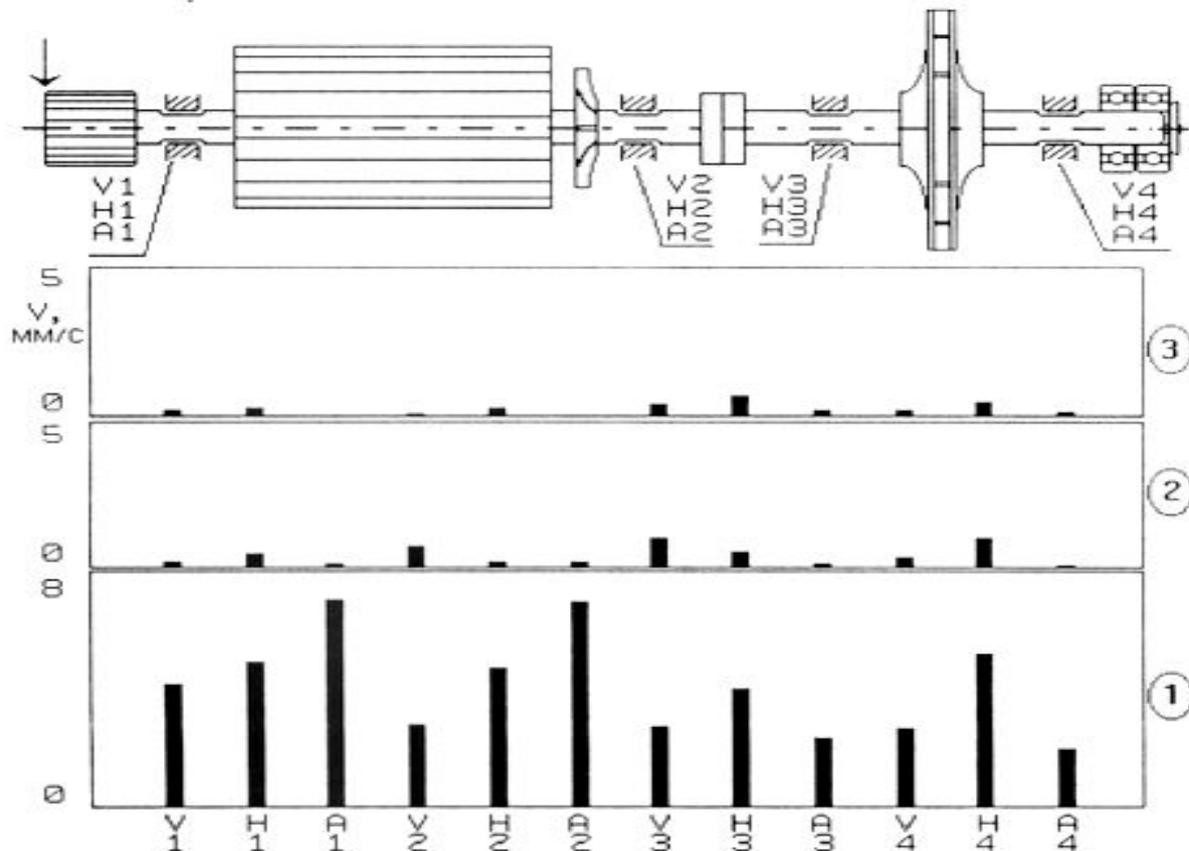


Рисунок 8. Схема валопровода и размещения контрольных точек сетевого насосного агрегата, внизу приведен гармонический состав вибрации опор при дисбалансе в районе возбудителя (1 – первая, 2 – вторая и 3 – третья гармоники частоты вращения ротора, V, H, A – вертикальные, горизонтальные и осевые компоненты вибрации)

На рисунке 8 приведен гармонический состав вибрации подшипниковых опор. Наибольшая вибрация наблюдается на опорах электродвигателя, и максимальные значения имеют осевые компоненты, причем в частотном составе преобладает вибрация на частоте вращения ротора.

На рисунке 9 приведены форма сигнала виброускорения и спектр сигнала виброскорости контрольной точки (задней подшипниковой опоры электродвигателя в осевом направлении) с максимальным уровнем вибрации. Уровень преобладающей на частоте вращения ротора вибрации (помечена индексом  $f_r$ ) превышает уровни вибрации второй и третьей гармоник оборотной частоты примерно в 10 раз (на 20 дБ), а уровень шумов примерно на 40 дБ.

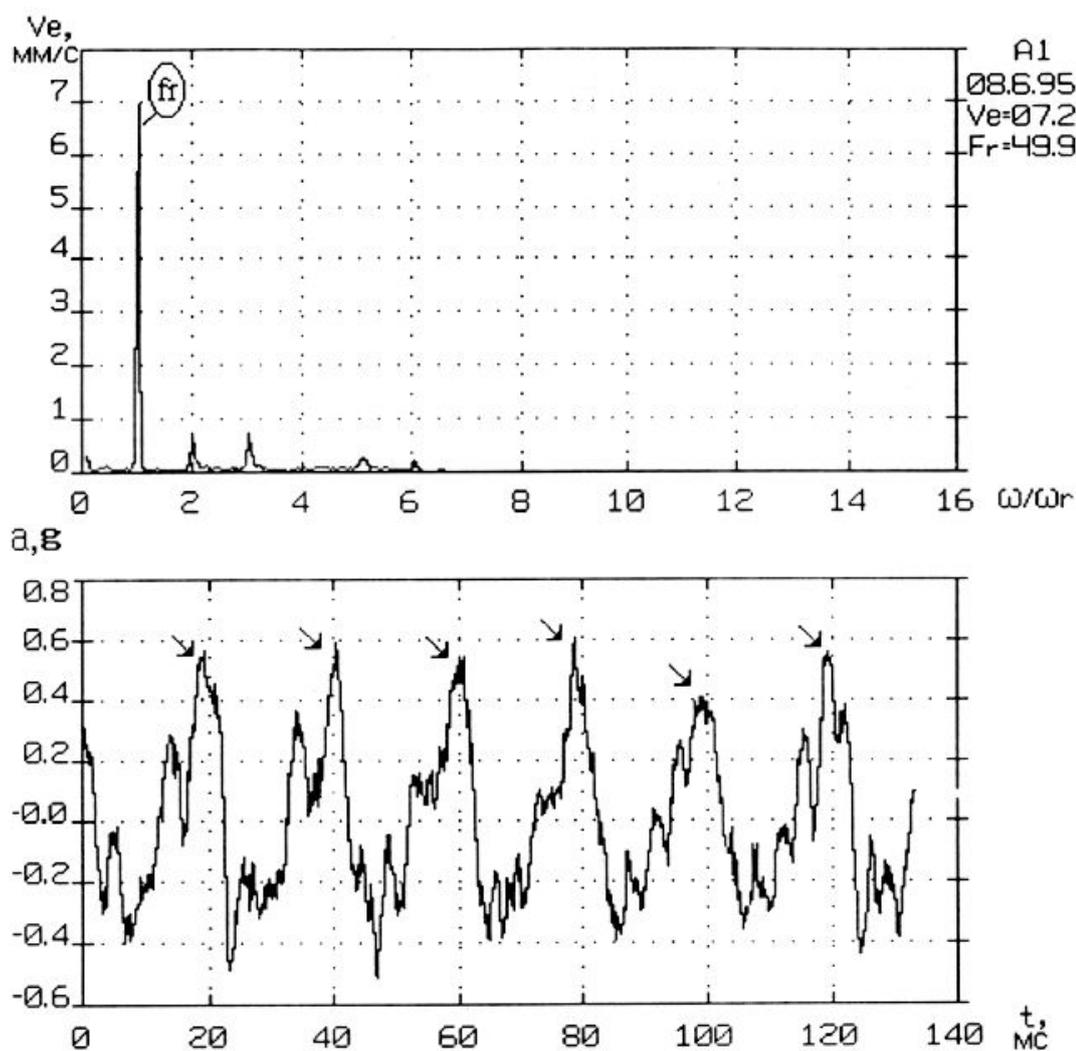


Рисунок 9. Форма и спектр сигнала вибрации задней подшипниковой опоры электродвигателя в осевом направлении

Кривую (форму сигнала) виброускорения периодической назвать нельзя, однако высокочастотные составляющие вибрации относительно невелики. В продолжение интервала времени, соответствующего одному обороту ротора (вертикальные пунктирные линии через каждые 20мс), на кривой виброускорения наблюдается один следующий от оборота к обороту почти периодически расположенный преобладающий максимум, хотя и изменяющийся по величине (помечен наклонными стрелками).

Исходя из характера вибрации и опыта эксплуатации этого типа синхронных электродвигателей, было высказано предположение о возможном дисбалансе возбудителя и предложено провести балансировку в собственных подшипниках под нагрузкой.

Агрегат был остановлен и проведена балансировка под нагрузкой. Единственный корректировочный груз установили в плоскости коррекции (в районе возбудителя), помеченной вертикальной стрелкой на рисунке 8.

Влияние установки корректировочного груза на изменение уровней вибрации опор сетевого насосного агрегата показано на рисунке 10. Вибрация сни-

зилась по всем контрольным точкам на опорах агрегата, а в точках с максимальной вибрацией в несколько раз.

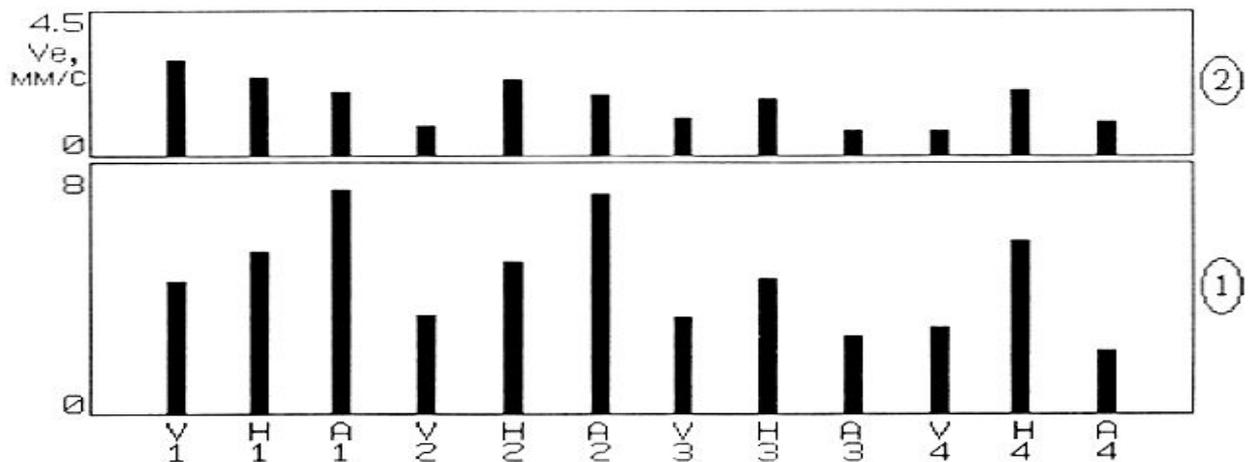


Рисунок 10. Влияние корректирующей массы, установленной в районе возбудителя, на вибрацию опор сетевого насосного агрегата. Снизу вверх – графики среднего квадратического значения (СКЗ) виброскорости по подшипниковым опорам до (график 1) и после (график 2) установки корректирующего груза; V, H, A – вертикальные, горизонтальные и осевые компоненты вибрации

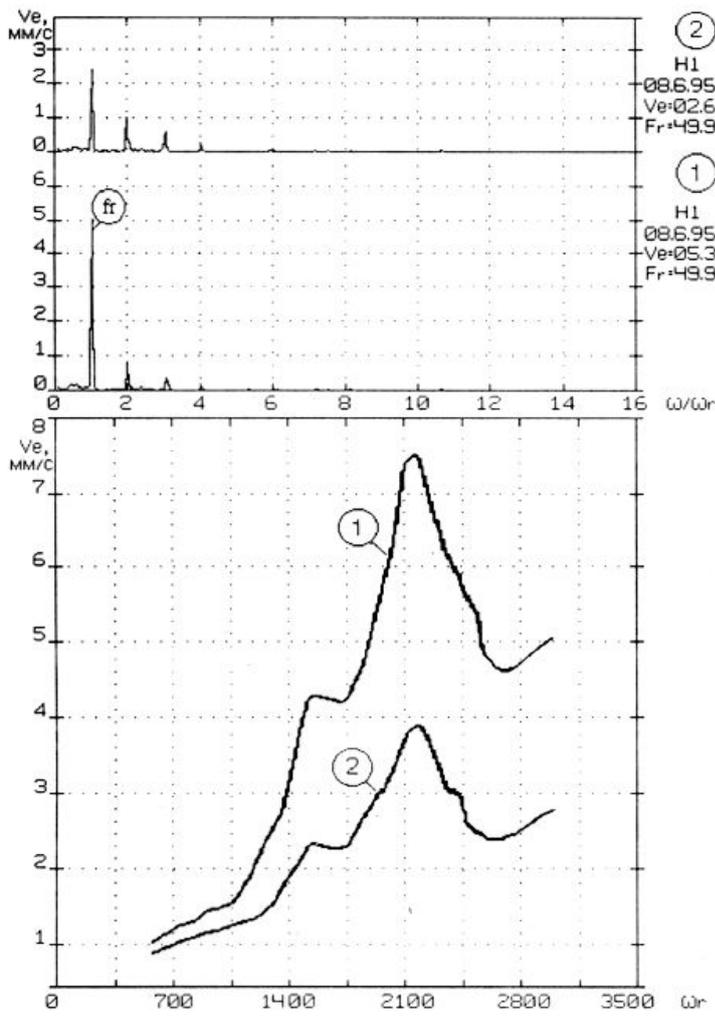


Рисунок 11. Влияние корректирующей массы в районе возбудителя на спектры и частотные характеристики (на частоте вращения ротора) колебаний передней подшипниковой опоры электродвигателя сетевого насосного агрегата в горизонтальном направлении (до установки – графики с индексом 1, после – графики с индексом 2)

В верхней части рисунка 11 приведены спектры виброскорости одной из

контрольных точек электродвигателя до (графики с индексом 1) и после (графики с индексом 2) установки корректирующей массы в районе возбудителя. Вибрация на частоте вращения ротора (помечена индексом  $f_r$ ) уменьшилась практически в два раза. В нижней части рисунка 11 приведены частотные характеристики (зависимость СКЗ оборотной гармоники виброскорости от частоты вращения ротора) колебаний той же точки до и после балансировки в собственных подшипниках. Вибрация на критической частоте ротора (примерно 2200 об/мин) также значительно уменьшилась.

У некоторых типов генераторов, электродвигателей и других узлов агрегатов, как и в приведенном выше случае, достаточно часто наблюдается повышенная чувствительность к механическому и тепловому дисбалансу осевых компонент вибрации опор. Такие типы машин при проведении мониторинга и диагностики следует выделять особо, чтобы не допускать неверного диагноза, поскольку подобные симптомы характерны и для некоторых других дефектов, например для расцентровки.

### 3. Тепловая неуравновешенность ротора

Тепловой неуравновешенностью ротора будем называть состояние ротора, которое вследствие неравномерного нагрева ротора или изменения его температуры во время вращения приводит к появлению центробежных сил и моментов, вызывающих переменные нагрузки на опоры ротора и его изгиб.

Происхождение тепловой неуравновешенности ротора, и связанного с ней теплового дисбаланса, в большинстве случаев вызывается одной из следующих причин:

- асимметрией тепловых полей ротора электрической машины вследствие витковых замыканий в обмотке ротора, обрывов и растрескивания стержней, неравномерной толщины изоляции обмотки ротора, отсутствия тепловых зазоров между пазовыми клиньями и др. При этом допускаемая интенсивность вибрации из-за тепловой асимметрии в большинстве случаев лежит в пределах  $0,2 \dots 0,3 [V_e]$ ;
- неравномерным охлаждением ротора вследствие насадки рабочих колес, промывающих и других деталей с перекосом и недостаточными осевыми зазорами, нарушения равномерности теплообмена, отсутствия осевых зазоров между насадными деталями ротора;
- изменением остаточных напряжений от термомеханической обработки или многократных перегревов ротора, вызывающих перераспределение масс относительно оси ротора. Такой тепловой прогиб возможен и при равномерном прогреве, например, после пуска двигателя неуравновешенность ротора может меняться до стабилизации его температуры;
- разъединением (ослаблением посадки) деталей (например, железа или массивных дисков) ротора на валу при температурных расширениях;
- касанием (задеванием) ротором статора (в том числе в лабиринтных уплотнениях) из-за недостаточных зазоров, эксцентриситета или повышенной вибрации.

При асимметрии температурного поля ротор прогибается в направлении градиента температурного поля, что приводит к появлению теплового дисбаланса. Для свободно опертого стального ротора при линейном распределении температур в радиальном направлении стрела теплового прогиба может быть определена по приближенной формуле

$$y = 1,5 \times 10^{-6} \frac{\ell^2 \Delta t}{d},$$

где  $\ell$  – длина ротора;  $\Delta t$  – разность температур между горячей и холодной образующими ротора;  $d$  – диаметр ротора.

Например, при длине ротора 8 метров и диаметре 1 метр на каждый градус разницы температур стрела прогиба составит 0,1 мм, что примерно в 20 раз превышает допуск на отклонение центров масс при балансировке на станке.

#### **4. Характерные особенности проявления тепловой неуравновешенности ротора**

Для тепловой неуравновешенности ротора свойственны диагностические признаки механической неуравновешенности ротора и характерно режимное изменение дисбалансов ротора, при этом каждому установившемуся тепловому режиму соответствует определенная вибрация.

Изменение вибрации происходит не одновременно с изменением активной нагрузки, а постепенно, по мере изменения теплового состояния металла. Именно так, например, увеличивается амплитуда и (или) фаза оборотной гармоники вибрации при пуске агрегата (двигателя) по мере нагрева ротора до рабочей температуры, а затем возможна стабилизация вибрации.

Другим важнейшим диагностическим признаком тепловой неуравновешенности ротора является существенный рост вибрации на первой критической частоте при выбеге нагретого ротора по отношению к величине этой компоненты при разгоне холодного ротора или выбеге не успевшего прогреться ротора.

При обнаружении диагностических признаков теплового дисбаланса следует учитывать, что в некоторых ситуациях, например при пуске холодного агрегата, аналогичными диагностическими признаками может сопровождаться изменение соосности роторов агрегата под действием меняющихся температурных полей при разогреве опор и фундамента.

На рисунке 12 приведена иллюстрация случая изменения параметров вибрации во времени, имевшего место на электрической машине (генераторе) при тепловой неуравновешенности. После пуска машины вибрация определялась вектором  $A_0$  (вибрация на холостом ходу, верхняя диаграмма) и точками с индексом 0 графиков амплитуды и фазы (соответственно нижний и верхний графики нижней диаграммы). После приложения 50-процентной нагрузки (на нижней диаграмме момент приложения 50-процентной нагрузки помечен левой вертикальной пунктирной линией) вибрация менялась на протяжении примерно 2,5 часов, причем вначале происходило некоторое ее снижение, а затем – возрастание и, наконец, стабилизация.

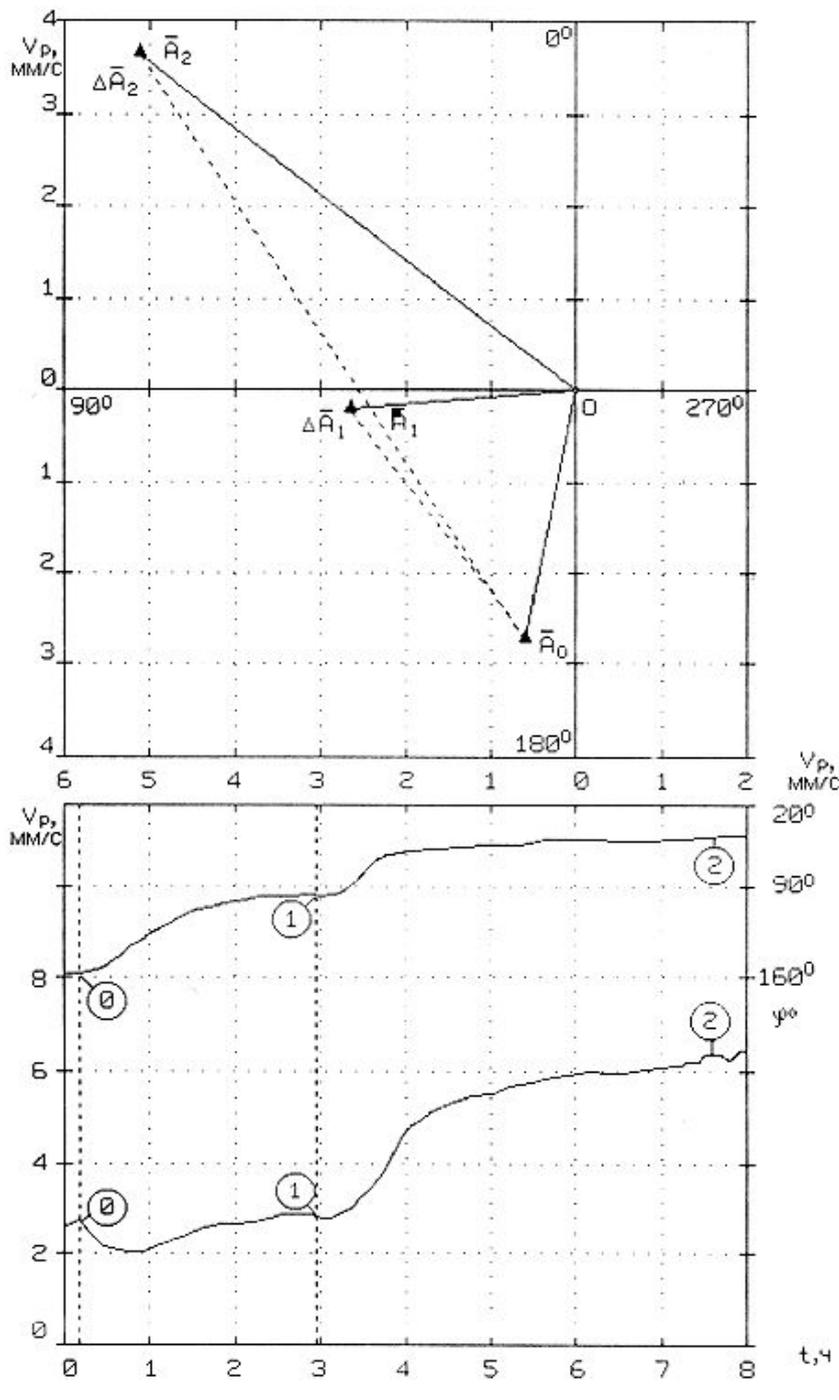


Рисунок 12. Влияние нагрузки на характер изменения вибрации на оборотной частоте при тепловом дисбалансе.  $A_0$  – вибрация на холостом ходу,  $A_1$  – вибрация при промежуточной нагрузке,  $A_2$  – вибрация при номинальной нагрузке,  $\Delta A_1$ ,  $\Delta A_2$  – тепловые векторы

Моменту стабилизации вибрации соответствует вектор  $A_1$  и точки с индексом 1. Далее была приложена номинальная нагрузка (на нижней диаграмме момент приложения номинальной нагрузки помечен правой вертикальной пунктирной линией), после чего снова наблюдалось изменение (рост) вибрации в продолжение примерно 3 часов. Моменту практически полной стабилизации вибрации соответствуют вектор  $A_2$  и точки с индексом 2.

Во многих случаях подобная картина изменения амплитуды вибрации наблюдается во время пуска холодного агрегата при расцентровке, однако в данном случае происходит синхронное изменение как амплитуды, так и фазы вибрации на частоте вращения ротора. Другим важным доводом, говорящим в пользу теплового дисбаланса, было то, что после снятия нагрузки по мере ох-

лаждения ротора происходил обратный процесс изменения параметров вибрации. Таким образом, по мере приложения нагрузки к начальному вектору вибрации механического дисбаланса  $A_0$  добавляются тепловые векторы  $\Delta A_1$  и  $\Delta A_2$ , вызываемые термической деформацией ротора, и общая вибрация является результатом сложения этих векторов.

При асимметрии тепловых полей ротора электрической машины, например, вследствие виткового замыкания в обмотке ротора, обрывов и растрескивания стержней ротора асинхронного электродвигателя, при неравномерной толщине изоляции обмотки ротора, появляется зависимость вибрации от тока ротора, т.е. от нагрузки. Для этой причины характерно режимное изменение статических дисбалансов ротора в период между пуском и прогревом ротора до рабочих температур, затем стабилизация при постоянной нагрузке и новое изменение дисбалансов ротора пропорционально изменению нагрузки до стабилизации новых температурных полей ротора.

Наиболее распространенной причиной теплового дисбаланса роторов турбин является отсутствие осевых зазоров между насадными деталями ротора: рабочими дисками, уплотнительными втулками. Из-за небольших отклонений торцов насадных деталей от перпендикулярности оси при их расширении вместе со значительными осевыми усилиями возникают изгибающие моменты, приводящие к тепловому прогибу ротора. Известны случаи, когда эта причина исчезала после разгона ротора до скорости срабатывания автомата безопасности за счет ослабления посадочных натягов и перемещения насадных деталей в осевом направлении. Эта же причина теплового прогиба ротора может иметь место на роторах насосов, имеющих насадные диски и работающих на перекачке горячего продукта.

При неравномерном охлаждении ротора вследствие насадки рабочих колес, промывающих и других деталей с перекосом и недостаточными осевыми зазорами появляется моментная неуравновешенность ротора с противофазными векторами на оборотной частоте. Следует обратить внимание на то, что векторы вибрации разных опор на частоте вращения ротора при пуске агрегата могут и не быть в противофазе, например, если имеются другие причины, приводящие к вибрации на этой частоте. Однако при нагреве изменение величины фазовых углов происходит в одну сторону с постоянным углом между векторами оборотных гармоник.

Диагностическим признаком асимметрии охлаждения является зависимость вибрации от интенсивности процессов теплообмена или от разности температур между ротором и охлаждающим газом. При этом вибрация меняется как при повышении нагрузки, так и в случае резкого изменения температуры охлаждающего газа. От температуры ротора вибрация практически не зависит.

Тепловой дисбаланс у барабанных роторов может возникать из-за протечек пара или газа внутри роторов через неплотности в технологических заглушках и в сварке. При этом горячий газ нагревает ротор несимметрично в соответствии с расположением мест его входа и выхода, что приводит к тепловому прогибу ротора.

Тепловые деформации возникают при попадании масла в центральное от-

верстие ротора через неплотности заглушки. Масло засасывается за счет понижения давления внутри ротора при его охлаждении во время остановок и там накапливается. Наконец его количество становится достаточным для конвективного теплообмена внутри ротора, при котором тепло переносится в осевом направлении от горячих поверхностей к холодным. Этот процесс может протекать несимметрично относительно оси и прогрессировать, вызывая увеличение вибрации.

## **5. Термическая нестабильность дисбалансов ротора**

Термической нестабильностью дисбалансов ротора называют изменение дисбалансов ротора вследствие изменения его температуры. Термическая нестабильность дисбалансов ротора может быть постоянной или временной. Например, по достижении критического числа пусков электродвигателя вследствие протекания в роторе пусковых токов, многократно превышающих номинальные, или при некачественной термомеханической обработке ротора могут возникать остаточные напряжения, вызывающие перераспределение масс относительно оси ротора, что приводит к его прогибу даже при равномерном прогреве. Для этих дефектов характерно изменение неуравновешенности ротора при изменении его температуры, независимо от причины изменения температуры. Например, амплитуда и (или) фаза вибрации на частоте вращения ротора электродвигателя с таким дефектом будет непредсказуемо меняться при изменении нагрузки, т.е. токов в роторе, температуры охлаждающего воздуха, а иногда и масла подшипников и многих других, в том числе не поддающихся учету параметров. Устранить такую причину вибрации агрегата возможно только термообработкой ротора или его заменой, поскольку балансировка положительных результатов во многих случаях не дает.

Таким же образом проявляются недостаточные осевые зазоры в пазовых клиньях роторов электрических машин, например генераторов.

## **6. Разъединение (ослабление посадки) деталей ротора**

Разъединение (ослабление посадки) деталей, например железа ротора, более часто встречается при работе электрической машины под нагрузкой, когда расширение пакета железа ротора происходит от выделенных в роторе тепловых потерь. Другая возможность – недостаточное охлаждение деталей ротора (массивных дисков). Обе эти причины за счет изгибов ротора и перекосов приводят к статической и моментной неуравновешенности ротора. Характерной чертой этих дефектов является циклическое изменение во времени амплитуды и (или) фазы вибрации на частоте вращения ротора при неизменном режиме работы агрегата – постоянной нагрузке, давлении, температуре и др.

В качестве примера можно привести встречающееся непрерывное перемещение пакета железа относительно вала электродвигателя. Ослабление посадки железа ротора под действием центробежных сил и теплового расширения пакета при его ориентации относительно вала приводит к тому, что вал изгибается в направлении смещения пакета. Такой изгиб обусловлен тем, что участок вала, контактирующий с пакетом, имеет более высокую температуру, чем его

противоположная сторона.

Наращение прогиба сопровождается увеличением вибрации, пока центробежные силы не переориентируют его на полную величину зазора, образовавшегося в результате освобождения посадки. Затем происходит выравнивание и нарастание в противоположную сторону, т.е. временное уменьшение вибрации и последующее нарастание с периодичностью в несколько часов. При переориентировании прогиба ротора и смещении пакета в противоположном направлении фаза оборотной составляющей вибрации меняется на  $180^\circ$ . Величины прогиба ротора и изменения зазора могут быть сравнительно малы, однако они оказываются достаточными для возникновения значительной тепловой асимметрии ротора.

На рисунке 13 приведены графики изменения во времени амплитуды и фазы вибрации опоры электродвигателя на частоте вращения ротора, иллюстрирующие полную переориентацию на  $180^\circ$  теплового прогиба ротора: точки 1 и 2 на кривой фазы (график с индексом  $\varphi^\circ$ ) и соответствующие им максимумы амплитуды на кривой амплитуды (график  $A$ ). Отсутствию теплового прогиба соответствует точка 3 с локальным минимумом амплитуды и промежуточным значением фазы.

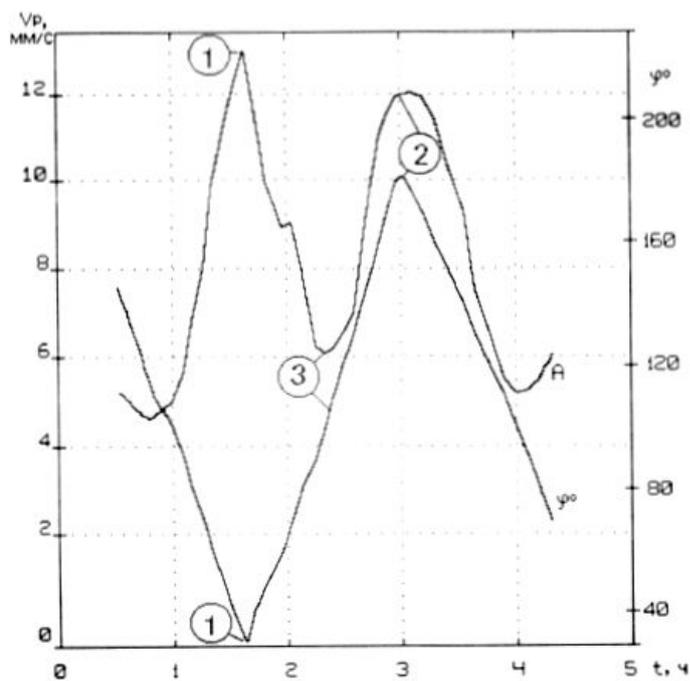


Рисунок 13. Один цикл изменения амплитуды и фазы вибрации опоры электродвигателя на частоте вращения ротора под влиянием разъединения посадки и переориентации теплового прогиба ротора

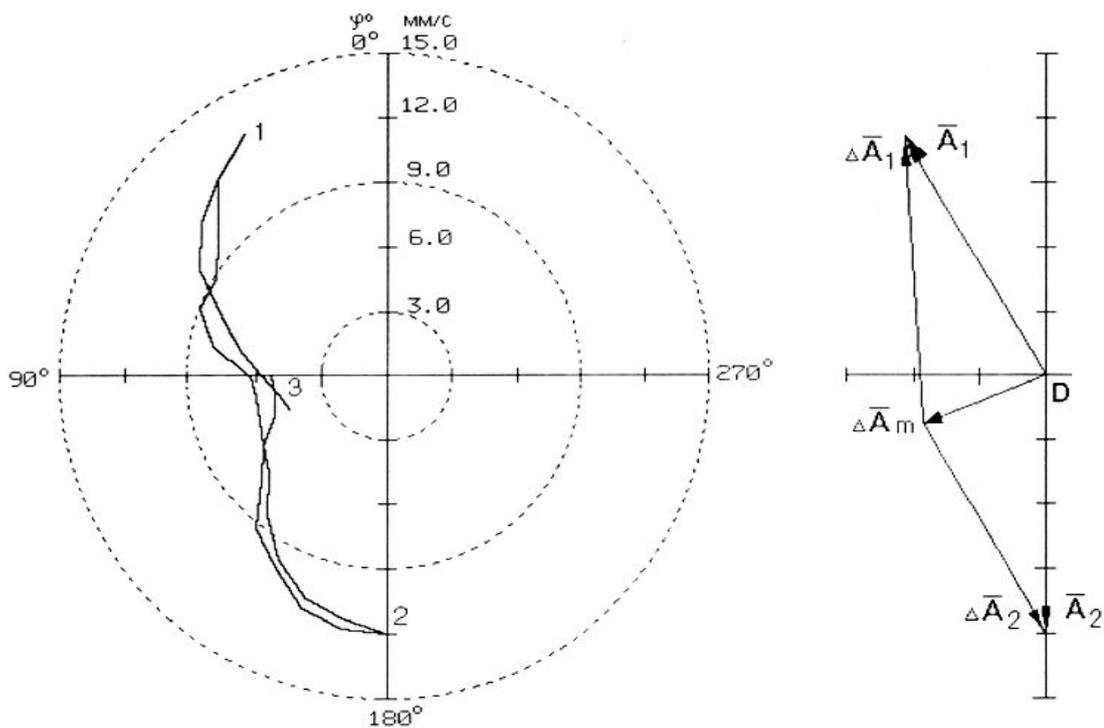


Рисунок 14. Один цикл изменения в полярной системе координат амплитуды и фазы вибрации опоры электродвигателя на частоте вращения ротора под влиянием разъединения посадки и переориентации теплового прогиба ротора

Эти же данные, воспроизводящие полный цикл переориентации теплового прогиба ротора, представленные в полярной системе координат (слева) и в виде векторной диаграммы (справа), приведены на рисунке 14.

Здесь  $A_1$  и  $A_2$  - векторы вибрации на частоте вращения ротора, которым соответствуют точки 1 и 2,  $\Delta A_m$  - вектор начальной механической неуравновешенности, которому соответствует точка 3,  $\Delta A_1$  и  $\Delta A_2$  - тепловые векторы. Вектор  $A_1$  заканчивается в точке 1 (амплитуда 13,6 мм/с, фаза  $30^\circ$ ), вектор  $A_2$  заканчивается в точке 2 (амплитуда 12,2 мм/с, фаза  $180^\circ$ ), вектор  $\Delta A_m$  заканчивается в точке 3 (амплитуда 6,1 мм/с, фаза  $110^\circ$ ), таким образом в точках с максимальной вибрацией, иначе в точках с максимальным тепловым прогибом, к вектору механической неуравновешенности за цикл добавляются поочередно тепловые почти противофазные векторы  $\Delta A_1$  и  $\Delta A_2$ . В промежуточных положениях величина теплового прогиба ротора и тепловых векторов меняется от нуля до максимума.

Изменение фазы вибрации на частоте вращения ротора не всегда сопровождается существенным изменением амплитуды вибрации. Иллюстрацией этому служит случай, связанный с нарушением горячей посадки облопаченного массивного диска газовой турбины, возникающий в процессе эксплуатации вследствие недостаточного охлаждения ротора при нарушении технологического регламента.

На рисунке 15 приведена динамика изменения амплитуды и фазы оборотной гармоники вибрации газовой турбины. В продолжение примерно 10...15 мин после пуска агрегата амплитуда и фаза вибрации практически не изменя-

лись. Этому периоду соответствует отрезок АВ на графиках амплитуды и фазы вибрации.

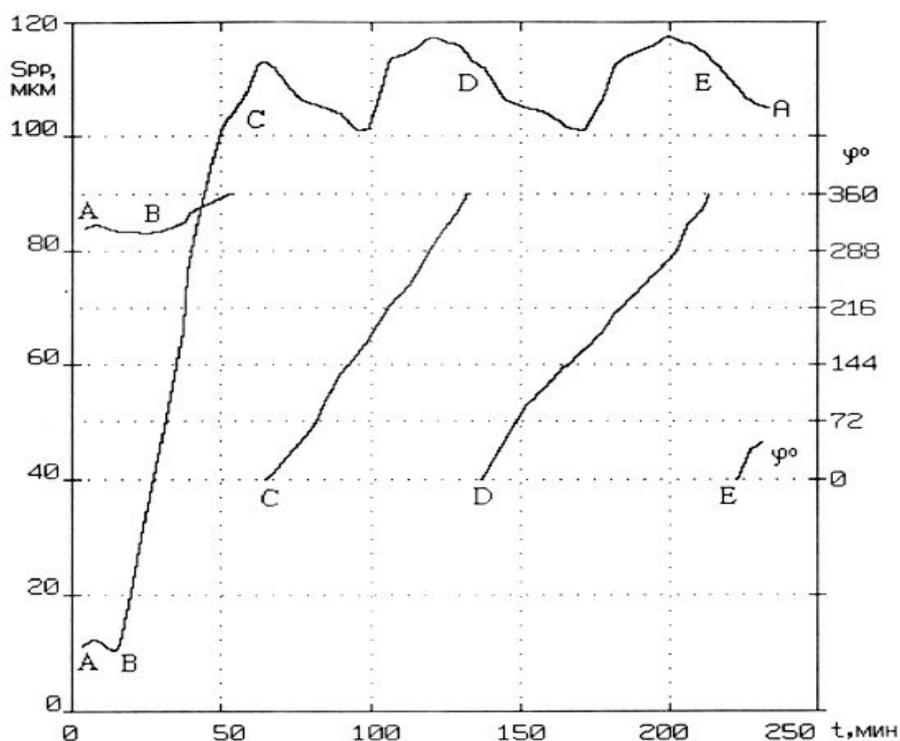
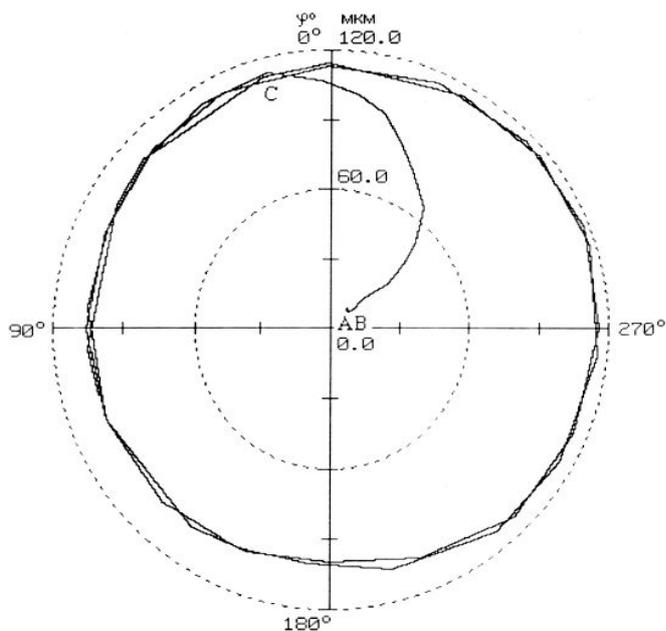


Рисунок 15. Разогрев и два цикла изменения амплитуды и фазы оборотной гармоники вибрации газовой турбины под влиянием разъединения посадки диска и переориентации теплового дисбалансатора

Далее, по мере развития теплового дисбаланса и нарушения посадки диска, амплитуда вибрации значительно возрастает (отрезок BC) примерно в продолжение 50...60 мин, фаза вибрации при этом изменяется в пределах  $30^\circ$ , что свидетельствует о развитии изгиба ротора примерно в одном направлении.

В итоге амплитуда вибрации практически стабилизируется, что говорит о примерно постоянной величине дисбаланса ротора, однако начинается циклическое изменение фазы. Этому периоду соответствуют отрезки CD и DE на графиках амплитуды (A) и фазы (φ) длительностью примерно по 65...70 мин каждый.

Эти же данные, воспроизводящие полный цикл переориентации теплового дисбаланса ротора, представленные в полярной системе координат, приведены на рисунке 16. Отрезок АВ сливается в точку. Далее вибрация возрастает за счет роста теплового дисбаланса (отрезок BC). После того, как дисбаланс достигает максимального значения (посадка диска нарушена), он постепенно переориентируется против часовой стрелки относительно неподвижного поперечного сечения ротора. Таким образом тепловой вектор вращается против часовой стрелки относительно точки A, отстоящей относительно начала координат на 11...13 мкм, соответствующей механической неуравновешенности ротора.



*Рисунок 16. Изменение в полярной системе координат амплитуды и фазы оборотной гармоники вибрации газовой турбины под влиянием разъединения посадки диска и переориентации теплового дисбаланса ротора*

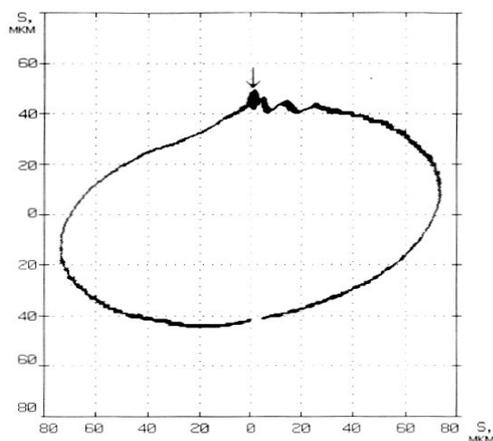
## 7. Задевания

Задевания, особенно в уплотнениях, – одна из распространенных причин теплового изгиба ротора. Основные факторы, вызывающие задевания, это:

- недостаточные радиальные зазоры;
- плохая центровка уплотнительных колец;
- расцентровка уплотнений при тепловых деформациях статорных узлов;
- большой начальный эксцентриситет ротора;
- интенсивная (особенно низкочастотная) вибрация статора или ротора;
- повышенный зазор в уплотнениях и др.

Во многих случаях первоначальный тепловой прогиб вызывает усиление задеваний и повышение тепловыделения в местах контакта вследствие сухого трения.

При этом возникающие в момент задевания ударные импульсы во многих случаях достаточно хорошо заметны на временных реализациях вибросигнала. Наложенные на кривую вибрации, они следуют с временным интервалом, соответствующим одному обороту ротора.



*Рисунок 17. Траектория движения шейки вала в подшипнике скольжения при задеваниях*

На рисунке 17 приведена траектория движения шейки вала в подшипнике

скольжения при задеваниях вращающейся детали о неподвижный элемент статора. Появление на кривой движения ротора *пятен* и *всплесков* (один из таких элементов на графике помечен стрелкой) встречается весьма часто, хотя их вид в значительной мере зависит от характера задеваний.

На рисунке 18 приведена схема валопровода насосного агрегата с асинхронным электродвигателем, на которой стрелкой помечена плоскость задеваний детали ротора о неподвижный элемент статора, и гармонический состав вибрации опор (первая оборотная гармоника помечена индексом  $f_r$ , вторая и третья гармоники –  $2f_r$ ,  $3f_r$ ). Диагностические признаки неуравновешенности ротора налицо.

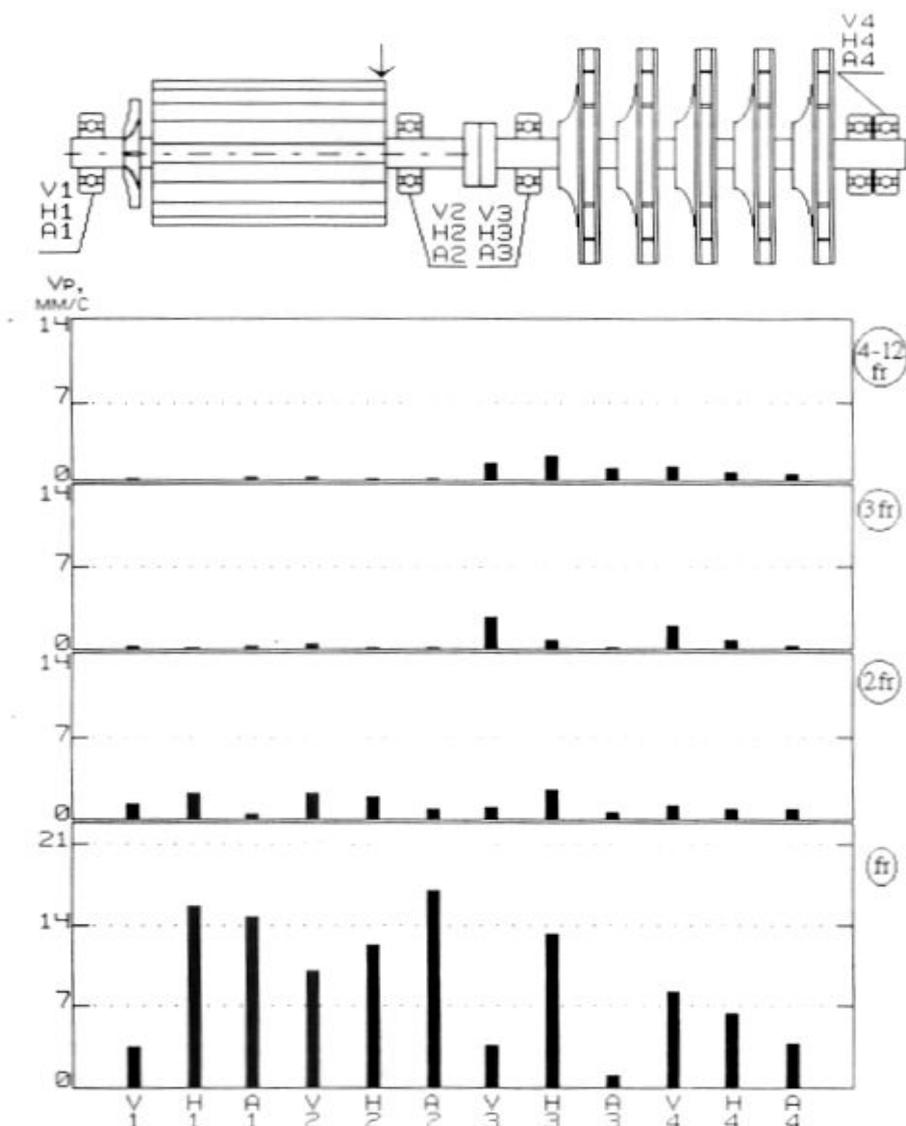
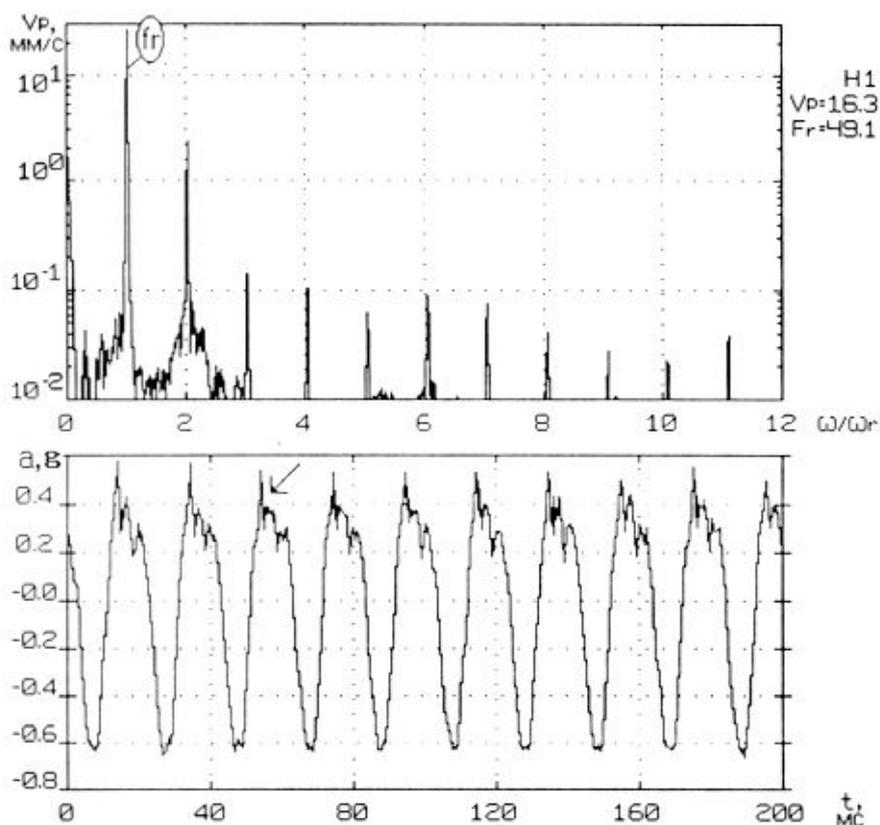


Рисунок 18. Схема валопровода и размещения контрольных точек насосного агрегата и гармонический состав вибрации опор при задеваниях ротором статора. V, H, A - вертикальные, горизонтальные и осевые компоненты вибрации

На рисунке 19 приведены форма и спектр сигнала вибрации задней подшипниковой опоры электродвигателя в горизонтальном направлении. Хорошо

заметны ударные импульсы, возникающие вследствие задеваний, наложенные на практически синусоидальную кривую вибрации, следующие с временным интервалом, соответствующим одному обороту. Один из импульсов помечен стрелкой. Следует отметить, что возбуждаемая в момент задевания случайная широкополосная вибрация не проявилась в виде сколько-нибудь заметного возрастания шумовой компоненты на графике спектра, что бывает достаточно часто.



*Рисунок 19. Форма и спектр сигнала вибрации подшипниковой опоры электрической машины при задеваниях ротором статора*

По мере нагрева участка ротора, касающегося статора, нарастает прогиб и, соответственно, неуравновешенность ротора. Этот процесс может стать лавинообразным, особенно для крупных роторов, и потребовать экстренной остановки агрегата. Нередко последствием задеваний является остаточный прогиб ротора.

Задевания не всегда приводят к интенсивному росту вибрации. Они также могут быть следствием, а не причиной вибрации. В большинстве случаев небольшие задевания, например в радиальных уплотнениях, компенсируются местной фрикционной выработкой материала уплотнений. Подобный эффект также иногда наблюдается при задеваниях муфтой защитного кожуха. В крупных агрегатах, например сетевых насосах, выработка щелевых уплотнений может привести к падению КПД на 5 % относительно номинального значения, что вызывает возрастание издержек на электроэнергию.

Устранение тепловой неуравновешенности ротора – прежде всего за счет устранения причин, вызывающих тепловой прогиб, а если это затруднено, то

балансировкой разогретого ротора в собственных подшипниках – может привести к увеличению вибрации агрегата с холодным ротором (в пусковом режиме). Однако приведенные выше меры не всегда могут дать положительный результат, пример тому – термическая нестабильность дисбалансов ротора.

## Лекция 11. НАРУШЕНИЯ СООСНОСТИ ВАЛОВ (РАСЦЕНТРОВКА)

Несоосностью называют состояние, при котором центральные оси соединенных валов не совпадают.

Если центральные оси несоосных валов остаются при этом параллельными, то говорят, что имеет место параллельная несоосность.

Если центральные оси несоосных валов пересекаются в точке соединения, но не параллельны, тогда несоосность называется угловой. Почти все встречающиеся на практике несоосности машин являются комбинацией этих двух основных типов.

Несоосность приводит к следующим проблемам:

- сильный износ и нагрев муфты;
- передача осевой нагрузки через соединение при заклинивании муфты;
- растрескивание вала вследствие усталости, вызванной изгибом;
- чрезмерно нагружение подшипников;
- преждевременный выход из строя подшипников.

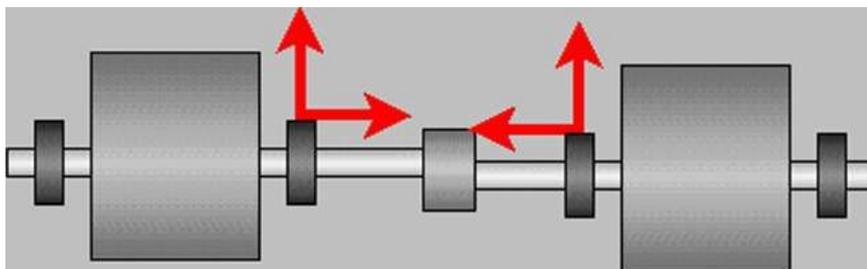
### 1. Причины несоосности

Несоосность обычно вызывается следующими причинами:

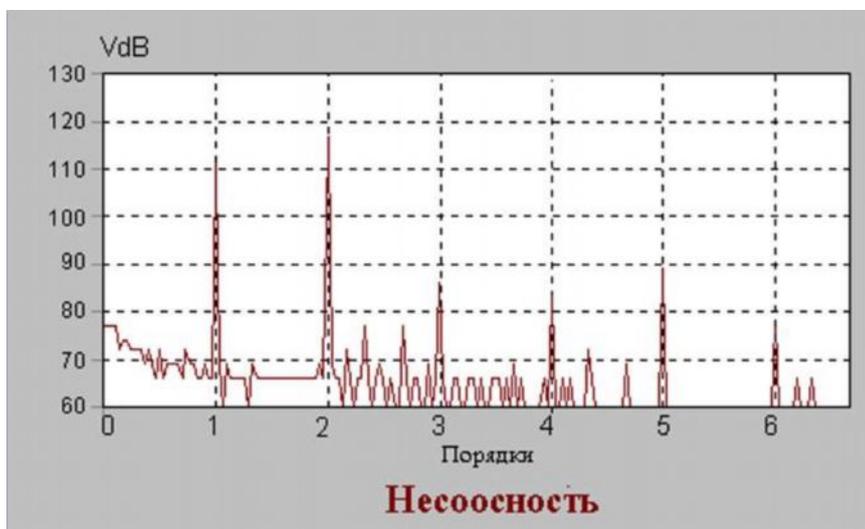
- неточная сборка составных частей, т.е. электродвигателей, насосов и т.п.;
- относительное смещение составных частей после сборки;
- силы, вызванные образованием усадочных раковин;
- деформации податливых опор вследствие скручивания;
- тепловое расширение конструкции машины;
- неперпендикулярность торцов муфты осям валов;
- жесткость основания, из-за которой машина смещается вниз при затяжке болтов.

### 2. Параллельная несоосность

Параллельная несоосность создает как поперечную силу, так и изгибающий момент на связанном конце каждого вала. На подшипниках с каждой стороны муфты возникают высокие уровни вибрации на частоте  $2 \times f_r$ , а также на  $1 \times f_r$  в радиальном и (или) тангенциальном направлениях, причем эти вибрации находятся в противофазе. Чаще всего компонента  $2 \times f_r$  выше, чем  $1 \times f_r$ . При чистой параллельной несоосности осевые вибрации на частотах  $1 \times f_r$  и  $2 \times f_r$  невелики, и также находятся в противофазе.

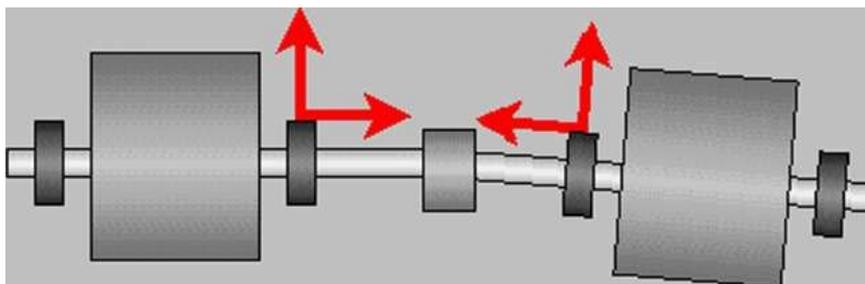


Если скорость машины не является постоянной, то уровень вибрации, вызванной дисбалансом, будет изменяться пропорционально квадрату скорости. Если скорость удваивается, то амплитуда дисбалансной компоненты увеличится в 4 раза. В тоже время, уровень вибрации, вызванной несоосностью, не изменяется.



### 3. Угловая несоосность

При угловой несоосности на каждом валу возникает изгибающий момент. Из-за этого создаются сильные осевые вибрации на частоте  $1 \times f_r$  (а также некоторая вибрация на  $2 \times f_r$ ) на обоих подшипниках, находящиеся в противофазе. Кроме того, присутствуют достаточно сильные уровни радиальной и/или поперечной вибрации на  $1 \times f_r$  и  $2 \times f_r$ , которые имеет одинаковую фазу с двух сторон муфты.



Обычно для несоосных соединений характерны также достаточно высокие осевые уровни вибрации на оборотной частоте  $1 \times f_r$  на подшипниках на других концах валов!

Большинство случаев несоосности являются комбинацией двух описанных выше типов, а их диагностика основана на преобладании пиков  $2 \times f_r$  над пиками  $1 \times f_r$ , и на существовании сильных осевых пиков  $1 \times f_r$  и  $2 \times f_r$ . При этом следует убедиться, что высокие осевые уровни  $1 \times f_r$  не вызваны дисбалансом консольных роторов.

Несоосность сопровождается разными симптомами на разных машинах, и для определения допустимых уровней вибрации на частотах  $1 \times f_r$  и  $2 \times f_r$  необхо-

можно проводить сравнение с усредненными спектральными данными исправного оборудования.

#### 4. Влияние температуры на несоосность

Наилучшая соосность любой машины всегда достигается только при одной температуре, и вам повезет, если она будет соответствовать нормальному рабочему режиму. Крайне важно проводить вибрационные измерения для диагностики несоосности при нормальной рабочей температуре машины.

Когда машина центруется, важно следовать процедуре, рекомендуемой производителем. Иногда, например, специально оставляют небольшую несоосность, которая будет выбрана при тепловом расширении в процессе разгона.

С помощью специального инструментария можно осуществить контроль соосности на прогретой машине и сохранить результаты измерений для последующего отслеживания во времени. Эти данные, дополненные вибрационными трендами, позволяют наиболее удобным образом спланировать мероприятия по центровке машины.

#### 5. Изгиб вала

Вибрационная характеристика машины в случае изгиба вала схожа с характеристикой несоосности, и их легко спутать. Изгиб вала электродвигателя обычно происходит из-за неравномерного нагрева ротора с плохим стержнем и вызывает на обоих подшипниках сильные осевые вибрации на частоте  $1 \times f_r$  и  $2 \times f_r$ , а также высокие радиальные и поперечные составляющие оборотной частоты. Компоненты  $1 \times f_r$  на противоположных концах ротора будут иметь противоположные фазы.



Характер вибрации оборудования при нарушениях соосности валов (расцентровке) в большинстве случаев определяется конструкцией применяемых соединительных муфт. Например, гибкие или подвижные муфты способны компенсировать значительные нарушения соосности валов практически без изменения вибросостояния агрегата за счет ухудшения условий работы собственных элементов. Жесткие муфты полностью передают изменившиеся условия работы валов на опоры, испытывая при этом лишь повышенные напряжения в болтовых соединениях и вызывая значительное изменение реакций в опорах. Зубчатые и полужесткие муфты допускают определенные нарушения соосности соединяемых валов при малозаметном изменении вибрационных процессов в опорных элементах агрегата, но при этом для зубчатых муфт расцентровка может иметь различные неблагоприятные последствия: ускоренный износ, деформации или поломки зубьев. Бывают случаи, когда муфта оказывается прочнее, чем смежный подшипник, что может привести к повреждению последнего.

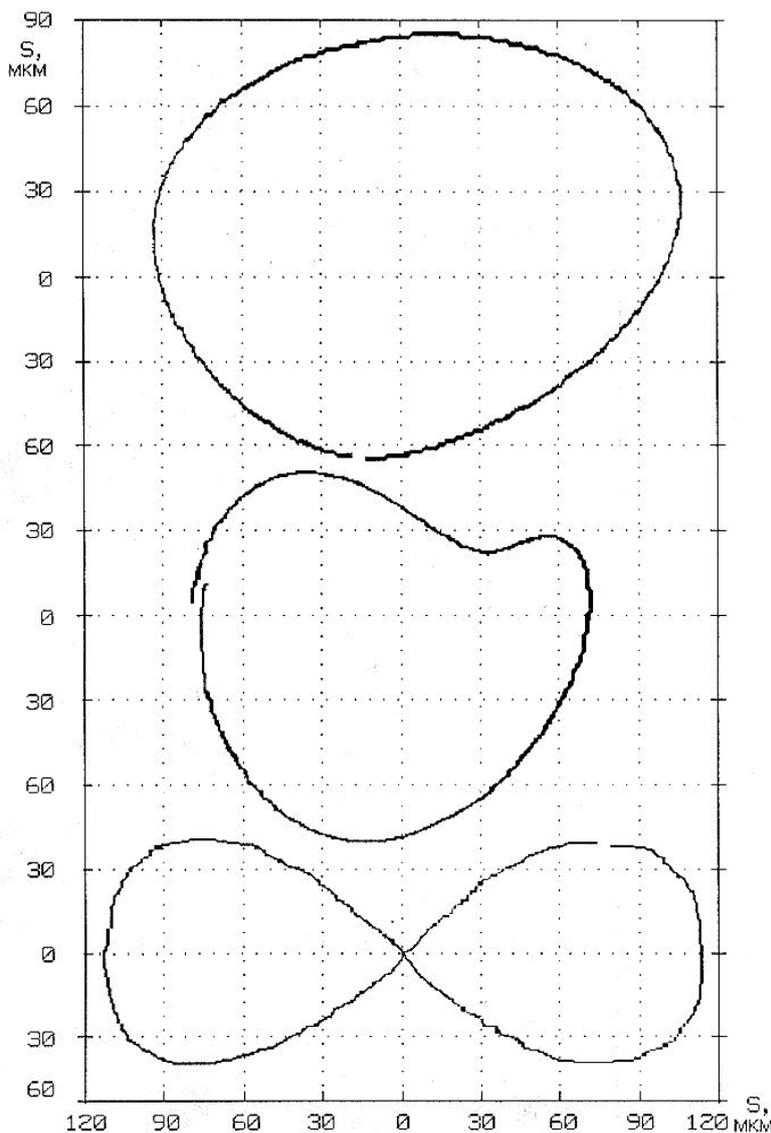
В некоторых случаях конструкция и состояние муфты проявляются в подавлении диагностических признаков расцентровки на смежных подшипниках, т.е. признаки расцентровки проявляются на внешних (относительно муфты) подшипниках дефектно-сопряженных валов.

Таким образом, вибрация опор при расцентровке, хотя и не является линейной функцией степени развития последней, достаточно адекватно характеризует способность агрегата, как системы, справляться с ней.

Характер вибрации при расцентровке зависит от величины и места приложения неуравновешенных сил, крутящего момента, свойств и качества смазочного слоя в подшипниках, а также состояния муфты. В вибрационном сигнале обычно присутствуют компоненты колебания с частотой вращения ротора и ее обертонами, при определенных условиях возможно появление низкочастотной вибрации.

Влияние расцентровки на траекторию движения ротора в подшипнике выражается в том, что ее форма по сравнению, например, с формой при дисбалансе несколько усложняется: если при дисбалансе обычно это эллипс, то при расцентровке кривая становится менее округлой и может наблюдаться, например, сильно вытянутый деформированный эллипс, бананообразная или восьмеркообразная кривые. На рисунке 1 приведены примеры некоторых видов траектории движения ротора в подшипнике скольжения при расцентровке, хотя на практике встречаются и более сложные кривые.

В спектре вибрации практически всегда можно наблюдать преобладающие первую и (или) вторую гармоники частоты вращения ротора. Иногда наблюдается сравнительно высокий уровень и на гармониках с более высокими номерами, обычно не превышающими 3...5. При нарушениях соосности валов в спектре обычно наблюдается сравнительно низкий уровень шумов, что обусловлено малым уровнем случайной вибрации в вибрационном сигнале.



*Рисунок 1. Примеры некоторых траекторий движения ротора в подшипнике скольжения при нарушениях соосности валов: деформированный эллипс, бананообразная и восьмеркообразная кривые*

При значительных нарушениях соосности валов (и отсутствии других развитых дефектов) для формы сигнала виброускорения во многих случаях свойственна следующая особенность: почти периодическая, нехаотическая временная развертка<sup>7</sup>. Количество преобладающих локальных максимумов за оборот неизменно и обычно составляет один-два, а их пиковое значение может флуктуировать от оборота к обороту в 1,2...2 раза и составляет обычно (0,3...1)g при развитом дефекте, редко превышая 2g (при частоте вращения ротора 50Гц).

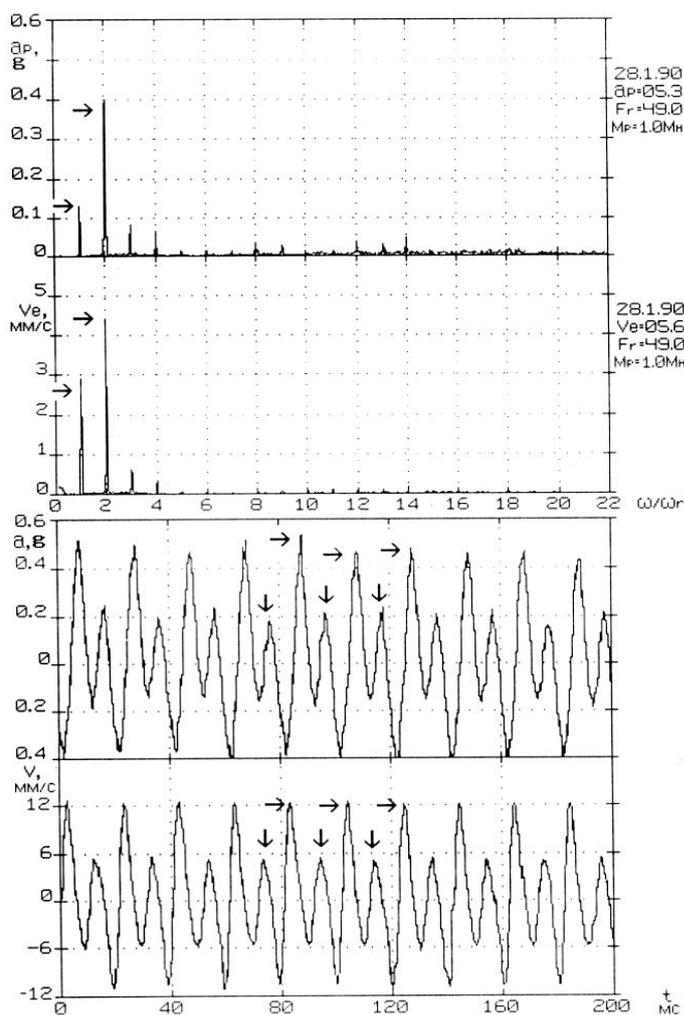
Форма сигнала виброскорости обычно имеет более упорядоченный (по сравнению с формой сигнала виброускорения) характер: флуктуации значений локальных максимумов кривой от оборота к обороту заметно меньше.

Кривая сигнала может быть асимметрична, положительные и отрицательные значения амплитуд могут отличаться в 1,2 ... 1,5 раза<sup>8</sup>.

<sup>7</sup> Необходимо помнить, что почти периодическая форма кривой виброускорения характерна и при некоторых других дефектах, например дисбалансе.

<sup>8</sup> Асимметричная вибрация может быть не связана с расцентровкой – подобный эффект во многих случаях вызывается другими причинами, например односторонним нарушением жесткости опоры или синхронными колебаниями.

На рисунке 2 приведены формы и спектры сигналов виброускорения и виброскорости, измеренные с интервалом в несколько секунд на крышке задней подшипниковой опоры электродвигателя насосного агрегата, валопровод которого имел расцентровку в вертикальном направлении.



*Рисунок 2. Формы и спектры сигналов виброускорения и виброскорости подшипниковой опоры электродвигателя насосного агрегата при расцентровке*

На спектрах горизонтальными стрелками помечены первая и вторая гармоники оборотной частоты. В спектре виброускорения обертоны роторной частоты, хотя и незначительны по уровню, проявляются наглядней, чем в спектре виброскорости. Уровень шумов невисок.

На формах сигнала вибрации вертикальными пунктирными линиями помечены временные интервалы, соответствующие двум оборотам ротора. Сигнал вибрации почти периодический, за один оборот ротора наблюдается два максимума (минимума) кривой, в сигнале виброскорости пиковые значения локальных максимумов (от оборота к обороту ротора) практически неизменны, в сигнале виброускорения флуктуируют в пределах 15 % (см. максимумы, помеченные одинаправленными стрелками). Случайная вибрация практически отсутствует.

После остановки агрегата была установлена расцентровка со следующими значениями: радиальный сдвиг в вертикальной плоскости составлял  $\Delta V = 0,32$  мм, в горизонтальной плоскости –  $\Delta H = 0,47$  мм, излом оси в вертикальной плоскости составлял  $Y = 0,12$  мм/100 мм, в горизонтальной плоскости –  $X =$

0,09 мм/100 мм. Следует отметить отличное техническое состояние агрегата: после проведения центровки с применением лазерного центровочного оборудования интенсивность вибрации опор не превышала 1,1 мм/с.

Очень важно помнить, что анализ форм сигналов необходимо проводить только в комбинации с анализом спектров, и выводы, если имеются какие-либо особенности сигнала, использовать только как дополнительный довод в пользу наличия дефекта!

По мере развития дефекта и изменения состояния оборудования (увеличения расцентровки и (или) изменения состояния муфты) в спектре обычно возрастает вибрация на первой и (или) второй гармониках оборотной частоты. Величину и соотношение последних используют в качестве диагностических признаков степени нарушения соосности валов.

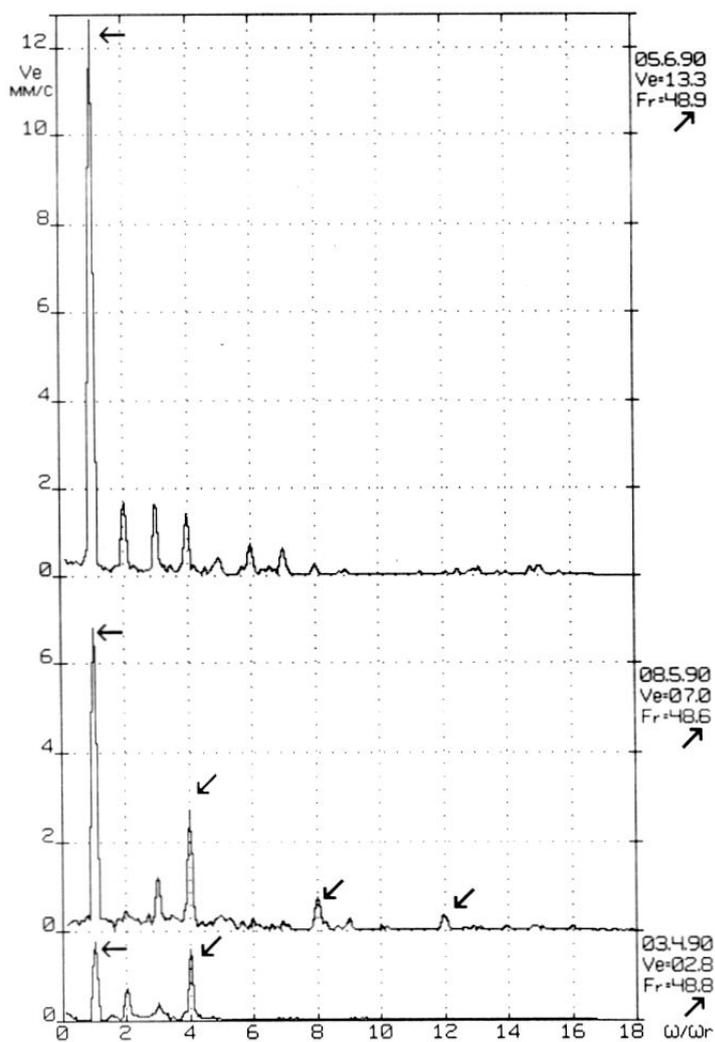
Как правило, если отношение значений виброскорости второй и первой гармоник оборотной частоты составляет 0,3...0,75, то состояние оборудования не вызывает опасений и срок эксплуатации оборудования не ограничивают во времени. Если это отношение составляет 0,75...1,5, вполне возможно наличие какого-либо повреждения муфты даже при допустимом уровне вибрации, и данная ситуация должна быть тщательно исследована и исправлена при первой же возможности. Когда значение вибрации на удвоенной частоте вращения ротора более чем в 1,5 раза превышает значение вибрации на частоте вращения ротора, то расцентровка представляет серьезную проблему, которая, вероятно, приведет к ускоренному износу муфты и, в конечном счете, выходу ее из строя.

На рисунке 3 приведен пример развития расцентровки валопровода насосного агрегата, которая увеличивалась в течение трех весенних месяцев вследствие неравномерной осадки свайного фундамента по мере изменений характеристик грунта.

Апрель (нижний спектр) – вибрация в пределах, допускающих неограниченную по времени эксплуатацию агрегата, в спектре преобладают  $1\times$  и  $4\times$  гармоники оборотной частоты.

Май (средний спектр) – вибрация существенно возросла и находится в пределах, допускающих ограниченную по времени эксплуатацию агрегата, в спектре по-прежнему преобладают  $1\times$  и  $4\times$  гармоники, причем вибрация на первой возросла более чем в 3,5 раза, на четвертой – в 1,4 раза.

Июнь (верхний график) – текущее значение вибрации в 1,9 раза превысило предельно допустимое. В спектре преобладает вибрация на частоте вращения ротора.



*Рисунок 3. Динамика изменения спектров вертикальной компоненты вибрации заднего подшипника электродвигателя при радиальной расцентровке вала привода насосного агрегата, развивающейся вследствие неравномерной осадки свайного фундамента*

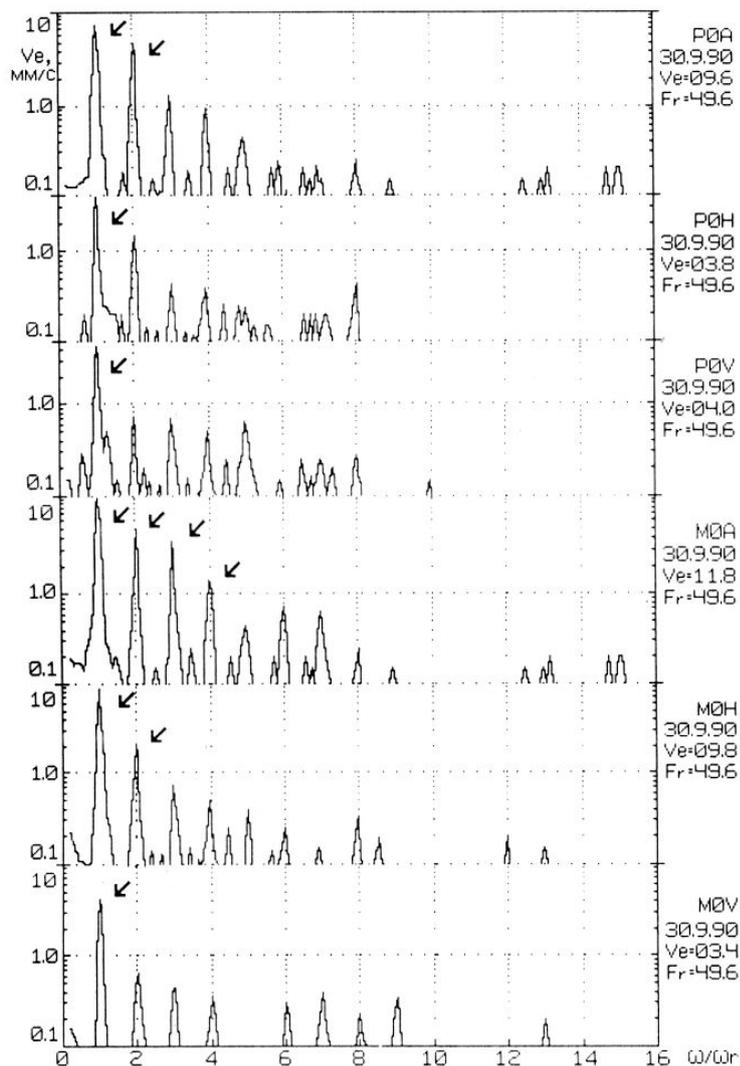
После останова агрегата была обнаружена практически только угловая расцентровка со следующими значениями: радиальный сдвиг по вертикали  $\Delta V = 0,07$  мм, по горизонтали  $\Delta H = 0,04$  мм, излом осей по вертикали  $Y = 1,22$  мм/100 мм, по горизонтали  $H = 0,05$  мм/100 мм. Эта расцентровка появилась в результате весенней подвижки грунта и свайного фундамента в районе заднего подшипника электродвигателя: опустилась задняя подшипниковая опора и рама. Вибрация на четвертой, восьмой и двенадцатой гармониках оборотной частоты (помечена наклонными стрелками) и заметный уровень шумов в спектре были связаны с развивающимися дефектами зубчатой муфты. После замены изношенной муфты и центровки агрегата величина виброскорости на опорах не превышала 2,1 мм/с.

При расцентровке может встречаться как поперечная, так и высокая осевая вибрация, которая в ряде случаев значительно (в два и более раз) превышает поперечную.

Для угловой расцентровки характерна высокая осевая и (или) поперечная вибрация на первой гармонике, но при этом может быть значительная вибрация на второй, третьей и высших гармониках.

На рисунке 4 приведены спектры виброскорости, измеренные на задних подшипниковых опорах электродвигателя и центробежного насоса в верти-

кальном, горизонтальном и осевом направлениях. На спектрах помечены первая гармоника и некоторые ее обертоны, значения которых превышают величину 1 мм/с.



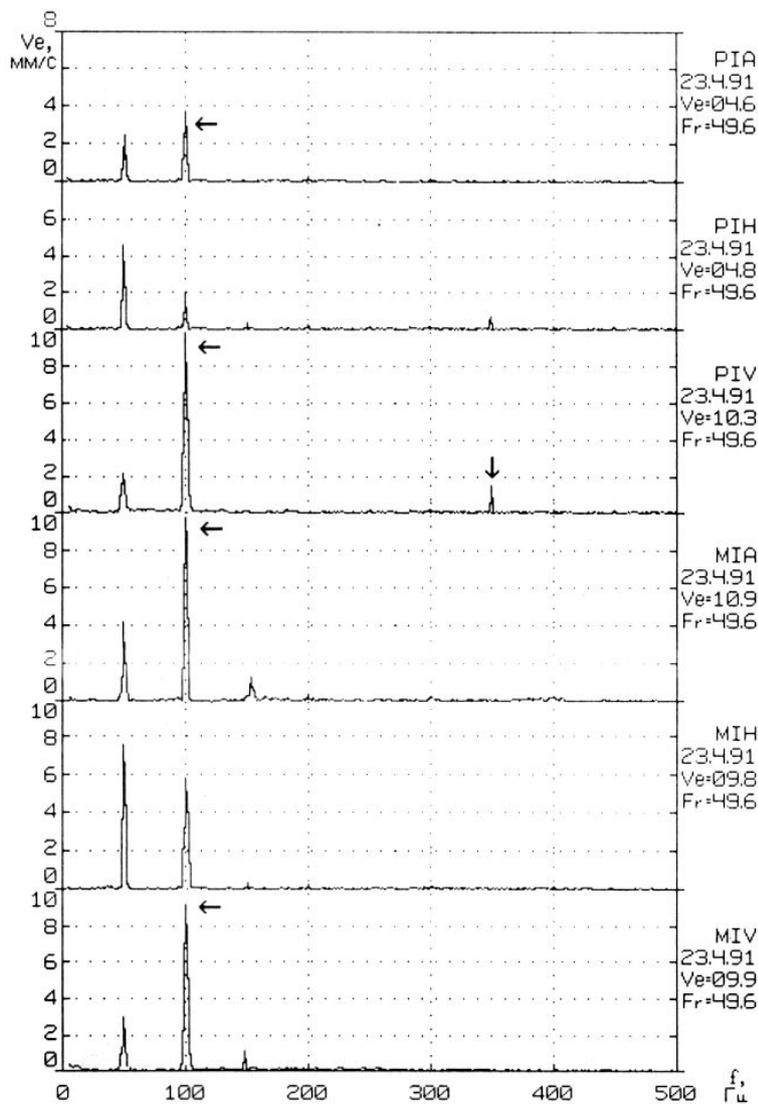
*Рисунок 4. Спектры вибрации задних подшипниковых опор электродвигателя и центробежного насоса при изломе оси валопровода, измеренные в вертикальном, горизонтальном и осевом направлениях*

После остановки агрегата была установлена расцентровка со следующими значениями: радиальный сдвиг в вертикальной плоскости  $\Delta V = 0,05$  мм, в горизонтальной –  $\Delta H = 0,03$  мм, излом осей по вертикали  $Y = 0,34$  мм/100 мм, по горизонтали  $H = 0,59$  мм/100 мм.

При развитой радиальной расцентровке, как в случае горизонтального радиального смещения, так и вертикального, вибрация в поперечной плоскости обычно бывает несколько больше осевой, как на первой, так и на второй гармонике оборотной частоты. При этом вибрация на второй гармонике часто преобладает в спектре. Примечательно, что в некоторых случаях наибольшей вибрация бывает в направлении, перпендикулярном наибольшему смещению осей: например при больших значениях радиального сдвига в горизонтальной плоскости преобладает вертикальная компонента вибрации.

На рисунке 5 приведены спектры виброскорости, измеренные на передних подшипниковых опорах электродвигателя и центробежного насоса магистрального насосного агрегата в вертикальном, горизонтальном и осевом направлении.

ях. На спектрах стрелками помечена преобладающая вибрация на второй гармонике оборотной частоты и лопастная частота рабочего колеса насоса (7 лопаток). После остановки агрегата была установлена расцентровка со следующими значениями: радиальное смещение по вертикали  $\Delta V = 0,29$  мм, по горизонтали  $\Delta H = 0,52$  мм, излом осей в вертикальной плоскости  $Y = 0,09$  мм/100 мм, в горизонтальной –  $H = 0,02$  мм/100 мм.



*Рисунок 5. Спектры вибрации передних подшипников опор электродвигателя и центробежного насоса в вертикальном, горизонтальном и осевом направлениях при радиальной расцентровке валопровода*

На практике в чистом виде радиальная или угловая расцентровки встречаются гораздо реже, чем их комбинация. Поэтому на основе анализа только пространственного распределения компонент вибрации и соотношения уровней гармонических составляющих спектра достаточно сложно предсказать величины сдвигов и изломов осей в вертикальной и горизонтальной плоскостях (особенно при наличии других дефектов агрегата), но этого, в общем случае, обычно и не требуется.

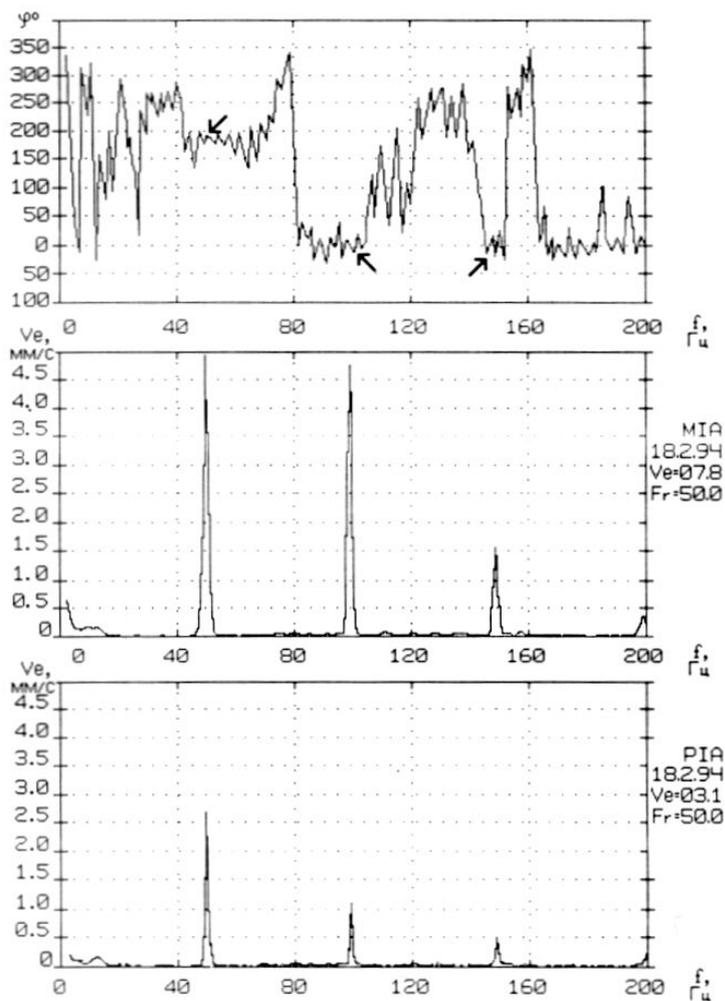
Косвенно можно судить об этом с достаточно большой вероятностью, имея данные о температуре и давлении масляной пленки вкладышей подшипников: при расцентровке давление и температура более низкого подшипника будут меньше по значению, чем у смежного с ним, но расположенного выше.

Необходимо помнить, что для увеличения достоверности диагностирования необходимо основываться не только на данных спектрального анализа: в случае расцентровки ценную дополнительную информацию можно почерпнуть, сравнивая фазы вибрации оборотных гармоник, измеренные на разных подшипниковых опорах.

Очевидно, что если разность фаз вибрации на частоте вращения ротора (или ее вторых гармоник) двух смежных подшипниковых опор различных узлов агрегата в осевом направлении составляет 0 или  $180^\circ$  (т.е. векторы вибрации синфазны или противофазны), то дефектное сопряжение локализуется между подшипниками. Например, если на работающем оборудовании при сравнении параметров осевой вибрации (измеренных с помощью датчиков относительной вибрации) обнаружится, что векторы вибрации на частоте вращения ротора синфазны, то наиболее вероятно, что муфта заклинена, а если осевые колебания вала не совпадают по фазе, то муфта не может быть заклинена. Аналогичная картина наблюдается и при анализе абсолютной вибрации подшипниковых опор – в случае расцентровки механические колебания смежных опор в осевом направлении, измеренные с разных сторон муфты, должны находиться в противофазе (при отсутствии вибрации, вызванной другими причинами).

В качестве иллюстрации вышеизложенного на рисунке 6 приведены графики амплитудных и взаимного фазового спектров вибрации в осевом направлении внутренних подшипниковых опор электродвигателя и насоса сетевого насосного агрегата при расцентровке со значениями: радиальный сдвиг в вертикальной плоскости  $\Delta V = 0,06$  мм, в горизонтальной –  $\Delta H = 0,10$  мм, излом осей по вертикали  $Y = 0,35$  мм/100 мм, по горизонтали  $H = 0,46$  мм/100 мм. Также был обнаружен дефект муфты. Разность фаз вибраций подшипников на частоте вращения ротора составляет  $190^\circ$  (см. точки, помеченные стрелками), т.е. механические колебания находятся практически в противофазе. Для второй и третьей гармоник оборотной частоты разность фаз составляет соответственно  $5^\circ$  и  $7^\circ$ , т.е. механические колебания практически синфазны.

Часто и достаточно обоснованно администрация предприятий предоставляет возможность проводить специальные исследования вибрации специалистам по вибродиагностике на работающем оборудовании только в крайнем случае – когда многократные ремонты не приводят к снижению вибрации или внеплановые остановки приносят ощутимый экономический ущерб. Но в момент вывода агрегата или технологической установки из ремонта, что обычно происходит один раз в год, можно получить весьма ценную, хотя и не всеохватывающую, информацию о вибрации. Это касается изучения влияния крутящего момента и теплового состояния агрегата на вибрацию, снятия частотной характеристики, а также получения каскадных спектров, что иллюстрируется ниже.



*Рисунок 6. Амплитудные и взаимный фазовый спектры вибрации, измеренные в осевом направлении на внутренних подшипниковых опорах электродвигателя и насоса при изломе оси валопровода*

В соответствии с рекомендациями завода-изготовителя при выводе компрессорного агрегата из ремонта проводились испытания по следующей схеме: пуск агрегата на холостом ходу, выдержка в течение четырех часов, четырехступенчатое увеличение нагрузки до номинальной с выдержкой в течение одного часа на каждой ступени, одноступенчатое снятие нагрузки и остановка агрегата. После этого предусматривалось проведение осмотра и, при необходимости, – ремонт технологической установки перед пуском.

Центровка компрессора и мультипликатора проводилась без учета тепловых расширений корпуса мультипликатора и опор компрессора после пуска агрегата, а также без учета толщины масляной пленки и типичного положения шеек валов в подшипниках при работе под нагрузкой.

На рисунке 7 приведена картина поведения векторов вибрации на частоте вращения ротора (измеренных в осевом направлении на передней подшипниковой опоре компрессора, индекс А, и крышке заднего подшипника быстроходного вала мультипликатора, индекс В) в процессе нагружения агрегата. Векторы вибрации  $\overline{OA}_0$  и  $\overline{OB}_0$  получены при измерении вибрации непосредственно после пуска агрегата,  $\overline{OA}_1$  и  $\overline{OB}_1$  после четырехчасовой выдержки и достижения стабильного теплового режима,  $\overline{OA}_2$  и  $\overline{OB}_2$  при номинальной нагрузке агрегата. Та-

ким образом, векторы  $\overrightarrow{A_0A_1}$  и  $\overrightarrow{B_0B_1}$  – векторы вибрации, возникшие от тепловых расширений мультипликатора и компрессора, а  $\overrightarrow{A_1A_2}$  и  $\overrightarrow{B_1B_2}$  – нагрузочные. Можно считать, что эти векторы параллельны и разнонаправлены (для удобства восприятия на графике проведены две параллельные прямые).

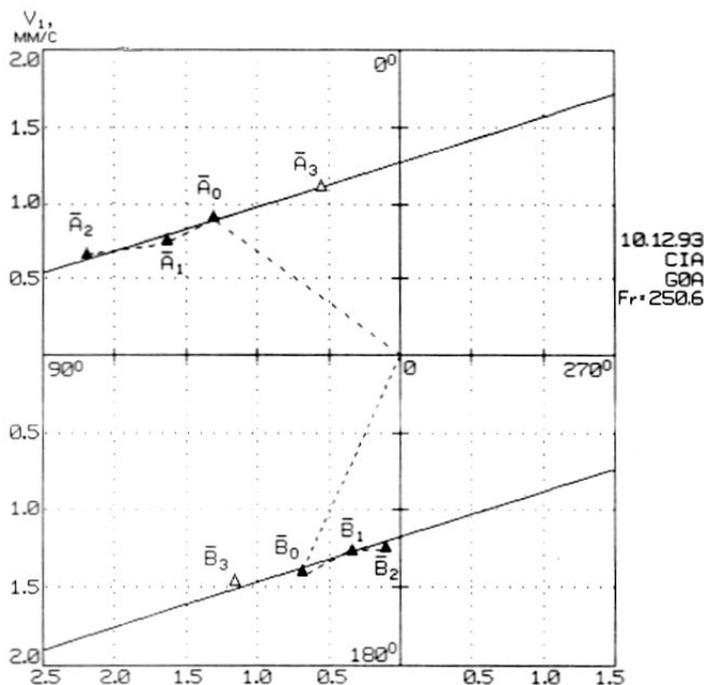


Рисунок 7. Векторная диаграмма вибрации при прогреве и нагружении агрегата

Характер изменений параметров вибрации в этих и других контрольных точках агрегата при его разогреве и нагружении указывает на расцентровку компрессора и мультипликатора.

Кроме того, на рисунке 8 приведен взаимный фазовый спектр вибрации вышеупомянутых контрольных точек после нагружения. Однонаправленными стрелками на второй и третьей гармониках оборотной частоты отмечено, что они находятся практически в противофазе, что также указывает на возможную расцентровку.

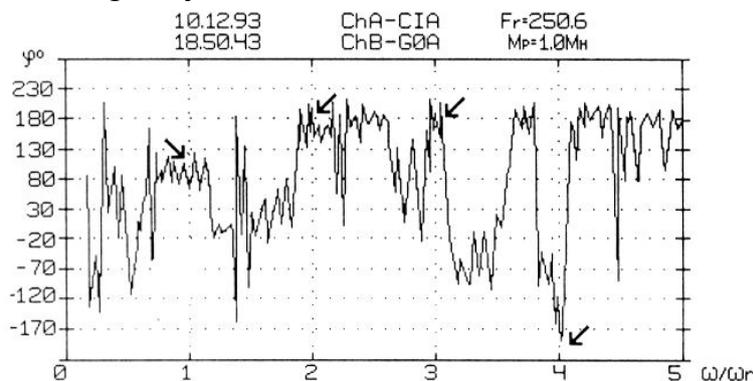


Рисунок 8. Взаимный фазовый спектр вибрации при номинальной нагрузке

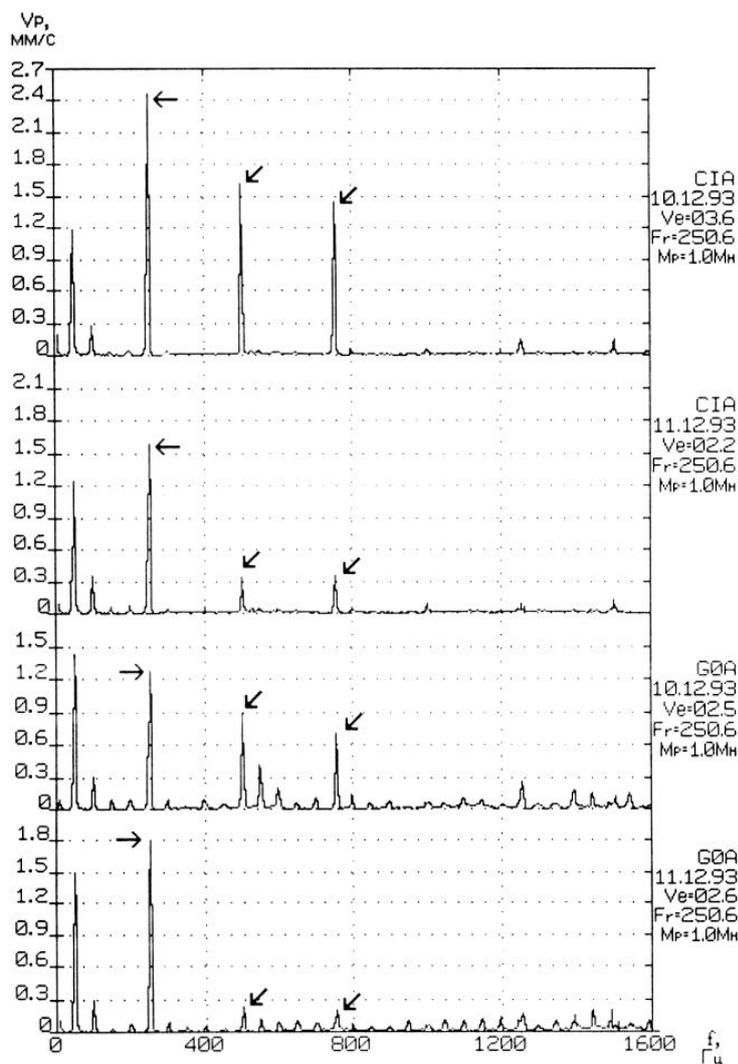
После остановки агрегата, в течение нескольких минут с помощью лазерного центрователя были проведены измерения положения осей, значения которых составили: радиальное смещение в вертикальной плоскости  $\Delta V = 0,14$  мм, в горизонтальной –  $\Delta H = 0,16$  мм, излом осей по вертикали  $Y = 0,04$  мм/100 мм, по

горизонтали  $H = 0,02$  мм /100 мм. Иначе говоря, если смотреть со стороны «неподвижного» мультипликатора, то ротор компрессора как бы сдвинулся в сторону тихоходного колеса и вниз. На следующее утро вновь произвели измерения положения осей «холодного» агрегата: радиальный сдвиг составил в вертикальной плоскости  $\Delta V = 0,01$  мм, в горизонтальной –  $\Delta H = 0,02$  мм, излом осей по вертикали  $Y = 0,01$  мм/100 мм, по горизонтали  $H = 0,01$  мм/100 мм.

Затем была произведена центровка агрегата и проведены повторные испытания.

На рисунке 7 приведены векторы вибрации  $\vec{OA}_3$  и  $\vec{OB}_3$  на оборотной частоте ротора при работе с номинальной нагрузкой. Таким образом, можно утверждать, что появление векторов вибрации  $A_2A_3$  и  $B_2B_3$  связано с тем, что при центровке не учитывались температурные расширения узлов агрегата и изменение положения роторов в подшипниках при работе под нагрузкой.

Характерно, что эти векторы параллельны и противоположно направлены. Их величина различна из-за различной жесткости и динамической податливости опор.



*Рисунок 9. Спектры вибрации подшипниковых опор мультипликатора и компрессора в осевом направлении до и после центровки с учетом влияющих факторов*

На рисунке 9 приведены спектры вибрации тех же контрольных точек при номинальной нагрузке до и после центровки с учетом тепловых расшире-

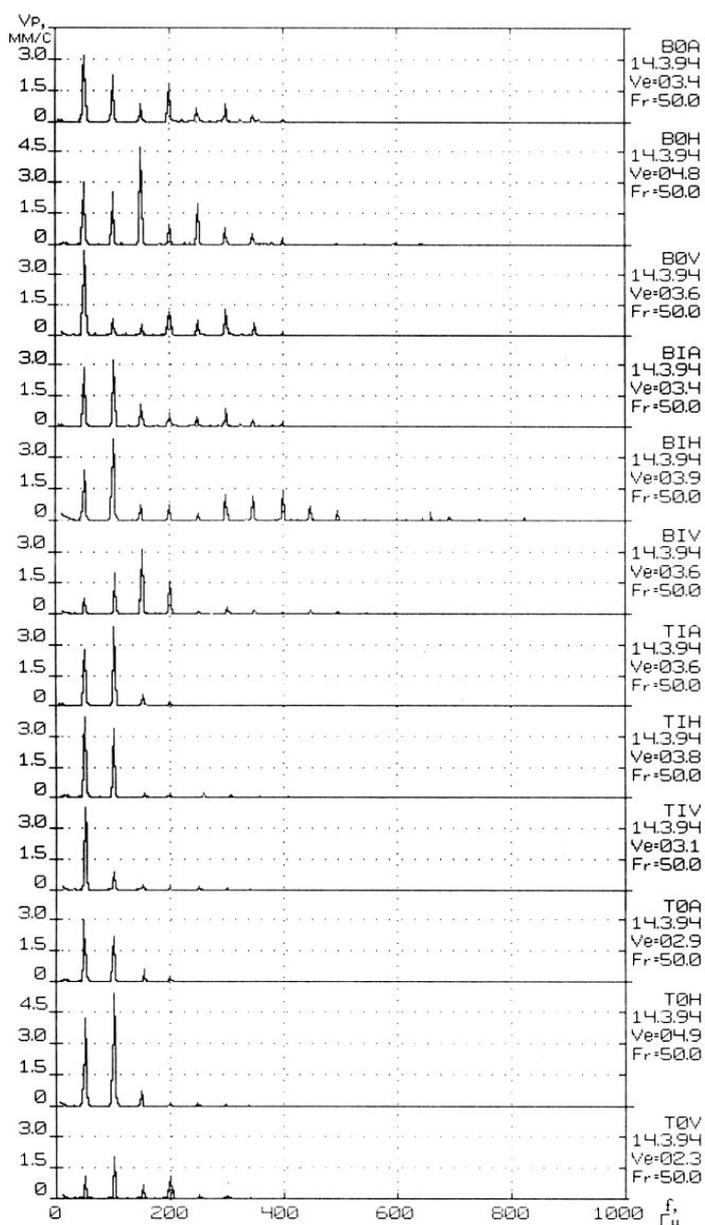
ний и положения ротора. Вибрация компрессора существенно уменьшилась: на частоте вращения ротора в 1,6 раза, а на ее второй и третьей гармониках – в 6 раз. На мультипликаторе уменьшения общего уровня вибрации не произошло: снижение в несколько раз вибрации, связанной с расцентровкой, которая проявлялась на второй и третьей гармониках, сопровождалось увеличением оборотной компоненты, поскольку в агрегате имелся другой источник вибрации (синхронные колебания).

Таким образом, появление векторов вибрации  $\overrightarrow{A_2A_3}$  и  $\overrightarrow{B_2B_3}$ , вызванных расцентровкой и складывающихся с векторами вибрации  $\overrightarrow{OA_3}$  и  $\overrightarrow{OB_3}$ , обусловленных другими причинами, приводило к незначительному уменьшению вибрации на мультипликаторе, а на компрессоре к значительному ее увеличению. В целом по агрегату максимальная вибрация снизилась с 3,6 до 2,6 мм/с, то есть почти на треть. Следует, однако, подчеркнуть, что использовать для анализа взаимные фазовые спектры необходимо с определенной осторожностью.

Хотя имелись очевидные признаки расцентровки мультипликатора и компрессора, векторы механических колебаний на оборотной частоте находятся не в противофазе – угол между ними составляет около  $80^\circ$  (см. угол между векторами  $\overrightarrow{OA_2}$  и  $\overrightarrow{OB_2}$  на рисунке 7 и разность фаз между первыми гармониками, помеченную наклонной стрелкой на рисунке 8). Это говорит о наличии значительной вибрации, связанной с другими причинами (синхронные колебания). Таким образом, чем больше отношение вибрации, вызванной расцентровкой, к вибрации, вызванной другими причинами, тем ближе этот угол к  $180^\circ$ .

В процессе вибромониторинга, сравнивая характер вибрации опор, вполне возможно отличить расцентровку от ослаблений жесткости, обладающих различными наборами диагностических признаков. В этом случае полезно сравнивать одновременно со спектрами вибрации и осциллограммы сигналов.

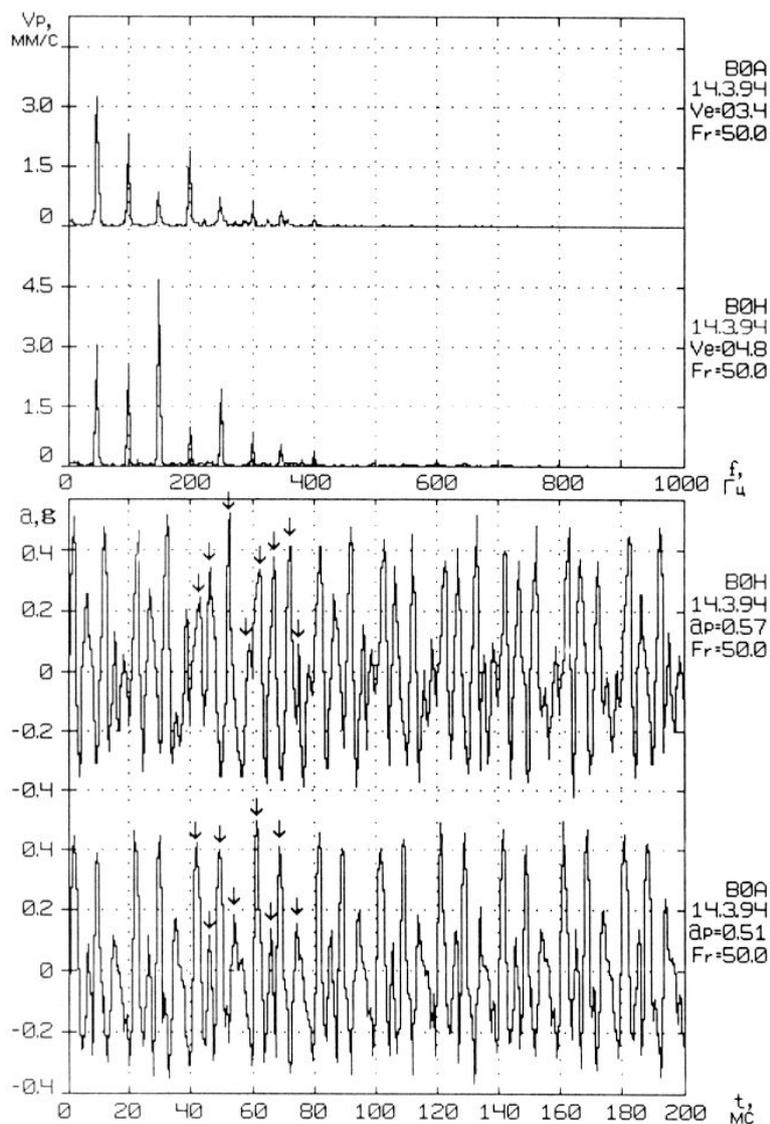
На рисунке 10 приведены спектры вибрации, измеренной на подшипниковых опорах генератора (индекс Т) и возбудителя (индекс В) парового турбоагрегата. Состав частотных компонент спектра вибрации опор генератора характерен для расцентровки и не вызывает сомнений – вибрация существенно преобладает на первых двух оборотных гармониках практически на всех контрольных точках как в поперечном, так и в осевом направлениях. Уровень шумов низок. На первый взгляд характер вибрации подшипниковых опор возбудителя свойственен ослаблению жесткости в совокупности с расцентровкой – в спектрах вибрации обеих опор в горизонтальном, вертикальном и осевом направлениях наблюдается достаточно интенсивная вибрация в частотном диапазоне  $[1 \times f_r \dots 8 \times f_r]$ , причем в спектрах вибрации контрольных точек ВIV и ВОH преобладает третья гармоника оборотной частоты.



*Рисунок 10. Спектры вибрации подшипниковых опор генератора (Т) и возбuditеля (В) парового турбоагрегата*

Рассмотрим одновременно спектры (наиболее характерные для нарушенной жесткости) и формы сигналов вибрации задней подшипниковой опоры возбuditеля в горизонтальном и осевом направлениях, представленные на рисунке 11.

На формах сигналов виброускорения вертикальными пунктирными линиями помечены периоды времени, соответствующие одному обороту ротора. Вертикальными стрелками на кривой вибрации помечены локальные максимумы в течение двух последовательных оборотов ротора. Можно отметить, что вибрация носит почти периодический характер. Число локальных максимумов за оборот ротора практически не меняется. Случайная вибрация невелика. Такая форма осциллограммы виброускорения, обычная при сильной расцентровке, не типична для нарушения жесткости.



*Рисунок 11. Спектры и формы сигналов вибрации внешней опоры возбуждителя в горизонтальном и осевом направлениях*

Таким образом, можно предположить, что на возбуждители наблюдалась нелинейная жесткость опорной системы, не связанная с какими-либо дефектами. В дальнейшем, после остановки агрегата, была обнаружена и устранена расцентровка генератора и возбуждителя.

Каких-либо нарушений жесткости опорной системы возбуждителя обнаружить не удалось.

Рассмотрим случай возникновения расцентровки на карданной соединительной муфте, которая, казалось бы, должна компенсировать любую расцентровку. Объектом диагностики был бульдозер «Komatsu» модели D375 А-5, находивший в эксплуатации на разрезе «Виноградовский» ОАО «КТК». Руководство разреза обратилось с жалобой на превышение предельно допустимого уровня вибрации на рабочем месте машиниста бульдозера. Проведенное диагностическое обследование выявило расцентровку валопровода на соединительной карданной муфте между приводным дизелем и распределительной коробкой механических передач (рисунок 12).

## СИЛОВАЯ ПЕРЕДАЧА

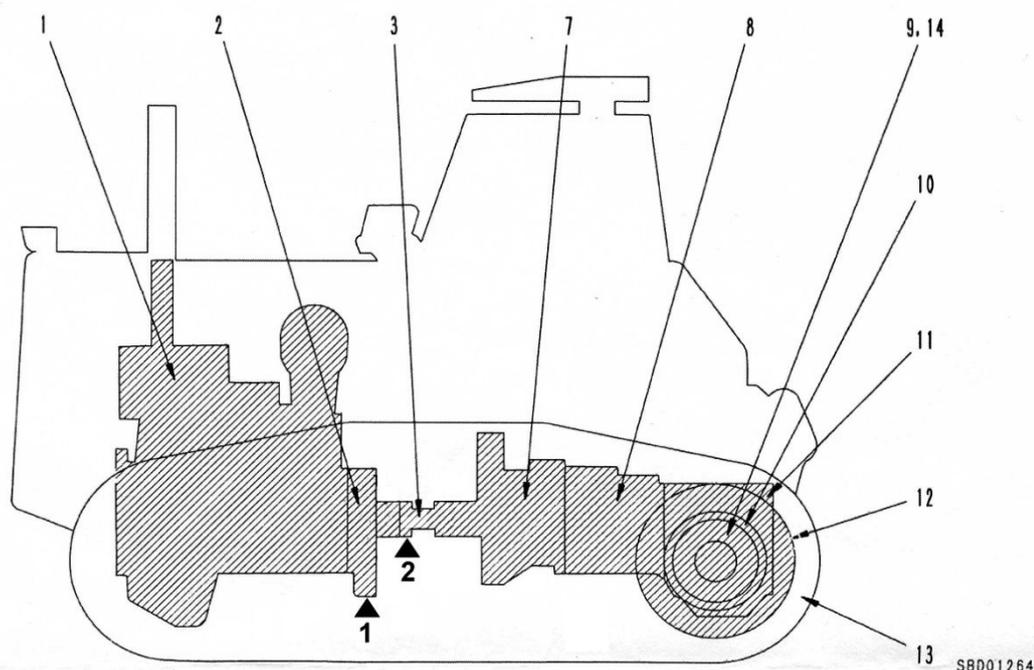
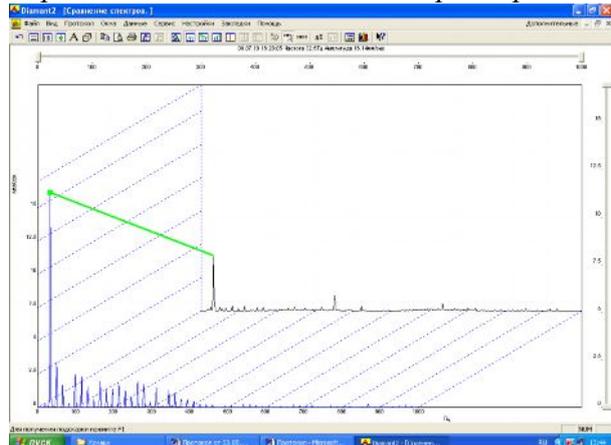


Рисунок 12. Силовая передача бульдозера «Komatsu» (модель D375A-5) и контрольные точки измерения вибрации

Как показали результаты измерений вибрации в 1 и 2 контрольных точках величина виброскорости превышала предельно допустимые величины для данного класса машин (рисунок 13).

### Вертикальная компонента виброскорости



### Поперечная компонента виброскорости

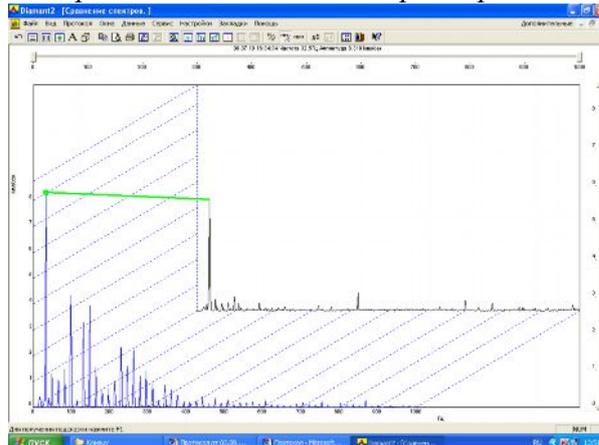
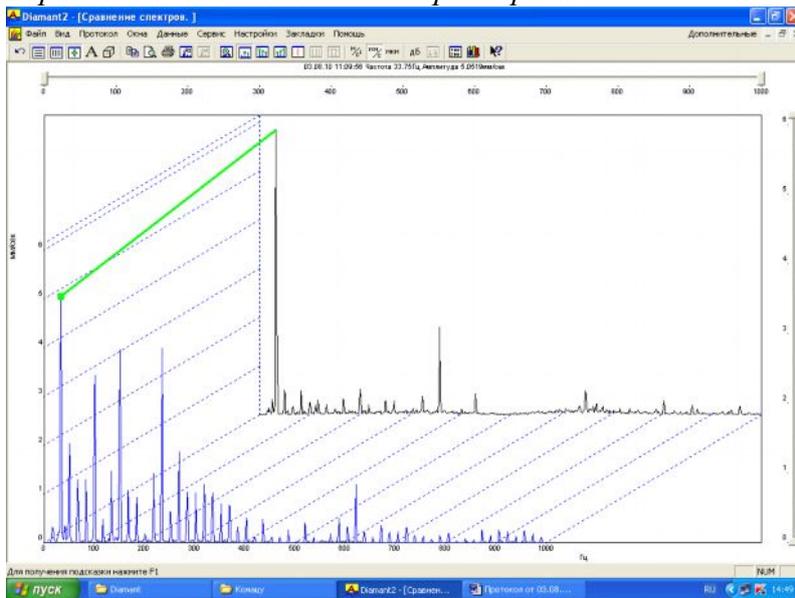


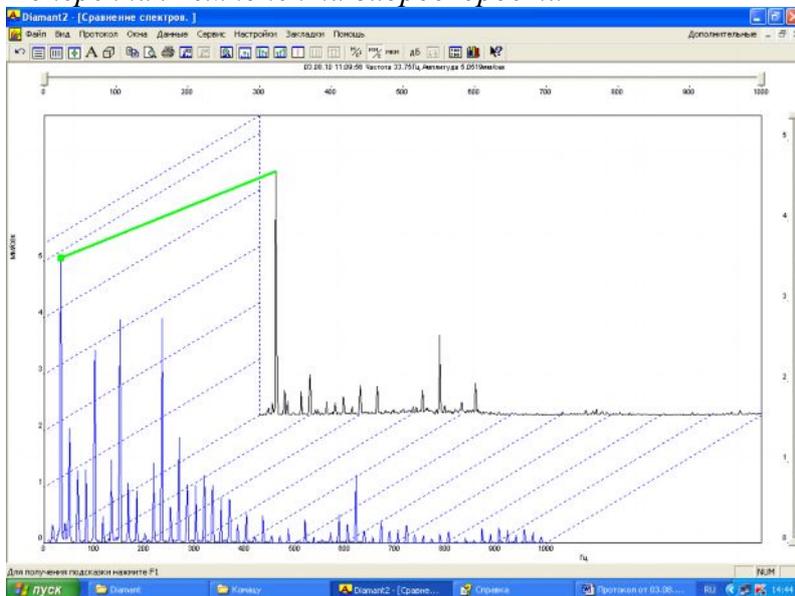
Рисунок 13. Спектры виброскорости на опорах карданной муфты

После устранения возникшего при сборке бульдозера рассогласования валопровода вибрация на опорах карданной муфты стала удовлетворять требованиям стандартов (рисунок 14), а вибрация на рабочем месте машиниста бульдозера хотя и не достигла величин, полученных на заводе-изготовителе, но стала находиться в границах ПДУ (рисунок 15).

### Вертикальная компонента виброскорости



### Поперечная компонента виброскорости



### Осевая компонента виброскорости

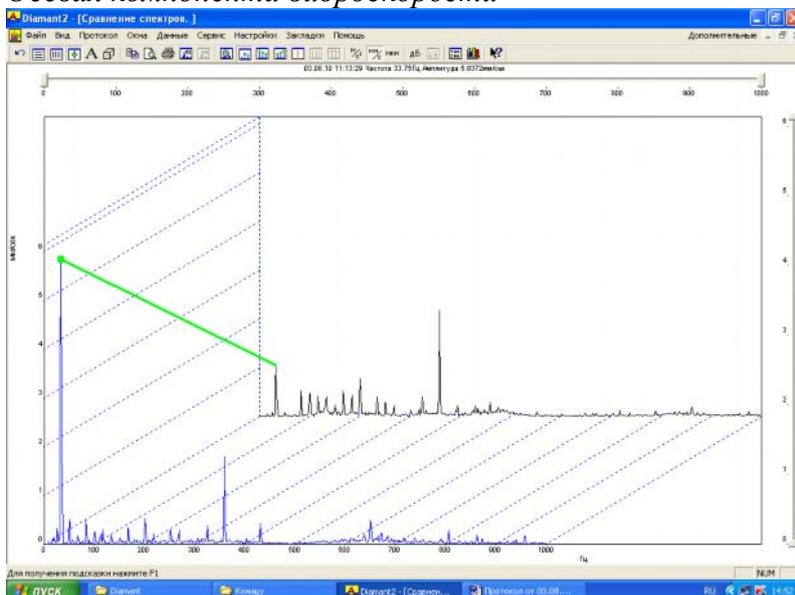


Рисунок 14. Спектры виброскорости на опорах карданной муфты после центровки

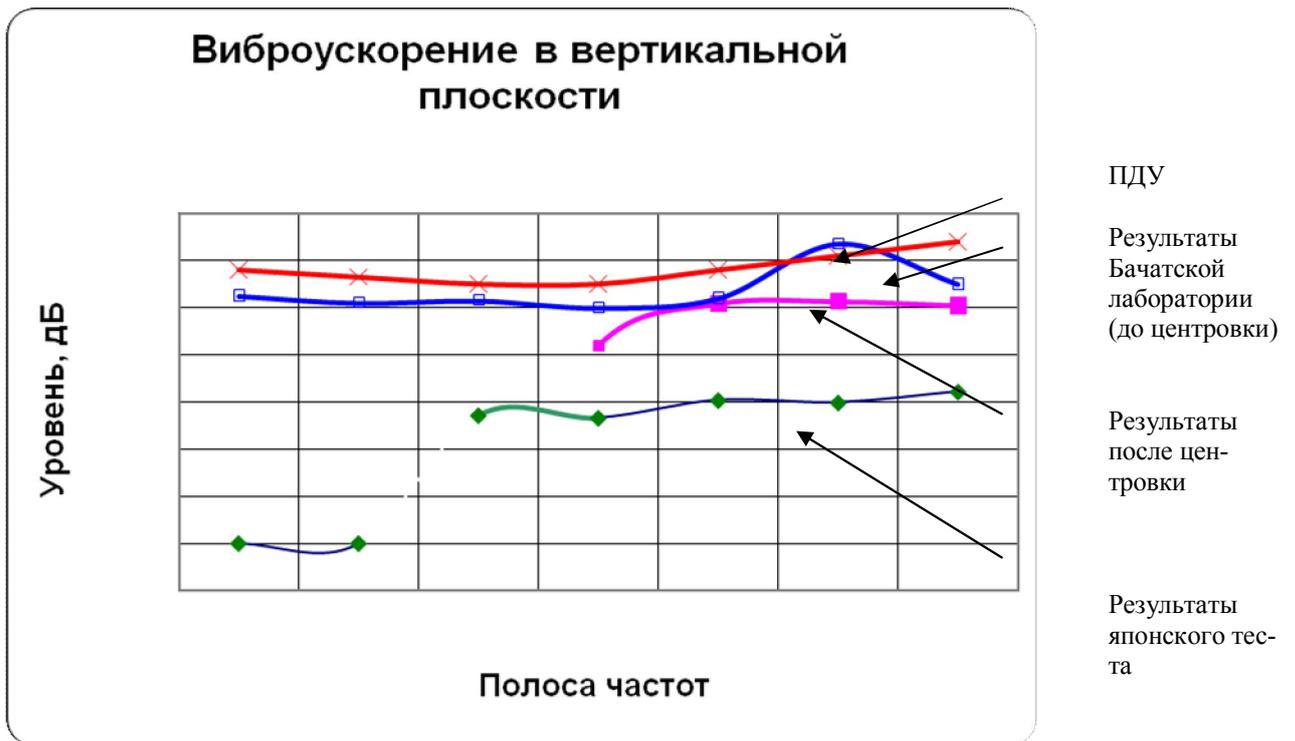


Рисунок 15. Общий уровень виброускорения, замеренный на сиденье машиниста бульдозера

Исправление рассогласования валов, возникшее на карданной соединительной муфте, производилось с использованием лазерного центровщика FixturlazerGO фирмы Pruftechnik (рисунок 16).



Рисунок 16. Лазерный центровщик FixturlazerGO фирмы Pruftechnik

## Лекция 12. НАРУШЕНИЕ ЖЕСТКОСТИ ОПОРНОЙ СИСТЕМЫ

Как известно, в устойчивом режиме вращения колебания идеально уравновешенного ротора отсутствуют, однако на реальный ротор воздействуют различные неуравновешенные силы, возбуждая вибрацию. Поскольку сами по себе нарушения жесткости не являются источниками возбуждения вибрации, а лишь вызывают отклик системы (агрегата) на воздействие неуравновешенных сил, то в этом классе дефектов можно объединить те, которые приводят к изменению жесткости опорной системы (в том числе изменению масс, колеблющихся вместе с источниками возбуждения), и повышению вибрации оборудования. С появлением дефектов этой группы вибрация иногда может многократно превышать допустимые значения.

Влияние жесткости опорной системы на вибрацию очевидно. Амплитуда вибрации обратно пропорциональна динамической жесткости

$$A = P_0 C_d^{-1},$$

где  $A$  – амплитуда вибрации;  $C_d$  – динамическая жесткость;  $P_0$  – амплитуда вынуждающей силы.

Существенно снижается динамическая жесткость в области резонанса. При резонансе даже небольшие вынуждающие силы приводят к чрезмерной вибрации опор. Для устранения этой проблемы необходима отстройка опорной системы от резонанса изменением ее жесткости (обычно в сторону увеличения) или массы.

Реальные опоры в вертикальном и горизонтальном направлениях обладают различной жесткостью. Это свойство опор называется анизотропией. При анизотропии частотные характеристики для вертикального и горизонтального направлений различны. Например, при некоторой небольшой неуравновешенности ось вращающегося ротора имеет не круговую орбиту, а эллиптическую, причем большая ось эллипса лежит в направлении, близком к горизонтальному. Соответствующие колебания совершают точки поверхности подшипника, при этом на симметричном, относительно вертикальной плоскости, подшипнике возникает асимметричная вибрация. Не следует, таким образом, сразу связывать асимметричную вибрацию с односторонними нарушениями жесткости опоры, например, с отрывом фундаментной плиты с одной стороны.

Нелинейная жесткость опор характеризуется нарушением пропорциональности между вынуждающей силой и деформациями. Вследствие нелинейности при воздействии гармонической силы возбуждения (вызываемой, например, неуравновешенностью ротора) и гармонических (или близких к гармоническим) перемещениях вала опорная реакция может иметь сложный спектр, содержащий различные гармоники (субгармоники) оборотной частоты. Высшие гармонические составляющие опорных реакций возбуждают колебания с соответствующими частотами.

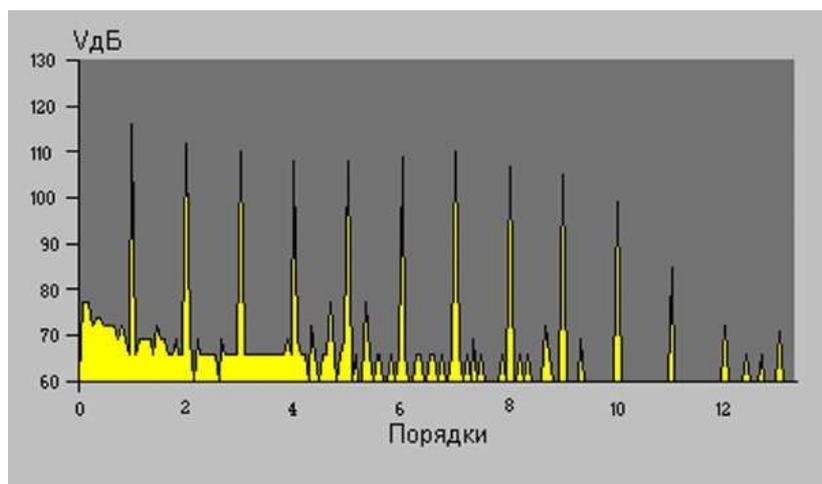
Анизотропия и нелинейность в общем случае не связаны с какими-либо дефектами, тем не менее их влияние на характер вибрации весьма велико. Существенную нелинейность и анизотропию имеет масляный слой: поперечная

жесткость масляной пленки в несколько раз (по некоторым данным примерно на порядок) ниже, чем вертикальная. На нелинейных опорах могут наблюдаться субгармонические колебания, или субгармонический резонанс. Субгармонические колебания имеют частоту, в целое число раз меньшую частоты вращения, при этом преобладают колебания с половинной частотой. Анизотропия и в меньшей мере нелинейность могут возникать и в других элементах опоры при отсутствии в них каких-либо дефектов.

Величина и характер вибрации при ослаблении жесткости зависят от степени развития дефекта (изменения жесткости системы), величины сил возбуждения (зависящих или независимых от технологических параметров) и свойств конкретного агрегата – анизотропии и нелинейности опорной системы (точно предсказать последние на практике сложно). Вибрационный сигнал имеет сложный характер, в нем обычно присутствуют колебания в широком диапазоне частот: вибрация с частотой возбуждения, ее гармониками и, возможно, субгармониками, шумовая компонента и, иногда, другие частотные составляющие.

Промышленные агрегаты имеют большое количество соединений, ослабление жесткости которых может привести к повреждению или аварии.

Любое ослабление жесткости (механической разболтанности) – это нелинейность, приводящая к возникновению гармоник обратной частоты во всех трех направлениях (рисунок 1).



*Рисунок 1. Проявление ослабления жесткости*

Ослабления жесткости можно условно разделить на два класса:

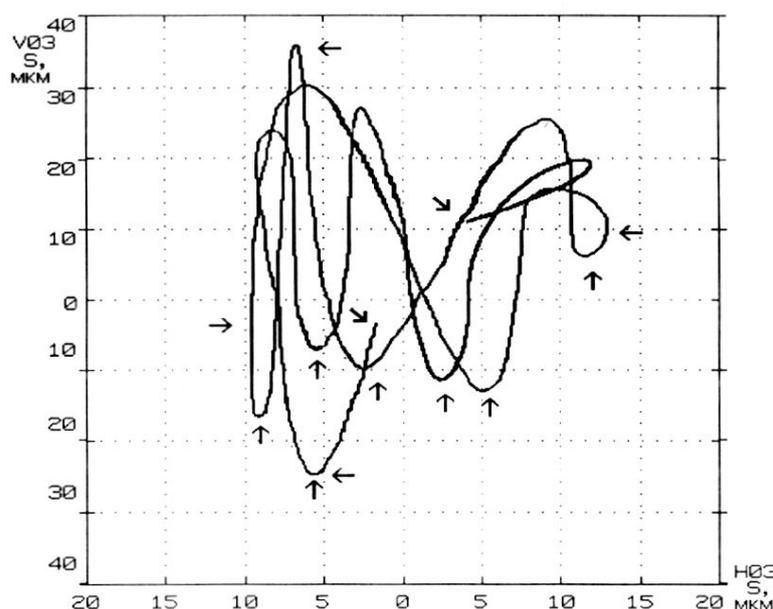
1. Ослабления жесткости структурных элементов (опорной системы):
  - фундамента (трещины на фундаменте, контакт стола фундамента и перекрытия, осадка фундамента, отрыв фундаментной плиты от фундамента и др.);
  - рамы;
  - корпусных элементов (корпусные трещины);
  - подшипниковых опор;
  - неподвижных деталей подшипников;
  - неподвижного направляющего аппарата и импеллеров.
2. Ослабления жесткости вращающихся элементов:
  - деталей, крепящихся на роторе;

- ротора в подшипнике;
- люфты в зубчатых муфтах;
- люфты в редукторах.

## ДИАГНОСТИЧЕСКИЕ ПРИЗНАКИ НАРУШЕНИЙ ЖЕСТКОСТИ

При некоторых видах нарушений жесткости траектория движения ротора в подшипнике может сильно отличаться от эллиптической. На рисунке 2 приведена траектория движения центра ротора электродвигателя за один оборот при значительном износе вкладыша подшипника скольжения и ослаблении его крепления.

Во многих случаях характерным признаком ослабления является зависимость уровня и характера вибрации от направления измерений. Этот эффект помечен горизонтальными стрелками: размах колебаний по вертикали составляет примерно 65 мкм, в то время как по горизонтали – менее 25 мкм.



*Рисунок 2. Траектория движения ротора мощного электродвигателя за один оборот при износе подшипника скольжения и ослаблении резьбовых соединений*

Весьма характерна также высокая гармоническая активность. Вертикальными стрелками помечены семь минимумов кривой, свидетельствующих о нарушении жесткости именно в этом направлении, в то время как в горизонтальной плоскости их число значительно меньше.

Часто наблюдается так называемая пустая точка (помечена наклонными стрелками) – большой разрыв траектории и (или) изменение направления движения ротора в момент завершения ротором одного оборота и прохождения отметки угла на роторе мимо датчика<sup>9</sup>.

В правой части графика заметна небольшая повторная петля, наблюдаемая иногда при нарушении жесткости.

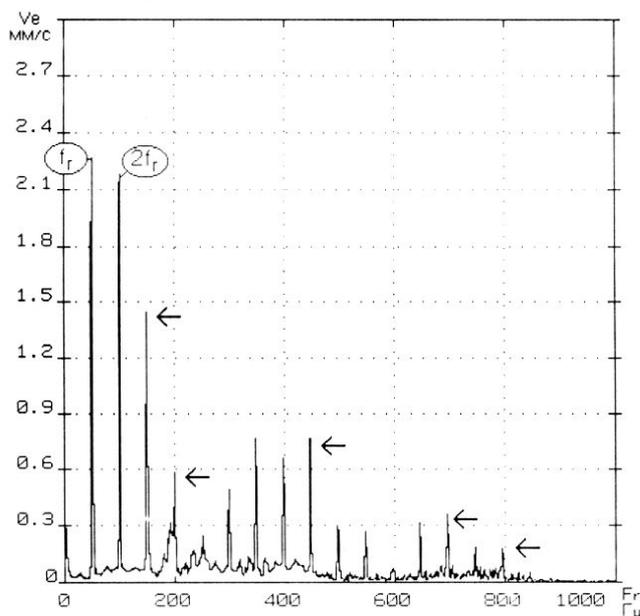
В спектре вибрации почти всегда можно наблюдать сравнительно интенсивную вибрацию на нескольких высших гармониках частоты возбуждения,

<sup>9</sup>Последний факт может говорить не только об ослаблении жесткости: подобный эффект может свидетельствовать о наличии низкочастотной вибрации.

число которых колеблется от 2...3 до 10 и более, при сравнительно высоком уровне шумов<sup>10</sup>, что обусловлено значительной долей случайных колебаний.

Примером такого спектра может служить приведенный на рисунке 3. Горизонтальными стрелками помечены некоторые из гармоник частоты вращения ротора.

По мере изменения состояния оборудования (уменьшения жесткости системы) в спектре между высшими гармоническими составляющими могут появляться дробные гармоники частоты возбуждения  $kf_r \pm (l/m)f_r$ , где  $m$  – натуральное число. При этом также возрастает и уровень шумов.



*Рисунок 3. Спектр вибрации подшипниковой опоры электродвигателя насосного агрегата в вертикальном направлении, имеющего дефект прокладки виброизолятора*

На рисунке 4 приведена картина развития ослабления жесткости в течение десяти месяцев.

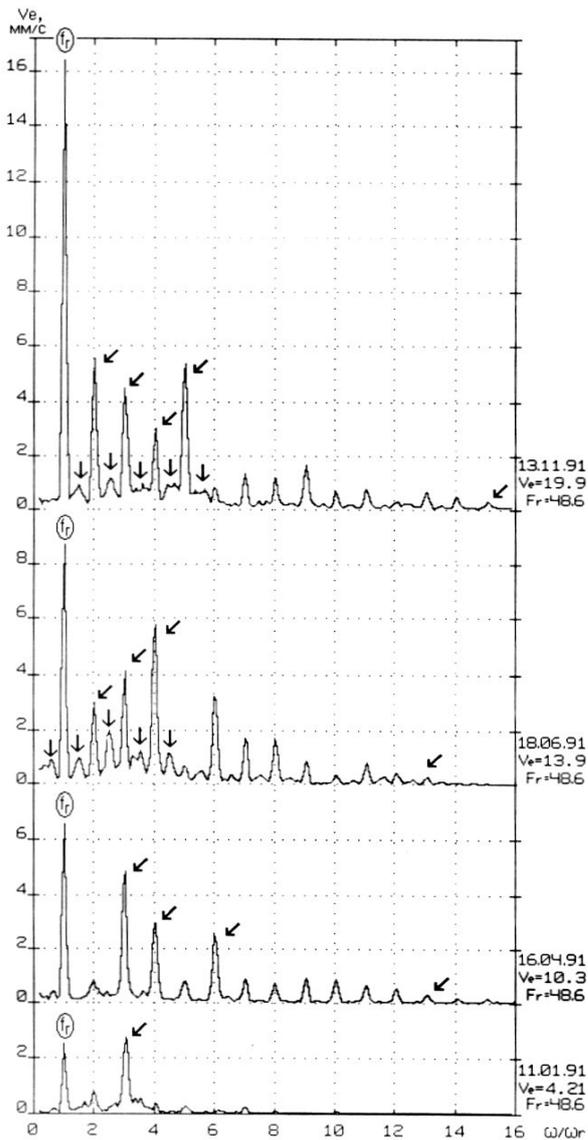
Январь – в спектре наблюдаются две преобладающие спектральные составляющие: на частоте вращения ротора и ее третья гармоника (помечена наклонной стрелкой) и относительно высокий уровень шумов – 0,3...0,4 мм/с.

Апрель – увеличивается гармоническая активность на частоте вращения ротора и ее гармониках (помечены наклонными стрелками).

Июнь – вибрация на оборотной частоте и ее гармониках продолжает увеличиваться, появляется заметная вибрация на дробных гармониках частоты вращения ротора (помечены вертикальными стрелками), возрастает уровень шумов.

Ноябрь – резко возрос уровень вибрации на частоте вращения ротора.

<sup>10</sup> Необходимо помнить, что высокий уровень шумов необязательно бывает связан с ослаблением жесткости – подобный эффект может появляться, например, при дефектах подшипников качения.



*Рисунок 4. Спектры вибрации, иллюстрирующие развитие во времени ослабления резьбовых соединений в подшипнике сетевого насосного агрегата*

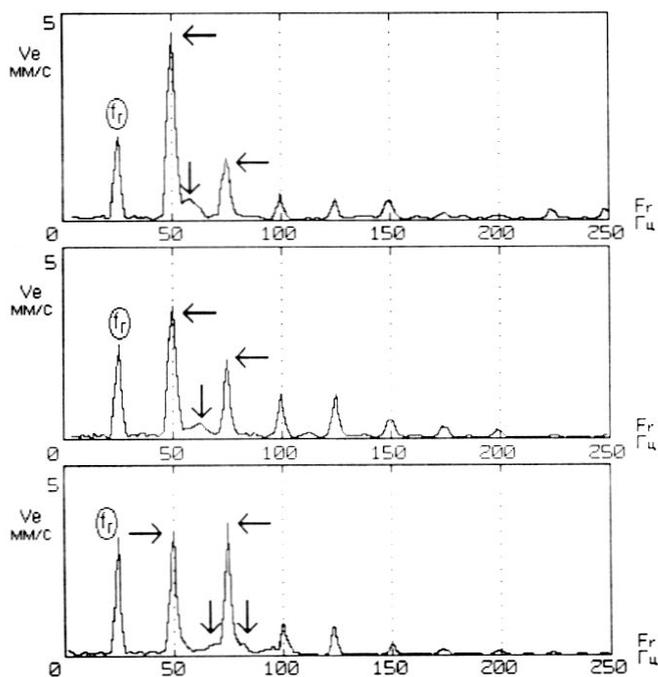
После остановки при ревизии обнаружено аварийное состояние подшипника. Вибрация на высших гармониках частоты возбуждения бывает весьма велика и может даже быть сравнима с вибрацией на частоте возбуждения.

Обычно с увеличением номера гармоники частоты возбуждения (особенно в случае развитых дефектов и больших значений возбуждающей силы) величина вибрации уменьшается. Но в процессе зарождения и развития дефекта вибрация на одной или нескольких высших гармониках в продолжение ряда измерений может превосходить вибрацию на частоте возбуждения.

Можно сказать, что чем ближе дефектное соединение (сочленение, место с нарушением жесткости) к ротору (в системе «фундамент – рама – опора – подшипник – ротор»), тем интенсивней проявляется нелинейность в вибрационном сигнале, т.е. интенсивней проявление высших гармоник оборотной частоты (или иной частоты возбуждения) по отношению к первой.

Если наблюдать спектр сигнала на экране анализатора, особенно анализатора, работающего в реальном времени, то бывают хорошо заметны флуктуации гармоник— на экране анализатора от кадра к кадру значительно меняются уровни вибрации на гармониках частоты возбуждения и уровень шумов (харак-

терные для нарушений жесткости). При этом усреднение спектров должно отсутствовать.



*Рисунок 5. Три спектра, измеренные с интервалом в 1 секунду, при нарушении центровки и износе вкладышей подшипников воздуходувки с частотой вращения ротора 25 Гц*

На рисунке 5 приведены спектры вибрации, иллюстрирующие этот эффект. Горизонтальными стрелками помечены флуктуирующие по величине уровни вибрации на второй и третьей гармониках оборотной частоты, а вертикальными – меняющийся уровень шумов.

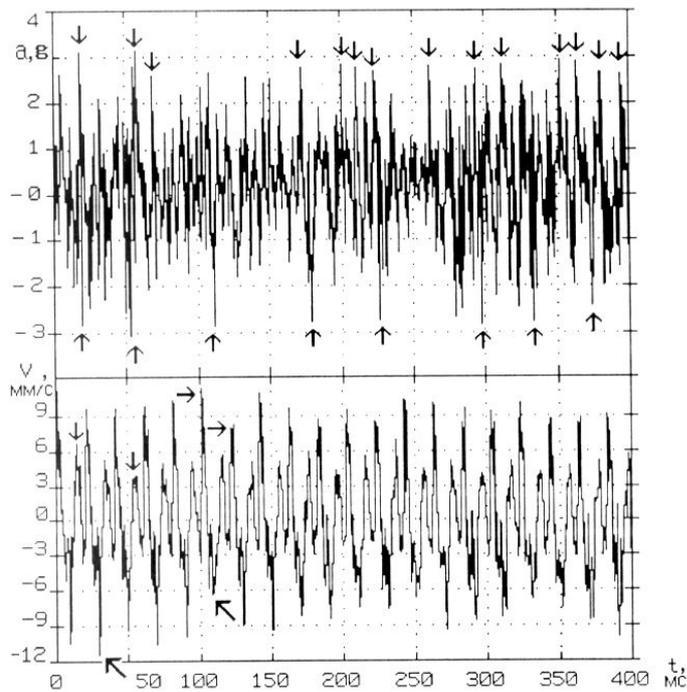
При ослаблении жесткости (и отсутствии других дефектов)<sup>11</sup> для временной развертки сигнала виброускорения свойственны в ряде случаев следующие особенности:

- неперIODический, хаотический характер кривой вибрации – нет повторяющихся фрагментов временной развертки от оборота к обороту ротора;
- нерегулярные интервалы между преобладающими пиками, количество и величина которых (в продолжение временного интервала, соответствующего нескольким оборотам ротора) могут значительно меняться – пиковое значение при этом может достигать величины  $6g$  (здесь  $g$  – ускорение свободного падения) и более в случае развитых дефектов.

Однако этого может не наблюдаться (особенно при сильном развитии некоторых видов нарушений жесткости) при удаленности плоскости ослабления жесткости от ротора.

Форма сигнала виброскорости может иметь более упорядоченный характер (по сравнению с сигналом виброускорения), однако амплитуда сигнала обычно бывает нестабильна от оборота к обороту (или в продолжение нескольких оборотов) и может меняться иногда даже в несколько раз.

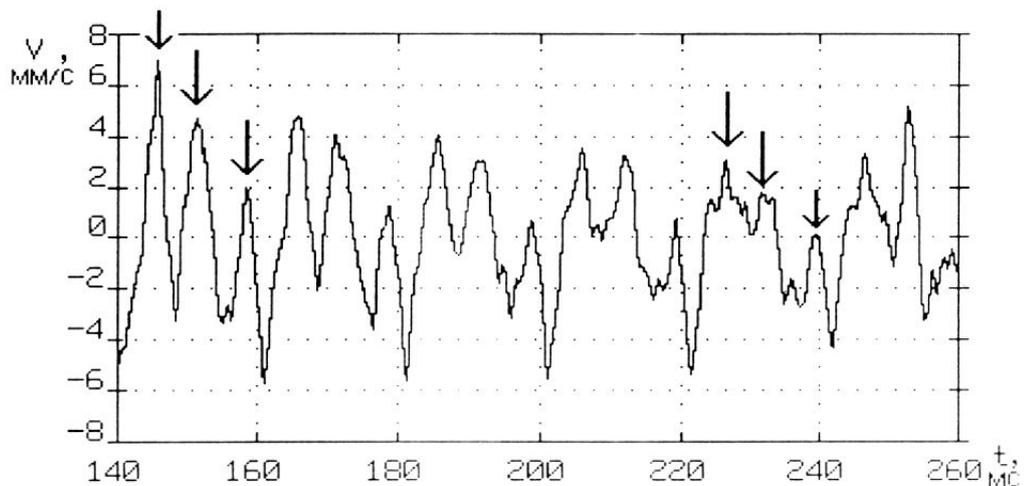
<sup>11</sup> Эти же особенности временная развертка сигнала может иметь и при других дефектах, например, подшипников качения.



*Рисунок 6. Формы сигналов (верхний график – виброускорение, нижний – виброскорость)*

Примером этому служат временные развертки вибрационного сигнала, приведенные на рисунке 6, измеренные с интервалом в несколько секунд на подшипнике электродвигателя (частота вращения ротора 50 Гц) насосного агрегата в вертикальном направлении, над имевшей дефект прокладкой виброизолятора.

Вертикальными стрелками помечены некоторые нерегулярные пики сигнала виброускорения, количество и величина которых от оборота к обороту значительно меняются, форма сигнала виброскорости менее (по сравнению с сигналом виброускорения) хаотична. На кривой виброскорости парами вертикальных, горизонтальных и наклонных стрелок помечены периодические максимумы, следующие с соответствующим одному обороту временным интервалом (примерно 20 мс). Флуктуации значений помеченных максимумов достаточно велики.



*Рисунок 7. Форма сигнала вибрации подшипниковой опоры насоса*

Если в предыдущем примере флуктуации помеченных максимумов на кривой сигнала виброскорости могли вызываться накладывающимися на них высокочастотными составляющими вибрации, то на изображенной на рисунке 7 форме сигнала высокочастотная компонента вибрации невелика. Вертикальными пунктирными линиями помечены временные интервалы, соответствующие одному обороту ротора насосного агрегата, имевшего ослабление жесткости (люфт в сопряжении опоры с рамой), а вертикальными стрелками – три периодических максимума, величина которых в продолжение пяти оборотов значительно уменьшилась.

При нарушениях жесткости кривая сигнала вибрации может быть сильно асимметрична, положительные и отрицательные значения амплитуд могут отличаться в 1,5 и более раз<sup>12</sup>.

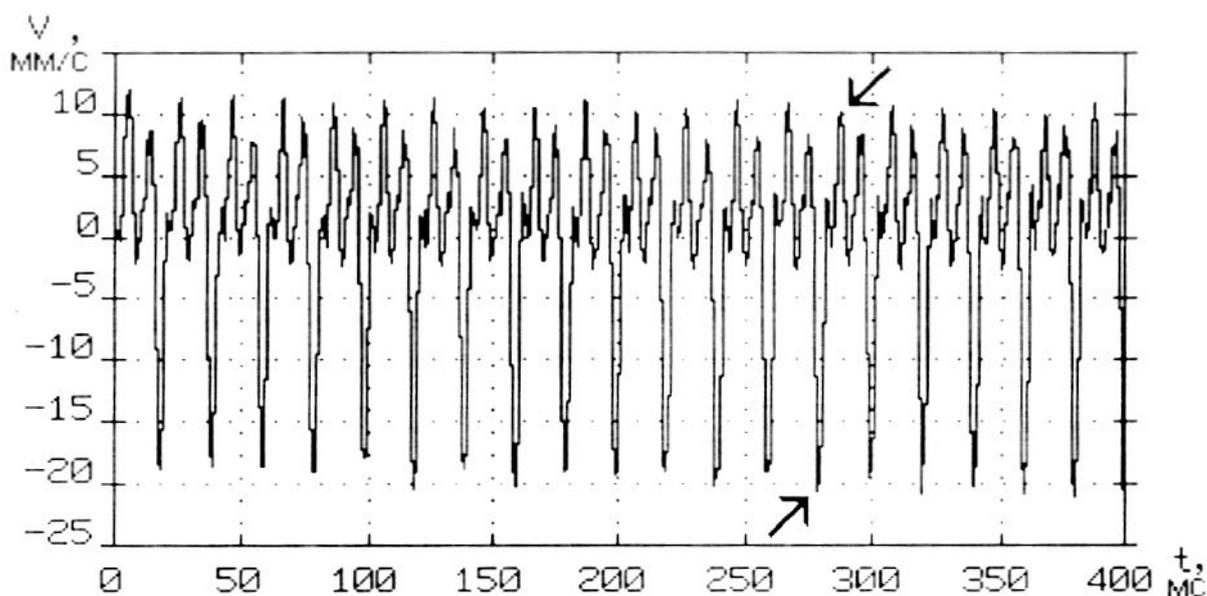


Рисунок 8. Форма сигнала осевой компоненты вибрации передней подшипниковой опоры насоса при отставании подшипниковой опоры насоса от рамы агрегата

На рисунке 8 приведен пример асимметричной формы сигнала вибрации, наблюдавшегося в осевом направлении на передней подшипниковой опоре насоса, при одностороннем отставании подшипниковой опоры насоса от рамы. Стрелками помечены максимум и минимум, абсолютные значения которых отличаются более чем в два раза. Следует отметить почти периодический вид сигнала вибрации, часто наблюдающийся при развитых нарушениях жесткости и достаточной удаленности дефектного соединения от ротора. Интенсивность вибрации при этом значительно превышала допустимое значение.

<sup>12</sup> Асимметричная вибрация необязательно связана с односторонним нарушением жесткости опоры – подобный эффект может быть связан, например, с анизотропией и нелинейностью характеристик опоры или комбинацией некоторых других дефектов (синхронная вибрация).

Обычно при нарушениях жесткости вибрация анизотропная (одна из пространственных компонент вибрации по значению существенно превышает другие), и наибольшего значения в большинстве случаев достигает составляющая, измеренная в направлении, перпендикулярном плоскости ослабления жесткости. При горизонтальном положении ротора это вертикальная составляющая, поскольку большинство разъемных соединений и плоскостей крепления перпендикулярны именно вертикальному направлению. Обычно, но не всегда, при отставании основания подшипниковой опоры от рамы в средней части возрастают вертикальные вибрации, поскольку вместо нормальной деформации сжатия стойки возникают изгибные деформации основания подшипника. Если имеется отставание не в середине, а по краям подшипниковой опоры, то в этом случае ослабляется жесткость установки в горизонтальном направлении и, соответственно, возрастают горизонтальные компоненты вибрации. В случае одностороннего неплотного прилегания опоры к раме её жесткость будет зависеть от многих факторов.

Необходимо сравнивать отношение величин вибрации в поперечном и вертикальном направлениях и, в случае когда оно больше 4, это может служить признаком чрезмерной податливости опоры.

Надежный важнейший диагностический признак нарушения жесткости – изменение характера вибрации при переходе через границу дефектного сопряжения. Для обнаружения таких изменений снимают контурную характеристику в различных точках агрегата или структурного элемента, измеряя амплитуду и фазу вибрации на первой (а иногда и высших) гармонике.

Если смежные части агрегата или его узла имеют значительно отличающиеся значения амплитуд и фаз вибрации, то имеются относительные движения этих частей (элементов), то есть нарушение жесткости. При достаточной жесткости системы «опора – фундамент» вибрация должна плавно уменьшаться (без скачков амплитуды и фазы) от крышки подшипника до фундамента в 2...5 раз (в среднем 2,5...3 раза).

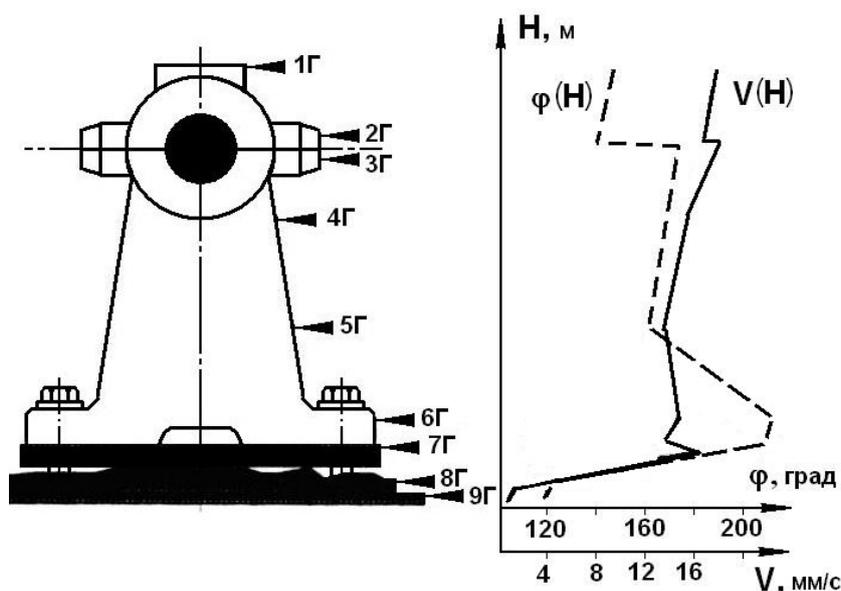


Рисунок 9. Контурная характеристика вибрации передней опоры насоса в горизонтальном направлении

При ослаблении жесткости фундамента часто наблюдается повышенная вибрация не только подшипниковых опор, но и статора электромашины, корпусных деталей, возможно фундаментной плиты, болтов и др. В спектре значительно преобладают первая, вторая и реже третья и четвертая гармоники оборотной частоты. Для локализации ослабления снимается контурная характеристика (рисунок 9), которая позволила обнаружить скачок фазы на  $60^\circ$  и уменьшение вибрации в 4 раза между рамой и плитой фундамента, произошедший между контрольными точками 7 и 8.

В процессе проверки прилегания рамы к фундаменту и поверхностей фундаментной плиты было обнаружено отставание по краям рамы в области обеих опор насоса и коробление фундаментной плиты в районе опорной поверхности.

В ряде случаев при ослаблении жесткости наблюдается влияние крутящего момента на вибрацию агрегата. Это происходит при зависимости сил возбуждения от крутящего момента, при увеличенных зазорах в подвижных соединительных муфтах (ослабление посадки муфт, износ и разрушение рабочих поверхностей, нарушение контакта по зубьям, кулачкам, пружинам), при отрыве опорной поверхности от фундамента под действием реактивного момента статора и др.

Вибрация насосного агрегата с консольным расположением ротора насоса (электродвигатель мощностью 30 кВт, подшипники качения и трехкулачковая соединительная муфта) превышала норму. После проведения измерений агрегат был остановлен и выведен в ремонт. При ревизии было установлено разрушение резиновой прокладки трехкулачковой муфты.

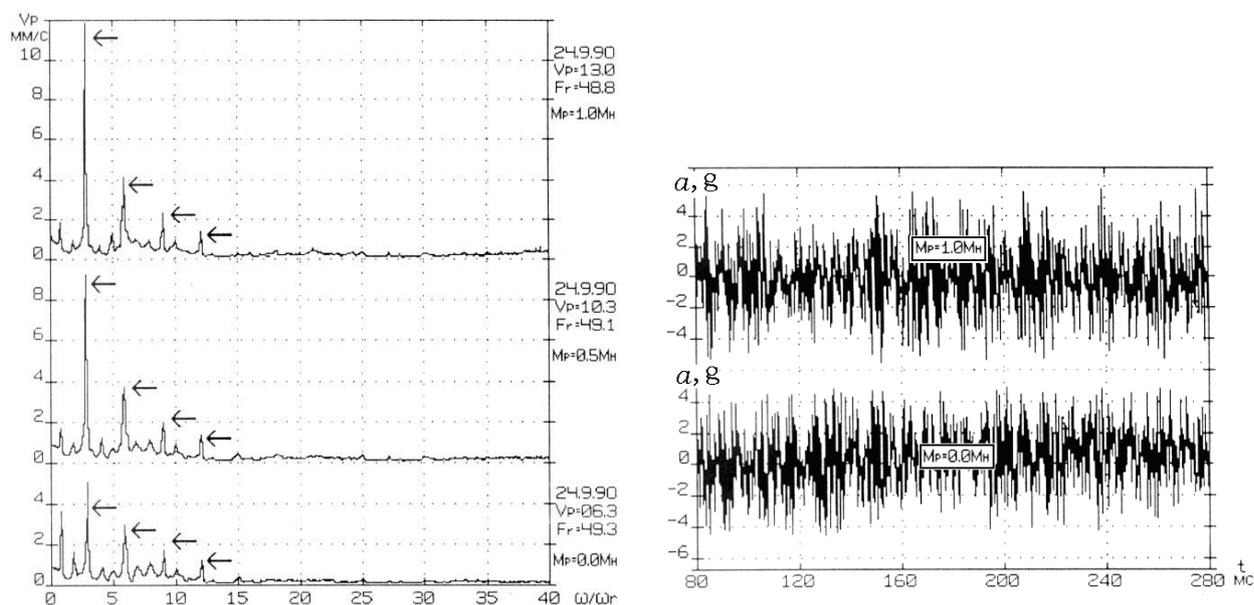


Рисунок 10. Спектры (слева) и формы (справа) вибрации подшипниковой опоры насоса при дефекте соединительной трехкулачковой муфты

Вибрация была велика на всех опорах агрегата и существенно преобладала в вертикальном направлении. На рисунке 10 приведены формы сигналов виброускорения и спектры сигналов виброскорости, измеренных на переднем подшипнике насоса в вертикальном направлении при ступенчатом разгрузении

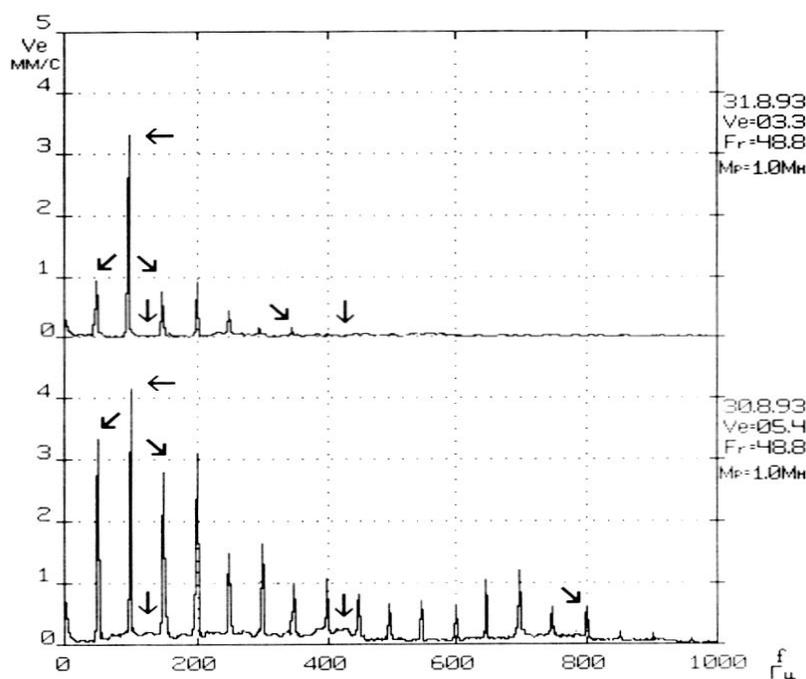
агрегата от номинальной нагрузки до половины номинальной нагрузки, а затем до холостого хода. Примерно такой же вид спектра был характерен и для ряда других контрольных точек.

В спектрах преобладают четыре гармоники «кулачковой» частоты, соответствующей утроенной частоте вращения ротора, помеченные горизонтальными стрелками.

Спектр и форма сигнала вибрации типичны для ослабления жесткости: высокая гармоническая активность, высокий уровень шумов, непериодическая форма кривой виброускорения.

По мере уменьшения крутящего момента вибрация, вызванная люфтом в муфте (помечена горизонтальными стрелками), снижалась, причем наиболее интенсивно при малых значениях крутящего момента. Характерно, что СКЗ и пиковое значение виброускорения при уменьшении нагрузки изменились значительно меньше, по сравнению с этими же параметрами виброскорости, – примерно на 20...30 %, как и уровень шумов в спектре. Интенсивная вибрация указывает на развитый дефект.

После остановки была произведена ревизия заднего подшипника, обнаружено и устранено ослабление резьбовых соединений крепления крышки вкладыша подшипника, после чего установили корректирующие массы и пустили агрегат. Верхний спектр на рисунке 11 измерен при номинальной нагрузке. Можно отметить значительное снижение вибрации на частоте вращения ротора и высших ( $\geq 3 \times f_r$ ) ее гармониках, а также снижение уровня шумов. Верхний спектр характерен для расцентровки с параллельным смещением осей, нижний – для нарушений жесткости и расцентровки.



*Рисунок 11. Спектры вибрации до и после проведения балансировки в собственных подшипниках и ремонта подшипника*

Этот пример подтверждает необходимость и обязательность использования для диагностики всех имеющихся данных: спектров и форм сигналов, нагрузочных и контурных характеристик, результатов балансировки, результатов

влияния на вибрацию тепловой деформации опор при прогреве и начальных зазорах в подшипниках после проведения ремонта, а также любой другой имеющейся информации.

Сравнение уровней вибрации по подшипникам насосного агрегата явно указывает на локализацию дефекта на насосе, вероятнее всего в области переднего подшипника, где текущие значения вертикальной и осевой составляющих вибрации многократно превысили допустимые значения.

В спектрах вибрации (рисунок 12) заметна характерная для нарушений жесткости высокая гармоническая активность: наблюдается до шести интенсивных гармоник оборотной частоты. Имеется также вибрация на так называемой промежуточной частотной составляющей  $f_m$  (не совпадающей с подшипниковыми частотами). Подробнее о промежуточных частотах будет рассказано в лекции, посвященной дефектам зубчатых передач. Вокруг промежуточной частотной составляющей  $f_m$  имеются многочисленные боковые частотные составляющие  $f_m \pm kf_r$ , говорящие о возможной связи нарушений жесткости с зубчатой муфтой.

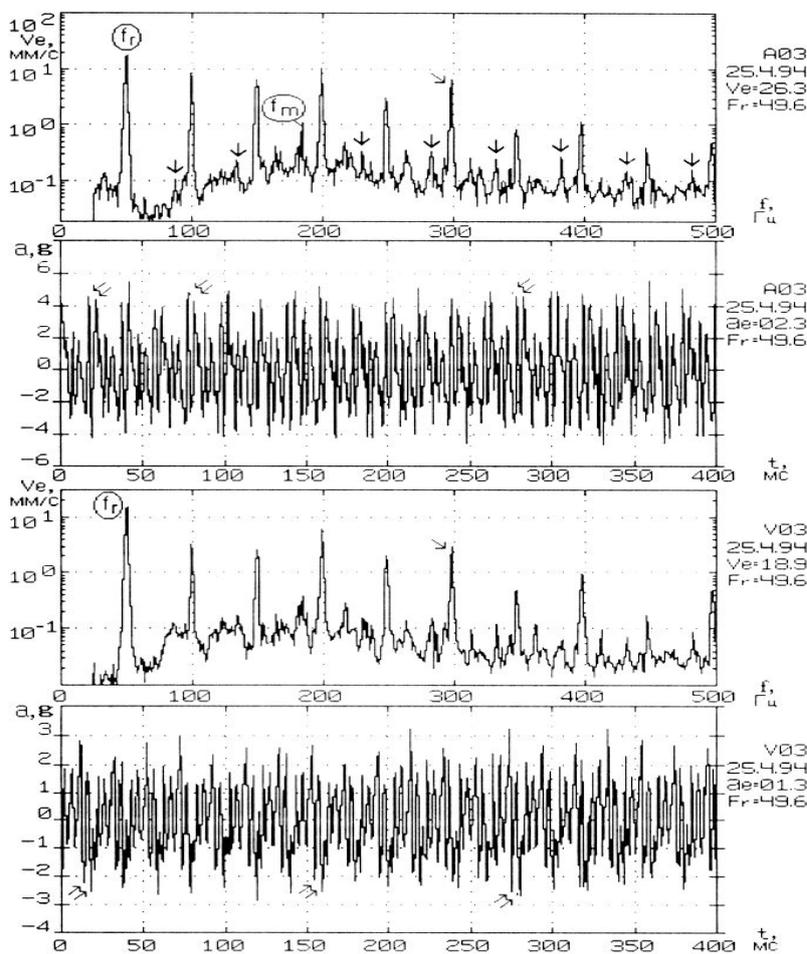
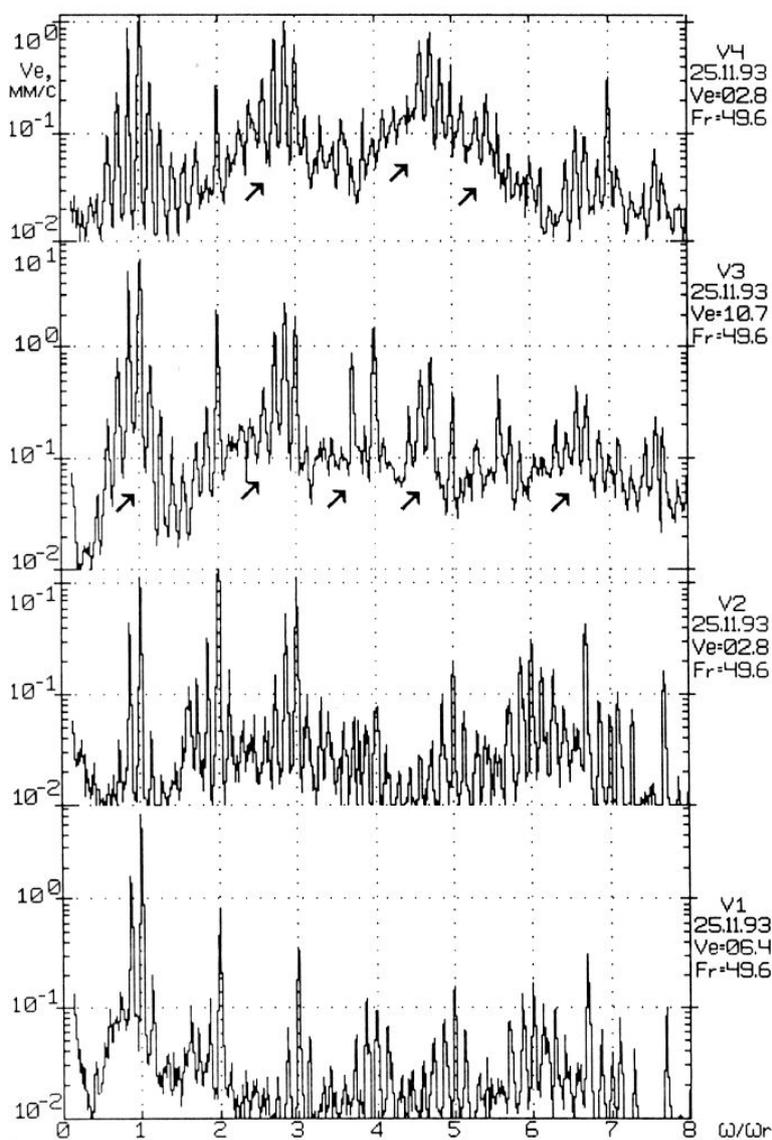


Рисунок 12. Формы и спектры сигналов вибрации, измеренных на передней подшипниковой опоре насоса вертикальном и осевом направлениях, при нарушении посадки соединительной муфты

Формы сигналов вибрации также весьма характерны для ослабления жесткости. Примечательны двойные ударные импульсы, встречающиеся один раз за оборот (некоторые из них помечены двойными стрелками), возникающие в результате нарушения посадки.

Нарушение посадки вращающихся с валом насадных деталей может приводить к сложным вибрационным процессам, появляющимся при проскальзывании детали на валу, обусловленным одновременным существованием и взаимодействием различных источников возбуждения.

На рисунке 13 приведены спектры вибрации заднего и переднего (индексы 1 и 2) подшипниковых щитов электродвигателя и передней и задней опор насоса (индексы 3 и 4), измеренные в вертикальном направлении на насосном агрегате, имевшем нарушение посадки насадного диска на валу на входе рабочего колеса центробежного насоса. Другие составляющие вибрации подшипников в других направлениях измерений имеют похожий характер. Сравнение уровней вибрации по подшипникам насосного агрегата указывает на локализацию дефекта на насосе, вероятнее всего в области переднего подшипника. Анализ спектров выявляет характерную для нарушений жесткости высокую гармоническую активность, спектры имеют сложный частотный состав, а также наблюдается достаточно высокий уровень шумов (см. участки спектров, помеченные стрелками).



*Рисунок 13. Спектры вибрации подшипниковых опор насосного агрегата в вертикальном направлении при нарушении посадки насадного кольца на валу насоса*

На рисунке 14 приведены спектры вибрации передней подшипниковой опоры насоса в вертикальном направлении до (нижний спектр) и после возникновения нарушения посадки насадного кольца на валу насоса (верхний спектр).

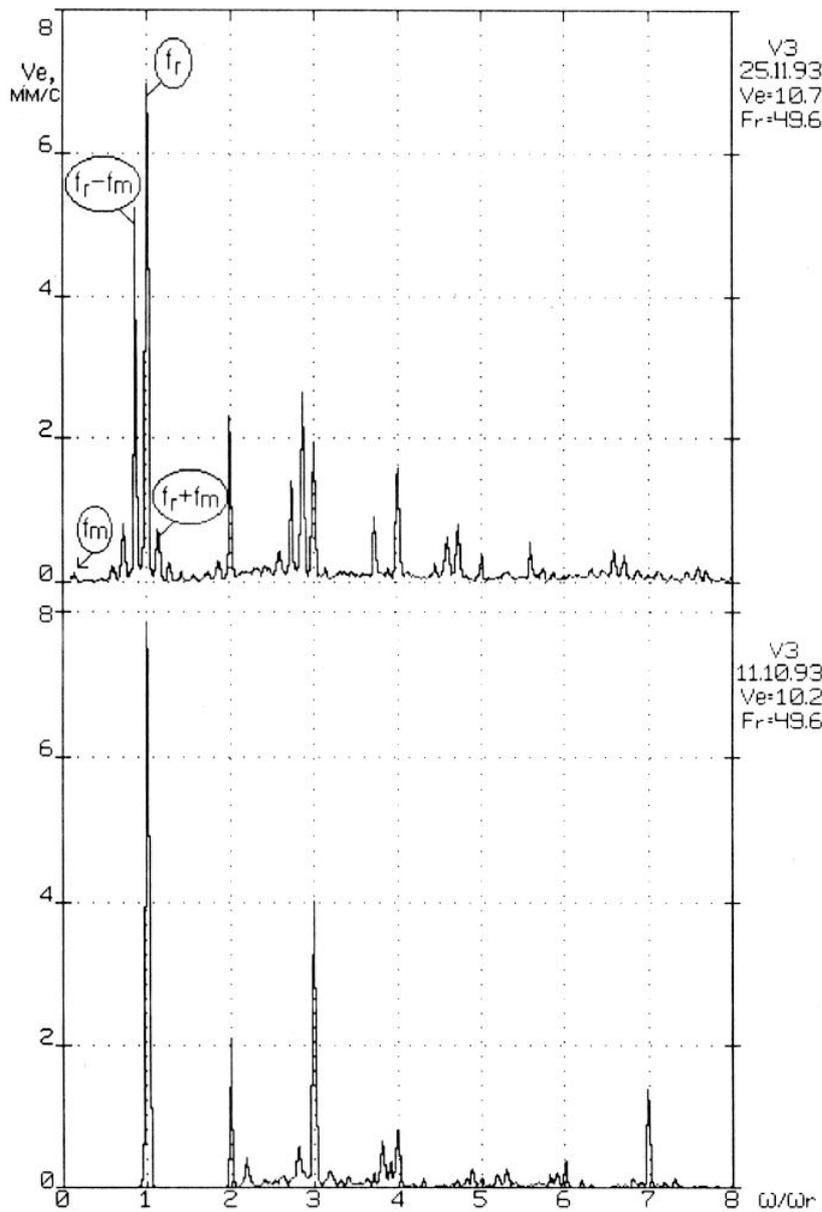


Рисунок 14. Спектры вибрации передней подшипниковой опоры насоса в вертикальном направлении до и после возникновения нарушения посадки насадного кольца на валу насоса

Нарушение посадки кольца приводит к появлению в спектре малозаметной и трудно обнаруживаемой составляющей  $f_m$  на частоте 6,8 Гц, вклад которой в общую величину вибрации крайне мал, в то время как крутильные колебания ротора, возникающие из-за периодического изменения жесткости посадки кольца при проскальзывании, приводят к значительной угловой модуляции частоты вращения ротора. Следовательно, появляются весьма заметные боковые частотные составляющие  $k \times f_r \pm n \times f_m$  вокруг компоненты на частоте вращения ротора и ее гармоник. В частности, две из них, возникшие вокруг составляющей на частоте  $f_r$ , помечены на рисунке 14 индексами  $f_r + f_m$  и  $f_r - f_m$ .

## **Лекция 13. ДЕФЕКТЫ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ**

Дефекты подшипников скольжения и причины их выхода из строя можно условно разделить на две группы, в соответствии с которыми будет изложен материал:

- низкочастотная вибрация подшипников, возникающая вследствие потери динамической устойчивости вращения ротора и нарушения условий смазки;
- вибрация, связанная с дефектами изготовления, сборки и эксплуатации опорных и упорных подшипников скольжения, включающих различные дефекты сборки и подгонки подшипников и отклонение их геометрических размеров от номинальных, эксплуатационный износ подшипников, дефекты состояния шеек, нарушение качества поверхности материала вкладыша и др.

Различные дефекты подшипников скольжения часто бывают взаимосвязаны между собой. Например, повышенная вибрация и износ подшипника могут приводить к потере динамической устойчивости.

Характер проявления вибрационных процессов при зарождении и развитии различных дефектов подшипников скольжения может быть весьма разнообразным и зависит от множества факторов. Основными из них являются:

- величина и место приложения возбуждающих сил;
- перераспределение опорных реакций и нагруженность опор;
- величина и форма крутящего момента;
- физико-механические свойства смазки, качество смазочного слоя и условия его работы в подшипниках;
- частота вращения ротора;
- степень развития дефектов подшипников, в том числе приводящих к неустойчивости ротора (например, перераспределение реакций опор при эксплуатационных расцентровках) и др.

В вибрационном сигнале могут присутствовать колебания с частотой вращения ротора, возможно ее гармониками, субгармониками и дробными гармониками, а также некратные частоте вращения ротора низкочастотные и среднечастотные составляющие и случайная вибрация.

Большинство дефектов подшипников скольжения генерируют в спектре колебания на субгармониках оборотной частоты. Иногда также возникают гармоники самих субгармонических пиков, что указывает на тяжело повреждение подшипника.

### **1. Низкочастотная вибрация подшипников**

В машинах с длинными гибкими роторами, например, в паровых и газовых турбинах, всегда имеется, по крайней мере, один изгибный резонанс с собственной частотой ниже рабочей скорости вращения. Эти собственные частоты называют критическими скоростями. Они возбуждаются, когда скорость вра-

щения ротора в процессе разгона совпадает с собственной частотой. По этой причине разгон должен быть достаточно быстрым, чтобы машина долго не находилась в критическом режиме.

Первая, то есть низшая, критическая скорость  $f_{1,кр}$  соответствует основной моде изгибных колебаний ротора. В случае жесткой установки подшипников резонансные колебания имеют значительную амплитуду.

Если подшипники закреплены более свободно, то они будут двигаться и поглощать энергию резонанса, слегка снижая величину колебаний.

Второй критический резонанс соответствует прецессии основной массы ротора. Он приводит к воздействию на подшипники больших сил на оборотной частоте, но сам ротор перемещается не очень сильно, и поэтому данную критическую скорость иногда трудно заметить при разгоне.

Та же критическая скорость при податливых подшипниках сопровождается более сильной вибрацией.

Низкочастотная вибрация подшипников в большинстве случаев связана с потерей динамической устойчивости вращения ротора. Потеря динамической устойчивости вращения ротора возникает, когда циркуляционные силы масляной пленки и (или) аэродинамические циркуляционные силы превосходят силы демпфирования. Это явление характерно для подшипников, имеющих цилиндрическую или эллиптическую расточку вкладыша, и часто встречается у быстроходных агрегатов с легкими роторами, агрегатов с вертикально расположенной осью вращения роторов, машин с малой нагрузкой на подшипники или с относительно большой длиной (площадью) опорной части подшипника. Потере динамической устойчивости способствуют снижение нагрузки (т.е. разгрузка) подшипника, повышение вязкости смазывающей жидкости, повышение зазоров в подшипнике, перекосы оси вкладыша по отношению к оси вращения (шейки) ротора, разгружающее неуравновешенное усилие, проблемы маслоперепускной канавки и др.

Рассмотрим более подробно явления, происходящие в подшипниках скольжения при потере динамической устойчивости.

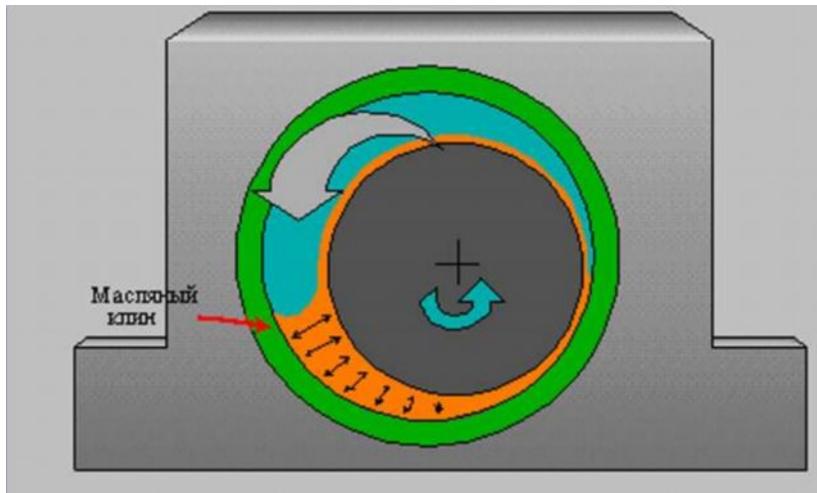
### 1.1. Срыв масляного клина (Oilwhirl)

Срыв масляного клина – это состояние, которое характеризуется сильной вибрацией между  $0,38 \times f_r$  и  $0,48 \times f_r$ . Он никогда не проявляется точно на  $0,5 \times f_r$ , но всегда на чуть более низких частотах. Срыв возникает вследствие чрезмерного зазора и слишком легкого радиального нагружения подшипника, что приводит к скоплению масляной пленки в одном месте и вынуждает цапфу перемещаться внутри подшипника по кругу с частотой, немного меньшей оборотной (рисунок 1).

Срыв – это серьезная неисправность, которая требует немедленного вмешательства, так как она может достаточно быстро привести к возникновению прямого контакта металлических деталей внутри подшипника.

Опыт эксплуатации агрегатов, имеющих гибкие роторы, показывает, что такое снижение устойчивости, а в отдельных случаях возникновение высокоинтенсивных автоколебаний на масляной пленке, присуще роторам с рабочей час-

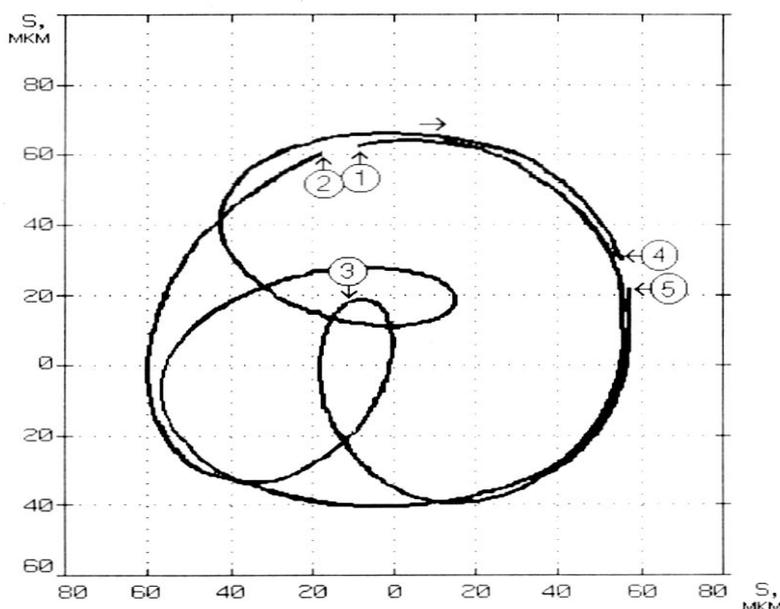
тотой вращения, лежащей в промежутке между первой критической частотой вращения ротора ( $f_{1,кр}$ ) и ее удвоенной величиной ( $2f_{1,кр}$ ). В большинстве случаев вихревая смазка связана с существенной разгрузкой подшипника или поворотом вектора нагрузки на подшипнике против вращения вала (другие причины приведены ранее).



*Рисунок 1. Всплытие цапфы ротора на масляном клине*

Всплытие цапфы ротора на масляном клине и его срыв (вихревая смазка) может вызывать интенсивную вибрацию на частоте  $(0,42...0,48) \times f_r$  и ее гармониках. Эта вибрация определяется прямой прецессией вала в подшипнике под действием смазки.

Влияние вихревой смазки на форму траектории движения цапфы вала в подшипнике скольжения заключается в том, что она по сравнению, например, с формой траектории при дисбалансе значительно усложняется: если при дисбалансе обычно это эллипс, то при вихревой смазке внутри эллипса появляется петля, вращающаяся в направлении движения ротора.



*Рисунок 2. Траектория движения цапфы вала в подшипнике скольжения при срыве масляного клина*

На рисунке 2 приведена достаточно типичная траектория движения цапфы вала в подшипнике скольжения при её всплытии на масляном клине и пе-

риодическом срыве масляного клина, хотя на практике встречаются и более сложные кривые. Цифрой 1 на кривой помечена точка, соответствующая началу одного из оборотов ротора, цифрой 3 – точка, соответствующая завершению этого оборота и началу следующего оборота ротора, цифрой 2 – точка, соответствующая завершению второго оборота ротора (а также цикла вращения, состоящего из двух оборотов ротора). Таким образом, за временной интервал, соответствующий одному обороту ротора, можно увидеть примерно половину одного цикла вращения. Петля вращается в направлении движения ротора (направление движения ротора помечено горизонтальной стрелкой) и обычно поворачивается на  $360^\circ$  и возвращается примерно в исходное положение за 12...50 оборотов ротора или 6...25 циклов вращения (что зависит от отношения частот колебаний составляющей вихревой смазки и вращения ротора). В приведенном примере цифрой 5 помечено начало, а цифрой 4 – окончание одного из последующих далее циклов вращения.

Рассмотрим более подробно влияние вихревой смазки на характер вибрации турбоагрегата К-200-130 (рисунок 3).

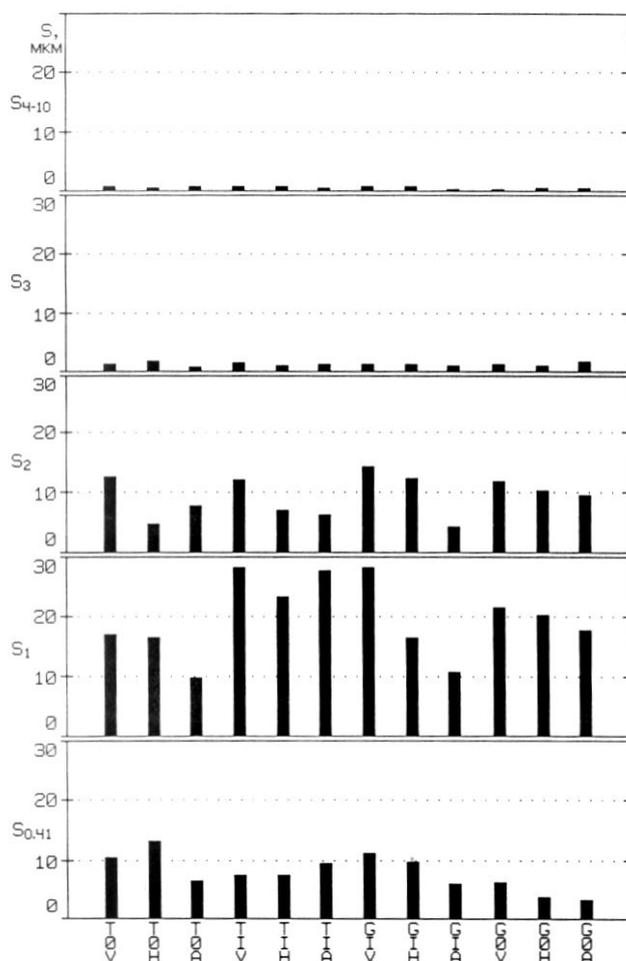


Рисунок 3. Изменение гармонического состава вибрации под влиянием нарушения центровки и вихревой смазки:

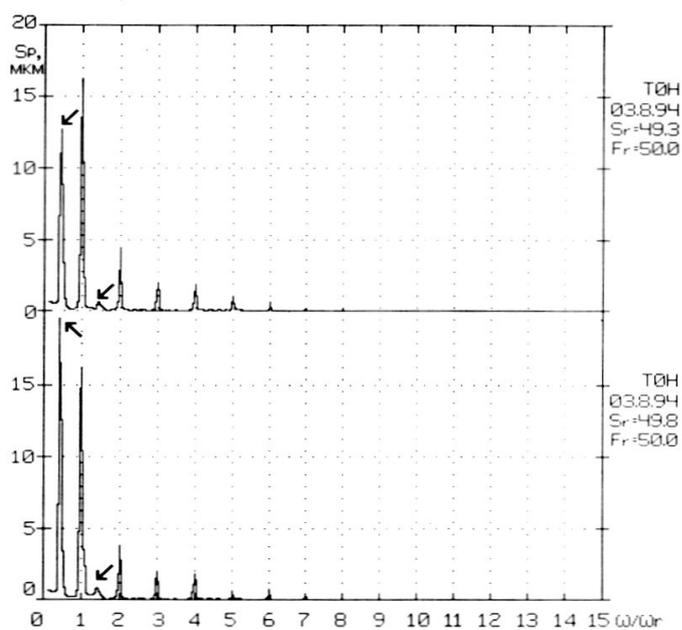
T – турбина, G – генератор,  
V, H, A – пространственные компоненты вибрации,  
 $S_{0,41}$  – спектральная составляющая на частоте  $0,41f_r$ ,  
 $S_1, S_2, S_3, S_{4-10}$  – спектральные составляющие, соответственно, первой, второй, третьей и высших гармоник оборотной частоты

При пуске в эксплуатацию была обнаружена низкочастотная вибрация в районе 4-7 опорротора турбины низкого давления и генератора. Частотный состав вибрации включал в себя полосу низких частот 10... 48 Гц ( $S_{0,41}$ ), частоту

вращения ротора ( $S_1$ ), ее вторую ( $S_2$ ) и третью ( $S_3$ ) гармоники, а также полосу 152... 500 Гц ( $S_{4-10}$ ).

Причиной низкочастотной вибрации оказалось нарушение центровки роторов турбины низкого давления и генератора (что очевидно, если проанализировать соотношение частотных составляющих вибрации), приведшее к разгрузке четвертой и шестой опор (индексы контрольных точек на рисунке 3 – T0 и G1) более чем на 50 %. Разгрузка указанных опор сопровождалась и более низкими величинами температуры и давления в масляном клине соответствующих подшипников. Был поставлен вопрос о возможности дальнейшей, пусть даже кратковременной, эксплуатации турбоагрегата.

Известно, что низкочастотная вибрация может и не говорить о достижении агрегатом предельного состояния, если образующая ее составляющая ( $0,42...0,48$ ) $\times k_f$  невелика и имеет малую флуктуацию по амплитуде. Необходимо постоянно сравнивать величину низкочастотной составляющей с величиной вибрации на частоте вращения ротора: опыт показывает, если низкочастотная вибрация значительно меньше вибрации на частоте вращения ротора, агрегат может успешно работать в течение достаточно длительного времени.



*Рисунок 4. Спектры вибрации опоры №4 в горизонтальном направлении под влиянием нарушения центровки и вихревой смазки*

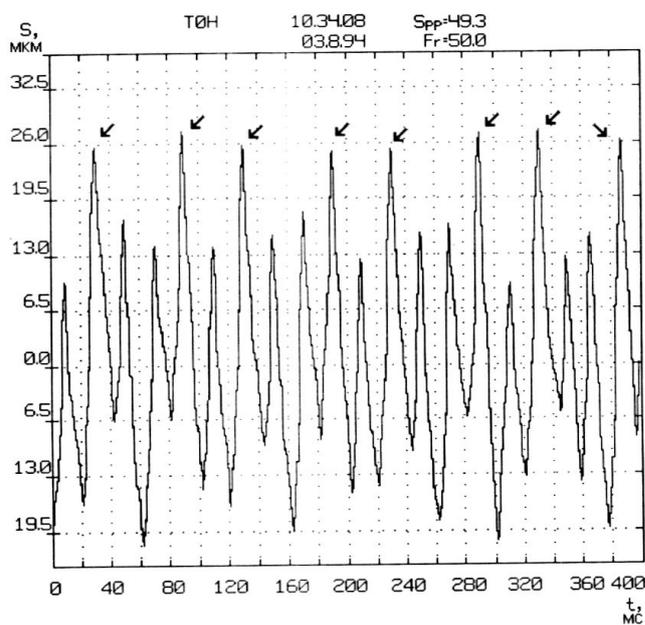
На рисунке 4 приведены два спектра виброперемещения опоры №4 в горизонтальном направлении. Верхний спектр получен при обработке вибросигнала среднеарифметическим спектральным усреднением по восьми спектрам, а нижний спектр получен в режиме так называемого максимального пика, в этом случае каждая частотная составляющая итогового спектра выбирается максимальной из восьми составляющих той же частоты, собранных в процессе последовательного измерения и обработки восьми спектров.

Переход от режима работы виброанализатора со среднеарифметическим усреднением к режиму с максимальным пиком привел к возрастанию низкочастотной составляющей вибрации почти на 50 %. Таким образом, неустойчивость вибрации на частоте 21,02 Гц, помеченной на рисунке наклонными

стрелками, очевидна. Следует также обратить внимание на то, что уровни компонент вибрации, порожденных проблемами масляного клина и дисбалансом ротора, соизмеримы по величине. Вибрация других контрольных точек (T0V, T0A, G1H, G1A) имеет подобный характер. Эти факты говорят о наличии значительной проблемы.

На графиках спектров стрелками помечены третьи гармоники низкочастотной вибрации, лежащие между первой и второй гармониками частоты вращения ротора. Их не следует путать с дробными гармониками частоты вращения ротора ( $1,5 \times f_r$ ,  $2,5 \times f_r$  ...), которые могут сопровождать нарушения жесткости, в частности от износа подшипников скольжения. Значительный износ подшипников скольжения также может приводить к потере устойчивости масляного клина.

На рисунке 5 приведена форма сигнала виброперемещения опоры №4 в горизонтальном направлении. Временные интервалы между вертикальными пунктирными линиями, нанесенные на график через каждые 20 мс, соответствуют одному обороту ротора. Кривая виброскорости от оборота к обороту меняется: через каждые два или три оборота ротора следует максимум, вызываемый вибрацией, порожденной в масляном клине. На 20 оборотов ротора приходится примерно восемь таких максимумов, что и соответствует вибрации на частоте  $0,42 \times f_r$ .



*Рисунок 5. Форма сигнала виброскорости опоры №4 в горизонтальном направлении под влиянием нарушения центровки и вихревой смазки*

Значительное снижение общего уровня вибрации и полное устранение низкочастотной вибрации было достигнуто путем правильной центровки турбоагрегата с учетом тепловых деформаций фундамента.

## 1.2. Взбиваемая смазка (Oil whip)

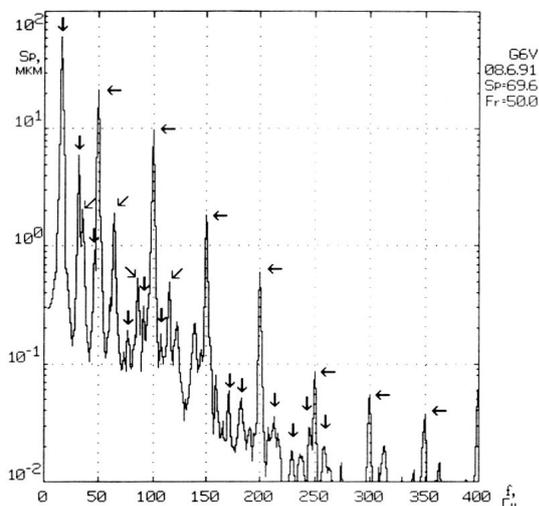
Взбиваемая смазка или масляные биения – это очень серьезная неисправность, которая иногда имеет место в больших многороторных агрегатах, работающих на скоростях выше критических. Взбиваемая смазка возникает, когда частота вибрации, возбуждаемая срывом масляного клина, совпадает с собст-

венной частотой вала ротора. В результате возбуждается резонанс, сопровождающийся очень большими уровнями вибрации. Масляное биение иногда возникает при запусках машин с длинными валами. Поскольку собственная частота определяется конфигурацией самой механической системы, частота масляных биений не зависит от скорости. Этим они отличаются от простого срыва масляного клина, частота возбуждения которого изменяется с изменением скорости вала.

Данный факт лежит в основе метода выявления масляных биений.

В отличие от срыва масляного клина возникновение таких автоколебаний на масляной пленке чаще встречается у роторов с рабочими частотами вращения, вдвое превышающими их первую критическую частоту, и требует подвода внешней энергии, подпитывающей вихрь, связанной, например, с воздействием вибрации или нагрузки. Взбиваемая смазка может вызывать интенсивную вибрацию подшипника скольжения на частотах, близких к первой критической частоте вращения ротора и ее гармоникам.

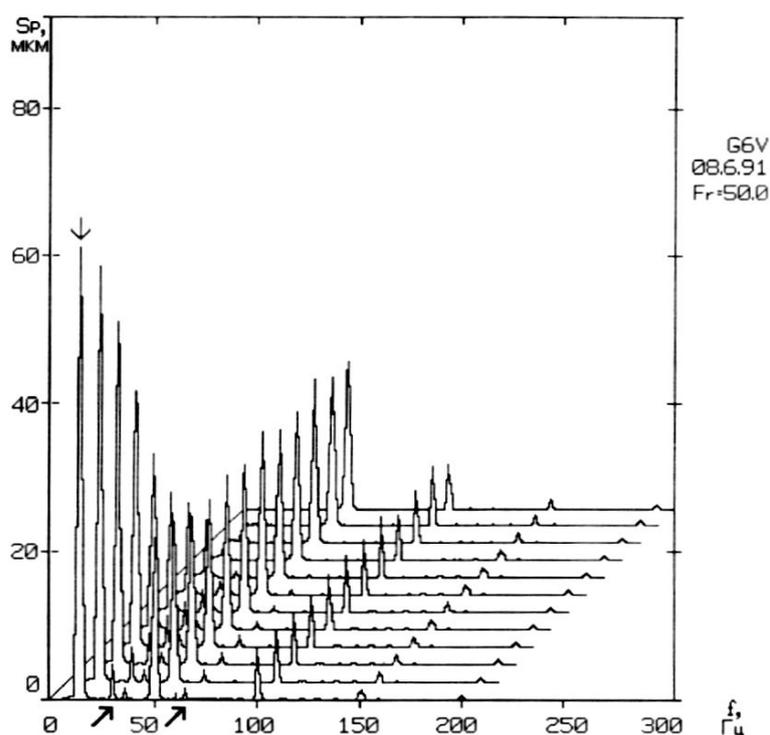
Иллюстрацией может служить такой случай: во время пуска турбоагрегата К-300-240-ТВВ-320-2 возникли низкочастотные колебания, наиболее интенсивные в районе шестого подшипника (генератора со стороны турбины), которые нарастали по мере увеличения нагрузки. Размах виброперемещения достиг 140 мкм при 100 % нагрузке. Вертикальная компонента вибрации в 1,5...2 раза превышала горизонтальную. Вибрация других опор была существенно меньше. На рисунке 6 приведен спектр вертикальной составляющей вибрации опоры № 6.



*Рисунок 6. Спектр вертикальной составляющей вибрации опоры № 6 под влиянием взбиваемой смазки*

Вертикальными стрелками на рисунке 6 помечена первая (15,54 Гц) и некоторые высшие (31,08; 46,62; ... Гц) гармоники низкочастотных колебаний. Горизонтальными стрелками помечены частота вращения ротора (50 Гц) и ее гармоники. Наклонными стрелками помечены боковые составляющие первой (34,45 и 56,54 Гц), а также второй (84,46 и 116,54 Гц) гармоник обратной частоты, порожденные первой гармоникой низкочастотной компоненты. Частота 15,54 Гц практически совпадает с первой критической частотой ротора генератора. Поэтому несомненно, что причиной вибрации в данном случае является проблема масляного клина подшипника № 6.

При разгрузке турбоагрегата с 290 МВт до 200 МВт получен каскадный спектр вибрации (рисунок 7). По мере снижения нагрузки низкочастотная компонента вибрации уменьшалась: пиковое значение виброперемещения на первой критической частоте ротора (помечена вертикальной стрелкой) снизилось с 61 до 2,5 мкм. Таким образом, было отмечено, что при нагрузке агрегата, превышающей некоторую пороговую величину (примерно 80 % от номинальной), возникала низкочастотная компонента вибрации, а при его разгрузке до величины, примерно равной (65...70) % номинальной, вибрация на частоте 15,54 Гц снижалась примерно на 40 дБ. Характерно также и то, что при снижении нагрузки амплитуда и фаза вибрации на частоте вращения ротора и ее второй гармонике практически не изменялись.

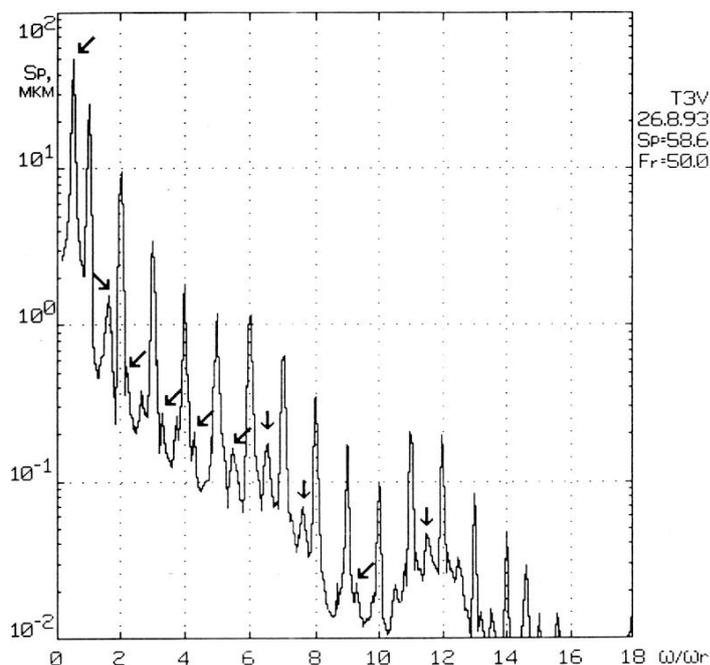


*Рисунок 7. Каскадный спектр вертикальной составляющей вибрации опоры №6 при масляном биении*

Роторы генераторов обычно имеют неодинаковую жесткость в двух главных взаимно перпендикулярных направлениях (анизотропные роторы), при вращении которых собственная частота в течение одного оборота немного, что приводит к появлению боковых частот. На рисунке 7 наклонными стрелками помечены боковые частотные составляющие вокруг частоты вращения ротора  $f_r$ , которые практически исчезают с падением нагрузки.

Взбиваемая смазка, вызывающая вибрацию на критической частоте ротора паровой турбины или центробежного компрессора, часто возбуждается аэродинамическими циркуляционными силами. Для возбуждения механических колебаний аэродинамическими циркуляционными силами весьма характерно наличие некоторой пороговой нагрузки, при которой возникает интенсивная низкочастотная вибрация. На рисунке 8 приведен спектр вибрации паровой турбины, возникающей при превышении пороговой нагрузки (80 % номинальной). Стрелками помечена собственная частота ротора турбины 26,29 Гц и не-

которые ее гармоники. Примечательно, что частота вращения ротора меньше его удвоенной собственной частоты.



*Рисунок 8. Спектр вертикальной составляющей вибрации опоры паровой турбины*

В результате работ по снижению парового возбуждения, достигнутого перераспределением радиальных и осевых зазоров в проточной части турбины, низкочастотная вибрация была устранена.

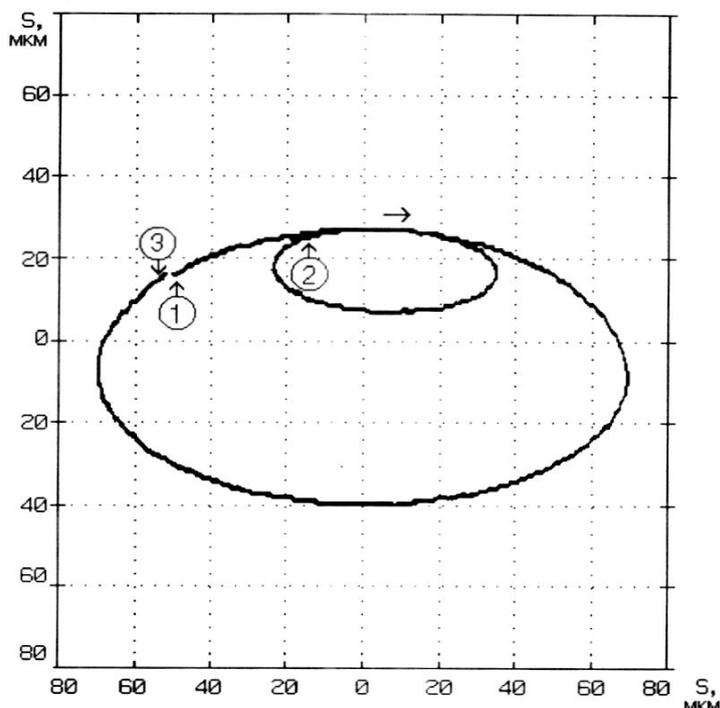
Средством против срыва масляного клина и масляных биений является достаточно малый зазор и соответствующее радиальное нагружение подшипника.

### 1.3. Сухой вихрь (Dry whirl)

Сухой вихрь— низкочастотная вибрация, возникающая при разрыве масляной пленки и контакте (сухом трении) между валом и подшипником из-за неравномерной или неправильной смазки подшипника (нарушение подачи и качества масла). В этих условиях при контакте поверхности вала и подшипника появляется скрип и в результате скачкообразное движение вала, сопровождающееся обычно повышением температуры подшипника. При этом может возбуждаться вибрация на резонансных частотах подшипника, субгармониках частоты вращения ротора (например,  $1/2 \times f_r$  или  $1/3 \times f_r$ ), гармонических ( $k f_r$ ) и дробных гармонических частотах  $(1,5; 2,5; 3,5 \dots) \times f_r$ , как в области средних, так и высоких частот.

Влияние сухого вихря на форму кривой траектории движения ротора в подшипнике заключается в том, что она, по сравнению, например, с формой кривой при вихревой смазке, имеет неподвижную петлю, появляющуюся при наблюдении двух и более последовательно выводимых на экран виброанализатора оборотов ротора. На рисунке 9 приведен пример траектории движения геометрического центра вала в подшипнике скольжения при возникновении сухого вихря, хотя на практике встречаются и более сложные кривые. Горизон-

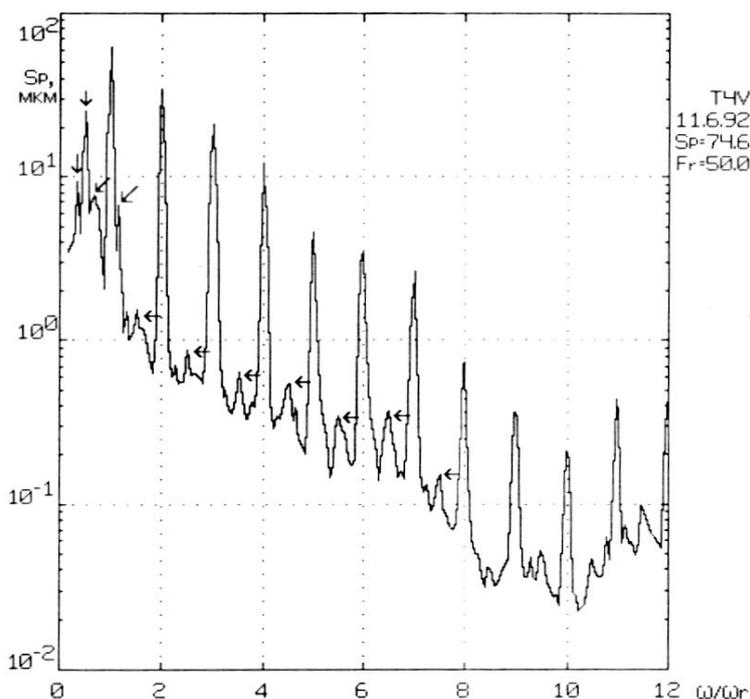
тальной стрелкой показано направление движения ротора. Цифрой 1 на кривой помечено начало первого оборота ротора, цифрой 2 – завершение первого оборота ротора и начало второго оборота ротора, цифрой 3 – завершение второго оборота ротора (а также цикла вращения, состоящего из двух оборотов ротора). Таким образом, за временной интервал, соответствующий одному обороту ротора можно увидеть половину одного цикла вращения. Петля неподвижна.



*Рисунок 9. Траектории движения вала в подшипнике скольжения при возникновении сухого вихря*

На рисунке 10 представлен спектр вибрации при перекосе оси вкладыша подшипника и оси вращения ротора (нарушение верхнего и боковых зазоров подшипника), в результате чего возникла неравномерная смазка и разрывы масляной пленки, приводящие также к небольшим резонансным колебаниям опоры.

Вертикальными стрелками (частоты 16,65 и 24,99 Гц) помечены субгармонические составляющие спектра на  $1/2 \times f_r$  и  $1/3 \times f_r$ . Горизонтальными стрелками (74,99; 125,0; 174,99; ... Гц) помечены дробные гармонические частоты  $(1,5, 2,5, 3,5 \dots) \times f_r$ , наклонными стрелками помечены колебания на резонансных частотах опор (29,7; 52,2 Гц). В спектре отмечается высокий уровень обертонов оборотной частоты, в частности величина пикового виброперемещения седьмой гармоники оборотной частоты соответствует среднему квадратическому значению виброскорости 5,4 мм/с. Высок также уровень шумов. Температура подшипника достигала при этом предельно допустимого значения.



*Рисунок 10. Спектр вибрации при возникновении неравномерной смазки и разрывов масляной пленки*

Возникновение сухого вихря иногда бывает связано с высокой вибрацией (иногда низкочастотной резонансной вибрацией) трубопроводов технологической обвязки.

## **2. Вибрация, связанная с дефектами изготовления, сборки и эксплуатации подшипников скольжения**

### **2.1. Дефекты опорных подшипников**

Опорные подшипники воспринимают радиальные усилия на ротор и фиксируют его радиальное положение относительно корпуса. Основные причины выхода из строя опорных подшипников следующие:

- повышенное давление в радиальном направлении из-за нарушений технологических или расчетных режимов;
- нарушение подачи масла и качества смазки;
- дефекты сборки и подгонки;
- эксплуатационный износ и загрязнение подшипников.

Повышенное давление и нарушение подачи и качества масла мало влияют на характер вибрации агрегатов, в большинстве случаев эти причины приводят к повышению температуры и (или) давления в масляном клине наиболее нагруженных подшипников. Это явление обычно сопровождается ускоренным износом и (или) повреждением баббитового слоя вкладыша подшипника, наволакиванием материала подшипника на шейку вала и может привести к внезапному скоротечному выходу подшипника из строя.

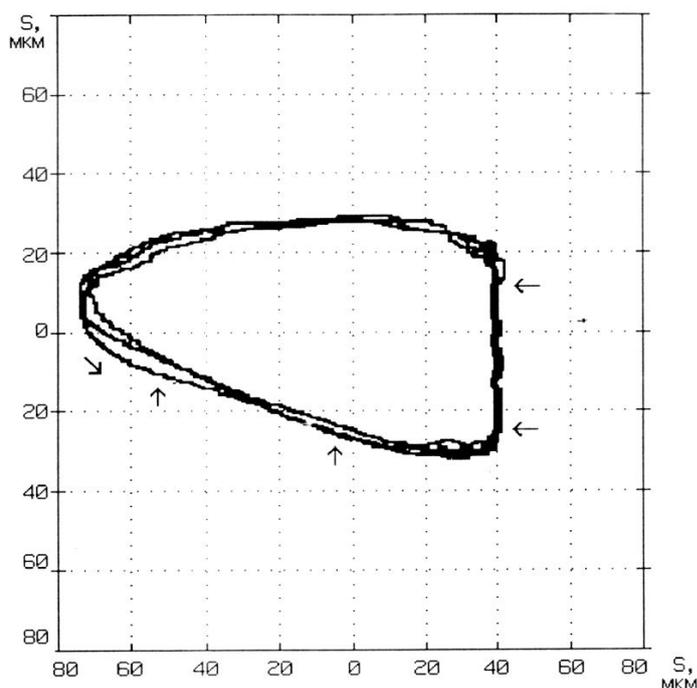
Нарушение подгонки и последующая приработка (и свойственные ей диагностические признаки) – явление временное, обычно возникающее при выводе агрегата из ремонта и пуске его в эксплуатацию. Маловероятно сохранение

диагностических признаков небольших нарушений подгонки и приработки у агрегата после нескольких месяцев эксплуатации.

Приработка подшипника обычно сопровождается повышенной вибрационной активностью в области средних и высоких частот.

Следует помнить, что симптомы, присущие дефектам подгонки и зафиксированные с помощью датчиков относительной вибрации, могут говорить о наличии царапин или других дефектов поверхности вала.

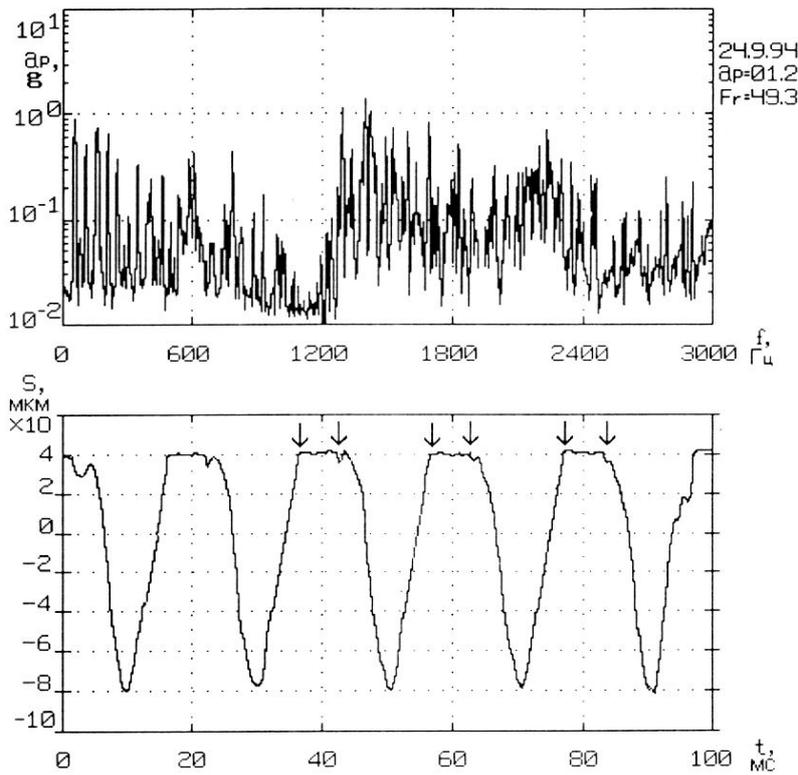
Наиболее надежными диагностическими признаками нарушений подгонки и приработки являются достаточно характерные изменения формы кривой сигнала виброперемещения и траектории движения вала в подшипнике.



*Рисунок 11. Траектория движения ротора в подшипнике скольжения, наблюдавшаяся в процессе приработки подшипника*

На рисунке 11 приведена траектория движения вала в подшипнике скольжения, наблюдавшаяся в процессе приработки подшипника электродвигателя при выводе компрессорного агрегата из ремонта. Весьма характерно в этом случае наличие прямолинейных участков, помеченных вертикальными и горизонтальными стрелками. Наклонной стрелкой указано направление вращения ротора.

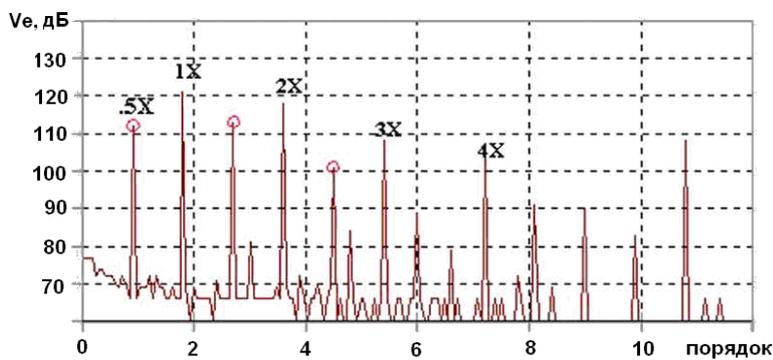
На рисунке 12 приведены форма сигнала виброскорости и спектр сигнала виброперемещения подшипниковой опоры электродвигателя, полученные с помощью датчика абсолютной вибрации. На кривой вибрационного сигнала имеется плоская площадка, как и на кривой орбиты. В спектре виброускорения отмечается высокая активность в области высоких и средних частот.



*Рисунок 12. Форма и спектр сигнала вибрации подшипниковой опоры, наблюдавшиеся при нарушении подгонки и приработке подшипника*

Повышенный радиальный зазор и (или) его неравномерность в подшипнике вследствие дефектов изготовления или эксплуатации приводят к сложной зависимости жесткости смазочного слоя от угла поворота, что практически всегда вызывает увеличение вибрации на частоте вращения ротора и особенно ее высших гармониках.

Разболтанность подшипника вызывает появление гармоник основной частоты  $f_r$ , а в серьезных случаях – гармоник половинных порядков ( $0,5 \times f_r$ ). Часто причиной возникновения гармоник половинных порядков является дрожание подшипника в корпусе (рисунок 13). Иногда при очень сильной разболтанности появляются даже субгармоники ( $1/3 \times f_r$  и  $1/4 \times f_r$ ).

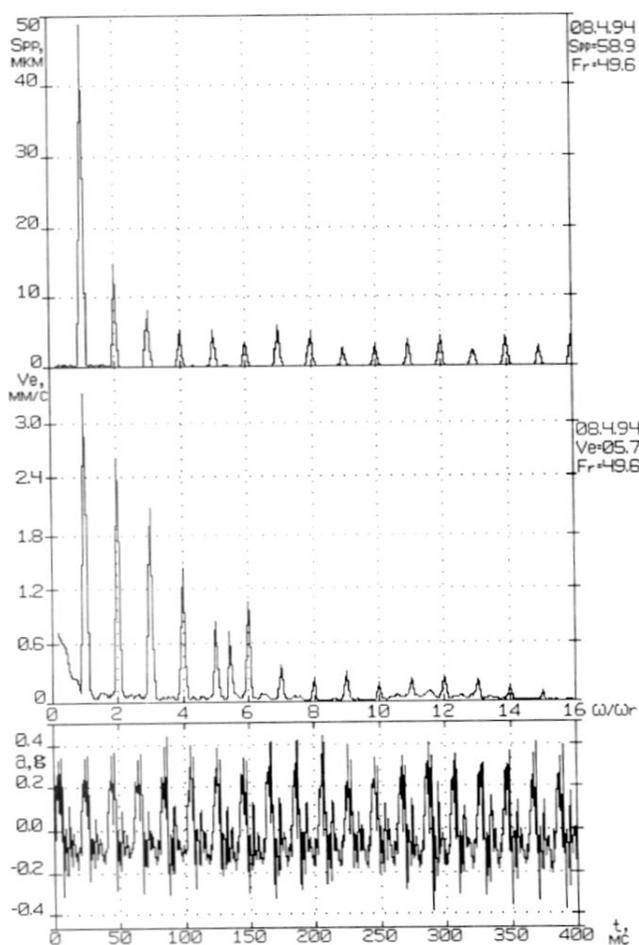


*Рисунок 13. Характерный спектральный состав виброскорости при увеличенных зазорах в подшипнике скольжения*

Однако определенная неравномерность зазора может повысить устойчивость вращения ротора в подшипнике, для чего, например, применяется эллиптическая расточка вкладыша подшипника.

Нарушение верхнего и боковых зазоров в подшипнике может также приводить к разрыву масляного клина и возникновению сухого вихря, что сопровождается, как указывалось ранее, повышением температуры подшипника.

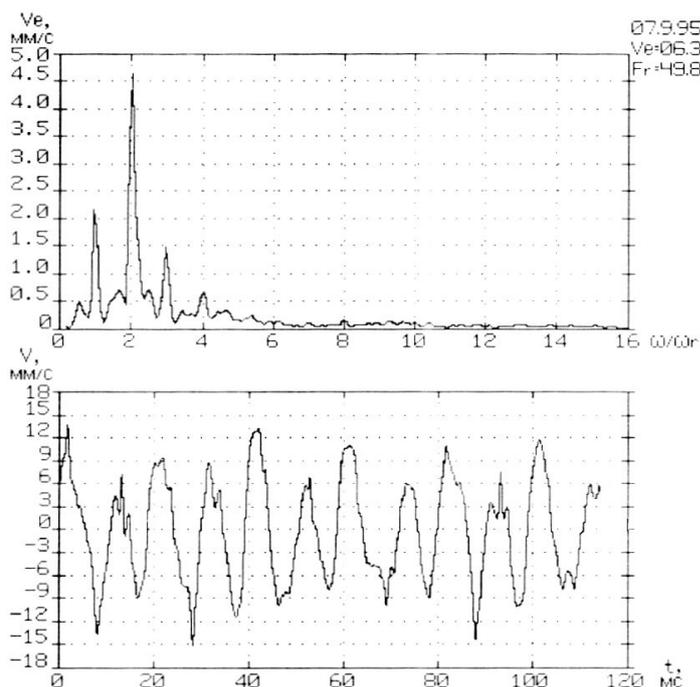
На рисунке 14 приведены форма и спектр (средний график) сигнала абсолютной, а также спектр относительной вибрации (верхний график) подшипниковой опоры, наблюдавшиеся при повышенном зазоре (эксплуатационном износе) подшипника. В обоих спектрах наблюдается значительная активность высших гармоник оборотной частоты в области высоких и средних частот. Однако гармоническая активность в области средних частот абсолютной вибрации выше, чем относительной в силу нелинейности влияния масляного клина и последующих разъемных соединений на характер трансляции сигнала. Распространение колебаний через масляный клин и разъемные соединения подшипника приводит также к существенному возрастанию уровня случайной вибрации. Наблюдаемая при этом форма сигнала вибрации характерна для нарушений жесткости.



*Рисунок 14. Форма и спектры сигнала абсолютной и относительной вибрации подшипниковой опоры при повышенном зазоре (эксплуатационном износе) подшипника*

На рисунке 15 приведены форма и спектр сигнала вибрации подшипниковой опоры электродвигателя насосного агрегата, наблюдавшиеся в процессе приработки при пониженном (относительно номинальной величины) зазоре и развивающемся наклепе подшипника. Диагностические признаки в этом случае

практически совпадают с диагностическими признаками нарушений жесткости и приработки подшипника.



*Рисунок 15. Форма и спектр сигнала вибрации подшипниковой опоры, наблюдавшиеся при пониженном зазоре и наклепе подшипника*

Нарушение состояния баббитового слоя во вкладыше подшипника может приводить к появлению импульсов (возрастанию случайной вибрации) на временной развертке вибрационного сигнала в момент приближения траектории движения вала к локальным дефектам, иногда это сопровождается повышением температуры подшипника. Жесткость масляной пленки в момент приближения вала к локальному дефекту уменьшается, что происходит один раз за оборот вала ( $f_r$ ), а также в этот момент происходят флуктуации давления при упруго-гидродинамическом взаимодействии.

Нарушения жесткости крепления подшипников связаны с нарушением плотности прилегания вкладышей (колодок, опорных подушек) к постели, нарушением плотности прилегания вкладышей друг к другу в разъеме и нарушением натяга между крышкой подшипника и верхним вкладышем. Все эти дефекты имеют диагностические признаки нарушений жесткости, которые изложены в материалах к лекции 10.

## 2.2. Дефекты упорных подшипников

Упорные подшипники воспринимают осевое усилие, действующее на ротор, и фиксируют его осевое положение относительно неподвижной проточной части корпуса и лабиринтных уплотнений в компрессорах, насосах, турбинах и вентиляторах, в электродвигателе— относительно статора и других неподвижных конструктивных элементов.

Основные причины выхода из строя упорных подшипников (как и опорных) следующие:

- повышенное давление в осевом направлении из-за нарушений технологи-

ческих или расчетных режимов, у компрессоров – из-за износа уплотнений думмиса при повышенной вибрации (вызванной другими причинами);

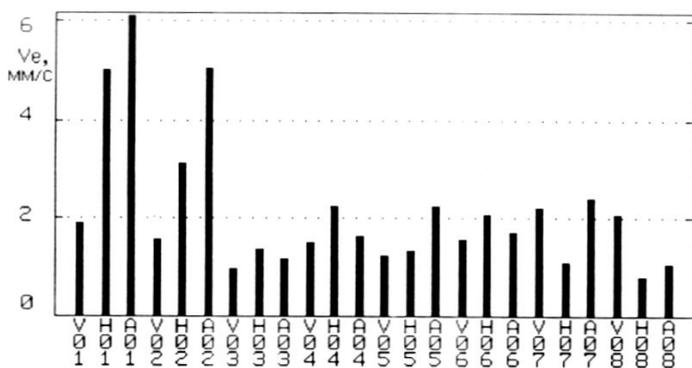
- нарушение подачи масла и качества смазки;
- загрязнение подшипников;
- дефекты сборки и подгонки;
- эксплуатационный износ;
- мгновенный выход из строя при попадании в компрессор даже небольших количеств жидкости.

Дефекты сборки и подгонки подшипников включают в себя:

- перекос по вертикали или горизонтали поверхности вкладыша опорного подшипника относительно упорного диска, перекос вкладыша при креплении крышки подшипника (в этих случаях шейка ротора взаимодействует только с кромкой вкладыша и только с частью комплекта рабочих колодок);
- угловое смещение упорного диска или корпуса упорного подшипника, что вызывает вибрацию в осевом направлении;
- нарушение величины номинального осевого зазора в подшипнике (как правило, в пределах 0,25...0,35 мм) вызывает вибрацию в осевом направлении;
- недостаточная площадь контакта (прилегание менее 70 %) вызывает вибрацию в осевом направлении и рост температуры в подшипнике.

Ослабление крепления деталей упорного подшипника вызывает вибрацию в осевом направлении и имеет диагностические признаки нарушений жесткости, которые рассмотрены в лекции 10.

В большинстве случаев дефекты упорных подшипников вызывают увеличение вибрации в осевом направлении, при этом нередко наблюдается рост температуры. В качестве примера рассмотрим случай вывода из ремонта компрессорного агрегата, когда в процессе приемочных испытаний была обнаружена вибрация, превышающая допустимые значения, установленные для длительной эксплуатации агрегата.

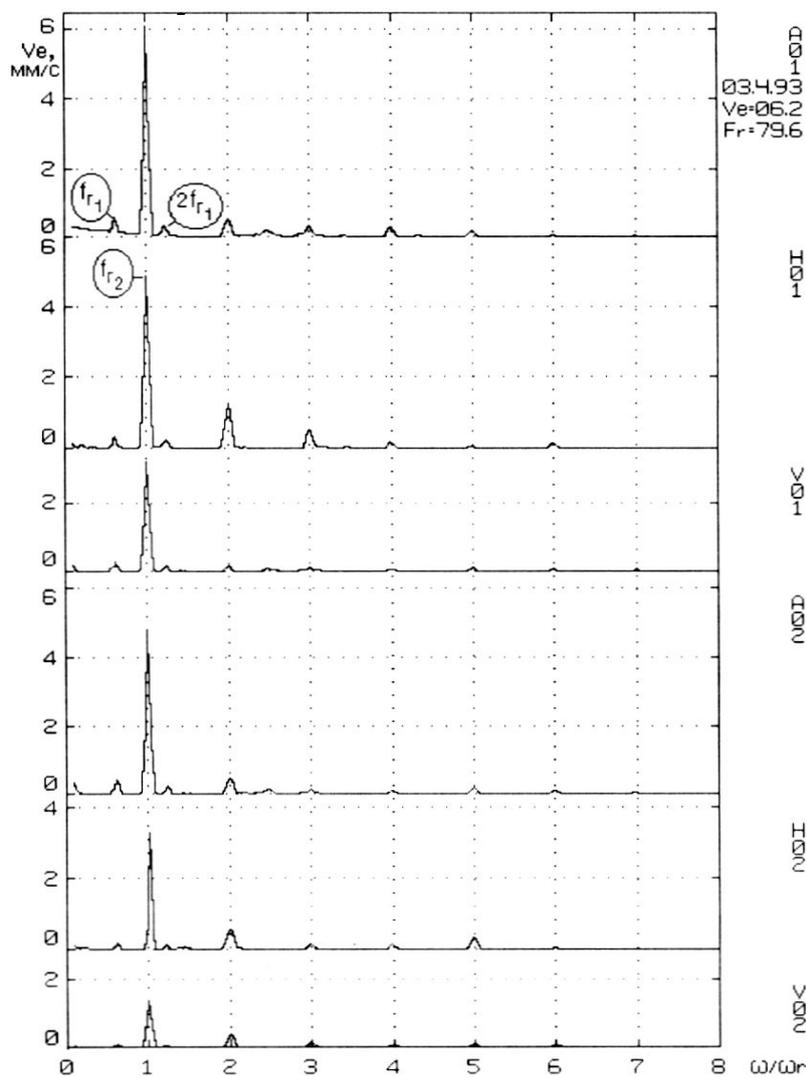


*Рисунок 16. Изменение СКЗ виброскорости опор центробежного компрессора при недостаточной площади контакта и нарушения величины номинального осевого зазора в опорно-упорном подшипнике*

На рисунке 16 приведено распределение вибрации по подшипниковым опорам. Легко заметна преобладающая вибрация компрессора в осевом и горизонтальном направлениях.

Осевую вибрацию опор компрессора могут вызывать различные причины, такие как расцентровка, неуравновешенность ротора, дефекты упорного

подшипника и др. Распределение вибрации по опорам и характер спектров (преобладающая вибрация наблюдается на частоте вращения ротора компрессора  $f_{r,2} = 79,6$  Гц в осевом и чуть меньше в горизонтальном направлениях) скорее говорят о дефекте упорного подшипника, хотя на практике подобная картина встречается, как говорилось выше, и при других дефектах.



*Рисунок 17. Спектры вибрации передней и задней подшипниковых опор компрессора под влиянием недостаточной площади контакта и нарушения величины номинального осевого зазора в упорном подшипнике*

Важнейшим диагностическим признаком в этом случае оказался рост температуры упорного подшипника, величина которой достигала уровня, ограничивающего срок эксплуатации агрегата.

Поскольку температура упорного подшипника достигала предельно допустимого значения и наблюдалась преобладающая вибрация на оборотной частоте, особенно на задней подшипниковой опоре в осевом направлении, предположили наличие дефекта сборки и подгонки упорного подшипника, а точнее – нарушение величины номинального осевого зазора в подшипнике и (или) недостаточную площадь контакта. Агрегат был остановлен и проведена ревизия подшипника, в результате которой были обнаружены обе причины: в частности, прилегание поверхностей составляло примерно 60% площади. После устранения дефекта и пуска агрегата в эксплуатацию уровень вибрации снизился до 2,5 мм/с.

## Лекция 14. ДЕФЕКТЫ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Ресурс основной части энергомеханического оборудования малой и средней единичной мощности определяется, в основном, ресурсом подшипников качения (ПК).

Подшипник качения – это узел машины с ограниченным сроком службы, к которому предъявляются высокие требования. Функциональный срок их службы определен множеством внешних факторов, приводящих к повреждениям, наиболее важные из которых приведены в таблице 1.

Таблица 1 Факторы, приводящие подшипники качения к выходу из строя

Процесс	Результирующий эффект
<i>Производство</i>	Неоднородность материала Производственные допуски
<i>Хранение/ транспортировка</i>	Удары при погрузке Тряска
<i>Монтаж</i>	Деформация Неправильная установка Пространственные допуски Ошибки регулировки
<i>Эксплуатация</i>	Перегрузка Неправильная смазка Инородные частицы (пыль) Инородная среда (газ) Влажность Перегрев

Даже в случае применения дорогих подшипников высокого качества эти факторы по истечении некоторого времени приведут к повреждению и в конце концов к поломке подшипника. Причины поломок могут быть разделены на две группы, а именно на *нормальные* и *экстраординарные* причины (таблица 2).

Таблица 2 Причины отказов подшипников качения

Причина	Относительная вероятность отказа
<i>Нормальные</i>	<b>51</b>
Износ	25
Усталость	18
Коррозия	8

<b>Экстраординарные</b>	<b>49</b>
Деформация	14
Вмятины	12
Образование трещин	12
Перегрев	11

Наиболее эффективный, достоверный и экономичный метод оценки состояния подшипников – анализ механических колебаний. Хотя дефекты изготовления, сборки и эксплуатации подшипников влияют на сигнал вибрации различным образом и имеют разные диагностические признаки, правильно составленный их комплекс позволяет обнаруживать и различать на начальной стадии развития все виды дефектов, определять состояние подшипника и обеспечивать достаточно достоверный прогноз его работоспособности.

Параметры вибрации агрегатов с подшипниками качения в значительной мере определяются конструктивными особенностями подшипникового узла (например, радиальные, радиально-упорные, спаренные подшипники) и самого агрегата (например, с горизонтальным и вертикальным положением ротора, соотношением статических нагрузок и др.). Кроме того, на вибрацию подшипников качения оказывают влияние три группы факторов:

- нелинейная жесткость подшипников;
- дефекты изготовления и сборки подшипниковых узлов;
- дефекты эксплуатации (усталостное разрушение материала, повреждения от повышенного износа, разрушения, вызываемые изменением зазоров и посадок между деталями подшипников и опорами ротора, и повреждения из-за нарушений смазки).

Последние две группы факторов охватывают всевозможные дефекты колец, тел качения и сепараторов, нарушения и ослабления жесткости в местах посадок и превышения зазорами номинальных значений, перекосы подшипника, недостаточность, прекращение или изменение качества смазки, возникновение которых может быть взаимосвязано. Например, усталостное разрушение подшипников качения появляется в виде выкрашивания материала дорожек колец и тел качения и может происходить из-за чрезмерно больших нагрузок. Износ деталей подшипника выше допустимого, особенно тел качения и поверхностей колец, приводит к увеличению радиальных зазоров и смещению ротора. Выход сепаратора из строя происходит вследствие нарушений сборки подшипников, действия больших осевых нагрузок, выкрашивания дорожек качения, усталостного разрушения и др. Проскальзывание внутреннего кольца подшипника относительно тел качения приводит к износу поверхностей качения. Недостаток и нарушения качества смазки приводят к пластической деформации тел качения, наволакиванию материала на поверхности дорожек и износу сепаратора.

Проведенный на одном из предприятий входной контроль показал, что от 10 до 90 % подшипников, в зависимости от партии, содержат дефекты изготовления. Результаты анализа опыта эксплуатации оборудования позволяют утверждать, что основными причинами выхода из строя подшипников качения,

при условии начального монтажа бездефектного подшипника, являются:

- нарушения смазки – 40 %;
- нарушения сборки и установки – 30 %;
- неправильное применение, повышенная вибрация и др. – 20 %;
- естественный износ – 10 %.

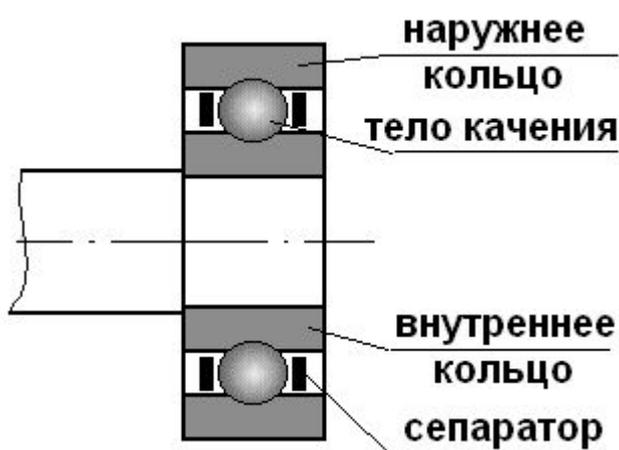
Если дефекты в подшипниках качения вовремя не распознаны, то они могут привести к значительным последующим повреждениям, таким как:

- заедание подшипника;
- повреждение гнезда подшипника;
- деформация или поломка вала;
- поломка передач;
- повреждение вентиляторов двигателей;
- повреждение корпуса машины;
- повреждение соединительных муфт;
- воспламенение смазки и т.д.

В каждом случае машина должна быть остановлена для более или менее дорогого (в зависимости от размеров повреждения) демонтажа, ремонта и повторной сборки.

## 1. Источники вибрации в дефектных подшипниках

Повреждение происходит в подшипниках качения из-за локальной неравномерности материала, усталостных трещин на поверхностях контакта в подшипнике, деформации и разрушения тел качения. Изменения в геометрии подшипника создают импульсы при входе в контакт тел качения с поврежденными областями. Эти периодические импульсы приводят к вибрации и звуковым колебаниям, которые передаются через внешнюю обойму и корпус подшипника. Их общепринятое название –ударные импульсы (рисунок 1).



*Рисунок 1. Подшипник качения и ударные импульсы, генерируемые в подшипнике качения при прокатывании тел качения по дефекту наружного кольца*

### ВЫСОКОЧАСТОТНАЯ ОСЦИЛЛЯЦИЯ



Ударные импульсы из поврежденного подшипника характеризуются очень быстрым ростом переднего фронта и чрезвычайно короткой длительностью импульса, сравнимой с интервалом чередования (величина, обратная интервалу чередования, называется частотой повреждения).

Амплитуда импульсов – мера мощности удара, зависящая, кроме пространственной протяженности повреждения, также от скорости и условий нагрузки в подшипнике. Частота повреждения определена геометрией подшипника, условиями сборки и скоростью вращения вала.

Так же, как абсолютные колебания подшипника отражают техническое состояние машины и ее отдельных узлов и деталей, так и ударные импульсы содержат всю важную информацию относительно состояния всего подшипника и его элементов:

- внешней обоймы подшипника;
- внутренней обоймы подшипника;
- тел качения;
- сепаратора.

Поэтому аналогично оценке общего состояния машины в целом или отдельных ее узлов (в зависимости от стоящей задачи – оценивается ли состояние подшипника в целом или состояние его отдельных элементов) может быть использован узкополосный (дискретный) или широкополосный (общий) метод анализа высокочастотных компонент вибрации.

Сначала рассмотрим оценку общего состояния подшипника, которая описывает состояние подшипника одним отдельным измеренным значением. Узкополосный метод анализа для дискретной локализации повреждения элементов подшипника рассмотрен позднее.

## 2. Оценка общего состояния подшипников качения

В настоящее время не существует общепризнанных международных стандартов или руководящих материалов, которые бы предписывали метод и процедуру измерения, а также содержали бы оценки состояния подшипника. По этой причине используется целый ряд методов измерения и оценки, которые базируются на измерении, обработке и описании ударных импульсов тем или иным способом. Рассмотрим три наиболее распространенных и дающих хорошую сходимость с практическими наблюдениями метода оценки технического состояния подшипников качения на основе анализа ударных импульсов.

## 2.1 Измерение количественных характеристик состояния подшипника методом BEARCON (Schenck)

Метод BEARCON<sup>1</sup>, используемый фирмой Schenck, основан на измерении ударных импульсов и вибрации на корпусе машины. Применяемый датчик ускорения по типу идентичен обычному акселерометру с резонансной частотой около 32 кГц. Ударные импульсы, наложенные на низкочастотный вибрационный сигнал, заставляют датчик вибрировать с частотой резонанса 32 кГц, генерируя соответствующий электрический сигнал, наложенный на сигнал, пропорциональный амплитуде низкочастотных колебаний собственно машины.

Датчик может быть сравнен в этом случае со звонком, который звонит с периодом следования ударных импульсов. После каждого удара звонок вибрирует с собственной частотой в течение некоторого времени, а сила воздействия, равная амплитуде ударного импульса, определяет громкость звука звонка, пропорциональную амплитуде вибрации на резонансной частоте.

Поэтому выходной сигнал датчика ускорения является суперпозицией сигналов, пропорциональных амплитудам вибрации и ударных импульсов, определенных в точке измерения (рисунок 2).

Чтобы подавить высокоэнергетические низкочастотные колебания машины и постоянно присутствующий электронный шум в высокочастотной области, сигнал датчика пропускают через полосовой фильтр с полосой пропускания 15 – 60 кГц.

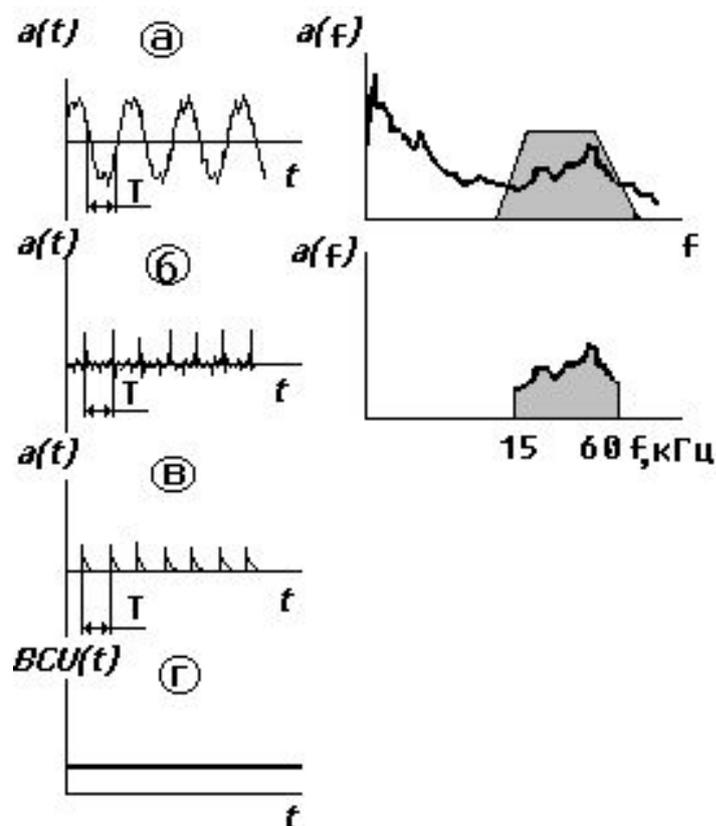


Рисунок 2. Прохождение сигнала при измерении технического состояния подшипника методом BEARCON:

а – ударный импульс перекрывает вибрационный сигнал;

б – ударный импульс, измененный полосовым фильтром с полосой пропускания 15-60 кГц;

в – ударный импульс после прохождения пикового детектора;

г – представление энергии сигнала в относительных единицах BCU<sup>2</sup>

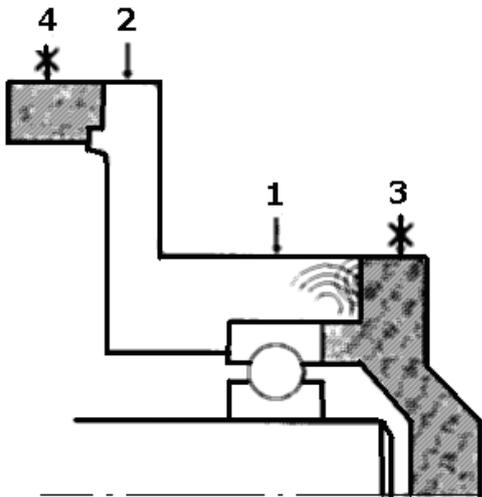
<sup>1</sup>BEARCON – Bearing Conditions (состояние подшипника)

<sup>2</sup>BCU – BearingConditionUnits (Единицы состояния подшипника).

После этого в обработанном таким образом сигнале по существу остаются только ударные импульсы. Специально разработанный фирмой Schenck детектор размера пиков затем определяет энергию ударных импульсов, которая пропорциональна амплитуде, длительности и периодичности ударных импульсов. Применительно к подшипнику качения это означает, что количество энергии содержит информацию относительно размера, места и числа повреждений в подшипнике.

Детектор размеров пиков представляет эту информацию как калиброванное измерение в единицах VCU.

Измерения для оценки состояния подшипника любым из методов (смотри ниже) должны проводиться как можно ближе к соответствующему подшипнику: предпочтительно проводить измерения непосредственно на внешней обойме подшипника, хотя радиальные измерения на корпусе подшипника могут также поставлять ценные, значимые результаты (рисунок 3). Чем больше расстояние между источником ударных импульсов и точкой измерения, тем меньшим будет измеряемый сигнал. Нужно избегать таких точек измерения, между которыми и источником ударных импульсов имеются различные препятствия на пути сигнала (ребра жесткости, утонения или утолщения стенок, соединения разнородных материалов и т.п.), потому что каждый переход через препятствие создает ослабление или искажение (при наличии резонанса в зоне перехода, лежащем в том же частотном диапазоне) измеряемого сигнала.



*Рисунок 3. В переходной зоне часть энергии ударных импульсов, генерируемых подшипником, отражается, что уменьшает величину измеренного сигнала. Приемлемы точки измерения 1 и 2, но не приемлемы – точки 3 и 4*

Измерения ударных импульсов для оценки состояния подшипника могут быть произведены датчиком ускорения, присоединенным к измерительной точке с помощью щупа, с использованием магнитного держателя или посредством резьбового соединения (смотри лекцию 3).

Самый большой сигнал и результаты с лучшей повторяемостью будут получены в случае привинчивания датчика к корпусу подшипника в точке измерения.

Оценка состояния подшипника на основе единичного измерения фактически невозможна, потому что амплитуда и периодичность следования удар-

ных импульсов зависят от множества влияющих факторов, таких как условия установки подшипника, скорость вращения, условия нагрузки, допуск монтажа и условия смазки. Кроме того, на величину ударных импульсов влияют, как уже отмечалось ранее, положение измерительной точки на корпусе и способ присоединения датчика.

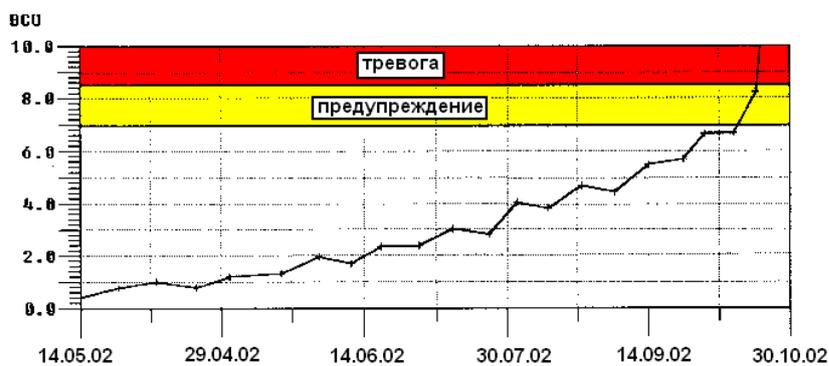
Точность оценки значительно улучшается, когда измерения проводятся с одинаковым интервалом в течение некоторого длительного периода времени, а в качестве критерия оценки используется полученный временной тренд энергии ударных импульсов.

В идеале график измерений должен быть начат с нового подшипника, который имеет определенное начальное состояние с ресурсом работоспособности, равным 100 %.

Согласно опыту, накопленному разработчиком данного метода, подшипник достигает поврежденной стадии, когда значения VCU превышают величины, измеренные на новом подшипнике, в 10-20 раз.

Обязательным условием для получения сопоставимых результатов и правильной последующей оценки технического состояния является то, что единичные, последовательные измерения должны быть проведены при одинаковых условиях эксплуатации машины в тех же измерительных точках, в том же направлении и теми же способами установки датчика.

На рисунке 4 приведен пример измерения ударных импульсов по вышеприведенной методике для оценки технического состояния подшипников качения насосного агрегата.



*Рисунок 4. Изменение состояния подшипника на двигателе привода насосного агрегата*

Чтобы определить связь между состоянием подшипника и значениями энергии ударных импульсов, измеренных в относительных единицах VCU с постоянным интервалом в течение длительного периода времени, начиная с момента установки нового подшипника, значения VCU были сравнены с визуально определяемым повреждением. Измерения были проведены с использованием акселерометра с резонансной частотой возбуждения, равной 32 кГц, в отмеченной точке около подшипника. Условия эксплуатации подшипника (скорость, нагрузка и условия смазки) были почти идентичны при каждом измерении, так что измеренные значения можно было сравнивать.

## 2.2 Метод ударных импульсов (Shock pulls method)

Метод ударных импульсов, разработанный шведской фирмой SPM, по

своей методологии в части измерительной процедуры аналогичен методу BEARCON фирмы Schenck, но в методологии оценки технического состояния существенно отличается от него.

При оценке технического состояния по методу SPM отдельно анализируются низко- и высокоэнергетические ударные импульсы, формирующиеся в подшипнике качения (рисунок 5).

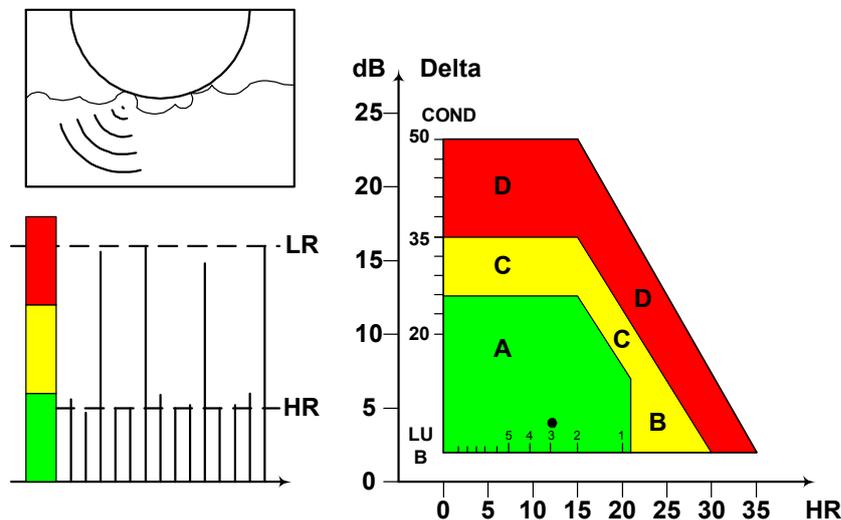


Рисунок 5. Оценка состояния подшипника качения по методу SPM

Низкоэнергетические ударные импульсы, генерируемые подшипником, являются часто повторяющимися, в отличие от высокоэнергетических импульсов, которые имеют, как правило, большую скважность<sup>3</sup>. Для каждого типа импульсов определяется среднее квадратическое значение (СКЗ) виброускорения в логарифмических единицах dB, а оценка технического состояния производится на основе сравнения СКЗ уровня низкоэнергетических ударных импульсов (HR) и разницы СКЗ (Delta) уровня высокоэнергетических (LR) и низкоэнергетических (HR) импульсов (рисунок 5).

Если значения HR и Delta лежат в области А, то состояние подшипника качения оценивается как хорошее. Область В оценивает состояние как измененное вследствие плохой смазки, а область С – измененное состояние подшипника из-за возникших на контактирующих поверхностях дефектов. И, наконец, если результаты измерения виброускорения на резонансной частоте акселерометра попадают в область D, то это признак того, что подшипник имеет серьезные повреждения и требуется его замена.

Помимо этого, СКЗ уровня низкоэнергетических ударных импульсов (HR) характеризует, по мнению разработчиков метода, качество смазки подшипника: чем выше HR, тем хуже условия смазки (смотри рисунок 5). Фирма SPM ввела количественную оценку качества смазки подшипников качения – так называемое смазочное число (LUB), которое изменяется от 1 (граничные условия смазки, практически сухое трение) до 10 (идеальные условия смазки).

### 2.3 Метод огибающих

Работа подшипников качения характеризуется постоянным генерирова-

<sup>3</sup> Скважность импульса есть отношение периода чередования импульсов к их длительности

нием шума и вибрации в широкополосном частотном диапазоне. Новые подшипники генерируют слабый шум и практически незаметные механические колебания. По мере износа подшипника в вибрационных процессах начинают проявляться так называемые подшипниковые тоны, амплитуда которых растет по мере развития дефектов. В итоге вибрационный сигнал, генерируемый дефектным подшипником, можно представить, с некоторым приближением, как случайный амплитудно-модулированный процесс (рисунок 6).

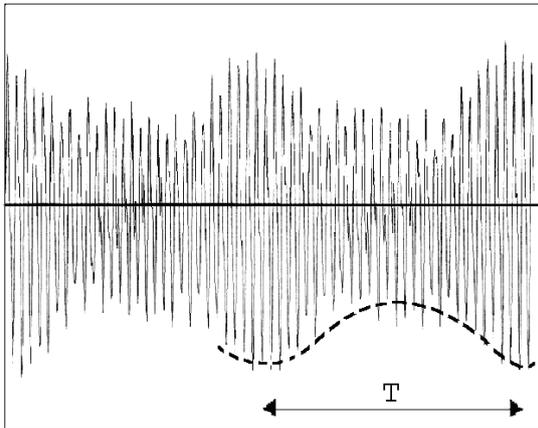


Рисунок 6. Случайный амплитудно-модулированный процесс

Форма огибающей и глубина модуляции являются весьма чувствительными показателями технического состояния подшипника качения и поэтому положены в основу анализа.

Фирма ПКФ ЭП, владеющая патентом на способ и устройство измерения и анализа низкочастотной огибающей, в качестве меры технического состояния предлагает использовать величину коэффициента амплитудной модуляции  $K_m = (U_{p,max} - U_{p,min}) / (U_{p,max} + U_{p,min})$ .

Таблица 3 Оценка технического состояния подшипников качения по методу ПКФ ЭП

Коэффициент амплитудной модуляции $K_m$	Оценка технического состояния	Мероприятия
0 – 0,06	<i>Нормальное состояние</i>	Допускается дальнейшая эксплуатация в пределах полного ресурса с периодичностью проверок один раз в 2-3 месяца
0,06 – 0,10	<i>Слабый дефект</i>	Допускается дальнейшая эксплуатация в пределах полного ресурса с периодичностью проверок один раз в 2-3 месяца
0,11 – 0,17	<i>Средний дефект</i>	Допускается дальнейшая эксплуатация с периодичностью проверок один раз в месяц
0,18 – 0,25	<i>Сильный дефект</i>	Дальнейшая эксплуатация подшипника не допускается из-за возможно-

		сти его аварийного отказа. Подшипник должен быть заменен.
--	--	---

Результат оценки технического состояния проверяемого подшипника в зависимости от коэффициента амплитудной модуляции определяется по разработанной шкале, приведенной в таблице 3.

В подходе, реализованном фирмой PREDICT/DLI, диагностика дефектов подшипников качения основана на кепстральном<sup>4</sup> анализевибрационных процессов, генерируемых в подшипнике, и выделении огибающей. В начале развития дефектов на «шумовом фоне» начинают появляться подшипниковые тоны, которые возрастают по мере развития дефектов приблизительно на 20 дБ относительно уровня «шумового фона». На более поздних стадиях развития дефекта, когда он принимает серьезный характер, уровень шумов начинает возрастать и достигает при недопустимом техническом состоянии величины подшипниковых тонов.

### 3. Дискретная локализация повреждений элементов подшипника качения

#### 3.1 Узкополосный анализ вибрационных сигналов

Ударные импульсы практически всегда накладываются на вибрационный сигнал, который возбуждается, например, дисбалансом вращающегося вала, дефектами зубчатого зацепления в коробке передач, электромагнитными колебаниями в электрическом двигателе, и имеет значительно более высокую амплитуду. Поэтому сигнал, измеренный на корпусе машины, является суперпозицией двух или более колебательных процессов, инициированных различными источниками.

Диагностическими признаками дефектов служат частотные компоненты спектра и характеристики импульсов, следующих с частотой перекачивания тел качения по локальным дефектам (например, местам выкрашивания): амплитуда импульса, соотношение энергии импульса к уровню шума, амплитуды спектральных составляющих на частоте следования импульсов и ее высших гармониках.

Основные частоты составляющих вибрации, вызываемых различного рода дефектами подшипников качения, приведены в таблице 4.

Таблица 4 Частотный состав проявления дефектов

Частота	Вид дефекта изготовления	Вид дефекта сборки	Вид дефекта износа
$f_r$	Несоосность вала и внутреннего кольца		Неравномерный износ внутреннего кольца
$2 \times f_r$	Овальность внутрен-	Перекокс внутрен-	Неравномерный из-

<sup>4</sup> Кепстральный анализ – метод анализа случайных процессов на основе обратного преобразования спектров, позволяющий наиболее точно определять гармонические компоненты (см. лекцию 6).

	него кольца	него кольца	нос внутреннего кольца
--	-------------	-------------	---------------------------

Частота	Вид дефекта изготовления	Вид дефекта сборки	Вид дефекта износа
$k \times f_r$	Многогранность внутреннего кольца		Износ, раковины, трещины внутреннего кольца
<i>Примечание:</i> вибрация, вызываемая дефектами, приведенными в предыдущих трех строках таблицы, проявляется на оборотной частоте ротора и ее гармониках, что весьма затрудняет их выделение на фоне других причин, порождающих колебания на этих частотах.			
$f_q$ и (или) $k \times f_q$	Разномерность тел качения		Дефекты (неравномерный износ, усталостное выкрашивание) тел качения
$k_1 \times f_0 \pm k_2 \times f_q$	Появляется в подшипниках со статической осевой нагрузкой при перекосе наружного кольца и разномерности или неравномерном износе тел качения		
$k \times (f_r - f_q)$	Появляется в радиально-упорных и упорных подшипниках при перекосе внутреннего кольца и разномерности или неравномерном износе тел качения		
$k \times f_{rol}$ и (или) $k_1 \times f_{rol} \pm k_2 \times f_q$	Нарушение формы тел качения		Дефекты (неравномерный износ, сколы) тел качения
$k_1 \times f_{rol} \pm k_2 \times f_r$	Появляется в подшипниках со статической осевой нагрузкой при перекосе внутреннего кольца и дефектах тел качения (нарушение формы, неравномерный износ, сколы)		
$f_0$		Принудительная центровка валов	
$2 \times f_0$		Перекос наружного кольца	
$k \times f_0$ и (или) $k_1 \times f_0 \pm k_2 \times f_q$	Разномерность тел качения		Дефекты (износ, раковины, трещины) наружного кольца
$k_1 \times f_0 \pm k_2 \times f_r$	Появляется в подшипниках со статической осевой нагрузкой при перекосе внутреннего кольца и дефектах (раковины, трещины) наружного кольца		
$f_i$		Нарушение центровки вала	

Частота	Вид дефекта изготовления	Вид дефекта сборки	Вид дефекта износа
$2 \times f_i$		Перекося внутреннего кольца	
$k \times f_i$ и/или $k_1 \times f_i \pm k_2 \times f_r$			Дефекты (раковины, трещины, износ) внутреннего кольца
$k_1 \times f_i \pm k_2 \times (f_r - f_q)$	Появляется в подшипниках со статической осевой нагрузкой при перекося и дефектах (раковины, трещины) внутреннего кольца		
$f_{rol}^*$	Нарушение формы тел качения		Нарушение формы тел качения
$f_i^*$	Нарушение формы внутренней дорожки		Нарушение формы внутренней дорожки
$f_0^*$	Нарушение формы внешней дорожки		Нарушение формы внешней дорожки
$f_{rol}^r$	Резонансная частота тел качения		

Подшипниковые частоты, приведенные в таблице, определяют по следующим формулам:

$$f_q = \frac{1}{2} f_r \left( 1 - \frac{d_{rol}}{d_q} \cos \alpha \right), \text{ обычно } f_q \approx 0,4 \times f_r;$$

$$f_0 = \frac{1}{2} z_{rol} f_r \left( 1 - \frac{d_{rol}}{d_q} \cos \alpha \right), \text{ обычно } f_0 \approx 0,4 z_{rol} \times f_r;$$

$$f_i = \frac{1}{2} z_{rol} f_r \left( 1 + \frac{d_{rol}}{d_q} \cos \alpha \right), \text{ обычно } f_i \approx 0,6 z_{rol} \times f_r;$$

$$f_{rol} = \frac{d_q}{2 d_{rol}} f_r \left[ 1 - \left( \frac{d_{rol}}{d_q} \right)^2 (\cos \alpha)^2 \right];$$

$$f_{rol}^* = 2 f_r \left( \frac{d_q - d_{rol}}{d_{rol}} \right) \left( \frac{d_q + d_{rol}}{d_{rol}} \right);$$

$$f_i^* = \frac{1}{2} z_{rol} f_r \left( \frac{d_q + d_{rol}}{d_q} \right);$$

$$f_0^* = \frac{1}{2} z_{rol} f_r \left( \frac{d_q - d_{rol}}{d_q} \right);$$

$$f_{rot}^r = \frac{0,848 E}{d_{rot} \rho}.$$

Здесь

$f_r$  – частота вращения ротора (внутреннего кольца подшипника);

$f_q$  – частота вращения сепаратора;

$f_i$  – частота перекатывания тел качения по внутреннему кольцу;

$f_0$  – частота перекатывания тел качения по наружному кольцу;

$f_{rot}$  – частота вращения тел качения;

$f_{rot}^*$  – частота возбуждения при дефекте формы тел качения;

$f_i^*$  – частота возбуждения при изменении формы внутренней дорожки;

$f_0^*$  – частота возбуждения при изменении формы внешней дорожки;

$f_{rot}^r$  – резонансная частота тел качения;

$z_{rot}$  – число тел качения;

$d_{rot}$  – диаметр тел качения;

$d_q$  – диаметр сепаратора (делительной окружности, проходящей через центры тел качения);

$\alpha$  – угол контакта тел качения с беговой дорожкой;

$k, k_1, k_2$  – натуральные числа;

$E$  – модуль упругости материала тел качения;

$\rho$  – удельная плотность материала тел качения.

Дефектам подшипников качения присущи некоторые особенности. В частности, характерно появление в сигнале вибрации гармонических частотных составляющих, не кратных частоте вращения ротора. Обычно на ранней стадии развития дефектов подшипника появляются признаки дефектов только одного из колец и только затем другого. При одинаковой степени развития неисправности вибрация, вызываемая дефектом внутреннего кольца, имеет более низкую интенсивность, по сравнению с вибрацией, причиной которой является дефект наружного кольца. По мере износа подшипника в вибрационном сигнале начинают проявляться дефекты тел качения и, наконец, сепаратора. На временной развертке сигнала (особенно виброускорения) появляются ударные импульсы и выбросы, кривая вибрации обычно имеет случайный непериодический характер, однако некоторые импульсы могут иметь некоторую периодичность. В спектре достаточно часто частотные составляющие, характерные для дефектов колец, модулируются частотой вращения ротора, приводя к появлению боковых частотных составляющих. С увеличением износа поверхностей качения и количества локальных дефектов количество и уровень гармонических составляющих, боковых и разностных частот возрастают. Появление составляющих вибрации на резонансных частотах других деталей и узлов агрегата обычно говорит о сильном износе подшипника. Высокий уровень случайной вибрации (широкополосный шум) появляется при значительном нарушении геометрических размеров подшипника. При увеличении уровня вибрации подшипника и анализе причин преждевременного выхода его из строя следует установить факторы, повлекшие за собой отказ: износ, нарушения смазки, чрезмерная статическая нагрузка или повышенная вибрация, связанная с другими

дефектами агрегата, которые многократно ускоряют темп износа подшипника.

Высокочастотная вибрация сильно затухает при распространении, что позволяет разделять сигналы подшипников разных подшипниковых узлов.

Рассмотрим более подробно влияние различных дефектов на вибрационное состояние подшипников качения.

### 3.2 Влияние нелинейной жесткости подшипников на вибрацию

Выражается в появлении дополнительных гармонических составляющих вибрации из-за неодинаковой статической и динамической нагрузки на тела качения (непостоянства жесткости подшипника при вращении ротора) даже при отсутствии дефектов изготовления, сборки и при низкой остаточной неуравновешенности ротора. Поскольку статическая нагрузка (в большинстве случаев – сила тяжести горизонтально расположенного ротора) воздействует одновременно на 2...4 тела качения и число этих тел изменяется во времени с частотой перекачивания по наружному кольцу, возникают параметрические колебания с частотой  $k \times f_0$ . При достаточно больших значениях неуравновешенности ротора может возникать амплитудная модуляция колебаний на частоте  $f_0$  перекачивания тел качения гармонической составляющей с частотой  $f_r$ , что приводит к появлению в спектре компонент на частотах  $f_0 \pm f_r$ .

### 3.3 Влияние дефектов изготовления и сборки на вибрацию

Дефектами изготовления подшипников качения являются отклонения геометрических размеров и формы деталей подшипника от конструктивных (несоблюдение допусков изготовления колец, сепаратора и тел качения, овальность и многогранность дорожек и тел качения, разномерность тел качения), а также нарушение шероховатости поверхностей качения.

К дефектам сборки подшипникового узла относят появление радиального натяга в подшипнике, перекос внутреннего и наружного колец подшипника, принудительное центрирование валов при стыковке узлов агрегата и перекос соединительных муфт.

Характерные частоты дефектов изготовления и сборки приведены в таблице 4. Если отсутствует радиальный зазор в подшипнике вследствие нарушения посадки или дефектов ротора, появляется вибрация, содержащая комбинации частот составляющих, вызываемых всеми дефектами, имеющимися в подшипнике, причем увеличивается уровень вибрации, создаваемый дефектами наружного кольца. Для радиальных подшипников, имеющих осевую нагрузку, характерно отсутствие радиального зазора и высокая чувствительность к качеству сборки подшипникового узла. Небольшие перекосы колец, всегда появляющиеся при сборке подшипника, перераспределяют нагрузку на тела качения преимущественно в две противоположные точки кольца. Радиальный натяг, вызываемый осевой нагрузкой, может приводить к появлению комбинационных частот дефектов.

### 3.4 Влияние дефектов износа поверхностей качения на вибрацию

Дефекты износа поверхностей качения влияют на характер вибрации во всем частотном диапазоне, поскольку в процессе износа увеличивается коэф-

коэффициент трения и, при взаимодействии дефектных поверхностей, возникают периодические удары, что приводит к росту интенсивности высших гармоник и увеличению случайных составляющих в сигнале вибрации. Для проявления дефектов износа характерно наличие инкубационного периода, что хорошо заметно на последних этапах эксплуатации подшипника.

Наличие ударных импульсов и случайной вибрации приводит к сложному составу спектра сил возбуждения. Сопровождающие такое возбуждение резонансные колебания отдельных узлов и деталей агрегата могут быть определяющими в общем уровне вибрации. Колебания, при одновременном возникновении и развитии нескольких дефектов на различных поверхностях качения, имеют сложную структуру вследствие модуляции сигналов и появления вибрации с комбинационными (суммарные и разностные частоты  $f_{rol}$ ,  $f_i$ ,  $f_q$ ,  $f_0$ ,  $f_r$  и их гармоники) и субгармоническими компонентами.

Основными свойствами дефектов износа, в отличие от дефектов изготовления поверхностей, являются более сильное проявление в сигнале вибрации кратных гармоник в области низких и средних частот, высокий уровень случайной вибрации и наличие ударных импульсов.

На рисунке 7 приведена динамика изменения вибрации подшипника за период в 14 месяцев по мере появления износа и развития дефектов колец.

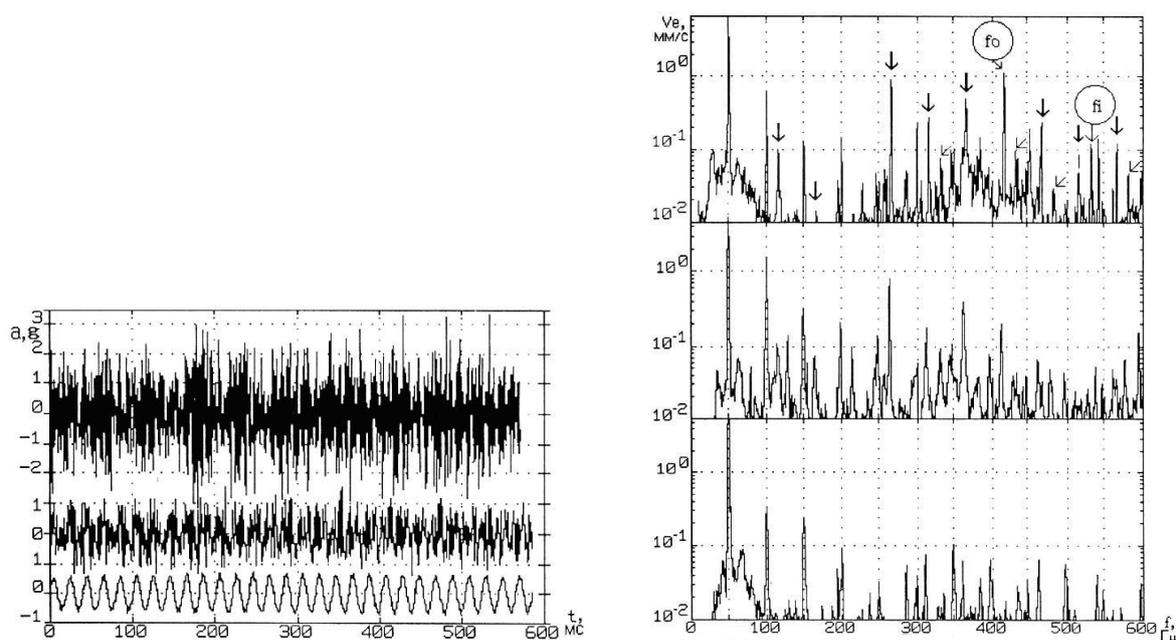


Рисунок 7. Формы (слева) и спектры (справа) сигналов вибрации подшипника в процессе развития дефектов колец ( $f_{rol}=3,73 \times f_r$ ,  $f_i=10,73 \times f_r$ ,  $f_q=0,435 \times f_r$ ,  $f_0=8,27 \times f_r$ ,  $f_r=49,4$  Гц)

Усталостное разрушение подшипников проявляется в виде выкрашивания материала дорожек колец и тел качения. В процессе ремонта агрегата произвели замену подшипников, однако дефект электромагнитного происхождения, вызывавший повышенную вибрацию, не был устранен. Это привело к тепловому расширению ротора и, как следствие, возникновению чрезмерно большой нагрузки на подшипники и ускоренному выходу их строя.

Нижние, из приведенных на рисунке 7, результаты получены практически сразу после ремонта. Для этого периода характерно отсутствие дефектов подшипников, выразившееся в почти периодическом характере кривой виброускорения с невысокой амплитудой, сколько-нибудь заметные ударные импульсы отсутствуют. Спектр виброскорости включает преобладающую составляющую на частоте вращения ротора с высоким значением амплитуды, вызванную неуравновешенностью ротора. Уровень шумов сравнительно низок (случайная вибрация практически отсутствует).

Следующие (снизу-вверх) результаты получены после года эксплуатации агрегата. Заметны значительные изменения формы сигнала вибрации: кривая вибрации непериодическая, появились ударные импульсы и случайная вибрация. Однако пиковое значение виброускорения пока еще невелико – его величина не превышает 1,5g. Спектр виброскорости также изменился: появились компоненты на частотах возбуждения внутреннего и наружного колец, существенно повысился уровень шумов. Этому периоду соответствует появление локальных дефектов на наружном кольце подшипника.

Верхние, из приведенных на рисунке 7, результаты получены перед выводом агрегата в плановый ремонт. Кривая виброускорения имеет непериодический, случайный вид, амплитуда отдельных импульсов достигает 3,5g. Спектр виброскорости подшипника включает составляющие с частотой возбуждения внешнего и внутреннего колец. Составляющая спектра с частотой  $f_0 = 8,27 \times f_r$  (приблизительно 411 Гц) выше других. Вертикальными стрелками помечены боковые частотные составляющие  $f_0 \pm k \times f_r$ . Их достаточно большие (по отношению к  $f_0$ ) величины говорят о значительной степени развития дефектов внешнего кольца. Величина вибрации на частоте  $f_i = 10,73 \times f_r$  (приблизительно 533 Гц) примерно на 20 дБ ниже, чем на частоте  $f_0$ , поэтому можно предположить, что дефекты внутреннего кольца менее развиты. Об этом же свидетельствуют более низкие значения амплитуд вибрации на боковых частотах  $f_i \pm k \times f_r$  (помеченные наклонными стрелками) по отношению к  $f_i$ .

Этот пример иллюстрирует достаточно высокую чувствительность формы сигнала виброускорения к изменению состояния деталей подшипника качения.

На рисунке 8 приведены спектры сигналов виброскорости подшипника агрегата, первый из которых (нижний спектр) измерен после 2,5 лет безремонтной эксплуатации агрегата. Износ подшипника проявлялся в виде выкрашивания материала дорожек колец (кроме других на внутреннем кольце был обнаружен развитый локальный дефект) и тел качения.

Нижний спектр содержит составляющие, кратные частоте вращения ротора, вызванные некоторым износом подшипника. Уровень шумов низок, случайная и высокочастотная вибрация сравнительно невелика.

Следующий (снизу – вверх) спектр получен после появления локальных дефектов внутреннего кольца подшипника. Заметны значительные изменения спектра виброскорости: появились высокочастотные составляющие на гармониках частоты возбуждения (и боковых частотах) внутреннего кольца, существ-

венно повысился уровень шумов.

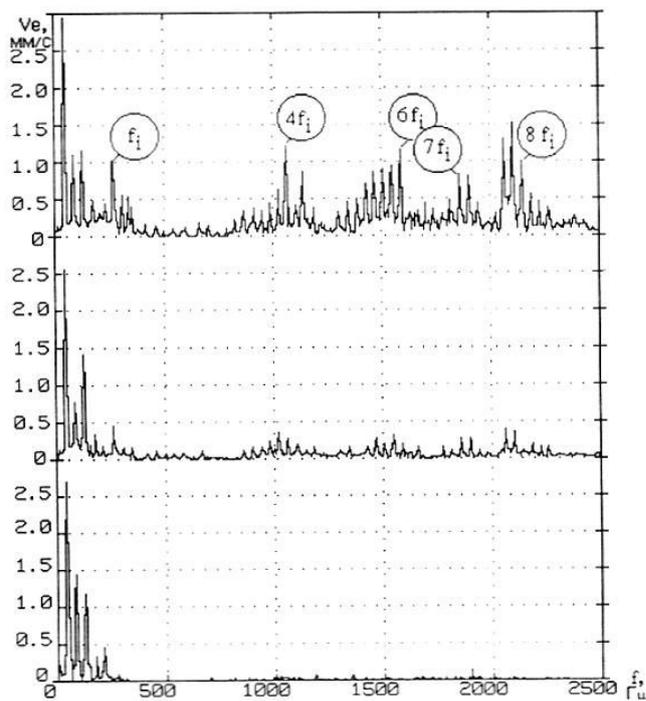


Рисунок 8. Спектры сигналов вибрации подшипника в процессе развития дефекта внутреннего кольца ( $f_{rol}=2,64 \times f_r$ ,  $f_i=5,33 \times f_r$ ,  $f_q=0,41 \times f_r$ ,  $f_0=7,67 \times f_r$ ,  $f_r=49,41$  Гц)

Верхний спектр измерен перед выводом агрегата в ремонт. В спектре подшипника наиболее отчетливо проявляются (из подшипниковых частот) составляющая на частоте возбуждения внутреннего кольца  $f_i = 5,33 \times f_r$  (приблизительно 263 Гц) и ее 4-я, 6-я, 7-я и 8-я гармоники, помеченные стрелками. При этом величина вибрации на частоте возбуждения сопоставима по значению с величинами ее обертонов. Вокруг компоненты с частотой  $f_i$  и ее гармоник наблюдаются боковые частотные составляющие  $m \times f_i \pm n \times f_r$ . Их достаточно большие (по отношению к компоненте на частоте  $f_i$ ) величины и количество говорят о значительной степени развития дефектов внутреннего кольца. Вибрация на частоте  $f_0 = 7,67 \times f_r$  (приблизительно 380 Гц) практически не наблюдается, поэтому можно предположить, что дефекты внешнего кольца менее развиты. Характерно, что уровень шумов по мере развития дефектов возрастает и в верхнем спектре он наибольший. За счет появления высокочастотной вибрации (если сравнивать нижний и верхний спектры) СКЗ виброскорости возросло более чем в полтора раза, хотя вибрация на преобладающей частоте (частоте вращения ротора) практически не изменилась.

Этот пример показывает, что для повышения достоверности контроля технического состояния подшипников необходимо расширять, по мере возможностей, частотный диапазон измерений вибрации и анализировать характер вибрации в высокочастотной области спектра.

На рисунке 9 приведены форма сигнала виброскорости и спектр сигнала виброускорения подшипника, имеющего, кроме износа, раковин и трещины внутреннего кольца, износ остальных деталей, особенно внешнего кольца и тел качения. Спектр вибрации подшипника содержит составляющие на всех основных частотах возбуждения, что свидетельствует о наличии дефектов всех деталей подшипника.

Составляющая спектра на частоте  $f_i = 29,5 \times f_r$  (примерно 731 Гц) является преобладающей, но также имеется весьма значительная компонента на частоте  $1/3 \times f_0$  (приблизительно 222 Гц).

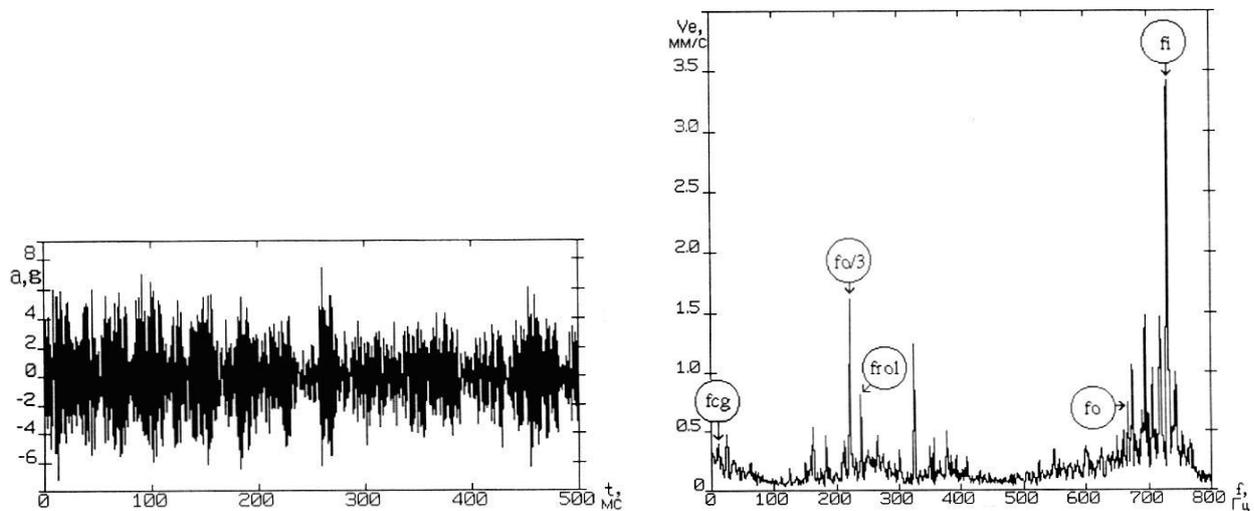


Рисунок 9. Временная развертка и спектр сигнала вибрации подшипника с дефектом внутреннего кольца ( $f_{rol} = 9,65 \times f_r$ ,  $f_i = 29,5 \times f_r$ ,  $f_q = 0,475 \times f_r$ ,  $f_0 = 26,9 \times f_r$ ,  $f_r = 24,75$  Гц)

Поскольку вибрационный сигнал (при сходном развитии дефектов колец) при возбуждении колебаний внутреннего кольца всегда проходит путь до точки измерений больший, чем от внешнего, и, следовательно, затухает сильнее, можно утверждать, что дефект внутреннего кольца развит сильнее. На фрагменте спектра помечены: горизонтальной стрелкой боковая частотная составляющая  $f_i + f_r$ , вертикальной стрелкой боковая частотная составляющая  $f_i + (f_r - f_q)$ . Большие значения вибрации на этих частотах, присутствие в спектре частоты возбуждения сепаратора и высокий уровень шумов также говорят о предельном состоянии подшипника.

Кривая виброускорения имеет непериодический, случайный характер, амплитуда отдельных импульсов достигает  $8g$ , а значение коэффициента вариации – 3,1.

### 3.5 Влияние нарушения условий смазки

В принципе, отклонение количества смазки от номинальной величины можно отнести к дефектам сборки подшипникового узла, а ухудшение ее качества (коксование, появление твердых частиц и др.) – к дефектам износа. Нарушения условий и качества смазки – наиболее распространенная причина выхода из строя изначально бездефектного подшипника. Уровень высокочастотной вибрации и температуры подшипника существенно зависит от состояния смазки. Кроме того, иногда нарушения смазки могут приводить к появлению в спектре вибрации 3... 4 пиков с интервалом в 80... 130 Гц в частотной области 900... 1600 Гц.

На рисунке 10 показаны форма и спектр сигнала вибрации подшипника, имевшего нарушение смазки. В приведенном примере произошло старение смазки, выразившееся в практически полном отсутствии нормальной смазки в

подшипнике, ее коксовании и появлении твердых частиц. В течение некоторого времени обслуживающий персонал наблюдал рост температуры и общего уровня вибрации подшипника, которые к моменту диагностического обследования достигли предельно допустимых значений.

В спектре вибрации, в диапазоне частот 1000...2000 Гц, наблюдается несколько частотных компонент, следующих с интервалом 122,8 Гц. Ни одна из группы этих частотных компонент не кратна частоте вращения ротора  $f_r$  или частотам дефектов подшипника качения ( $f_{rol}$ ,  $f_i$ ,  $f_q$ ,  $f_0$ ). Кривая виброускорения имеет непериодический, случайный вид, амплитуда отдельных импульсов достигает 8,2g. Большие значения амплитуды виброускорения и коэффициента вариации, равного 4,6, говорят об опасности дефекта.

Непосредственно после измерений была проведена замена смазки подшипника. После пуска агрегата температура нормализовалась, и высокочастотная вибрация исчезла. Подобные спектры вибрации подшипника при нарушении смазки встречаются не всегда.

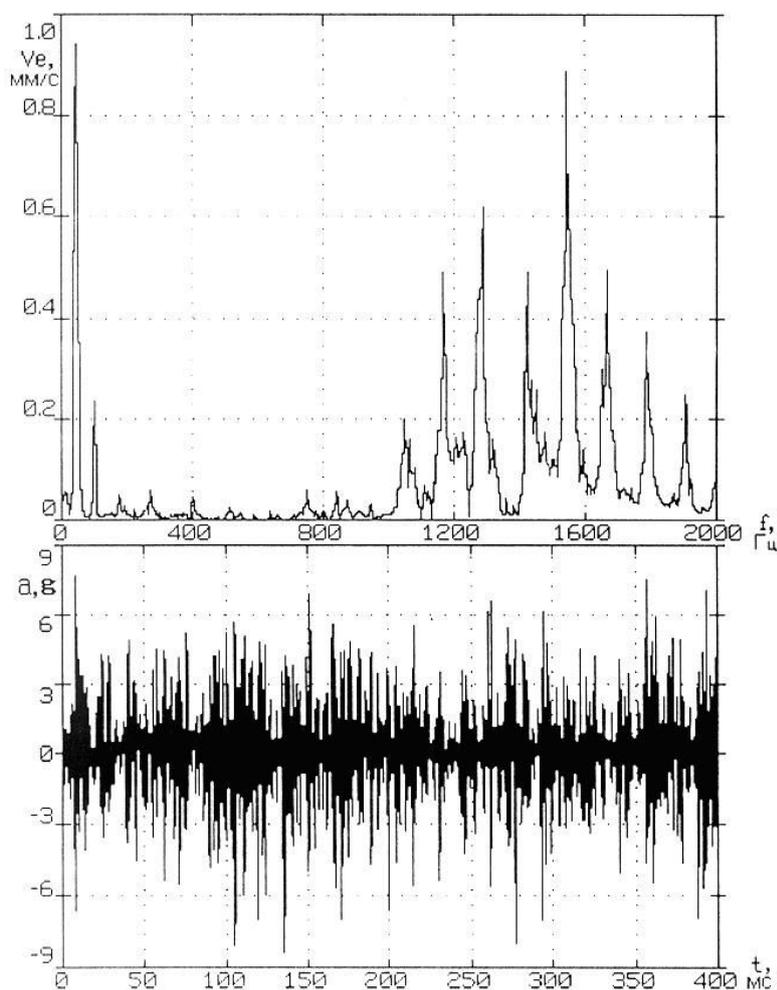


Рисунок 10. Форма и спектр вибрационного процесса у подшипника с нарушением смазки ( $f_{rol}=2,38 \times f_r$ ,  $f_i=8,34 \times f_r$ ,  $f_q=0,4 \times f_r$ ,  $f_0=5,63 \times f_r$ ,  $f_r=49,61$  Гц)

### 3.6 Спектральный анализ огибающих

#### 3.6.1 Амплитудная модуляция виброакустического сигнала

Вибрационные характеристики многих машин содержат амплитудную модуляцию, которая, как мы уже видели выше, приводит к появлению в спектре боковых полос. Некоторые типы неисправностей могут быть выявлены путем детального изучения этих боковых полос. Примерами машин, генерирующих амплитудную модуляцию, являются редукторы, где частота зубчатого зацепления модулируется скоростью вращения каждого зубчатого колеса, а также подшипники качения, тоны которых могут модулироваться оборотной или сепараторной частотой.

Модуляция тонов подшипников происходит несколькими путями. Если внутреннее кольцо имеет небольшой дефект, например, трещину, то он будет проходить через зону нагружения подшипника со скоростью вращения вала (предполагается, что внутреннее кольцо вращается, а подшипник установлен в горизонтальной машине, где сила тяжести приводит к радиальному, а не осевому воздействию). Подшипниковый тон будет максимальным, когда дефект находится в зоне нагружения, и минимальным, когда он вне зоны нагружения. Это означает, что частота прохождения шариков по внутреннему кольцу будет модулироваться по амплитуде, а в спектре появятся боковые полосы с шагом, равным частоте вращения кольца. В противоположность этому, дефект неподвижного внешнего кольца всегда находится в зоне нагружения, модуляция частоты прохождения по внешнему кольцу не происходит, а боковые полосы не создаются.

Если дефект находится на теле качения, то последнее также будет проходить через зону нагружения, но не с оборотной, а с сепараторной частотой  $f_q$ , потому что именно с этой частотой тела качения перемещаются в подшипнике. Из-за этого возникнет амплитудная модуляция частоты вращения шариков, и боковые полосы в спектре будут идти с шагом  $k \times f_q$ .

#### 3.6.2 Боковые полосы

Если дефект расположен на внутреннем кольце, то будет происходить амплитудная модуляция тона подшипника частотой вращения  $f_r$ . В результате вокруг тона появятся боковые полосы с шагом  $\pm k \times f_r$ . Амплитудная модуляция возникает из-за того, что дефект на внутреннем кольце входит и выходит из зоны нагружения подшипника один раз за оборот. При нахождении в зоне нагружения дефект вызывает сильную вибрацию на частоте прохождения тел качения, а когда он вне зоны нагружения – очень слабую. То есть амплитуда вибрации на частоте подшипникового тона изменяется (модулируется) с частотой вращения, вызывая боковые полосы (рисунок 11).

Боковые полосы, расположенные на расстоянии  $\pm k \times f_r$  вокруг тонов подшипника, являются верным признаком его развивающегося износа и почти всегда указывают на дефект внутреннего кольца.

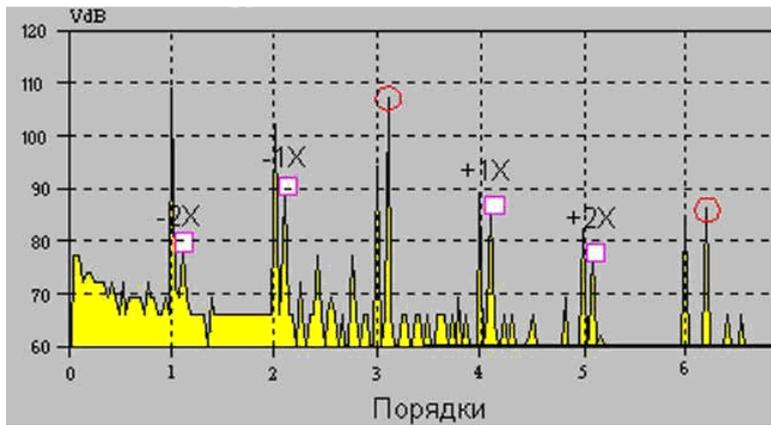


Рисунок 11. Возникновение боковых частот вокруг основного тона дефекта

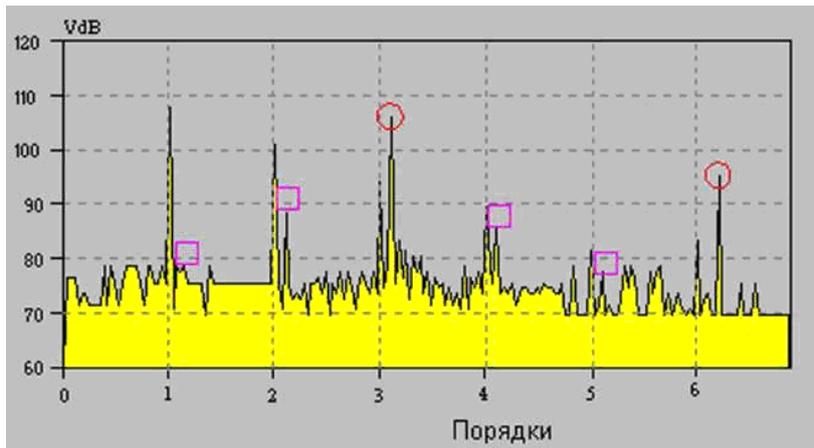
Следует отметить, что из-за увеличившегося зазора в подшипнике в спектре появились гармоники оборотной частоты, и стала заметной вторая гармоника подшипникового тона. Иногда при сильном дисбалансе ротора дефект внутреннего кольца не сопровождается амплитудной модуляцией и боковыми полосами. Это объясняется тем, что центробежная сила дисбаланса все время создает нагрузку в одном и том же положении на периферии внутреннего кольца. Такое часто случается в вертикальных машинах, где сила тяжести не создает нагрузки ни на одну из сторон подшипника.

Еще один пример боковых полос в спектре подшипника связан с сепараторной частотой  $f_q$ . Она равна частоте вращения сепаратора внутри подшипника. Если одно из тел качения имеет скол, трещину или, что еще хуже, развалилось на кусочки, то, находясь в зоне нагружения, оно будет производить вибрационный шум, а вне её – оставаться тихим. Вращаясь в подшипнике вместе с сепаратором, оно проходит через зону нагружения с частотой  $f_q$ . Тем самым осуществляется амплитудная модуляция сепараторной частоты подшипниковым тоном, и, в результате, вокруг последнего появляются боковые полосы с шагом  $\pm k \times f_q$  (рисунок 12).



Рисунок 12. Модулирование основного тона подшипника качения сепараторной частотой

Финальная стадия износа подшипника иногда называется термальной, когда подшипник становится горячим, а смазка в нем разрушается. Результат – катастрофическое повреждение, сопровождающееся плавлением тел качения и (или) колец. На этой стадии, в вибрационном спектре повышается шумовой фон, что видно на рисунке 13.



*Рисунок 13. Финальная стадия разрушения подшипника качения*

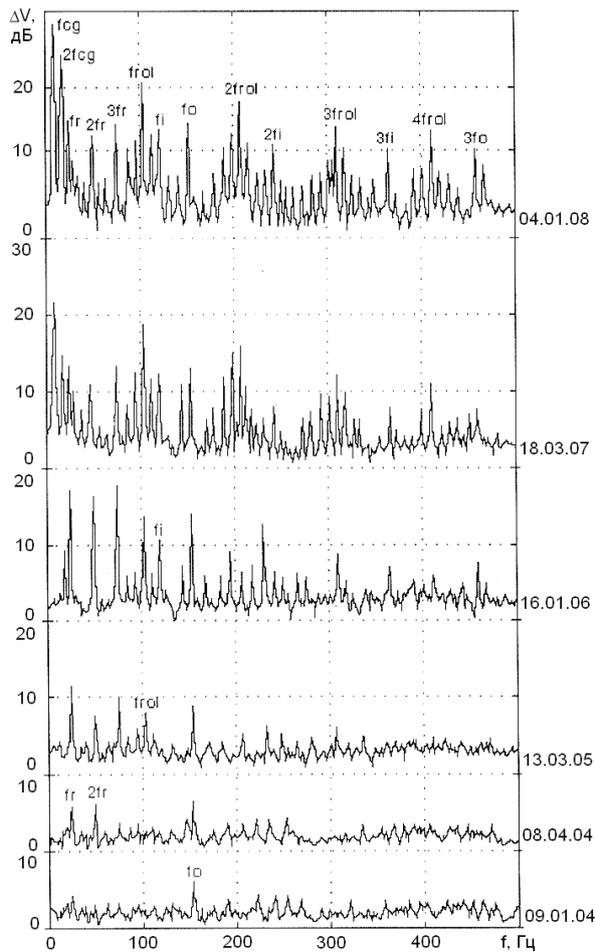
Ключевым моментом эффективности диагностики подшипников является отслеживание развития их тонов во времени (трендов), начиная с момента возникновения. Иногда небольшой дефект в подшипнике развивается столь стремительно, что в течение короткого времени подшипник полностью разрушается. Поэтому для раннего обнаружения дефекта необходимо чувствовать очень слабые компоненты вибрации. Следует помнить, что некоторые типы машин содержат в усредненных спектрах тоны подшипников. В этом случае диагностика осуществляется на основе существенного превышения средних уровней. Любые значительные тоны подшипников необходимо внимательно отслеживать на предмет ухудшения технического состояния.

### 3.6.3 Амплитудная демодуляция (детектирование огибающей)

Амплитудная демодуляция является мощным методом извлечения информации из зашумленных вибрационных характеристик. Она обеспечивает значительное улучшение отношения сигнал/шум по сравнению со стандартными измерениями вибрации.

Эта идея висела в воздухе много лет, а применительно к оценке подшипников она была разработана и запатентована корпорацией Боинг в середине 60-х гг. прошлого века. Однако Боинг не осуществил широкое коммерческое внедрение этой методики, и только в последние годы она стала более известной благодаря своим превосходным результатам.

Типичный демодулированный спектр, полученный от акселерометра, присоединенного к подшипнику качения, обычно имеет достаточно ровный шумовой фон с возвышающимися над ним дискретными пиками (рисунок 14). При увеличении нагрузки возрастают как уровни шумового порога, так и пиков, однако, и это главное, отношение высоты пиков к уровню шумового порога будут почти в точности неизменными. Это означает, что в данном случае нагрузка машины не так важна, как при непосредственном измерении вибрации, и демодулированные спектры, полученные при разных нагрузках, будут лучше согласовываться друг с другом, чем обычные.



*Рисунок 14. Изменение спектра огибающей высокочастотной вибрации подшипника качения асинхронного электродвигателя по мере выработки ресурса*

Шумовой фон демодулированных спектров, как правило, очень ровный, в противоположность случайному шуму в обычных спектрах. И это естественно, поскольку почти весь случайный шум удаляется из вибрационного сигнала фильтром высоких частот в начале процедуры демодуляции. Другими словами, демодуляция – это очень мощный усилитель отношения сигнал/шум.

Абсолютный уровень демодулированного спектра не важен, имеет значение именно отношение пиков к среднему уровню шума. Было установлено, что уровень всего спектра меняется в зависимости от условий нагружения подшипника, но отношение пиков к шумовому порогу – нет. Это подарок для диагностики машин, потому что избавляет от необходимости учитывать условия нагружения при сборе демодулированных данных подшипников.

В таблице 5 приведена зависимость отношения пик/шум в демодулированном спектре в зависимости от серьезности дефекта подшипника. Необходимо твердо уяснить себе, что эти значения даны только для ориентировки и не должны восприниматься как абсолютный стандарт для всех машин. Представленные здесь данные являются результатом анализа многих сотен демодулированных спектров, собранных в течение почти 10 лет на разном оборудовании. Однако они не избавляют вас от необходимости знать характеристики вашей конкретной машины и, в особенности отслеживать скорость увеличения отношения полезный сигнал/шум.

Таблица 5 Зависимость серьезности дефекта ПК от соотношения пик/шум в спектре огибающей

Отношение пик/шум	Серьезность дефекта
1...10 дБ	Приемлемый
10...20 дБ	Терпимый
20...30 дБ	Чрезмерный
Выше 30 дБ	Неприемлемый

Когда смотришь на спектры огибающей, важно иметь в виду, что они отличаются от обычных спектров вибрации. В спектре огибающей уровни составляющих на частотах возбуждения не соответствуют фактическим амплитудам вибрации. Это объясняется тем, что вся вибрационная энергия на этих частотах была вырезана из сигнала фильтром высоких частот перед выполнением демодуляции. Спектр демодулированного сигнала показывает влияние дефектов подшипника на вибрацию в высокочастотном диапазоне, которая не связана с частотами возбуждения. Несмотря на то, что датчиком вибрации обычно является акселерометр, демодулированный спектр не следует представлять в единицах виброускорения. Более приемлемыми являются относительные величины, измеренные в дБ.

Применение именно относительной, а не абсолютной единицы измерения, совершенно уместно в данном случае, потому что демодулированные спектры (спектры огибающей) представляются не в терминах абсолютных уровней, а как отношение сигнал/шум, что будет объяснено в следующем разделе.

#### 3.6.4 Применение амплитудной демодуляции для анализа ПК

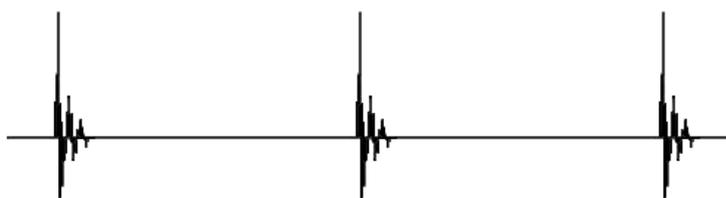
В подшипниках происходит амплитудная модуляция еще одного типа, когда импульсы, вызванные небольшими сколами или трещинами на дорожках колец или телах качения, возбуждают резонансы самих колец подшипника. Резонансные частоты колец, вообще говоря, очень высоки: обычно между 2 кГц и 10 кГц (по мнению фирмы Predict/DLI), около резонансной частоты акселерометра (по мнению фирм SPMилиSchencck) или в диапазоне 10...15 кГц (фирма «Спектр»). Эти резонансы сильно демпфированы вследствие физического механизма крепления подшипника, и последний поэтому будет производить серии очень коротких резких импульсов, следующих с частотой прохождения тел качения через дефект.

Если провести частотный анализ вибрационного сигнала, соответствующего представленной здесь временной реализации, то в спектре будет наблюдаться очень небольшая амплитуда на оборотной частоте и длинная череда низких гармоник частоты прохождения тел качения. Это происходит потому, что импульсы, возникающие при встрече тела качения с трещиной, очень коротки по времени и очень слабы. Гармоники также будут не очень сильными и могут быть поглощены случайным спектральным шумом, что затрудняет их поиск, особенно на ранних стадиях развития дефектов.

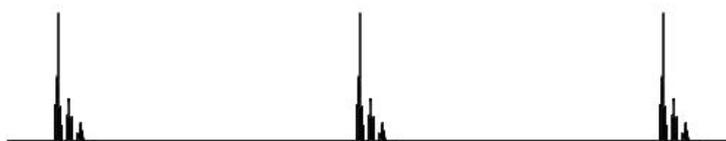
Приведенные здесь примеры временных реализаций являются идеализированными и лишь частично напоминают реальные вибрационные сигналы в роторных машинах. Вибрационные характеристики машины всегда содержат наряду с частотами возбуждения и гармониками, обусловленными внутренними процессами, еще и широкополосный шум, поэтому выделение огибающей (амплитудная демодуляция) является превосходным методом извлечения значимой части полезного сигнала.

Если мы изучим временную реализацию вибрации подшипника, то увидим, что она напоминает амплитудную модуляцию. Высокочастотный тон подшипникового резонанса модулируется соударениями тел качения с трещиной на наружном кольце (рисунок 14а).

а)



б)



в)



*Рисунок 14. Временной сигнал дефектного подшипника качения (а), временная реализация после детектора-выпрямителя (б), и огибающая вибрационного сигнала дефектного подшипника качения*

Если пропустить этот временной сигнал через полнопериодный диодный выпрямитель, или детектор, то отрицательные пики преобразуются в положительные. При этом временная реализация станет односторонней (рисунок 14б).

Если теперь такой сигнал пропустить через фильтр низких частот, то резонансные осцилляции исчезнут, и останется только огибающая сигнала (рисунок 14в).

В этой огибающей импульсы следуют с частотой прохождения тел качения через дефект (трещину) наружного кольца, но энергия на основной частоте дефекта становится значительно больше, потому что импульсы стали гораздо шире, то есть более продолжительными.

Этот процесс, фактически, является той же самой амплитудной демодуляцией, которая применяется в АМ-радиоприемниках для извлечения информации из модулированного носителя.

Демодулированный сигнал может быть затем подвергнут частотному анализу, причем составляющая частоты прохождения дефекта телами качения в спектре будет самой высокой.

Как отмечалось ранее, рассматриваемые сигналы являются идеализированными и очень слабыми, и поэтому обычно они тонут в фоновом шуме. Однако на практике демодулированный сигнал содержит высокочастотные резонансные составляющие подшипника, которые могут быть выделены из широкополосной вибрации машины путем фильтрации. Во многих случаях, простой двухполюсный фильтр высоких частот 2 кГц достаточен, чтобы извлечь модулированные резонансные компоненты.

Фильтрация демодулируемого сигнала чрезвычайно выигрышна, потому что она удаляет весь низкочастотный шум и спектральные компоненты, маскирующие тоны подшипника, которые генерируются очень малыми дефектами. Демодулированный спектр не содержит этого паразитного шума и обеспечивает значительное улучшение отношения сигнал/шум. Это особенно важно для диагностики машин.

Дефекты сборки и эксплуатации подшипников качения приводят к появлению в спектре огибающей гармонических составляющих с частотами, приведенными в таблице 4.

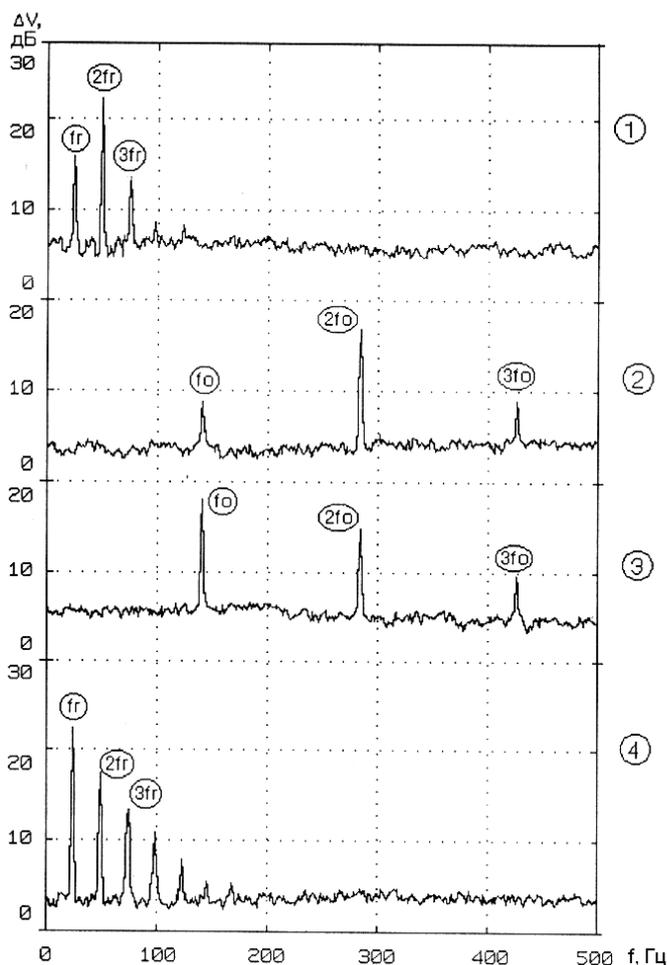


Рисунок 15. Примеры спектров огибающей высокочастотной вибрации подшипника качения асинхронного электродвигателя при следующих дефектах: перекосе внутреннего (1) и внешнего (2) колец, наклепе беговых дорожек (3) и расцентровке агрегата (4)

На рисунке 15 приведено несколько примеров спектров огибающей, возникающих при основных дефектах сборки подшипникового узла. В частности, при перекосе наружного кольца обычно возникает преобладающая составляющая с частотой  $2 \times f_0$  (рисунок 15, позиция 2). При перекосе внутреннего кольца подшипника и большой радиальной нагрузке в силу того, что появляются две

точки контакта колец с телами качения, часто возникает преобладающая составляющая с частотой  $2 \times f_r$  (рисунок 15, позиция 1).

Вследствие нарушений условий транспортировки агрегата или его узлов может образовываться наклеп беговых дорожек подшипника, который в начале эксплуатации агрегата сопровождается появлением ударных импульсов с частотой  $f_0$  (рисунок 15, позиция 3), причем наличие ударных импульсов вызывает появление в спектре огибающей интенсивных высших гармоник  $k \times f_0$ .

Расцентровка узлов агрегата, выражающаяся в сдвиге или изломе осей агрегата, а также расцентровка подшипниковых узлов приводят к появлению в спектре огибающей группы кратных частоте вращения ротора составляющих, причем в большинстве случаев частотная составляющая  $f_r$  является преобладающей (рисунок 15, позиция 4).

## Лекция 15. ДЕФЕКТЫ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ

### 1. Причины вибрации зубчатых пар

Нормально функционирующая зубчатая передача даже при отсутствии дефектов может обладать весьма заметной вибрационной активностью. Колебания при этом возникают в широком диапазоне частот и могут иметь весьма сложный состав и характер.

Колебания в зубчатых передачах, в том числе и нормально функционирующих, являются следствием двух основных причин – погрешности изготовления и сборки (монтажа) зубчатых колес и периодически изменяющейся жесткости зубьев по фазе зацепления.

При регистрации виброакустических сигналов, генерируемых зубчатыми парами, необходимо учитывать характерные особенности их работы.

1. Погрешности изготовления складываются из постоянных и переменных погрешностей в шаге зубьев. Погрешности монтажа проявляются в виде нарушений соосности валов и перекосе их осей, нарушении боковых зазоров и др.

Периодическое изменение жесткости зубьев и постоянная погрешность шага зацепления вызывают появление в вибрации зубчатой передачи колебаний на зубцовой частоте и ее гармониках

$$f_z = z_1 f_{r1} = z_2 f_{r2},$$

где  $z_1, z_2$  – числа зубьев;  $f_{r1}, f_{r2}$  – частоты вращения сопряженных колес.

Переменная погрешность в шаге зацепления и нарушения соосности (перекосы осей валов) вызывают вибрацию на частотах вращения валов обоих колес и (или) на модуляционных частотах

$$kf_{r1}, kf_{r2} \text{ и } mf_z \pm kf_{r1}, mf_z \pm kf_{r2}$$

(здесь  $k, n, m = 1, 2, \dots$ ).

2. Ошибка зубонарезания каждого из колес зубчатой пары приводит к вибрации, связанной с числом зубьев делительного колеса зубонарезного станка уравнением

$$f_g = z_g k f_r,$$

где  $z_g$  – число зубьев делительного колеса зубонарезного станка,  $k=1, 2, \dots$

3. Амплитуда гармоник в спектре, вызванных вибрациями от зубчатых пар, в значительной степени зависят от передаваемой зубчатой парой нагрузки. На холостом ходу зубчатая пара генерирует очень слабый сигнал, сопоставимый с шумом собственно виброанализатора. С ростом усилий, передаваемых редуктором, возрастает величина вибрации от зубозацепления. Такая особенность работы зубчатой пары требует, для выявления тенденций изменения технического состояния редуктора, проведения измерений при одинаковой, желательно большой, нагрузке. Если измерения, различающиеся по времени проведения, будут выполнены при разных нагрузках редуктора, то все результаты этих замеров окажутся непригодными для сравнительного анализа при поиске произошедших в редукторе изменений.

4. Часто в спектре вибрации зубчатой передачи могут возникать так называемые промежуточные частотные составляющие ( $f_m$ ), появляющиеся обычно у мультипликаторов приблизительно посередине между частотой вращения ротора быстроходного колеса и зубцовой частотой. Промежуточные частотные составляющие представляют собой серию компонент, кратных или некратных частоте вращения зубчатых колес. Эта вибрация имеет недостаточно ясную механическую природу. Хотя имеется несколько теорий, объясняющих ее возникновение, однако ни одна из них не объединяет все факты, связанные с особенностями поведения промежуточных частотных составляющих. Наиболее предпочтительно предположение, что первопричинами возникновения этих частотных составляющих являются собственные частоты зубчатых элементов, и весьма вероятно, что они являются результатом резонансного возбуждения, например, при виброударных процессах в зацеплении. В ряде случаев мониторинг амплитуд промежуточных частотных составляющих может служить весьма чувствительным первичным индикатором зарождения различных дефектов в зубчатой передаче. В то же время амплитуды промежуточных частотных составляющих очень чувствительны к изменениям условий работы агрегата, особенно к изменению нагрузки агрегата, причем связь между интенсивностью вибрации, приходящейся на эти компоненты, и величиной нагрузки может быть нелинейной и почти всегда нестабильной. Поэтому использование амплитуд промежуточных частот в качестве параметра для оценки технического состояния и остаточного ресурса зубчатой передачи не всегда является корректным методом.
5. Вибрация от пересопряжения зубьев является нестационарной в том плане, что имеет в своем составе несколько фаз «перекатывания», точнее говоря, «проскальзывания» зуба по зубу, различающихся у различных типов зубчатых зацеплений. Каждая из этих фаз возбуждает колебания различной частоты, близкие по частоте к частоте пересопряжения зубьев. Каждый из зубьев, в силу своих специфических отличий от других зубьев, генерирует свои частоты. На это накладывается ещё и то, что пары «взаимно обкатываемых» зубьев постоянно меняются. Обычно это приводит к тому, что в спектре вибрации зубчатой передачи появляется шумовая компонента, дисперсия которой меняется с наработкой в соответствии с развитием локального износа, т.е. уменьшается в процессе приработки колес, практически неизменна при нормальной работе в достаточно длительном интервале времени и растет по экспоненте в процессе интенсивного износа, – так называемый «розовый шум». Этим термином в технике обычно называют смесь колебаний различных частот в ограниченном частотном диапазоне в отличие от «белого шума» – смеси колебаний с одинаковой амплитудой во всем частотном диапазоне.
6. Очень часто «розовый шум» возникает не только на частоте пересопряжения зубьев, но и на частоте собственных резонансов элементов зубчатой пары или редуктора. Это возникает по следующей причине. Микроудары в зубчатом зацеплении возбуждают колебания достаточно широкого диапазона, но максимальная амплитуда колебаний будет, что полностью соответствует стандартной физической картине колебаний, на частоте собственного резонанса того

или иного близко расположенного элемента редуктора. Эта частота собственного резонанса определяется конструкцией редуктора. Пользоваться диагностикой состояния зубчатой пары не по частоте пересопряжения зубьев, а по частотам собственного резонанса элементов редуктора приходится при диагностике технического состояния быстроходных мультипликаторов, где частота пересопряжения зубьев может быть очень высокой и виброакустический сигнал будет сильно затухать. Регистрация высокочастотной компоненты вибрации, генерируемой зубчатой парой мультипликатора, затруднена из-за большого декремента затухания высокочастотных колебаний, особенно в зазорах подшипников.

7. Шумовая компонента в спектре вибрации может, накладываясь на дискретные собственные частоты деталей зубчатой передачи, может вызывать резонанс и появление новых спектральных составляющих. К этому же может приводить, например, возникновение параметрического резонанса в прямозубых передачах, при появлении отрывных виброударных колебательных режимов.

Для начала рассмотрим схему простейших рядных редукторов с указанием точек контроля вибрации на подшипниковых узлах каждого вала (рисунок 1).

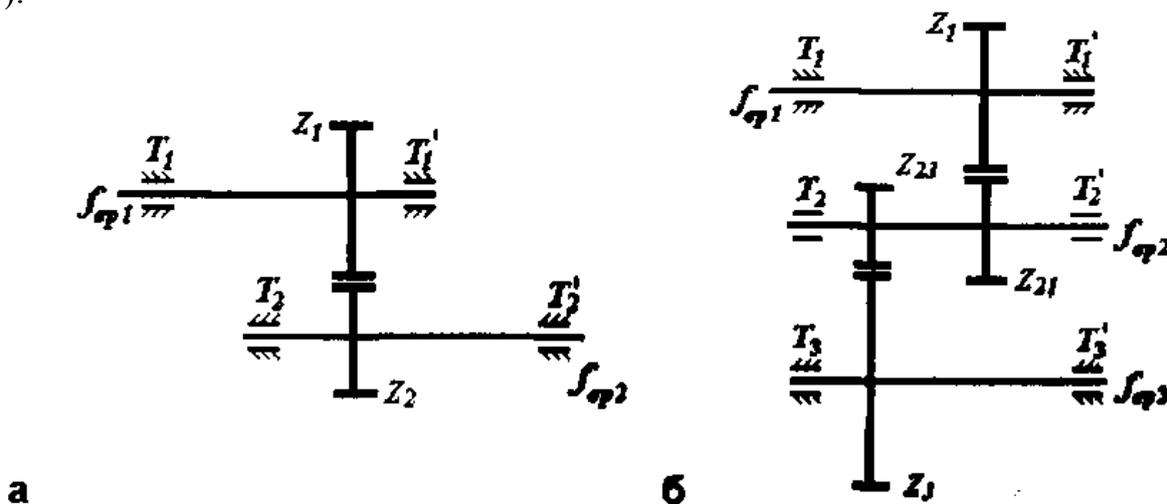


Рисунок 1. Схема одноступенчатого (а) и двухступенчатого (в) переборных редукторов:  $T_1, T_2, T_1', T_2'$  – точки замера вибрации

В одну ступень рядного редуктора входят зубчатая пара и два вала, на которых установлена соответствующая шестерня из этой пары. Наиболее часто в зубчатое зацепление входят по три зуба каждой шестерни (зависит от коэффициента перекрытия). Колебательные силы в зубчатой передаче имеют параметрическую и кинематическую природу, а влияние несоосности шестерен и валов, на которые они насажены, на вибрацию зубчатых передач с частотами, кратными частоте вращения вала, существенно меньше. Самое сильное влияние колебательные силы в бездефектном зацеплении оказывают на вибрацию передачи с зубцовыми частотами, равными

$$f_z = f_r Z, \tag{1}$$

где  $f_r$  – частота вращения валов (входного, промежуточного и ведомого или выходного),  $z$  – количество зубьев (на входной, промежуточных (основной и дополнительной) или выходной шестернях).

Добавление еще одной ступени в редуктор меняет направление вращения выходного вала, изменяет по сравнению с частотой промежуточного вала частоту вращения выходного вала в  $z_{34}/z_4$  раз и создает вибрацию еще на одной зубцовой частоте  $f_{zi}$ .

Важной особенностью вибрации зубчатых зацеплений в переборных редукторах является возбуждение крутильных колебаний валов. В высокооборотных редукторах и, особенно, в мультипликаторах крутильные колебания приводят к тому, что нагрузка на одну из шестерен в зацеплении может неравномерно распределяться по зубьям с наибольшей нагрузкой на каждый третий зуб. Как следствие, появляются субгармонические колебания с частотами, кратными частоте вращения этой шестерни с кратностью, приблизительно равной  $z/3$ . Следующая частотная зона роста вибрации гармоник, кратных частоте вращения шестерни, соответствует кратности, равной  $2z/3$  и так далее.

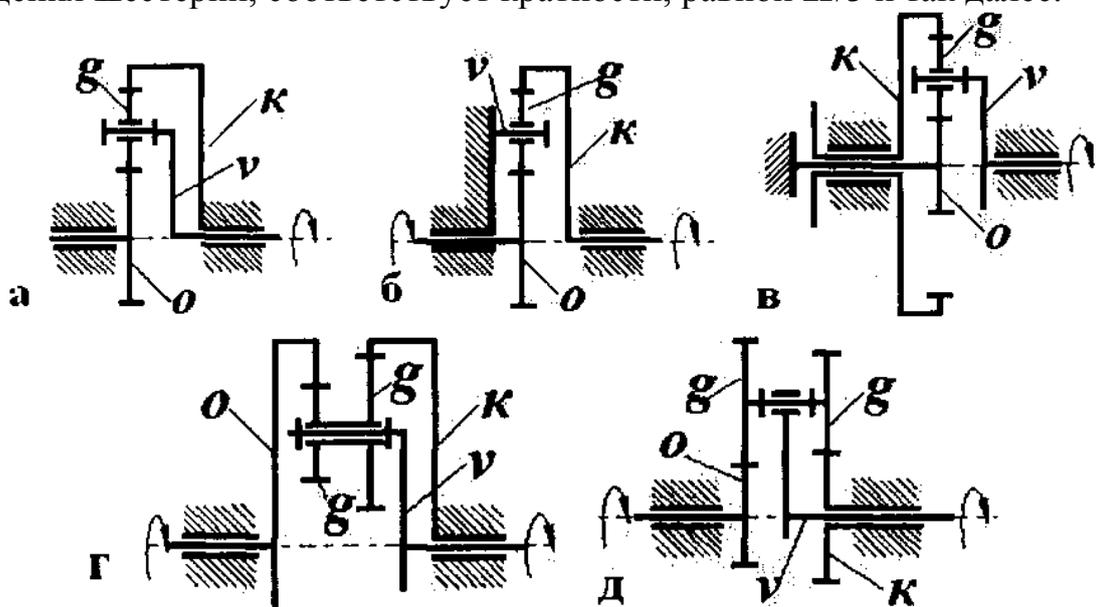


Рисунок 2. Схемы одноступенчатых планетарных редукторов: а – с неподвижной короной, б – с неподвижным водилом, в – с неподвижной солнечной шестерней, г – с двойными сателлитами и внутренним зацеплением с неподвижной короной и д – с двойными сателлитами и внешним зацеплением

Диагностические измерения вибрации переборного редуктора выполняются на подшипниковых узлах. При таких конструктивных исполнениях редукторов, когда подшипники нескольких ступеней устанавливаются в одном монолитном подшипниковом щите, низкочастотная и среднечастотная вибрация щита может измеряться в одной точке в радиальном к осям вращения направлении. Высокочастотную и ультразвуковую вибрацию лучше всего измерять для каждого подшипника как можно ближе к его посадочному месту в любом удобном для измерения вибрации направлении.

Планетарный редуктор наиболее часто используется в тех случаях, когда необходимо ограниченное по габаритам устройство передачи крутящих момен-

тов с большим передаточным соотношением. Схемы часто используемых одноступенчатых планетарных редукторов приведены на рисунке 2.

Гармонические составляющие колебательных сил в планетарных редукторах также имеют кинематическое и параметрическое происхождение. Частоты колебательных сил определяются схемами редукторов, которые весьма разнообразны, особенно в тех случаях, когда используются многоступенчатые редукторы и редукторы со всеми вращающимися узлами, а именно – солнцем ( $o$ ), короной ( $k$ ) и водилом ( $v$ ). Редуктора с одинарными сателлитами ( $g$ ) могут иметь неподвижные либо корону, либо водило, либо солнце. Частоты вращения шестерен редуктора с неподвижным водилом  $f_v=0$  и, соответственно, частоты основных составляющих вибрации рассчитываются так же, как и в переборном двухступенчатом редукторе, т.е. частота вращения сателлитов  $f_g$  связана с частотой вращения солнца  $f_o$  выражением

$$f_v = \frac{f_o z_1}{z_2}, \quad (2)$$

где  $z_1, z_2$  – количество зубцов на солнечной шестерне и сателлите. Соответственно частота вращения короны равна

$$f_k = f_o \frac{z_1}{z_3} = f_g \frac{z_2}{z_3}, \quad (3)$$

где  $z_3$  – количество зубцов на короне.

Зубцовая частота, одинаковая для зацеплений солнце-сателлит и сателлит-корона, определяется выражением

$$f_z = f_o z_1 = f_g z_2 = f_k z_3, \quad (4)$$

Частоты вращения водила и сателлитов в идеальном редукторе с неподвижной короной, в котором число зубцов короны равно сумме числа зубцов солнечной шестерни и удвоенному числу зубцов сателлита, определяются следующим образом

$$f_v = f_o \frac{z_1}{2(z_1 + z_2)}, \quad (5)$$

$$f_g = (f_o - f_v) \frac{z_1}{z_2}. \quad (6)$$

Зубцовая частота рассчитывается из выражения

$$f_z = (f_o - f_v) z_1 = f_k z_2 = f_v z_3. \quad (7)$$

В реальных редукторах по технологическим причинам при угловой коррекции зубьев количество зубьев короны увеличивают на один-два, что приводит к небольшому росту частоты вращения водила, зубцовой частоты и частоты вращения сателлита. Более точно эти частоты можно определить с помощью выражений

$$f_v = \frac{f_o z^*}{z^* + 2z_3}, \quad (8)$$

$$f_g = \frac{f_v z_3}{z_2}, \quad (9)$$

$$f_z = f_v z_3, \quad (10)$$

$$z^* = z_1 + 2z_2 + z_3. \quad (11)$$

Планетарные редукторы с неподвижной солнечной шестерней используются гораздо реже. Частоты вращения водила и короны в таких редукторах связаны соотношением

$$f_v = \frac{2f_k z^*}{z^* + 2z_3}. \quad (12)$$

Зубцовая частота  $f_z$  и частота вращения сателлита равны

$$f_z = \frac{2f_k z_1 z_3}{z^* + 2z_3}, \quad (13)$$

$$f_g = \frac{f_z}{z_2} = \frac{2f_k z_1 z_3}{z_2 (z^* + 2z_3)}. \quad (14)$$

Из планетарных редукторов с двойными сателлитами чаще других используются редукторы с одной неподвижной короной, имеющей внутреннее или внешнее зацепления. В первом случае передаточный коэффициент доходит до значений порядка 15, во втором может превышать 100. В редукторе с короной, имеющей внутреннее зацепление без учета коррекции зубьев, т.е. при условии

$$z_1 + z_2 = z_3 - z'_2, \quad (15)$$

где  $z_1, z_2, z'_2, z_3$  – число зубьев на входной шестерне, первой и второй шестернях сателлита и короне, частота вращения водила связана с частотой вращения входной шестерни следующим образом

$$f_v = \frac{f_o z_1 z'_2}{(z_3 + z'_2)(z_2 + z'_2)}. \quad (16)$$

Зубцовые частоты и частота вращения сателлита определяются из выражений

$$f_g = \frac{f_v (z_1 + z_2 + z'_2)}{z'_2}, \quad (17)$$

$$f_z = f_g z_2 = \frac{f_v z_2 (z_1 + z_2 + z'_2)}{z'_2}, \quad (18)$$

$$f_{z'} = f_g z_2' = f_v (z_1 + z_2 + z_2'). \quad (19)$$

В редукторе с короной, имеющей внешнее зацепление

$$z_1 + z_2 = z_3 + z_2', \quad (20)$$

частота вращения водила равна

$$f_v = \frac{f_o z_1 z_2'}{z_3 z_2 + z_2' (2z_2 - z_1)}. \quad (21)$$

Соответственно зубцовые частоты и частота вращения сателлита равны

$$f_z = z_1 (f_o - f_v), \quad (22)$$

$$f_g = \frac{f_z}{z_2}, \quad (23)$$

$$f_{z'} = f_g z_2' = \frac{f_z z_2'}{z_2}. \quad (24)$$

Вибрация планетарных редукторов измеряется на подшипниках входного и выходного валов, а также на короне (коронах) в радиальном направлении. Наиболее сложными для измерения вибрации оказываются редукторы с вращающейся короной, особенно многоступенчатые, барабанного исполнения, в которых вибрация может измеряться только на опорах вращения с одним неподвижным элементом.

Проведение периодического диагностирования зубчатых передач с переменным направлением вращения входного вала осложняется тем, что вибрация зубчатого зацепления сильно зависит от направления его вращения. Поэтому для определения дефектов таких передач вибрация измеряется дважды, при каждом из направлений вращения, и вибрационное состояние передачи определяется по максимальной величине вибрации в любом из направлений вращения. Диагностируется зубчатое зацепление такой передачи также дважды, но каждая из периодических операций диагностики может проводиться при одном направлении вращения. Направление вращения диагностируемой передачи в этом случае изменяется не на каждом этапе проведения диагностических измерений, а при проведении следующей операции диагностирования, через 2...3 месяца непрерывной работы. При этом сравнение вибрации передачи в разное время должно производиться только при одном и том же направлении вращения.

Важной особенностью вибрации зубчатых передач является передача переменных нагрузок с одних ступеней на другие. Поскольку величина колебательных сил в зубчатых зацеплениях, по крайней мере, квадратично растет с частотой вращения шестерен, вибрация тихоходных ступеней многоступенчатых передач в основном определяется колебательными силами, передаваемыми с быстроходных ступеней. В то же время крутящие моменты на всех ступенях имеют близкие значения, поэтому влияние одинаковых дефектов на разных

ступенях редуктора приводит к появлению сравнимых по величине пульсирующих моментов. Именно из-за перечисленных особенностей формирования колебательных сил и пульсирующих моментов в дефектных редукторах диагностику высокооборотных ступеней зубчатой передачи легче проводить по их вибрации.

К номенклатуре дефектов шестерен относятся:

- дефекты шестерни в целом, в частности ее бой, перекося, овальность и гранность;
- дефекты отдельных зубьев, в частности сколы, износ, выкрашивание контактных поверхностей, трещины;
- дефекты группы зубьев.

Влияние дефектов шестерен на вибрацию передачи анализируется, как правило, совместно с дефектами зацеплений, к которым относятся все дефекты, приводящие к смещению зоны контакта зубьев шестерни относительно расчетных (оптимальных) координат, а также дефекты смазки или ее недостаток.

Сначала рассматривается влияние дефектов на работу и вибрацию зацеплений. Все дефекты, приводящие к смещению зон контакта на поверхностях зубьев, приводят и к росту величины импульсной составляющей нагрузки на зубья в зоне зацепления, т.е. к росту зубцовых составляющих вибрации передачи. Но если это смещение будет разным на разных зубьях, появляется амплитудная модуляция зубцовой вибрации, а в некоторых случаях и вибрация на частотах ниже зубцовой. К росту импульсной составляющей нагрузки и зубцовой вибрации приводят также дефекты или недостаток смазки в зацеплении.

К одинаковому смещению зон контакта на всех зубьях приводят такие дефекты изготовления, как радиальный и осевой сдвиг или нарушение параллельности осей вращения шестерен, а во время эксплуатации – износ подшипников и изменения жесткости валов или их опор вращения. Вся перечисленная группа дефектов, а также недостаток или дефекты смазки лучше всего обнаруживаются по росту зубцовых составляющих вибрации передачи.

К разному смещению зон контакта у разных зубьев приводят отдельные дефекты изготовления шестерен, перекося шестерен и неравномерный износ зубьев. В частности, если шестерни, входящие в зацепление, изготавливались на разных станках или станок имеет систематическую погрешность нарезания зубьев, в вибрации передачи могут появиться дополнительные «фантомные» составляющие с непрогнозируемой частотой. При бое вала или перекося шестерни происходит смещение зон контакта в виде «волны», т.е. зубцовая вибрация приобретает регулярную амплитудную модуляцию с частотой вращения вала и/или ее гармониками. При бое вала (шестерни) преимущественная гармоника модуляции – первая, при перекося шестерни – вторая. При неодинаковом износе зубьев величины смещения зон контакта в разных зубьях будут случайными, т.е. процесс модуляции зубцовых гармоник вибрации также будет случайным. При износе одного зуба (или при наличии на его поверхности скола и т.п.) один раз за оборот шестерни нагрузка на контактную поверхность растет (или падает), т.е. модуляция зубцовых гармоник вибрации будет импульсной.

В том случае, если износ одного зуба настолько велик, что при входе в зацепление нагрузка на него весьма мала или отсутствует, импульсная нагрузка на оставшиеся зубцы передачи имеет два скачка (при входе и выходе из зацепления дефектного зуба) с фиксированным интервалом времени между скачками.

В тех случаях, когда хотя бы в одной из шестерен количество зубцов не является простым числом, т.е. делится без остатка не только на само число, при значительном износе зубьев, в них может появиться регулярная пространственная составляющая износа, а в вибрации – соответствующая субгармоническая составляющая зубцовой вибрации.

Выше рассматривалось влияние дефектов на амплитуду зубцовой вибрации передачи. В то же время при дефектах зубьев, в частности их износе, зубцовая вибрация становится также и частотно-модулированной. Действительно, в идеальной зубчатой передаче интервалы между импульсами нагрузки на зубья в зацеплении должны быть строго одинаковыми. Износ зуба в зоне контакта не только изменяет величину и форму импульса нагрузки, но и задерживает его появление. При неравномерном износе зубьев одной шестерни задержки оказываются разными, т.е. имеет место фазовая, а, следовательно, и частотная модуляция зубцовой вибрации. Профилограмма задержек повторяется с периодом вращения дефектной шестерни, т.е. модуляция оказывается периодической. Это, в свою очередь, означает появление в спектре зубцовой вибрации передачи боковых гармоник, отличающихся от основной на частоту  $\pm kf_r$ .

Дефекты зубьев шестерен не только изменяют характеристики зубцовой вибрации передачи и приводят к появлению ее субгармонических составляющих, но и создают импульсные нагрузки на подшипники передачи с частотой вращения дефектной шестерни.

Импульсные нагрузки на подшипники передачи при дефектах отдельных зубьев могут быть достаточно сильными и могут привести к возбуждению заметной вибрации передачи в низкочастотной области, на кратных гармониках частоты вращения вала с дефектной шестерней. Однако если этот вал соединен с помощью муфты с валом другой машины, то идентификация шестерни как источника вибрации на гармониках частоты вращения становится крайне сложной задачей, так как часто встречающийся дефект в виде несоосности валов также является источником аналогичной вибрации агрегатов.

Как и в любой зубчатой передаче, дефекты планетарной передачи являются источниками стационарных и импульсных колебательных сил, а также переменных нагрузок (радиальных и тангенциальных), действующих в соответствующем зубчатом зацеплении. Причинами роста стационарных колебательных сил являются дефекты изготовления и монтажа передачи, а также дефекты смазки, равномерный износ входящих в зацепление шестерен и подшипников этих шестерен. Причинами появления импульсных колебательных сил являются дефекты отдельных зубьев. Эти силы, как правило, имеют две компоненты – радиальные к осям вращения шестерен, создающие импульсные нагрузки на их подшипники, и тангенциальные, не только создающие нагрузку на подшипники, но и изменяющие момент нагрузки на передачу в целом и на приводной

электродвигатель. Именно из-за таких нагрузок диагностика механических передач иногда ведется либо по вибрации или току электродвигателя, либо по вибрации механизма, приводимого во вращение редуктором. И в двигателе, и в механизме в таких случаях ищутся признаки передаваемых через нагруженные муфты пульсирующих моментов от редуктора.

Импульсные нагрузки на подшипники передачи обнаруживаются чаще всего по модуляции случайной вибрации этих подшипников, т.е. по спектру ее огибающей, если подшипник доступен для измерения высокочастотной вибрации.

Эксплуатационные дефекты зубчатой передачи условно можно разделить на следующие виды: абразивный износ зубчатого зацепления, выкрашивание зубьев (питтинг) зубчатых колес, трещины и излом зубьев зубчатых колес, а также заедание зубчатых колес. Поскольку они являются возмущающими факторами, свойства вибрационного сигнала (форма сигнала и спектр вибрации, особенно спектр огибающей и кепстр) при их наличии всегда меняются. В частности, в спектре могут меняться соотношения между основными частотами возбуждения, появляться новые спектральные составляющие, значительно изменяется уровень шумовой компоненты. На кривой сигнала вибрации могут появляться ударные импульсы и изменяться соотношение между периодическими и шумовыми составляющими. В то же время следует учитывать, что существенные изменения формы и спектра сигнала вибрации в основном наблюдаются при развитых повреждениях. На ранней стадии развития дефектов целесообразно использовать другие методы анализа виброакустического сигнала, такие как кепстральный анализ, анализ спектра узкополосной огибающей, вейвлет-преобразование виброакустического сигнала и др.

Трудности в выборе и оптимизации диагностических признаков дефектов в планетарной передаче определяются двумя основными причинами. Первая – наличием в редукторе нескольких зубчатых зацеплений с одной и той же зубцовой частотой, вторая – движением этих зацеплений относительно точек контроля вибрации и невозможностью установить датчик вибрации на многие подшипниковые узлы передачи. Список наиболее часто используемых диагностических параметров зубчатой передачи в составе рядных редукторов приведен в таблице 1, а в составе планетарного редуктора – в таблице 2.

Таблица 1 Частоты, характерные для дефектов зубчатых передач в рядных редукторах

Частота	Вид дефекта изготовления	Вид дефекта сборки	Вид дефекта износа
$f_r$	Дисбаланс		
$k \times f_{r1}$ и $k \times f_{r2}$ ( $k = 1, 2$ , реже 3 и 4), $m \times f_z \pm n \times f_r$ ( $m, n = 1, 2, \dots$ )	Переменная погрешность шага зацепления	Нарушение соосности (перекос валов)	
$k \times f_r$ $k = 1, 2, \dots, 20$ и выше		Повышенный боковой зазор между колесами	
$f_z$	Постоянная погрешность шага зацепления		
$k \times f_z, k \times f_r$ рост шумовой компоненты $m \times f_m \pm n \times f_r$ ( $m, n = 1, 2, \dots$ )			Абразивный износ
$k \times f_r, m \times f_z \pm n \times f_r,$ $m \times f_m \pm n \times f_r$ (флуктуация амплитуд, $n = 0, 1, 2, \dots$ )			Выкрашивание зубьев
$k \times f_r,$ $m \times f_z \pm n \times f_r,$ $m \times f_m \pm n \times f_r$ (флуктуация амплитуд, $n = 0, 1, 2, \dots$ ), рост шумовой компоненты			Трещины и (или) излом зубьев

Таблица 2. Дефекты зубчатой передачи в составе планетарного редуктора и их основные диагностические параметры

Вид дефекта	Диагностические признаки
Бой солнечной шестерни	$f_o, nf^* \pm f_o, kf_z \pm f^*$
Перекоос солнечной шестерни	$2f_o, 2nf^* \pm 2f_o, kf_z \pm 2f^*$
Дефект зубьев солнечной шестерни	$k_1nf^* \pm k_1f_o, kf_z \pm k_1f^*$
Перекоос сателлита	$4f_g \pm k_1f_v, kf_z \pm 2f_g$
Дефект зубьев сателлита	$2kf_g \pm k_1f_v, kf_z \pm k_1f_g$
Перекоос короны	$2nf_v, kf_z \pm 2nf_v$
Дефект зубьев короны	$k_1nf_v, kf_z \pm k_1nf_v$
Дефект зацепления	$kf_z$
Бой водила	$kf_v, f_o \pm f_v, kf_z \pm k_1f_v$
Дефект подшипника сателлита	$kf_v, f_o \pm f_v, kf_z \pm f_g/2$
Дефект подшипника солнечной шестерни (водила)	$kf_r + \text{рост СКЗ СЧ, появление ударных импульсов на СЧ}$
Дефект смазки подшипника	$\text{Появление ударных импульсов на ВЧ, рост СКЗ на ВЧ}$

Примечание.  $f_o$  – частота вращения солнца;  $f_v$  – частота вращения водила;  $f_z$  – зубцовая частота;  $f_g$  – частота вращения сателлита;  $f^* = f_o - f_v$  – частота вращения оси с дефектным подшипником; СЧ – средние частоты; ВЧ – высокие частоты; УВЧ – ультразвуковые частоты; СКЗ – среднее квадратичное значение вибрации;  $n$  – число сателлитов;  $k=1,2,3,4,\dots$ ;  $k_1=1,2,3,4,\dots$

## 2. Нормирование уровня вибрации в редукторах

Большие проблемы при диагностировании дефектов зубозацепления в редукторах и мультипликаторах различного типа на практике вызывает отсутствие нормативной информации по допустимым уровням как всего вибросигнала, так и отдельных его составляющих и гармоник. Поэтому очень большое значение в диагностике состояния зубчатых пар приобретает процедура сравнения спектра текущего вибросигнала со спектром вибросигнала, зарегистрированного в предыдущем замере, или в замере, который был выполнен на заведомо исправном редукторе.

Такой подход иногда называют «сравнением с опорным спектром», причем считается, что в качестве опорного спектра необходимо использовать сигнал с редуктора, состояние которого заведомо должно быть хорошим, бездефектным. Такой подход к диагностике редукторов, хотя и вызывает в обычных условиях достаточно противоречивые мнения, применительно к оценке состояния редукторов, наверное, является почти единственно возможным.

Кроме того, разным типам формы зубчатых пар соответствуют свои, соответствующие бездефектному состоянию, уровни вибрации. В итоге в разных редукторах, даже близких по мощности, всегда различны уровни оценки состояния зубчатой пары, такие как «предупреждение» и «авария».

Следует с сожалением констатировать, что практически приемлемых норм на предельный уровень вибрации зубчатых пар редукторов и мультипликаторов нет. В практике эксплуатации редукторов и мультипликаторов следует ориентироваться, в основном, на нормы по СКЗ виброскорости, заложенные в ГОСТ Р ИСО 10816-3-99. «Контроль состояния машин по результатам измерения вибрации на невращающихся частях. Часть III. Промышленные машины номинальной мощностью более 15 кВт и номинальной скоростью от 120 до 15000 мин<sup>-1</sup>», в котором заложены уровни контроля «общемеханических» проблем оборудования, таких как дисбаланс, расцентровки, износ подшипников и т. д. Создание универсальных норм на спектральный состав виброакустических сигналов, генерируемых зубчатым зацеплением, на амплитуду основной и боковых гармоник частоты зубозацепления, очень сложно.

Дефекты зубозацепления проявляются в СКЗ виброскорости на своей финальной, конечной, обычно уже необратимой фазе развития. Поэтому при помощи использования этих норм, хотя и удается обычно избежать аварий с большими последствиями, но запаса времени для нормальной подготовки к ремонтным работам, как правило, не хватает.

Другим документом, нормирующим вибрацию корпусов редукторов (мультипликаторов), является диаграмма Блейка, разработанная в 30-х годах прошлого века и заимствованная в РТМ 38.001-94, приложение 4.10 «Предельно допустимое значение вибрации редукторов». Диаграмма Блейка разработана для трех параметров виброакустического сигнала: пикового значения виброускорения  $a_p$ , амплитудного значения виброскорости  $V_p$ , и размаха колебаний  $S_{p-p}$ , поэтому ее применение в вопросах практической вибродиагностики затруднено из-за необходимости пересчета одних величин в другие с учетом гармонических составляющих виброакустического сигнала.

### 3. Абразивный износ зубчатого зацепления

Обычно при выработке материала поверхности зубьев колес нарушается микро- и макрогеометрия контактирующих зубьев. Это приводит к увеличению трения и росту шумовой компоненты вибрации.

Абразивный износ вызывает увеличение бокового зазора, что может приводить к отрыву профилей зубьев в зацеплении и ударному режиму возбуждения вибрации. Ударный режим возбуждения достаточно часто приводит к росту спектральных составляющих гармонического ряда частот, кратных частоте зацепления зубьев ( $k \times f_z$ ), появлению промежуточных частотных составляющих ( $f_m$ ) и перераспределению энергии в сторону высокочастотных составляющих. На осциллограмме вибрационного сигнала меняется соотношение компонент периодической и случайной вибрации.

На рисунке 3 приведен спектр вибрации редуктора с прямозубой зубчатой передачей, состоящей из двух колес ( $Z_1=30$ ,  $Z_2=76$ ), установленного между электродвигателем и специализированным поршневым компрессором. Частота вращения быстроходного колеса составляет примерно 24,8 Гц ( $f_{r1}$ ), а тихоходного – примерно 9,8 Гц ( $f_{r2}$ ). При ревизии редуктора обнаружен износ поверхностей зубчатых колес, величина которого составляет около 75% предельно допустимого.

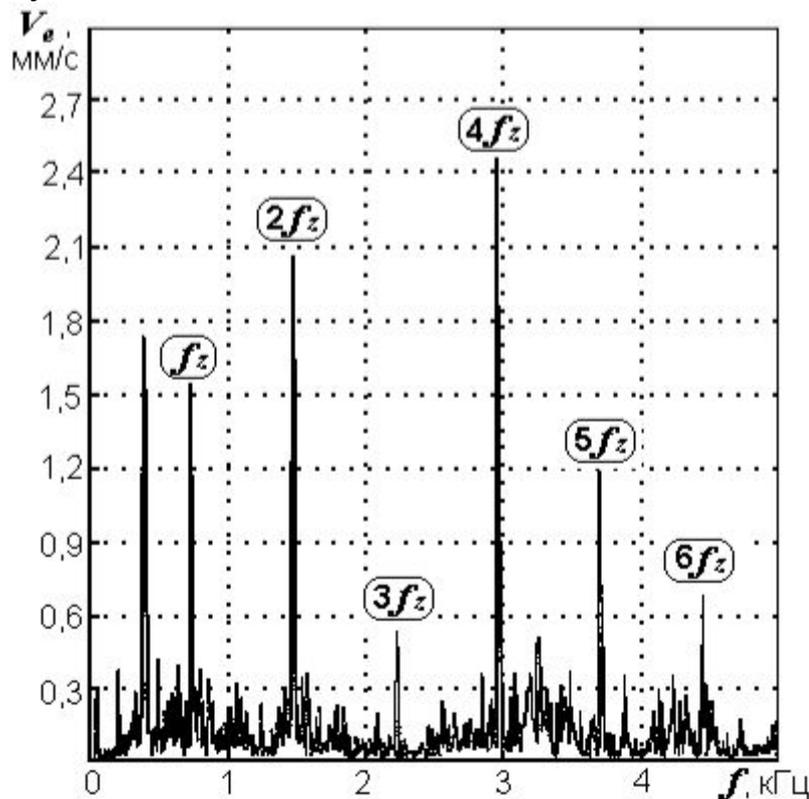


Рисунок 3. Спектр вибрации редуктора в горизонтальном направлении при равномерном абразивном износе зубчатых колес

Спектр вибрации имеет частотные составляющие, характерные для износа колес. В результате увеличения (относительно номинального значения) бокового зазора происходит отрыв профилей зубьев в зацеплении и ударный режим возбуждения вибрации, что вызывает появление спектральных компонент,

кратных частоте зацепления зубьев, на частотах 744, 1488, 2232, 2976, 3720 и 4464 Гц ( $k \times f_z$ ).

В спектре присутствует также промежуточная составляющая на частоте 485 Гц. На расширенном фрагменте спектра (рисунок 4) отчетливо наблюдаются гармоники частоты вращения ротора быстроходного колеса, причем отсутствует тенденция убывания амплитуд с возрастанием номера гармоники.

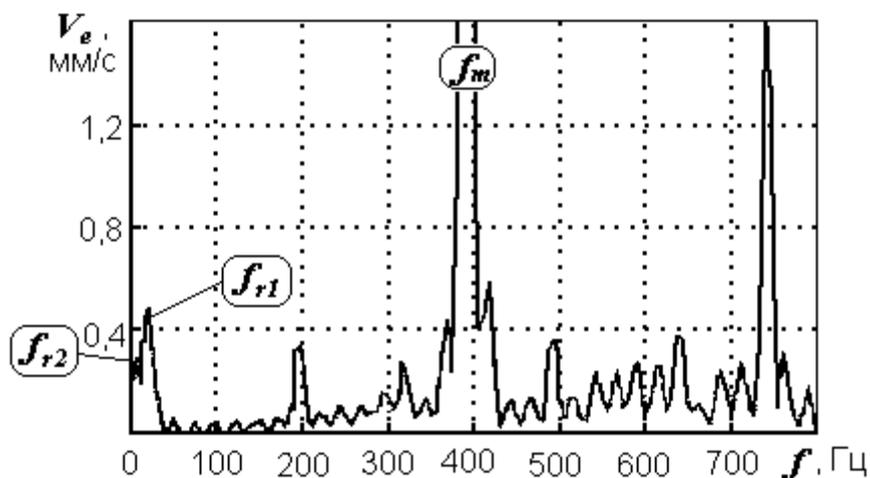


Рисунок 4. Фрагмент спектра вибрации редуктора при равномерном абразивном износе зубчатых колес

Равномерный абразивный износ (ухудшение состояния контактирующих поверхностей) всегда сопровождается ростом общего уровня спектральных составляющих вибрации практически во всем диапазоне измеряемых частот. Общее увеличение уровней спектральных компонент, особенно в высокочастотной области, определяет степень развития износа поверхностей зубьев, что при сильном износе приводит к появлению в спектре широкополосных областей с высоким уровнем шума, который может поглощать составляющие основных частот возбуждения. Однако каждая зубчатая пара характеризуется своими частотами возбуждения: частотами вращения роторов, промежуточными частотами и зубцовой частотой, а также их гармониками. Для выделения последних иногда бывает целесообразно использовать синхронное накопление или синхронную гребенчатую фильтрацию.

#### 4. Выкрашивание зубьев (питтинг) зубчатых колес

Появление локального повреждения в виде ямки выкрашивания (питтинг), одного из наиболее распространенных дефектов зубчатых зацеплений, приводит к увеличению деформации зубьев, а точнее – к росту ее контактной составляющей. В силу этого жесткость зацепления передачи в момент контактирования зуба, имеющего дефект, уменьшается, что происходит один раз за оборот вала ( $f_r$ ). Питтинг приводит также к флуктуации давления в упруго-гидродинамическом контакте в момент контактирования поврежденного зуба, следствием чего является увеличение глубины амплитудной модуляции в вибрационном сигнале. Эти явления вызывают рост амплитуд гармоник оборотной частоты  $k \times f_r$ , рост амплитуд комбинационных частот  $m \times f_z \pm n \times f_r$ . Достаточно часто наблюдается появление и (или) существенный рост (флуктуации) амплитуд промежуточных частот ( $f_m$  и  $f_m \pm n \times f_r$ ).

В качестве диагностических признаков питтинга часто используют появление и развитие боковых частотных составляющих  $m \times f_z \pm n \times f_r$  вокруг зубцовой частоты  $f_z$  и (или) боковых частотных составляющих  $f \times m \pm n \times f_r$  вокруг промежуточных частотных составляющих  $f_m$ . Диагностическими параметрами развитости питтинга являются амплитуды этих компонент в спектре вибрации или, что аналогично, амплитуды частотных составляющих  $k \times f_r$  в спектрах амплитудной огибающей узкополосной вибрации с центральными частотами  $k \times f_z$  и  $f_m$ .

Приведенные ниже данные измерены на мультипликаторе, установленном между электродвигателем и центробежным компрессором агрегата, зубчатая пара прямозубой передачи которого была подвержена развитому питтингу. Тихоходное колесо (частота вращения  $f_{r1} \approx 49,46$  Гц) имеет 91 зуб, быстроходное (частота вращения  $f_{r2} \approx 166,69$  Гц) – 27 зубьев. Передаточное отношение – 3,37, зубцовая частота ( $f_z$ ) составляет примерно 4501 Гц.

На рисунке 5 приведена форма вибрационного сигнала, измеренного на крышке подшипника быстроходного колеса в горизонтальном направлении. Пиковое значение виброускорения достигает 30g. Сам сигнал – амплитудно-модулированный процесс с несущей промежуточной составляющей, имеющей частоту примерно 2003 Гц (12-я гармоника частоты вращения быстроходного колеса).

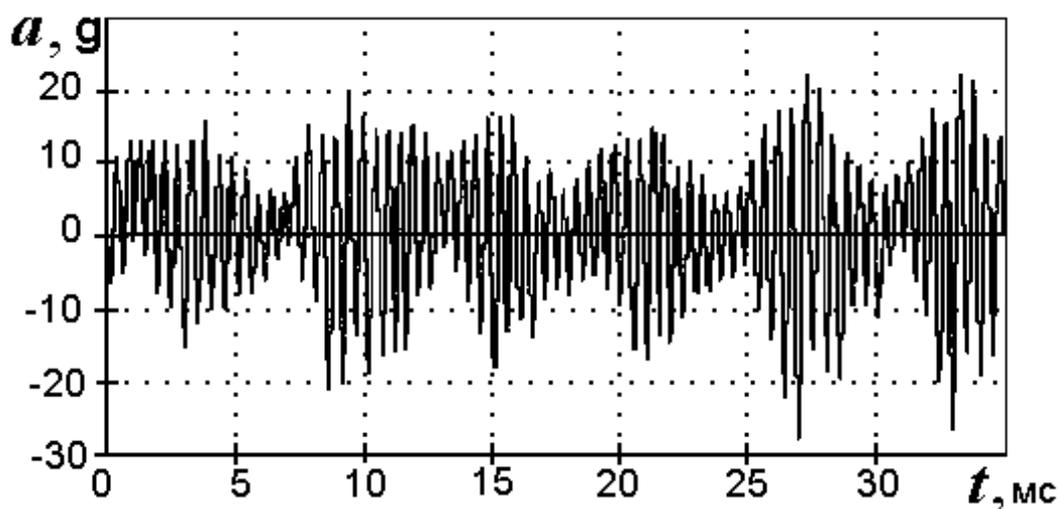


Рисунок 5. Форма сигнала вибрации мультипликатора с развитым питтингом контактирующих поверхностей зубчатых колес

На рисунке 6 приведен спектр (с фрагментами) вибрации мультипликатора, измеренный в той же контрольной точке. Спектр вибрации имеет сложный характер: наблюдается виброактивность в широкой полосе частот. В частности, он содержит преобладающую компоненту на частоте 2003 Гц ( $f_m$ ), компоненты на частотах вращения обоих колес и их гармоники, зубцовую частоту ( $f_z$ ) и др. На укрупненных фрагментах спектра вибрации вертикальными стрелками помечены интенсивные боковые (комбинационные) частоты в окрестностях  $f_m$  и  $f_z$ , являющиеся гармониками частоты вращения ротора тихоходного колеса, а наклонными – быстроходного. Интенсивная общая вибрация и высокие значения уровней боковых частот относительно уровней  $f_m$  и  $f_z$  говорят о наличии развитого повреждения. Следует отметить, что с течением времени и при изменении

нагрузки уровень вибрации значительно изменялся, при этом наблюдались флуктуации промежуточных составляющих как по амплитуде, так и по частоте (на 11-й и 12-й гармониках частоты вращения быстроходного колеса). Уровень шумов не высок.

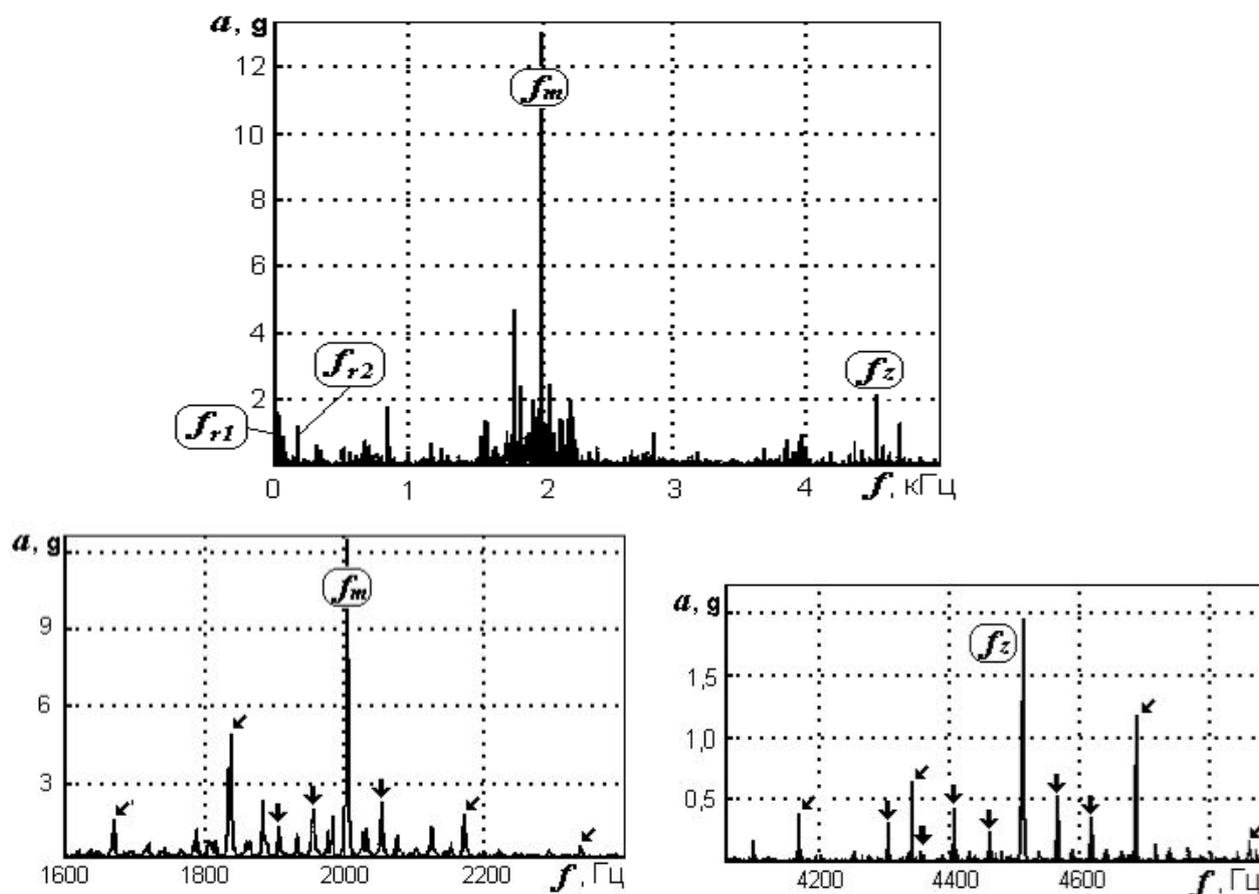


Рисунок 6. Спектр вибрации (с фрагментами) мультипликатора с развитым питтингом контактирующих поверхностей зубчатых колес

Перечисленные факты позволяют утверждать, что имеется эксплуатационный дефект зубчатой пары, связанный с обширным износом или поломкой зубьев. Наиболее вероятным следует считать питтинг, однако анализ спектров не позволяет сделать однозначного заключения.

Как говорилось ранее, определить и разграничить по спектру появление различных видов повреждений, особенно на ранней стадии их развития, бывает очень сложно. Более эффективен метод, основанный на анализе амплитудной огибающей узкополосного вибросигнала в области зубцовой частоты вибрации зубчатого зацепления и ее гармоник или иногда промежуточных частот. В качестве диагностических параметров питтинга можно использовать уровни спектральных составляющих на комбинационных (модуляционных) частотах.

Ниже приведены спектры амплитудной огибающей узкополосной вибрации той же контрольной точки мультипликатора с несущими частотами 2500 Гц (рисунок 7) и 4500 Гц (рисунок 8). Наибольшей информативностью обладает спектр амплитудной огибающей в окрестности зубцовой частоты  $f_z = 4501$  Гц. Появление ямки выкрашивания даже на одном зубе вызывает зна-

чительный рост (более 10 дБ) амплитуд гармоник (особенно второй) частот вращения колес, что позволяет диагностировать этот вид повреждения на стадии зарождения. Можно утверждать также, что поскольку вибрация на частоте, кратной частоте вращения быстроходного колеса, интенсивнее, степень его повреждений больше.

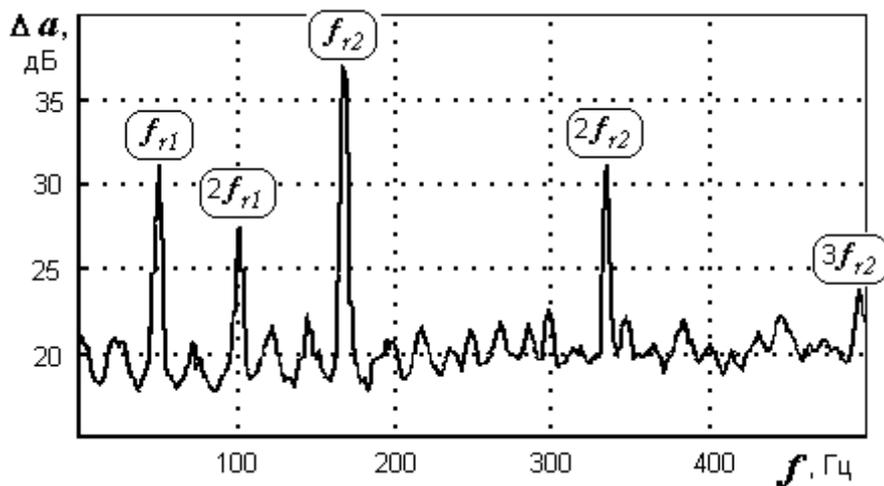


Рисунок 7. Спектр амплитудной огибающей узкополосной вибрации мультипликатора с несущей частотами 2500 Гц при развитии питтинга контактирующих поверхностей зубчатых колес

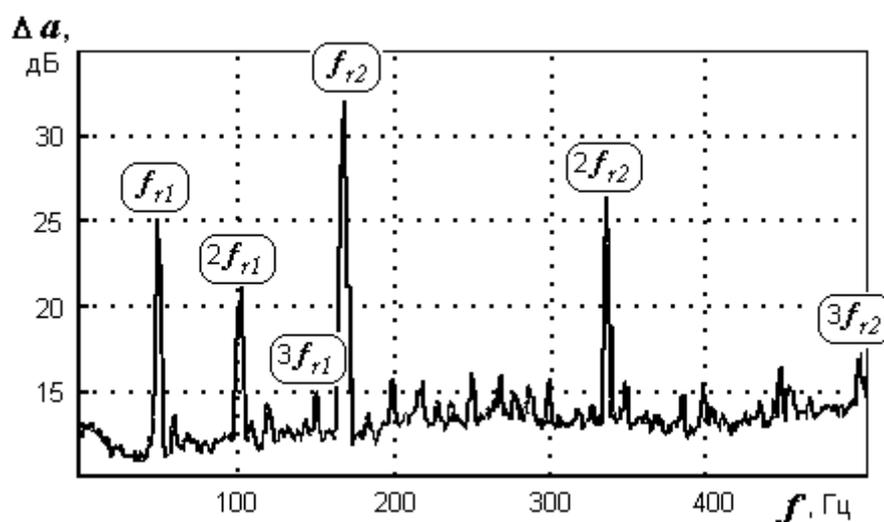


Рисунок 8. Спектр амплитудной огибающей узкополосной вибрации мультипликатора с несущей частотой 4500 Гц при развитии питтинга контактирующих поверхностей зубчатых колес

Хорошую информативность при выявлении питтинга имеет кепстр.

Существуют различные способы определения кепстра: квадрат косинусоидальной или синусоидальной составляющих Фурье-преобразования логарифмического спектра либо сумма квадратов косинусоидальной и синусоидальной составляющих Фурье-преобразования. Наибольшей помехоустойчивостью обладает кепстр, определяемый как косинусоидальная составляющая преобразования Фурье логарифмического спектра (псевдокорреляция).

В качестве диагностических признаков используются амплитуды кепстральных составляющих, иначе рахмоник (анаграмма термина гармоника), для временного отсчета – сачтота (анаграмма термина частота), соответствующая периоду частоты возбуждения.

Кепстральный анализ используется для идентификации серий гармоник и (или) боковых частот спектров для оценки их относительной мощности. Не вдаваясь в подробности математического преобразования, можно сказать, что кепстр мощности является как бы результатом частотного анализа результатов частотного анализа.

Серия импульсов во временной области (временном сигнале) отображается в частотной области (спектре) в виде дискретной составляющей (линии спектра) на частоте повторения импульсов и ее гармониках в соответствии с формой исходных импульсов. Подобно этому серия «периодических» дискретных составляющих частотного спектра отображается в кепстре в виде дискретной линии (серии дискретных линий). Вдоль оси абсцисс кепстра откладывают единицы времени в секундах или  $\Gamma\text{ц}^{-1}$ , а положение первой линии соответствует обратной величине просвета боковых полос или гармоник преобразуемого спектра.

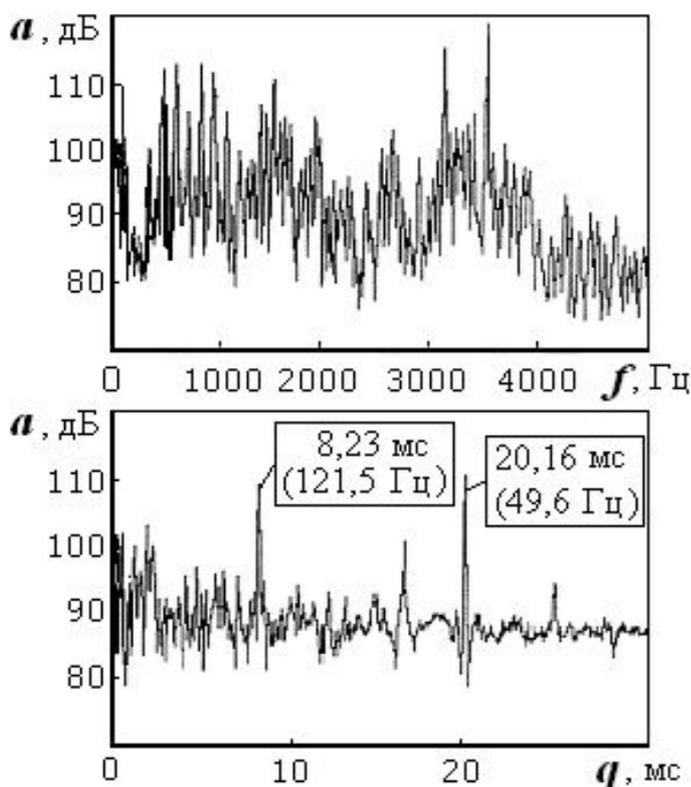


Рисунок 9. Спектр и кепстр мультипликатора изношенной зубчатой пары

На рисунке 9 приведены спектр и кепстр вибрации, измеренной на мультипликаторе, имеющем дефекты зубчатой пары. Анализируя спектр, показанный в верхней части рисунка, содержащий множество частотных составляющих, сложно определить, что он содержит две серии гармоник, свидетельствующих о наличии двух отдельных дефектов. В то же время кепстр, соответствующий этому спектру (внизу) и содержащий две преобладающие составляющие, позволяет легко определить наличие групп гармоник и (или) боковых частот, соответствующих этим составляющим, с частотами 49,6 Гц (сачтота 20,16 мс) и 121,5 Гц (сачтота 8,23 мс) соответственно.

Однако наличие составляющей на сачтоте 20,16 мс (49,6 Гц –  $f_{r1}$ , частота вращения ведущей шестерни) говорит о том, что она связана с высокочастот-

ными составляющими сигнала и соответствующими дефектами. Из этого можно заключить, что шестерня, вращающаяся на частоте 49,6 Гц ( $f_{r1}$ ), может иметь зарождающийся дефект, в то время как вал, вращающийся с частотой  $f_{r2}=121,5$  Гц (частота вращения ведомой шестерни), вероятно, имеет неуравновешенность ротора или другой развитый дефект, проявляющийся в области средних частот.

Наконец, кепстральный анализ в значительной степени нечувствителен к изменениям фазы исследуемых сигналов и к особенностям путей распространения механических колебаний. Например, кепстры механических колебаний одинаковых зубчатых передач, находящихся в различных агрегатах с одинаковой частотой вращения ротора, практически идентичны по частотному составу.

## 5. Трещины и излом зубьев зубчатых колес

Эти дефекты являются весьма опасными, поскольку разрушение зубьев (скол, поломка) часто приводит к отказу агрегата при попадании продуктов разрушения в зону зацепления или подшипники.

Появление локального повреждения в виде трещины или скола зубьев может приводить к увеличению деформации собственно зубьев и, достаточно редко, деформации ободьев зубчатых колес, как изгибной, так и контактной ее составляющих. Как и в случае питтинга, жесткость зацепления передачи в момент контактирования зуба, имеющего дефект, уменьшается, что происходит 1 раз за оборот вала ( $f_r$ ), а также происходят флуктуации давления в упруго-гидродинамическом контакте в момент контактирования поврежденного зуба, что приводит к увеличению глубины амплитудной модуляции в виброакустическом сигнале. Эти явления сопровождаются ростом шума в вибрационном сигнале и амплитуд гармоник оборотной частоты  $k \times f_r$ , возрастанием амплитуд комбинационных частот  $m \times f_z \pm n \times f_r$  и флуктуацией амплитуд резонансных частот. Достаточно часто наблюдается появление и (или) существенный рост промежуточных частот.

Методы диагностирования питтинга вполне пригодны для диагностирования скола или поломки зубьев. При таких дефектах глубина модуляции растет еще больше (по сравнению с выкрашиванием). Кроме того, при появлении трещины или скола зуба жесткость в момент зацепления резко падает и происходит преждевременный вход в зацепление следующей, за дефектными, пары зубьев, сопровождающийся ударом. На кривой вибрационного сигнала появляются импульсы, амплитуда которых зависит от степени развития дефекта.

Приведенные на рисунке 10 вибрационный сигнал измерен на редукторе клетки прокатного стана, имеющего зубчатую пару с прямозубой передачей. При ревизии зубчатого зацепления клетки были обнаружены износ подшипников скольжения и зубчатой пары, нарушение соосности валов и разрушение зуба одного из колес. Частота вращения колес  $f_r \approx 8,2$  Гц, колеса имеют по 21 зубу. Зубцовая частота ( $f_z$ ) составляет примерно 172 Гц, а каждая пара зубьев входит в контакт примерно через каждые 122 мс.

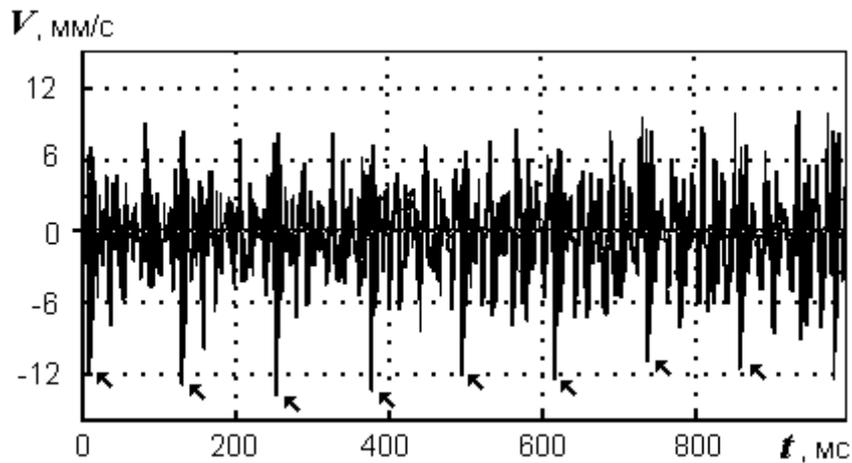


Рисунок 10. Форма и спектр сигнала вибрации редуктора при поломке зуба одного из зубчатых колес

Наклонными стрелками на кривой сигнала вибрации (рисунок 10) помечены следующие один раз за оборот зубчатого колеса (через каждые 122 мс) ударные импульсы, величина некоторых из них превышает 13 мм/с. Коэффициент вариации достигает величины 4,7.

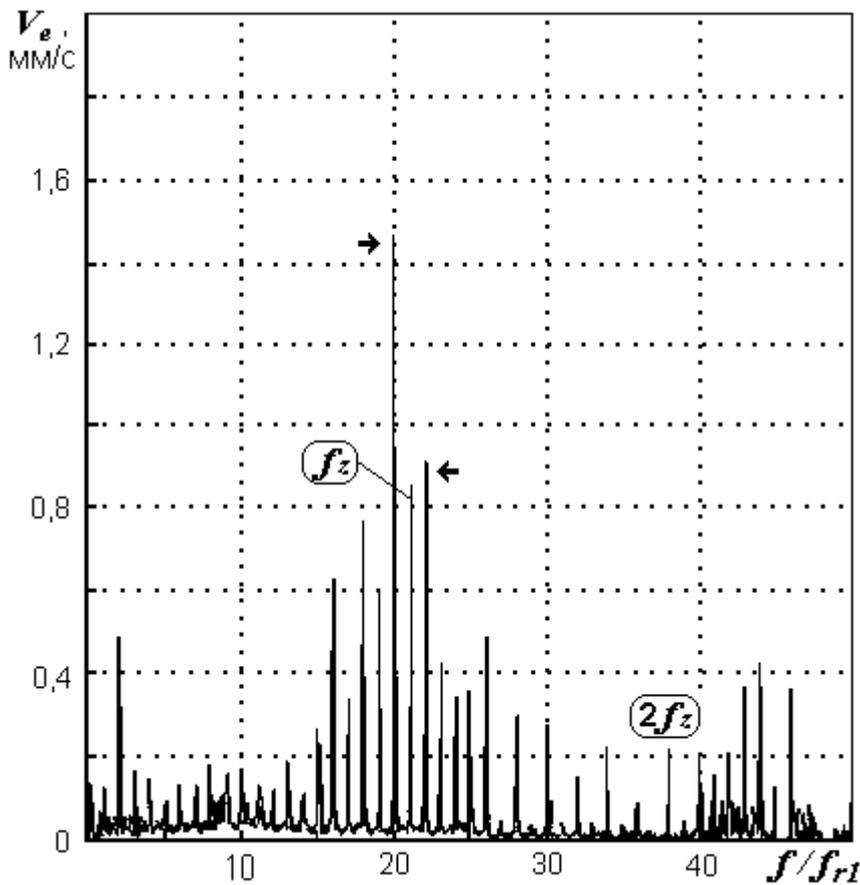


Рисунок 11. Спектр сигнала вибрации редуктора при поломке зуба одного из зубчатых колес

Спектр вибрации (рисунок 11) имеет все диагностические признаки, присущие эксплуатационному износу зубьев: гармонические составляющие частоты вращения колес  $k \times f_r$ , составляющие на зубцовой ( $m \times f_z$ ) и комбинационных частотах  $m \times f_z \pm n \times f_r$  при заметном уровне шумов.

Вторая гармоника частоты вращения ротора указывает на расцентровку. В то же время некоторые боковые частотные составляющие, помеченные горизонтальными стрелками, по величине превосходят вибрацию на зубцовой час-

тоте, что говорит о высокой амплитудной (и, возможно, частотной) модуляции. Такая же картина наблюдается и вокруг второй гармоники зубцовой частоты.

Параметры процесса модуляции и периодические ударные импульсы на кривой сигнала вибрации являются простым и надежным способом диагностирования трещин, сколов и поломок зубьев. Их количественный анализ еще более упрощается при применении синхронного накопления или кепстрального анализа.

Поскольку при появлении трещины или излома зуба жесткость зацепления в момент контакта дефектного зуба резко уменьшается, следующая пара зубьев входит в зацепление преждевременно, а момент входа сопровождается ударом. Амплитуда ударного импульса пропорциональна степени развития дефекта (трещины или излома). Частота заполнения импульса равна, вероятнее всего, собственной частоте зубчатого элемента. Таким образом, рассматривая форму сигнала передачи с подобным дефектом, иногда возможно обнаружить ударные импульсы, проявляющиеся при синхронном накоплении.

## 6. Заедание зубчатых колес

При заедании происходит молекулярное соединение контактирующих поверхностей зубьев под действием высокого давления, когда происходит разрыв масляной пленки. В результате возникает адгезионный износ, протекающий в несколько этапов: начальная фаза, натир (характеризующийся схватыванием и разрушением локальных участков контактирующих поверхностей зубьев) и прогрессирующий этап, часто имеющий скоротечный экспоненциальный вид, завершающийся заеданием с пластической деформацией контактирующих поверхностей.

Заедание, в большинстве случаев, связано с перекосом зубчатого зацепления и вызывается, как правило, несоосностью (перекрещиванием осей) сопрягаемых валов.

Заедание зубчатых колес обычно сопровождается изменением амплитуд гармоник зубцовой частоты  $k \times f_z$ , ростом амплитуд комбинационных частот  $m \times f_z \pm n \times f_r$ , флуктуациями амплитуд промежуточных частот, расширением полосы спектральных компонент  $k \times f_z$  и нерегулярными выбросами во временной развертке сигнала. Важно, что вышеперечисленные признаки, присущие и другим дефектам, крайне усложняют процесс диагностики с помощью спектрального анализа вибрации и не позволяют однозначно установить заедание, особенно на начальной стадии.

Однако, исследуя частотную модуляцию на зубцовых частотах, а точнее изменение уровней (глубину модуляции) спектральных составляющих на частотах вращения роторов, можно распознавать заедание на начальном этапе.

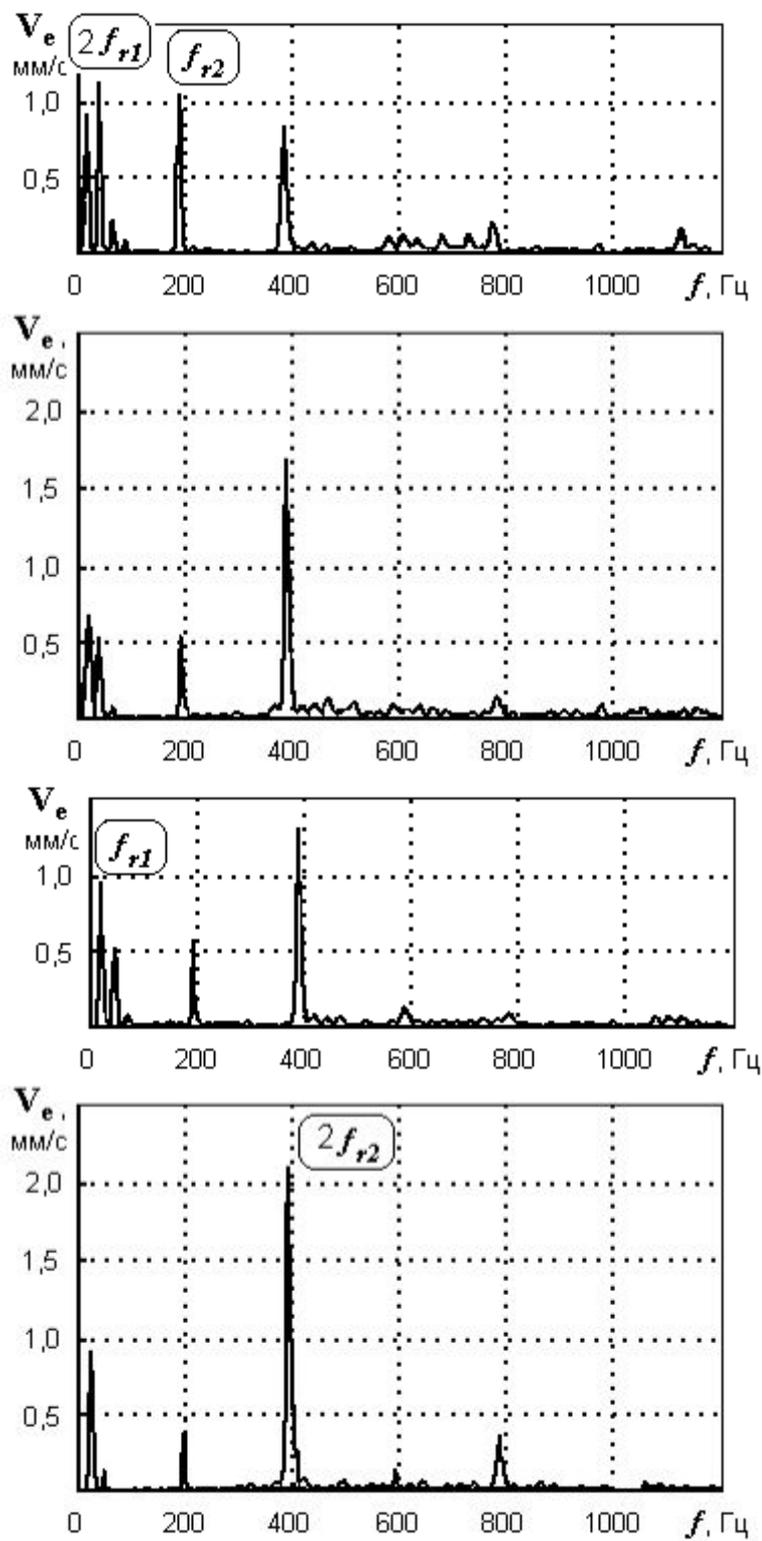


Рисунок 12. Спектры вибрации мультипликатора при нарушении соосности валов

На рисунке 12 приведены спектры вибрации установленного между электродвигателем и компрессором мультипликатора с шевронной зубчатой передачей, состоящей из двух колес, с частотой вращения тихоходного колеса примерно 24,6 Гц и быстроходного колеса примерно 197,5 Гц. Монтаж был выполнен с нарушением соосности валов, что вызвало перекося осей зубчатых колес.

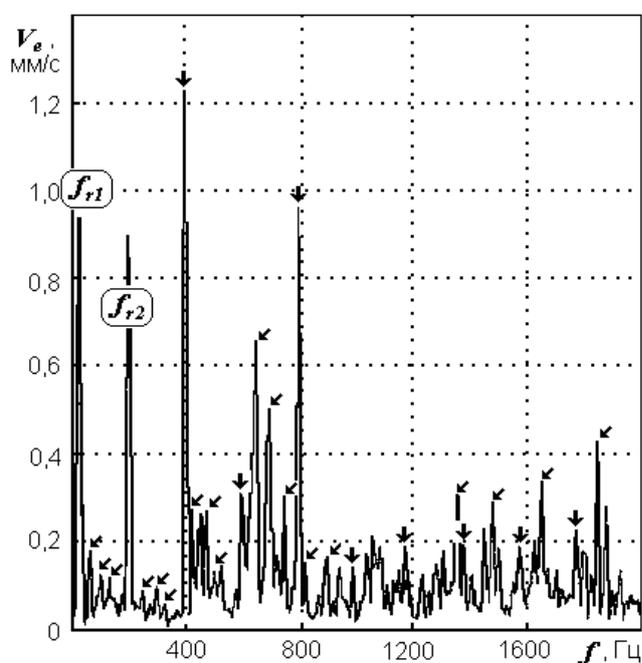
Измерения проводились со стороны тихоходного (вверху) и быстроходного (внизу) колес в вертикальном и осевом направлениях.

В принципе, нарушение соосности валов зубчатых колес имеет те же диагностические признаки, что и расцентровка валов узлов агрегата, с той лишь разницей, что в сигнале вибрации могут присутствовать гармонические составляющие частот вращения обоих валов расцентрованных колес.

В приведенном примере практически во всех спектрах вибрации наблюдаются частотные составляющие, характерные для нарушений соосности (перекоса осей валов) – составляющие на оборотной частоте и гармониках обоих колес  $k \times f_{r1}$  и  $k \times f_{r2}$ , причем, в большинстве случаев, существенно преобладают первая и (или) вторая гармоники. В качестве диагностических параметров можно использовать уровни амплитуд вибрации на первой и второй гармониках частоты вращения обоих колес.

При нарушениях соосности количественные характеристики частотных компонент (для различных точек измерения и пространственных составляющих вибрации) могут отличаться в значительных пределах в зависимости от взаимного положения осей валов, как и при нарушении центровки узлов агрегата. Кроме того, они зависят от множества других параметров: нагрузки, характеристики смазки и т.д.

В качестве дополнительного диагностического признака нарушения соосности валов колес можно рассматривать изменение величин частотных составляющих  $k \times f_{r1}$  и  $k \times f_{r2}$  при пуске холодного агрегата и его дальнейшей работе при неизменной нагрузке. В процессе прогрева колес величины этих составляющих могут непрерывно меняться в течение сравнительно короткого (до двух часов) промежутка времени в значительных пределах, после чего вибрация стабилизируется.



*Рисунок 13. Спектр вибрации мультипликатора со стороны тихоходного вала в вертикальном направлении при увеличенном боковом зазоре между зубчатыми колесами*

На рисунке 13 приведен спектр вибрации мультипликатора с прямозубой зубчатой передачей, установленного между электродвигателем и компрессором, с частотой вращения тихоходного колеса примерно 24,6 Гц ( $f_{r1}$ ) и быстроходного колеса примерно 195,5 Гц ( $f_{r2}$ ). Монтаж был проведен с нарушением

установки бокового зазора (превышено номинальное значение бокового зазора).

В принципе, нарушение (превышение) бокового зазора имеет те же диагностические признаки, что и нарушения жесткости, с той лишь разницей, что в сигнале вибрации могут присутствовать гармонические составляющие частот вращения обоих валов.

Спектр вибрации имеет частотные составляющие, характерные для нарушений жесткости – составляющие на оборотной частоте и ее гармониках обоих колес  $m \times f_{r1}$  и  $n \times f_{r2}$ , причем, в большинстве случаев, наблюдается достаточная интенсивность гармоник с номерами до 20 и более. При нарушениях бокового зазора величины частотных составляющих (для различных мест и направлений измерения вибрации) и их соотношения между собой могут отличаться и зависеть от тех же параметров, что и нарушения жесткости.

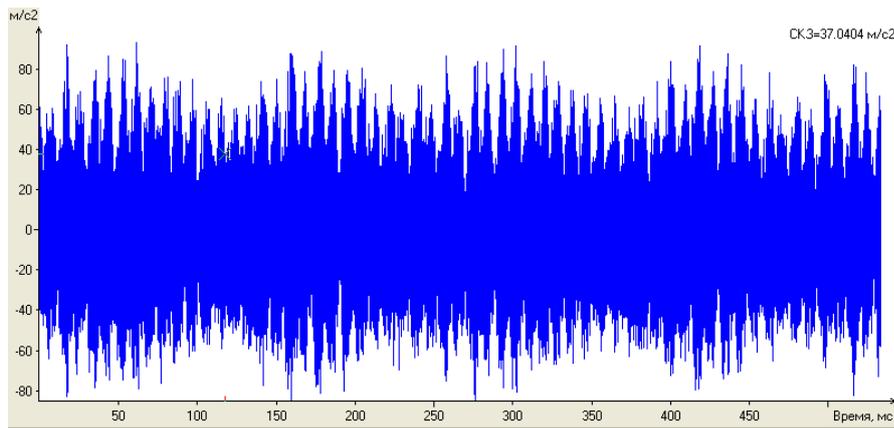
В приведенном спектре вибрации вертикальными стрелками помечены гармоники частоты вращения ротора быстроходного колеса и наклонными стрелками – гармоники тихоходного колеса. При этом отмечается высокая гармоническая активность: интенсивность гармонических компонент оборотной частоты тихоходного колеса в области (50...80)-й гармоник не ниже, чем в области (2...20)-й.

Можно отметить также сравнительно высокий уровень шумов в широкой полосе частот (практически по всему спектру), характерный для нарушений жесткости.

Рост общего уровня спектральных составляющих вибрации наблюдается практически во всем частотном диапазоне. Общее увеличение уровня вибрационного сигнала, особенно его высокочастотной области, определяющее степень развития износа поверхностей зубьев, привело к появлению в спектре широкополосных областей с достаточно высоким уровнем шума.

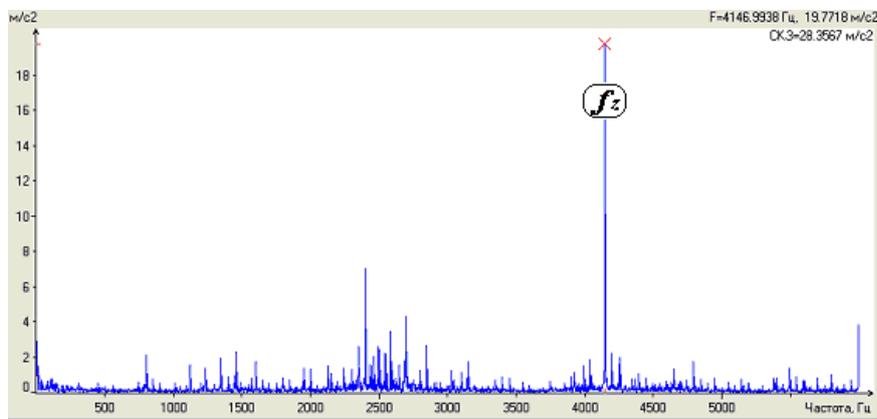
Методы диагностирования заедания аналогичны методам диагностирования выкрашивания зубьев и основаны на исследовании частотной модуляции основных частот возбуждения. При заедании на кривой виброускорения наблюдаются нерегулярные выбросы, но они мало изменяют спектр сигнала и сходны с выбросами, которые могут быть вызваны некоторыми другими дефектами зацепления.

Приведенные ниже данные собраны на мультипликаторе, установленном между электродвигателем и центробежным компрессором агрегата, зубчатая пара шевронной передачи которого имела абразивный износ. Это было установлено непосредственно после измерений и остановки агрегата при ревизии мультипликатора. Число зубьев колеса  $z_1 = 158$  шт.; число зубьев шестерни  $z_2 = 39$  шт.; передаточное число  $i = 4,05$ .



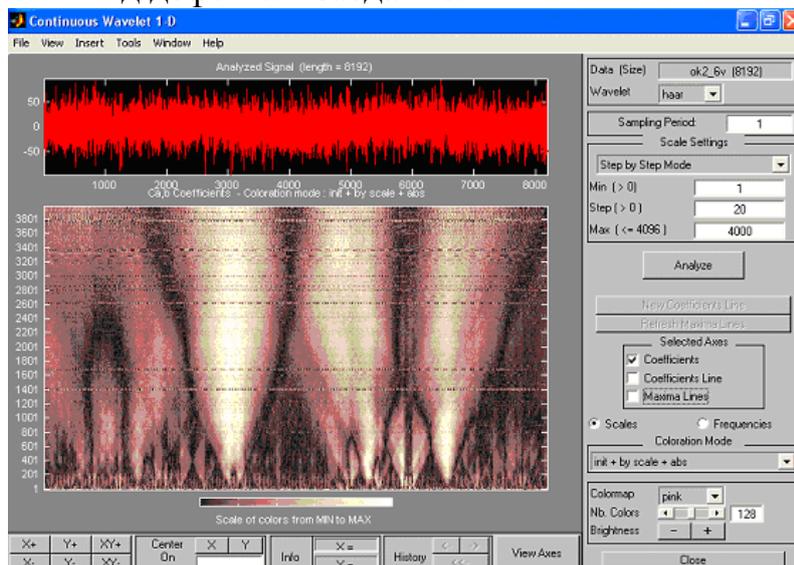
*Рисунок 14. Форма сигнала вибрации для нормального состояния зубчатой пары*

Кривая сигнала вибрации (рисунок 14) имеет характерные признаки модуляции и выбросы, величина некоторых из них превышает  $10g$ . Коэффициент вариации достигает величины 4,4. В спектре этого виброакустического сигнала не отмечается никаких особенностей, кроме активности зазубчатой частоте (рисунок 15).



*Рисунок 15. Спектр сигнала вибрации для нормального состояния зубчатой пары*

Однако вейвлет преобразование этого сигнала (рисунок 16) указывает на появление зарождающегося заедания в мультипликаторе. Однако на основе анализа формы и спектра сигнала вибрации затруднительно выявить конкретный вид дефекта – заедание.



*Рисунок 16. Вейвлет-преобразование сигнала вибрации для нормального состояния зубчатой пары*

Спектр вибрации, снятый спустя месяц (рисунок 17), имеет признаки эксплуатационного износа зубьев: комбинационные частотные составляющие  $f_z \pm n \times f_r$  вокруг зубцовой частоты  $f_z$ , промежуточные частотные составляющие  $f_m$  также с боковыми частотами и заметный уровень шумов. Наклонными стрелками помечены некоторые боковые частоты вокруг  $f_z$ , величина и количество которых говорят о возможной частотной модуляции.

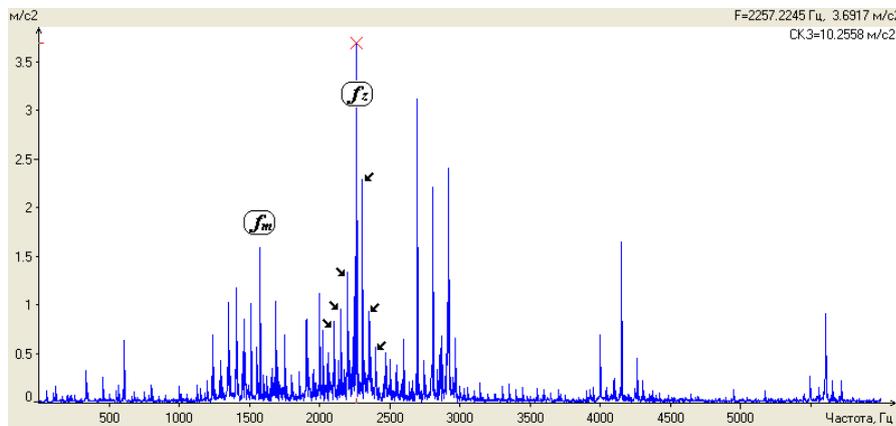


Рисунок 17. Спектр сигнала вибрации для дефектного состояния зубчатой пары

Для эффективного диагностирования заедания колес нужно исследовать частотную модуляцию на одной из частот возбуждения зубчатых колес. На рисунке 18 приведен спектр частотной модуляции первой гармоники зубцовой частоты  $f_z = 2050$  Гц, измеренной непосредственно в начале развития процесса заедания, а на рисунке 19 – в процессе развития дефекта.

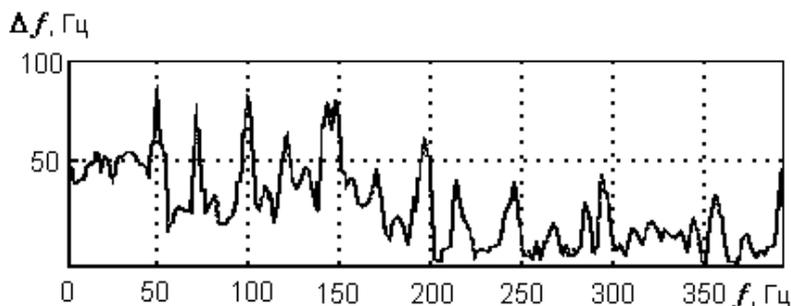


Рисунок 18. Спектр частотной модуляции первой гармоники зубцовой частоты при бездефектном состоянии зубчатой пары

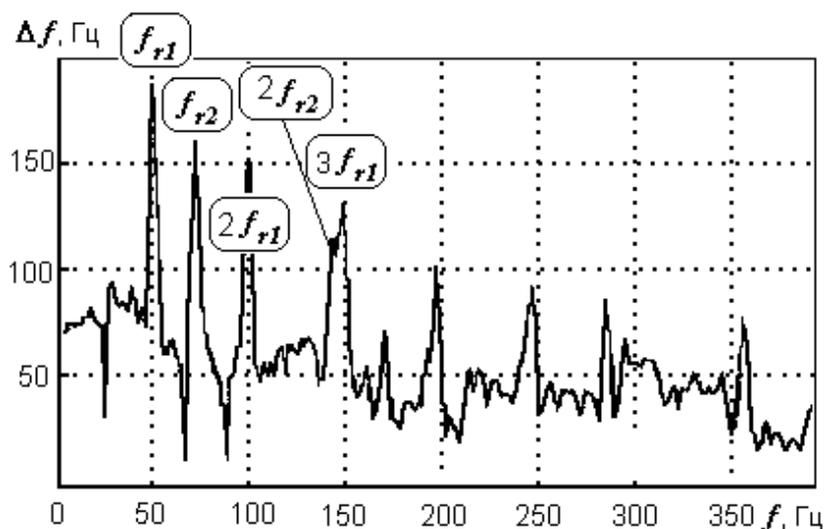


Рисунок 19. Спектр частотной модуляции первой гармоники зубцовой частоты при заедании зубчатых колес

По мере развития заедания в приведенном случае произошел значительный рост уровней спектральных составляющих на частотах вращения роторов и их гармониках как тихоходного, так и быстроходного колес (рисунок 19).

Таким образом, применяя этот метод, можно диагностировать заедание на ранней стадии развития.

## **Лекция 16. НАРУШЕНИЯ ГИДРО- И АЭРОДИНАМИКИ ПОТОКА И ПУЛЬСАЦИЯ ДАВЛЕНИЯ**

Причинами нарушения динамики потока являются потокосоздающие и теплопроводящие элементы – распределительная, регулирующая и запорная арматура, приводная (движущаяся в потоке) и направляющая часть оборудования, уплотнения и др.

Источником вибрации при этом является турбулентность движущегося потока, создающего:

- вихреобразования, возникающие вокруг препятствий распределительной, регулирующей, запорной арматуры, изгибов теплопроводов и элементов изменения их сечения, на кромках всасывающих и нагнетающих патрубков, рабочих и направляющих лопаток;
- случайные пульсации давления в пристенном слое;
- неоднородности потока на выходе и входе направляющих лопаток, на входе и выходе лопаток рабочего колеса и языка спирали;
- гидродинамическую неуравновешенность рабочего колеса насосов;
- кавитацию в потоке жидкости насосов;
- помпаж в компрессоре и др.

В проточной части турбин и компрессоров, вентиляторов и воздуходувок существует множество возможных источников возникновения сил аэродинамического возмущения, из которых наиболее существенные обусловлены окружающей динамической неравномерностью зазоров в уплотнениях из-за изгибных колебаний роторов.

### **1. Пульсации давления при турбулентности потока и вихреобразовании**

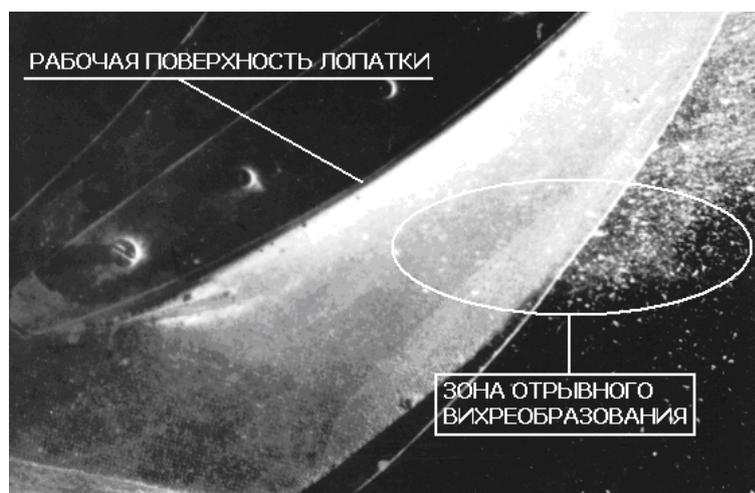
Пульсации давления в потоке и создаваемая ими вибрация преимущественно носят случайный характер. Величина пульсаций давления в потоке зависит от конструкции проточной части и скорости потока. Связь вибрации и конструктивных параметров устанавливается экспериментально. Интенсивность пульсаций пропорциональна плотности движущейся жидкости или газа и (2...3)-й степени скорости потока. Вибрация в спектре пульсации имеет случайный характер и проявляется в широкой полосе частот с приблизительно постоянным уровнем до 1000...2000 Гц при дальнейшем снижении на 6...12 дБ при возрастании частоты на октаву. Пульсации давления в подавляющем большинстве случаев не определяют уровень вибрации агрегата, достаточно малы и сами по себе не опасны. Однако они, несмотря на малую величину, во многих случаях возбуждают резонансные колебания корпусов, трубных обвязок и крепежных систем агрегата.

**Турбулентность движущегося потока** – основной источник вибрации прямых теплопроводов постоянного сечения прямоугольной или круглой фор-

мы, длина которых много больше диаметра. Как и пульсации давления в потоке, турбулентные пульсации давления в пристенном слое обычно невелики и не определяют уровень вибрации механизмов.

Пульсация давления в пристенном слое передается на стенки трубопровода, и возникающая при этом вибрация зависит от соотношения плотностей стенок трубы и среды, скоростей звука в среде и трубе, от толщины стенки трубы и ее радиуса и, наконец, от величины пульсаций давления (квадрата скорости потока).

**Вихреобразование в потоке** возникает при изменении сечения трубопровода, при резких изменениях направления, при прохождении потоком распределительной и регулирующей арматуры, на кромках лопастей (рисунк 1), входных и выходных патрубках, что приводит к случайным пульсациям давления, вызывающим колебания корпусов, труб (обтекаемых препятствий) и рабочих лопаток. Интенсивность пульсаций давления при вихреобразовании и неизменных характеристиках перекачиваемой среды зависит от коэффициента сопротивления препятствия и третьей степени скорости потока, а также некоторых других, в том числе конструктивных и эксплуатационных параметров.



*Рисунок 1. Картина течения при срыве воздушного потока с рабочей лопатки центробежного вентилятора*

Известно, что при изгибах труб и локальных препятствиях пульсация давления ниже, чем на линейных участках. Однако при движении рабочих лопаток относительно перекачиваемой среды ситуация существенно меняется. Кроме того, при вихреобразовании источник пульсации давления можно считать точечным, в отличие от турбулентности потока, при которой источник колебаний, хотя и более интенсивный, имеет пространственную протяженность.

В качестве примера резонансных колебаний агрегата, вызванных пульсациями давления при турбулентности потока и вихреобразовании в проточной части центробежного агрегата, можно привести следующий. Вентилятор с консольным ротором и выносными подшипниками качения, приводимый асинхронным электродвигателем мощностью 450 кВт, обычно работал с частотой вращения ротора 24,1 Гц при номинальной нагрузке и к моменту измерений находился в эксплуатации 8 лет. В результате естественного износа за год до проведения диагностического обследования вышло из строя «фирменное» рабочее колесо вентилятора и было заменено колесом собственного заводского изгото-

товления со спрямленными лопатками. Количество лопаток— 9. Корпус и основание вентилятора были выполнены из листовой стали, имеющей ребра жесткости, и соединены в общую несущую конструкцию общей высотой 4 м. По окончании ремонтных работ (в том числе замены рабочего колеса) и выводе агрегата из ремонта была обнаружена вибрация, многократно превышающая допустимые значения ( $V_{СКЗ} = 30...40$  мм/с). Впоследствии резко сократился межремонтный период: с интервалом в несколько месяцев стали выходить из строя подшипники качения вентилятора и двигателя.

На предприятии имелось еще два таких вентилятора, работающих удовлетворительно. На рисунке 2 приведена схема агрегата с указанием контрольных точек, а на рисунке 3— распределение вибрации по основным контрольным точкам на вентиляторе.

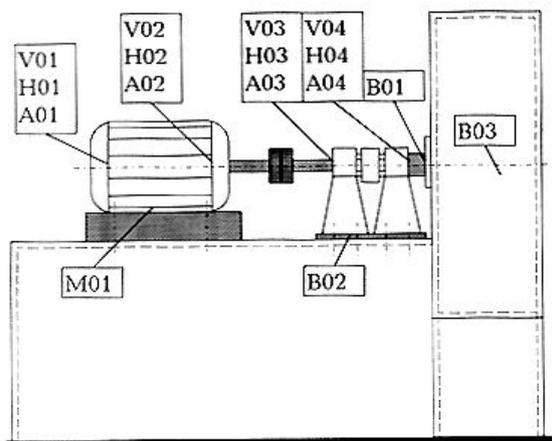


Рисунок 2. Схема контрольных точек на вентиляторе, установленном на тонкостенном основании

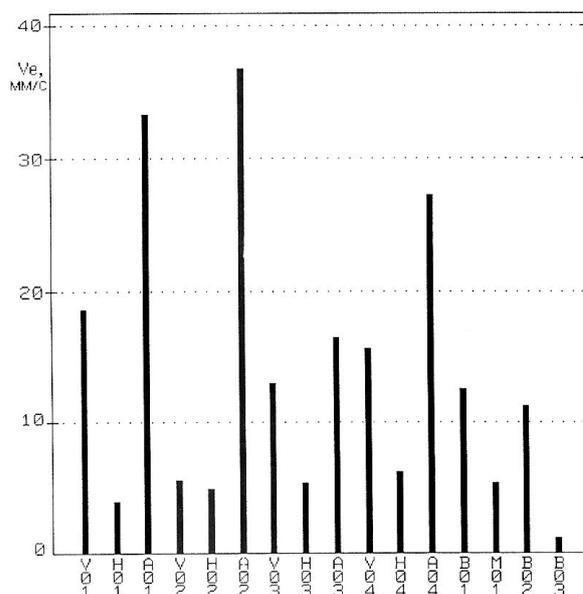
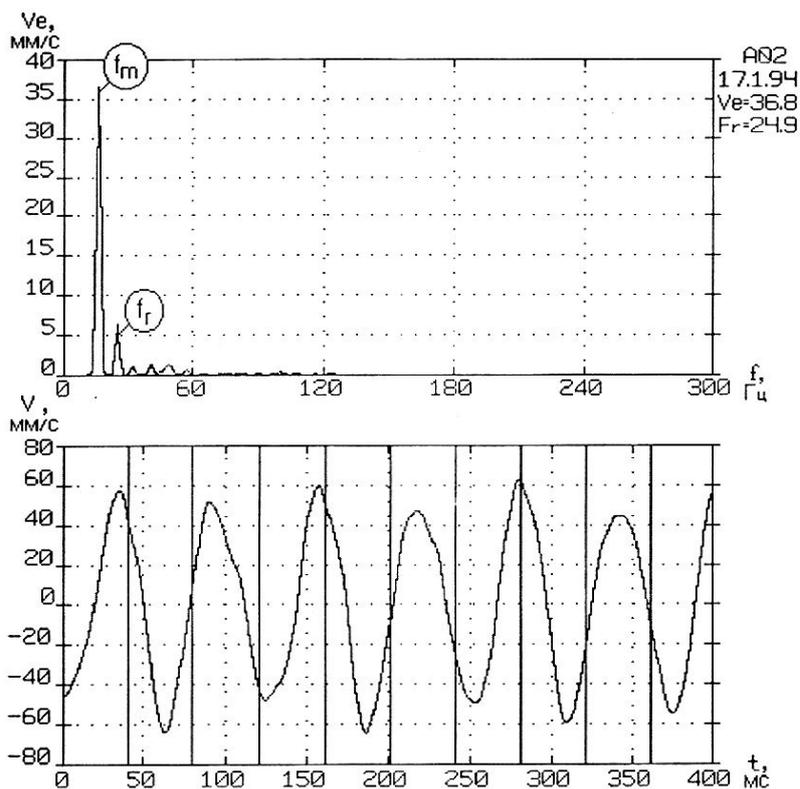


Рисунок 3. Распределение интенсивности вибрации по контрольным точкам вентилятора

Высокий уровень вибрации наблюдается на всех подшипниковых опорах и щитах агрегата, а также опорной системе агрегата и корпусе вентилятора и достигает максимальных значений в осевом направлении. СКЗ виброскорости превышает 36 мм/с (передний подшипниковый щит электродвигателя, осевая составляющая, точка A02) и превосходит предельно допустимое значение вибрации для эксплуатации такого типа вентиляторов примерно в 5 раз.

На рисунке 4 приведены форма и спектр сигнала вибрации контрольной точки A02 с максимальным значением вибрации.

Величина оборотной составляющей на частоте вращения ротора, помеченная на графике спектра индексом  $f_r$ , составляет около  $V_{СКЗ} = 5$  мм/с. В низкочастотной области спектра присутствует составляющая на частоте 16,14 Гц, помеченная индексом  $f_m$ , значение которой составляет приблизительно 36 мм/с (примерно в 7 раз превышает вибрацию на частоте вращения ротора). Наблюдаются также высшие гармоники этой частотной составляющей и обертоны оборотной частоты, их значения сравнительно малы.



*Рисунок 4. Спектр и форма спектр сигнала виброскорости в контрольной точке A02*

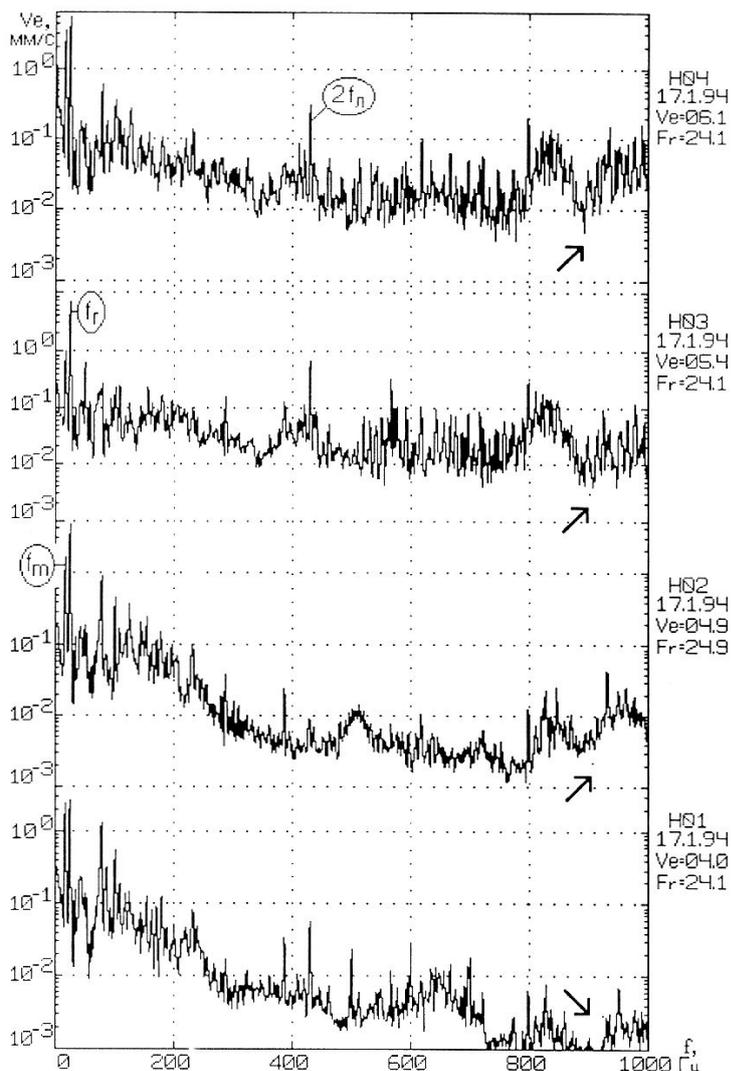
На осциллограмме вибрационного сигнала вертикальными линиями помечены временные интервалы, соответствующие одному обороту ротора. Пиковое значение виброскорости достигает 64 мм/с, форма кривой вибрации и амплитуда нестабильны, пиковое значение флуктуирует в интервале от 64 до 45 мм/с (изменения до 30 %).

Соотношение уровней вибрации по направлениям измерения на различных подшипниках агрегата и наличие характерных признаков нарушений жесткости системы на временной развертке сигнала свидетельствовали в пользу возникновения резонансных колебаний опорной конструкции вентилятора на частоте 16,14 Гц (см. графики на рисунках 3 и 4).

Для проверки предположения о возникновении резонансных колебаний корпуса вентилятора и его основания был использован метод свободных колебаний, выявивший наличие резонанса опорной сварной тонкостенной конструкции на частоте 16,2 Гц.

Наиболее вероятной причиной возбуждения резонансных колебаний было нарушение аэродинамики потока, вызванное применением рабочего колеса вентилятора со спрямленными лопатками (в этом случае происходит повышенное вихреобразование). Для вибрации, вызываемой пульсациями давления и вихреобразованием, характерно наличие в спектре широкополосных областей случайной вибрации и вибрации на лопастной частоте. При этом силы возбуждения и вызываемая ими вибрация, как правило, невелики.

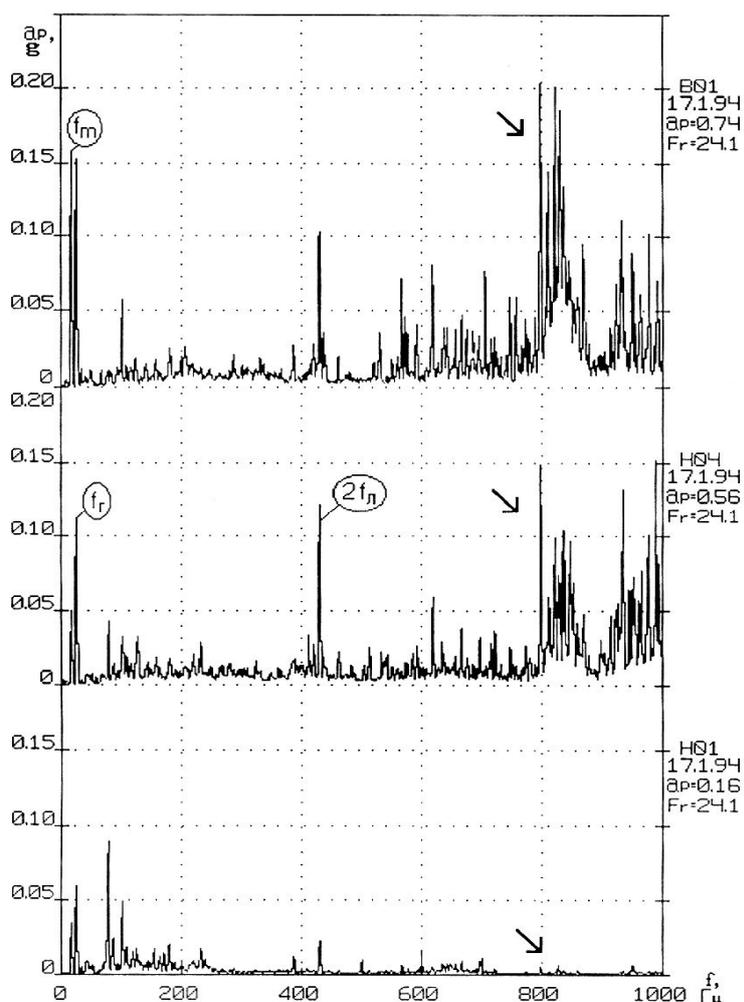
На рисунке 5 приведены спектры вибрации подшипниковых щитов электродвигателя и опор вентилятора в горизонтальном направлении (графики приведены снизу вверх по мере приближения к корпусу вентилятора).



*Рисунок 5. Спектры вибрации подшипниковых опор вентилятора и щитов электродвигателя в горизонтальном направлении*

На графиках спектров индексом  $f_r$  помечена частота вращения ротора, индексом  $f_m$  – резонансная частота основания, индексом  $2 \times f_r$  – вторая гармоника лопастной частоты, а наклонными стрелками – области случайной широкополосной вибрации. По мере удаления контрольных точек от вентилятора вибрация в этой области затухает. В то же время появление случайной широкополосной вибрации возможно также и при некоторых других дефектах агрегатов, например при дефектах подшипников качения.

Для высокочастотной вибрации характерно затухание колебаний по мере удаления от источника колебаний, что и наблюдается на примере приведенных на рисунке 6 спектров вибрации, измеренных в горизонтальном направлении (см. области, помеченные наклонными стрелками). На корпусе вентилятора и его подшипниковых опорах наблюдается вибрация на лопастной частоте ( $f_l$ ). Также следует обратить внимание на то, что вибрация на резонансной частоте 16,2 Гц ( $f_m$ ) на корпусе вентилятора выше, чем в других контрольных точках. Появление достаточно интенсивной высокочастотной вибрации на корпусе вентилятора не могла бы вызываться дефектами подшипников качения (или другими дефектами механического происхождения), поскольку расстояние от подшипниковых опор вентилятора до выходного патрубка более двух метров.



*Рисунок 6. Спектры виброускорения заднего подшипника электродвигателя, заднего подшипника вентилятора и корпуса вентилятора в районе выходного патрубка*

Таким образом, пульсация давления, обусловленная вихреобразованием потока в области рабочего колеса и выходного патрубка, причиной чего является нарушение формы лопаток рабочего колеса, приводит к опасным резонансным низкочастотным колебаниям опорной части этого агрегата и существенному уменьшению его межремонтного пробега.

## **2. Неоднородность потока в проточной части центробежных агрегатов**

Неоднородность потока в проточной части – один из наиболее характерных и интенсивных источников гидродинамических колебаний центробежных насосов, аэродинамических колебаний вентиляторов и реже – компрессоров и турбин. Причина этих колебаний – гидро- и аэродинамические силы от неоднородности потока на входе (при наличии направляющих лопаток) и выходе из рабочего колеса, т.е. неравномерность поля скоростей и давлений по шагу между лопастями колеса.

При вращении рабочего колеса насоса происходит циркуляция рабочей среды вокруг лопасти, а также наблюдается резкое снижение скорости при обтекании вращающихся лопастей. Механизм возникновения вибрации, связанный с неоднородностью потока за колесом и вызываемый приведенными фак-

торами, срабатывает при наличии в потоке препятствия в виде языка спирального отвода.

Первичным явлением в потоке жидкости следует считать появление импульсов давления (неравномерности распределения давлений) при прохождении лопастей рабочего колеса мимо языка или входных лопаток (в проточных каналах). По частотному составу пульсация этих сил является сложным колебательным процессом, содержащим компоненты на частоте вращения ротора, лопастной частоте и их гармониках, а также боковых частотах вокруг лопастных составляющих. Эти импульсы давления носят гармонический характер. Частота следования лопастных импульсов зависит от частоты вращения ротора, числа лопастей рабочего колеса и количества лопаток направляющего аппарата на входе и выходе.

В простейшем случае она определяется по формуле

$$f_{л} = k \times Z_{л} \times f_{r},$$

где  $f_{л}$  – лопастная частота,  $Z_{л}$  – число рабочих лопастей колеса;  $f_{r}$  – частота вращения ротора;  $k$  – натуральное число.

Если имеются направляющие лопатки на выходе рабочего колеса, то приведенное выше выражение принимает вид

$$f_{л} = k \times Z_{л} \times Z_{н} \times f_{r},$$

где  $Z_{н}$  – число неподвижных направляющих лопаток.

Если имеются лопатки на входе рабочего колеса, то возможно также появление вибрации на лопаточной частоте (и ее гармониках) входного направляющего лопаточного аппарата  $k \times Z_{н} \times f_{r}$  и (или) на суммарных и разностных частотах, например,  $k \times f_{л} \pm m \times f_{н}$  ( $f_{н} = Z_{н} \times f_{r}$ , здесь  $k, m$  – натуральные числа), а также других частотах.

Могут быть два типа источников лопастных колебаний, действующих с основной лопастной частотой: нестационарный возбуждающий момент и пульсация давления газа или жидкости. При проходе лопаток мимо языка возникает пульсация давления, воздействующая на стенки корпуса и вызывающая их колебания на лопастных частотах. При этом могут возникать также крутильные колебания корпуса под действием нестационарного крутящего момента. Динамические силы могут иметь радиальное и осевое направление.

Уровень вибрации механизмов на лопастной частоте и ее гармониках зависит от окружной скорости рабочего колеса и расстояния от внешней кромки лопастей до языка. Увеличение расстояния относительно номинального в два раза снижает уровень вибрации на 4...6 дБ, однако с ростом зазора падает производительность. Уровень вибрации на лопастной частоте пропорционален 2-3 степени (в зависимости от конструктивных особенностей) частоты вращения ротора. В настоящее время отсутствуют достаточно простые зависимости для расчета пульсации давления на лопастных частотах, поскольку на характер и величину динамических процессов влияет множество конструктивных параметров. Но можно сказать, что вибрация выше у механизмов с рабочими колесами, имеющими параллельные торцевые поверхности рабочих колес относи-

тельно языка спирального отвода.

Неоднородности потока в проточной части, вследствие нарушения технологии изготовления и сборки деталей проточной части (разброс гидродинамических характеристик лопастей, статический и динамический эксцентриситеты между рабочим колесом и корпусом и др.), могут вызывать несоблюдение расчетных (нормативных) технологических режимов эксплуатации центробежных агрегатов и эксплуатационный износ деталей проточной части (в основном лопастей рабочих колес).

Статистические данные показывают, что при отсутствии дефектов изготовления, монтажа, эксплуатационного износа и соблюдении номинальных (оптимальных) технологических режимов эксплуатации вибрация на лопастных частотах центробежных агрегатов не является в основном определяющей компонентой в общем уровне вибрации агрегата, а в спектре виброскорости редко доминирует.

При несоблюдении номинальных (оптимальных, расчетных) технологических режимов эксплуатации насосов, например, при работе в области малых подач, часто возникает неоднородность потока, которая может сопровождаться начальной (мягкой) формой кавитации. В этом случае типично присутствие вибрации на лопастной частоте (иногда при этом появляется вибрация на боковых частотных составляющих), которая может значительно превосходить вибрацию на частоте вращения ротора. Иногда могут появляться колебания в инфразвуковой области спектра.

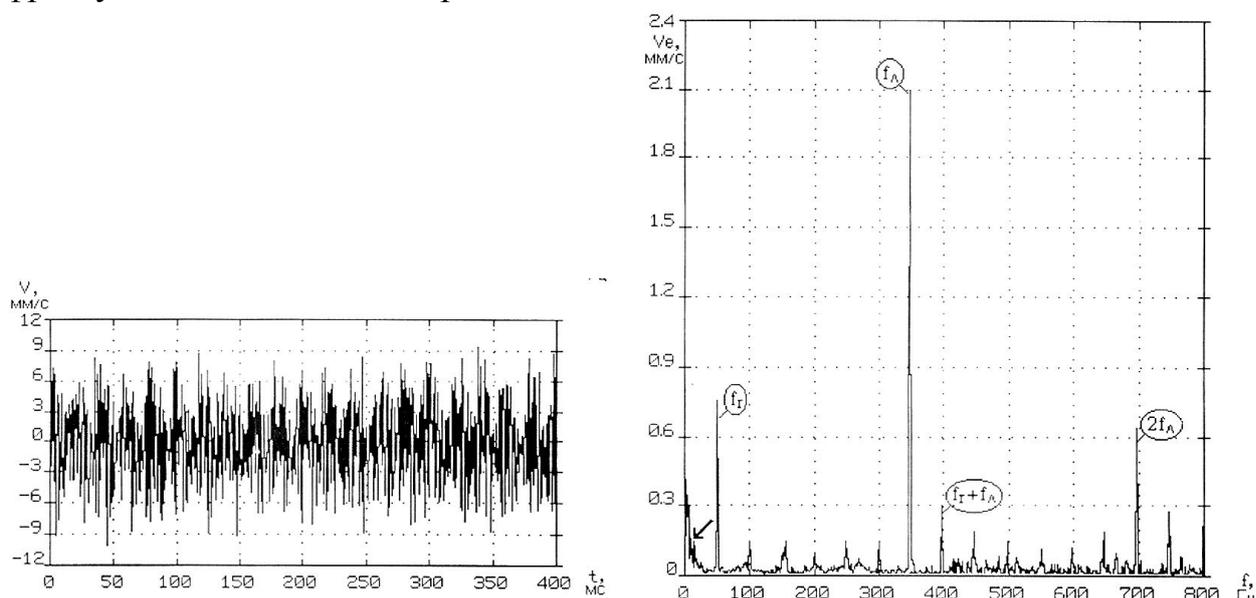


Рисунок 7. Форма и спектр сигнала виброскорости при колебаниях скоростей потока в насосе в области малых подач

На рисунке 7 приведены временная развертка и спектр сигнала виброскорости насоса, работавшего при малых подачах, при возникновении инфразвуковых колебаний скорости потока. Вибродатчик крепился к корпусу подшипника при помощи шпильки, обеспечивающей достаточную жесткость соединения, при этом в области частот до 25 Гц заметно появление низкочастотной

вибрации (участок спектра, помеченный стрелкой)– начальная стадия инфразвуковых колебаний.

Агрегат при этом способен работать достаточно продолжительное время, если отсутствуют резонансные колебания его частей и работоспособны подшипники, но ускоренный износ рабочих поверхностей колеса (особенно при возникновении начальной формы кавитации) и уплотнений (особенно при возникновении инфразвуковых колебаний), в несколько меньшей мере подшипников и вала, приводит к повышенным издержкам производства.

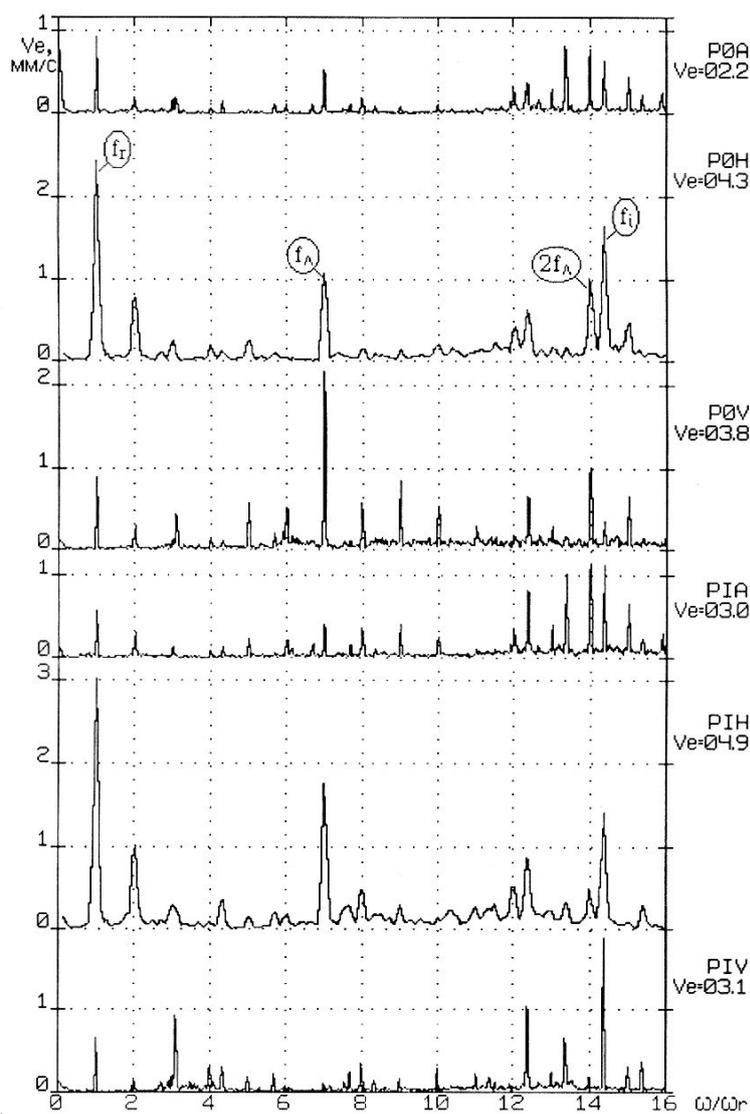
Например, величина СКЗ виброскорости в 1 мм/с на частоте 1 Гц соответствует величине размаха виброперемещения в 450 мкм, что может превышать зазор в уплотнениях и приводить к их ускоренному фрикционному износу.

В разделе 5. **Кавитация** настоящей лекции помещен спектр огибающей высокочастотой вибрации, измеренный на этом агрегате.

Разброс гидродинамических (газодинамических) характеристик лопастей, выражающийся в нарушении расчетной формы лопаток, может приводить к вибрации на лопастной частоте и появлению вокруг нее боковых частотных составляющих  $f_{л} \pm k \times f_r$ . При динамическом эксцентриситете рабочего колеса относительно языка или направляющего аппарата на входе или выходе (в основном при очень малых значениях зазора) также появляется амплитудная модуляция вибрации на лопастной частоте с боковыми частотными составляющими  $m \times f_{л} \pm k \times f_r$ , где  $k$  и  $m$  натуральные числа. Статический эксцентриситет в большинстве случаев не влияет на уровень вибрации центробежных агрегатов и существенно может проявляться лишь в случае малых зазоров между рабочим колесом и языком спирального отвода.

При неравномерном эксплуатационном износе лопаток может появляться вибрация на частоте вращения ротора и ее гармониках  $k \times f_r$ , вызываемая дисбалансом, на лопаточных частотах  $m \times f_{л}$  и боковых частотах  $m \times f_{л} \pm k \times f_r$ . Однако надежных статистических данных о количественных изменениях вибрации на боковых частотных составляющих вокруг лопастной частоты (с учетом нагрузки, расхода и др.), с помощью которых можно было бы сделать однозначное заключение об опасности дефекта, в настоящее время не имеется.

В качестве примера лопастной вибрации можно привести следующий. Одноступенчатый центробежный насос (количество лопаток  $Z = 7$ ) с выносными подшипниковыми опорами и подшипниками качения, приводимый асинхронным электродвигателем мощностью 250 кВт и частотой вращения ротора 49,8 Гц, работает при номинальной нагрузке. До момента измерений находился в эксплуатации 12 лет. Текущий ремонт, включающий замену подшипников, производился за 11 месяцев до проведения диагностического обследования.



*Рисунок 8. Спектры вибро- скорости подшипниковых опор насоса*

На рисунке 8 представлены спектры вибрации подшипниковых опор насоса (индекс **P1** относится к внутренней подшипниковой опоре насоса, индекс **P0** – к внешней, индексы **V, H, A** – соответственно вертикальное, горизонтальное и осевое направления измерений). На представленных спектрах вибрация в радиальной плоскости (контрольные точки **P1H, P1V, P0H, P0V**) превышает вибрацию в осевом направлении (контрольные точки **P1A** и **P0A**), а горизонтальная вибрация (контрольные точки **P1H** и **P0H**) выше осевой и вертикальной. Вибрационная компонента на частоте вращения ротора (помечена  $f_r$ ) преобладает и достигает величины 3 мм/с, в спектре наблюдаются высшие гармоники частоты вращения ротора. На графиках спектров имеется вибрация на лопастной частоте и ее гармониках (помечены  $f_n = 7 \times f_r$  и  $2 \times f_n = 14 \times f_r$ ). На всех контрольных точках наблюдается также заметная вибрация на частотах 616,8 Гц, 666,7 Гц, 716,7 Гц, 766,7 Гц, не кратных частоте вращения ротора (одна из них помечена  $f_i$  и соответствует дефекту внутреннего кольца подшипника, остальные – боковые частоты). Уровень вибрации обеих опор примерно равен по величине.

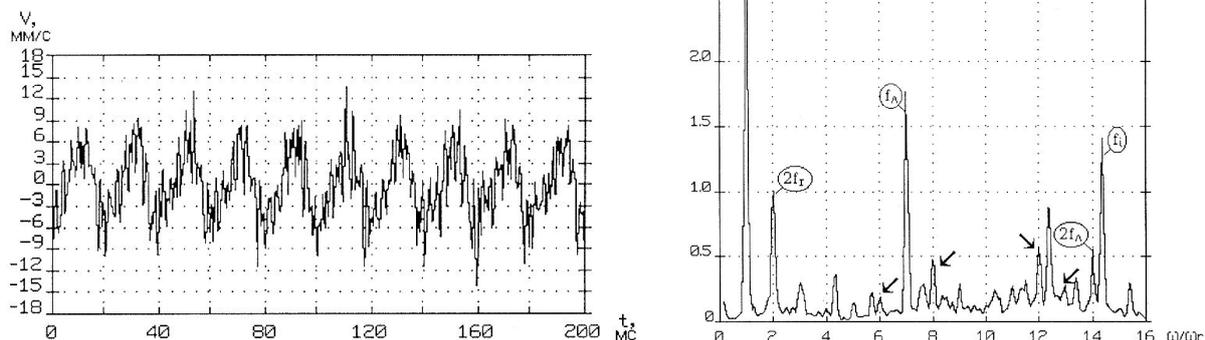


Рисунок 9. Форма и спектр сигнала вибрации передней подшипниковой опоры насоса в горизонтальном направлении

На рисунке 9 приведены форма и спектр сигнала, измеренные в точке с максимальной вибрацией – передней подшипниковой опоре в горизонтальном направлении (P1H).

На приведенном спектре видно, что величина компоненты виброскорости на частоте вращения ротора составляет 3 мм/с, на седьмой и четырнадцатой ее гармониках (лопастные частоты) – 1,76 и 1,35 мм/с. Остальные достаточно значимые по величине частотные составляющие можно разделить на три группы:

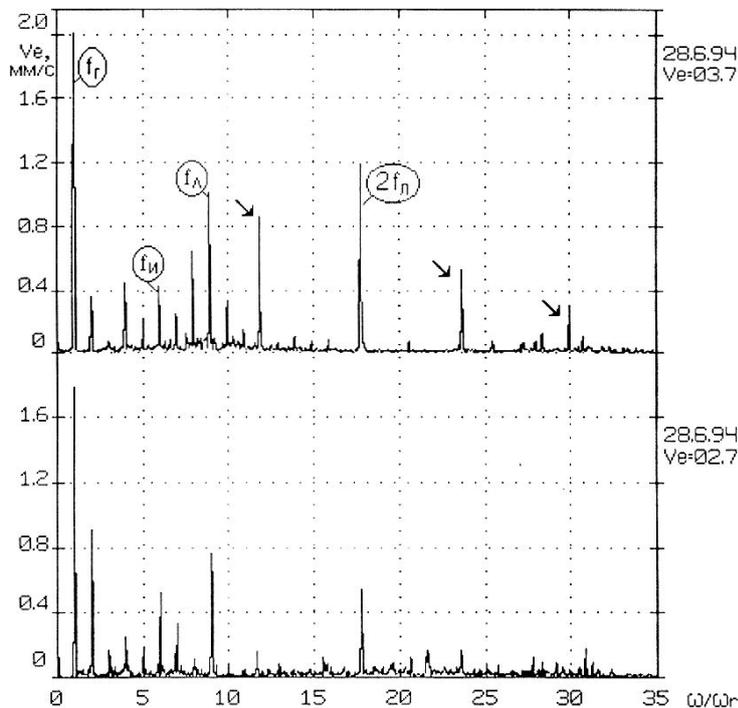
- боковые частоты вокруг седьмой и четырнадцатой гармоник оборотной частоты  $m \times f_r \pm k \times f_r$  (помечены стрелками);
- обертоны частоты вращения ротора (вторая гармоника помечена индексом  $2 \times f_r$ );
- составляющие на частотах, не кратных частоте вращения ротора, наиболее значимые из которых на частотах 215, 380, 616, 666, 716, 766 Гц связаны с дефектами подшипников качения, вклад которых в СКЗ виброскорости достаточно велик и составляет более 15%.

На осциллограмме виброскорости вертикальными пунктирными линиями помечены временные интервалы, соответствующие одному обороту ротора. На кривой вибрации в продолжении одного оборота наблюдается примерно 7 и более пиков, амплитуда в течение нескольких оборотов изменяется вдвое, а пиковое значение достигает величины 14,1 мм/с.

Приведенные выше факты (преобладающая вибрация на частоте вращения ротора в горизонтальном направлении, вибрация на лопастных частотах и боковых частотах вокруг них, вибрация на частотах дефектов колец подшипников и боковые частоты вокруг них, характер кривой виброскорости) свидетельствовали об эксплуатационном износе рабочего колеса и подшипников качения. В процессе обследования проточной части насоса на кромках лопастей рабочего колеса были обнаружены выбоины, а сами лопасти имели неравную толщину, поверхность лопастей имела следы локального износа (раковины), подшипники качения имели развитые дефекты колец.

Как говорилось выше, наличие входного и выходного лопаточного аппа-

рата может приводить к появлению в сигнале вибрации составляющих не только на лопастной частоте (и ее гармониках), но и на лопаточной частоте входного  $k \times Z_H \times f_r$  (и выходного  $k \times Z_L \times Z_H \times f_r$ ) лопаточного аппарата, а иногда, хотя и достаточно редко, на суммарных и разностных  $k \times f_L \pm m \times f_H$ , а также других комбинационных частотах.



*Рисунок 10. Спектры вибрации центробежного компрессора при дефекте направляющего лопаточного аппарата с изменяемым углом установки лопаток на входе рабочего колеса первой ступени*

В качестве примера можно привести спектры вибрации центробежного компрессора (рисунок 10), имевшего дефекты направляющего лопаточного аппарата с изменяемым углом установки лопаток на входе рабочего колеса первой ступени.

Из-за загрязнения и возникших дефектов в механизме поворота входных лопаток при изменении угла установки лопаток происходило заклинивание, в результате которого нарушалась пространственная симметрия положений направляющих лопаток, а также имелся некоторый эксплуатационный износ подвижных и неподвижных лопаток компрессора. В результате этих дефектов происходило нарушение динамики потока и, как следствие, увеличивалась вибрация на определенных режимах работы компрессора (при изменении положения входных лопаток). Нижний спектр измерен при пространственно симметричном положении лопаток, верхний – при заклинивании и несимметричном положении лопаток, которому соответствовала и большая нагрузка. Наклонными стрелками помечены компоненты на частотах  $2 \times f_L \pm m \times f_H$ . Если рассмотреть графики, то можно отметить, что при увеличении нагрузки и пространственной асимметрии положений входных лопаток, компонента на частоте вращения ротора  $f_r$  изменилась мало, однако на лопастной частоте, ее гармониках ( $f_L$ ,  $2 \times f_L$ ) и боковых частотах ( $f_L \pm m \times f_r$ ), а также на комбинационных частотах ( $2 \times f_L \pm m \times f_H$ ) вибрация многократно увеличилась.

### 3. Неоднородность потока в проточной части агрегатов с осевым потоком

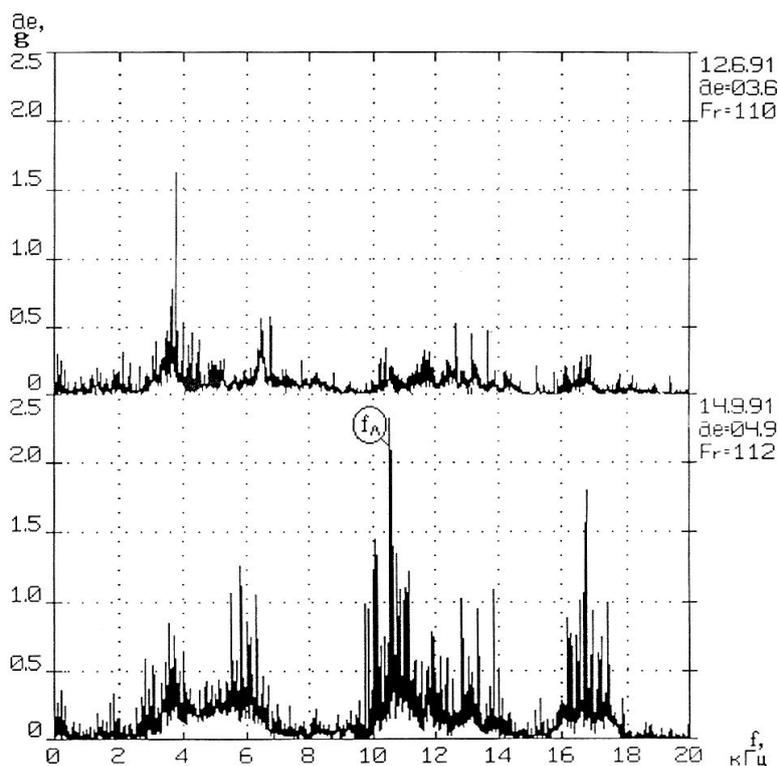
Изучение влияния неоднородности потока в проточной части агрегатов с осевым потоком на вибрацию представляет весьма сложную задачу и требует высокого профессионализма при измерениях в силу ряда причин, некоторые из которых заключаются том, что требуется проведение измерений в высокочастотной области (8...20 кГц) с применением высокочастотных пьезодатчиков и специальных способов их установки, нередко в условиях высоких температур корпуса турбины (компрессора) при сильном затухании высокочастотных колебаний.

Как и в центробежных агрегатах, причина этих колебаний – газодинамические силы, вызванные неоднородностью потока вокруг рабочего колеса, т.е. неравномерностью поля скоростей и давлений по шагу между лопастями колеса, возникающие при вращении рабочего колеса, и происходящая при этом циркуляция рабочей среды вокруг лопасти, сопровождающаяся резким изменением скорости при обтекании вращающихся лопастей. Турбулентность и неоднородность потока приводят к возникновению сложной по частотному составу вибрации, включающей компоненты на частоте вращения ротора и ее гармониках ( $k \times f_r$ ), на лопаточных частотах и их гармониках ( $m \times f_{л}$ ), боковых частотах  $m \times f_{л} \pm k \times f_r$ , на частотах, не кратных оборотной частоте (например, на собственной частоте лопаток), а также случайный широкополосный шум.

Хотя частотный состав спектра и значения компонент высокочастотной вибрации большинства агрегатов индивидуальны в силу их сильной зависимости от множества конструктивных и эксплуатационных параметров, а также особенностей распространения высокочастотных колебаний, в большинстве случаев возможно создание обобщенных эталонных спектров по типам и маркам агрегатов. Статистические данные показывают, что вибрация на лопаточных частотах в паровых турбинах имеет намного меньшую величину, чем в компрессорах и газовых турбинах.

В процессе проведения мониторинга вибрации в области высоких частот во многих случаях вовремя удается обнаружить дефекты лопаток, приводящие к возрастанию неоднородности (турбулентности) потока, и поскольку при этом возникают скорее не количественные, а качественные изменения характера вибрации в высокочастотной области спектра, решающую роль здесь играет квалификация специалиста.

Примером может служить случай с паровой турбиной, применявшейся для привода центробежного компрессора. На предприятии впервые был применен высокочастотный анализ вибрационных процессов при оценке технического состояния этого агрегата примерно за четыре месяца (рисунок 11) до запланированного ремонта.



*Рисунок 11. Спектры виброускорения паровой турбины в процессе развития дефектов лопаток*

Во время проведения следующего измерения, при номинальном режиме эксплуатации агрегата, в спектре было обнаружено качественное изменение характера вибрации: высокая вибрационная активность в области частот 10...18 кГц, в том числе на гармониках частоты вращения ротора. Это могло говорить о нарушении динамики потока и возможных дефектах лопаток.

Администрация приняла решение о продолжении эксплуатации агрегата и проведении ремонта через две недели при плановой остановке производства на профилактику. При этом нагрузка агрегата была ограничена.

После остановки агрегата при проведении ревизии проточной части были обнаружены четыре деформированные лопатки, имевшие трещины. В дальнейшем было установлено, что на одном из режимов работы агрегата при определенной частоте вращения ротора турбины возникали интенсивные колебания лопаток на собственной частоте, что привело к их повреждению. Как можно видеть из анализа спектров, изменения вибрации были скорее не количественные, а качественные. Уровень высокочастотной вибрации не был опасным, однако в спектре вибрации появились широкополосные области, содержащие компоненты собственных частот лопаток, боковые частоты, случайный шум.

Как выяснилось в дальнейшем, на аналогичной установке другого предприятия произошло разрушение лопатки турбины этого типа практически без изменения характера вибрации в низкочастотной и среднечастотной области спектра.

Главная проблема, возникающая при мониторинге компрессорного оборудования и турбоагрегатов, заключается в необходимости обнаружения и оценки степени развития дефектов лопаток по характеру вибрации при сравнении текущего и эталонного спектра, так как приходится решать вопрос – связа-

но ли изменение характера спектра с дефектами лопаток. Во многих случаях на этот вопрос можно ответить утвердительно.

Примером успешного обнаружения дефектов лопаток на основе использования эталонного спектра может служить случай, проиллюстрированный рисунком 12, на котором приведены спектры вибрации однотипных компрессоров с нормальными и дефектными лопатками.

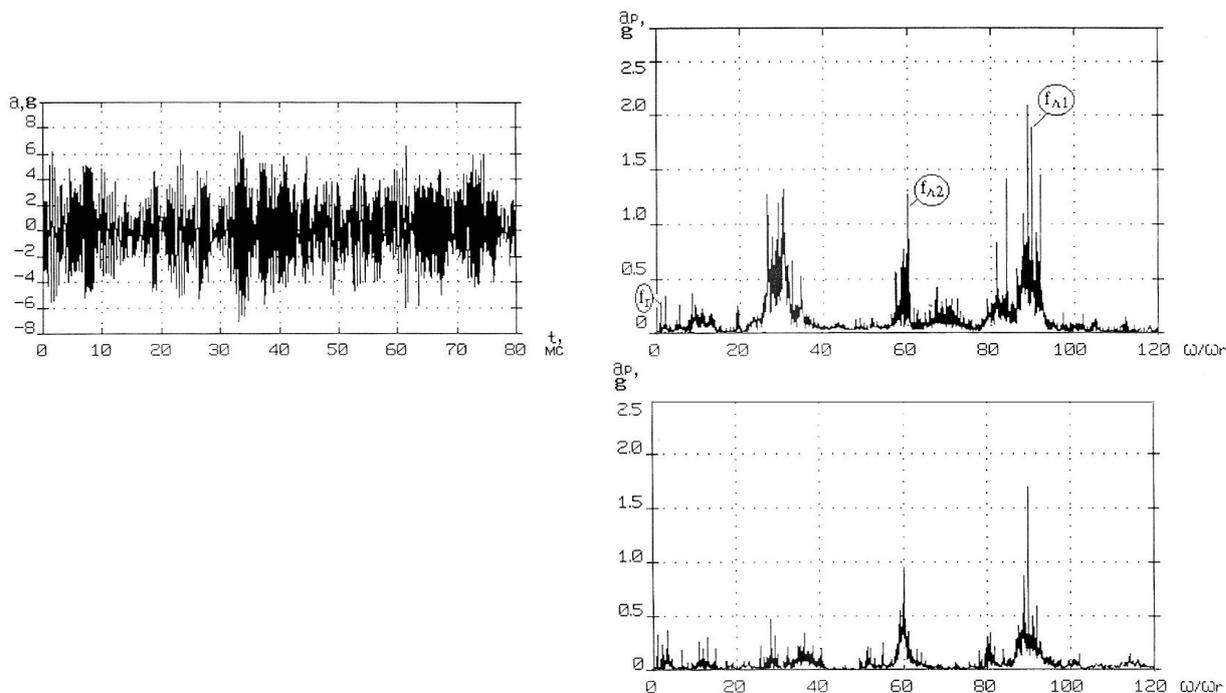


Рисунок 12. Форма и спектр вибрации с дефектным состоянием лопаток (вверху) и эталонный спектр (внизу)

Нижний— типичный спектр вибрации одного из восьми охваченных вибромониторингом однотипных газоперекачивающих агрегатов, работающего при номинальной нагрузке, который можно считать эталонным. Верхний— первый спектр и форма сигнала, полученные при расширении программы мониторинга вибрации на один из ранее неконтролируемых агрегатов. Вибрация обоих агрегатов на собственной частоте лопаток  $f_{л1}$  сопоставима, а одно из главных отличий двух спектров заключается в том, что вибрация на боковых частотах вокруг нее ( $f_{л1} \pm k \times f_r$ ) различна. Однако по уровню вибрации на боковых частотах трудно дать какое-либо заключение о степени развития и серьезности дефекта. При ревизии после остановки этого агрегата были обнаружены поврежденные лопатки первой ступени.

Более достоверные сведения о степени развития подобных дефектов можно получить, используя спектральный анализ огибающей высокочастотной вибрации вокруг лопаточной частоты и кепстральный анализ.

Важнейшим условием для получения достоверных результатов при сравнении эталонного и рабочего спектров, особенно в высокочастотной области, следует считать равные технологические (эксплуатационные) условия работы однотипных агрегатов.

#### **4. Гидродинамическая неуравновешенность**

Ротор насоса, уравновешенный механически, при работе насоса может оказаться гидродинамически неуравновешенным. Это происходит, например, при нарушении технологии изготовления, когда рабочее колесо имеет неравномерность шага и угла между лопастями, различную длину, толщину и угол установки лопастей или когда подобные дефекты образуются из-за эксплуатационного износа. Различие в размерах межлопастных каналов рабочего колеса приводит к различному заполнению их жидкостью и, как следствие, к несовпадению центра массы жидкости, заполняющей колесо, с осью вращения ротора. При этом неуравновешенные силы, обычно небольшие, действующие на отдельные лопасти рабочего колеса, приводят к вибрации на частоте вращения ротора. Этот эффект усиливается при кавитации из-за появления газовой фазы в кавернах, возникающих у входных кромок лопастей рабочего колеса. Оценка гидродинамической неуравновешенности рабочих колес различных типов насосов показывает, что литые колеса обладают большей неуравновешенностью.

Диагностические признаки гидродинамической неуравновешенности при спектральном анализе совпадают с признаками дисбаланса ротора, однако силы, ее вызывающие, существенно меньше, поэтому на практике гидродинамическая неуравновешенность ротора обнаруживается крайне редко – только когда ротор отбалансирован с высокой степенью точности. Измеряя фазу вибрации на частоте вращения ротора относительно метки на валу, можно определить дефектное место рабочего колеса (лопасть).

Однако гидродинамическая неуравновешенность, в отличие от механической, создает на входе и выходе рабочего колеса периодически пульсирующий (с частотой вращения ротора) поток, в результате чего спектр огибающей случайной высокочастотной вибрации может содержать составляющую на частоте вращения ротора, а глубина ее модуляции может соответствовать общему вкладу гидродинамической неуравновешенности ротора в величину интенсивности вибрации.

#### **5. Кавитация**

Специфический источник колебаний насоса – кавитация, возникающая при местном понижении давления в тех областях потока, где скорость ее достигает максимального значения, т.е. при обтекании тел или в районе ядер вихрей.

Кавитация в насосе может возникнуть по следующим причинам:

- из-за отличия режимов работы насоса от номинального, особенно когда усиливается влияние вихреобразования;
- из-за флуктуации скоростей потока;
- из-за дефектов изготовления лопастей и монтажа рабочего колеса, износа лопастей и др.

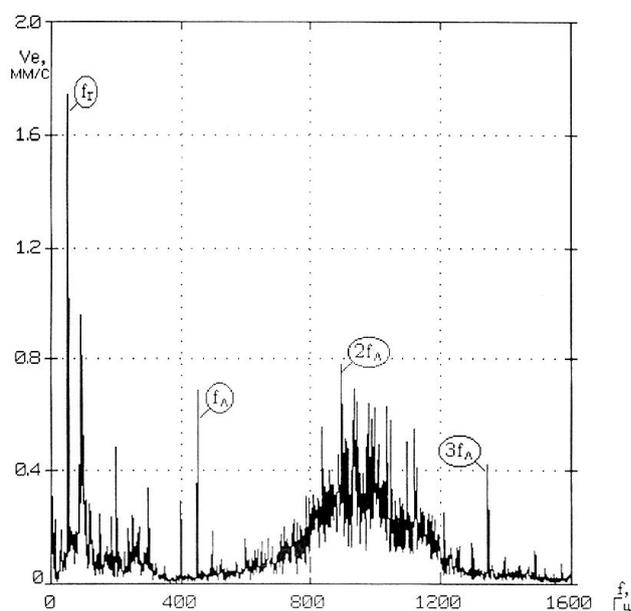
По мере развития процесса различают четыре стадии кавитации: газовую фазу, парогазовую фазу, паровую фазу и срывную фазу.

В начальной стадии кавитация обычно возникает в области рабочего колеса, затем распространяется на всасывающий патрубок и в развитом режиме

может появиться в области кромок нагнетающего патрубка. На практике наиболее часто встречается газовая фаза кавитации.

Вибрация при кавитации носит случайный характер, располагается в области средних и высоких частот и может быть велика по значению. Обычно максимум широкополосной вибрации находится в зоне 500...10000 Гц, причем, по мере развития кавитационного процесса, смещается в зону более высоких частот. При совпадении собственных частот колебаний рабочих лопастей или деталей насоса с частотами колебаний, возникающих при кавитации, особенно при малых подачах, возможно появление интенсивных автоколебаний лопаток и даже ротора, обвязки и корпуса, что чрезвычайно опасно и может привести к быстрому разрушению насоса, однако такие ситуации встречаются крайне редко.

На рисунке 13 приведен спектр виброскорости, измеренный на корпусе насоса в районе входного патрубка при газовой фазе кавитации. Можно видеть, что максимум широкополосной вибрации находится в диапазоне 700...1200 Гц.



*Рисунок 13. Спектр виброскорости, измеренный на корпусе насоса в районе входного патрубка при газовой фазе кавитации*

Весьма удобно выявлять признаки ранней кавитации с помощью анализа спектра огибающей высокочастотной вибрации в полосе 10...15 кГц. Верхняя граница обусловлена тем, что в центробежных насосах отсутствуют потоки очень малых сечений и максимум спектральной плотности случайной вибрации, как показывает опыт, не может находиться выше 15 кГц. С другой стороны, для исключения гармонических составляющих, обусловленных механическими неисправностями, нижняя граница в большинстве случаев целесообразно не должна превышать 10 кГц (рисунок 14). При этом в спектре всегда появляется лопастная составляющая ( $f_n$ ).

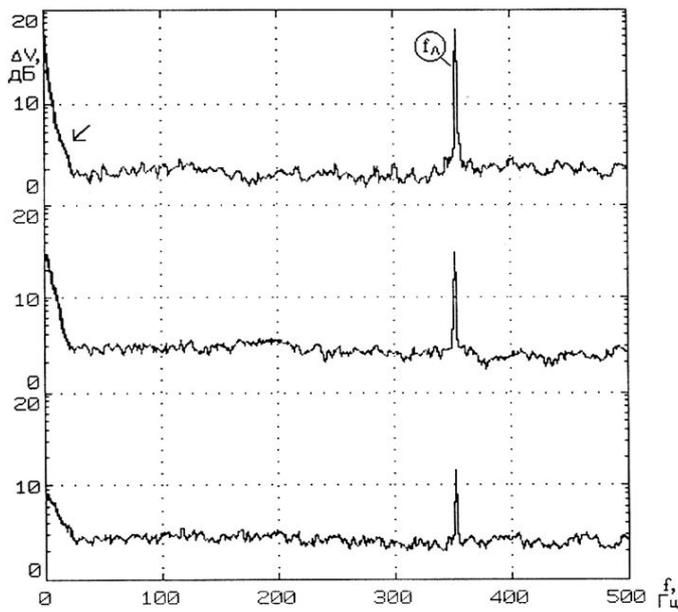


Рисунок 14. Спектры огибающей высокочастотной вибрации при низкочастотных колебаниях скоростей потока на входе рабочего колеса насоса в области малых подач (инфразвуковые колебания) на корпусе, входном и выходном патрубках насоса

При больших расходах наличие интенсивных вихрей в отводах и колесе способствует тому, что давление в вихревых областях понижается, способствуя возникновению кавитационных процессов. При малых расходах наблюдается неоднородная работа межлопаточных каналов колеса (сопровождающаяся колебаниями на лопаточных частотах), что также может приводить к возникновению кавитации и соответствующей вибрации.

В областях подач, близких к нулевым, наряду с лопаточной частотой, сильно возрастает низкочастотная вибрация (рисунок 15), которая крайне опасна. Инфразвуковые колебания часто вызывают резонансы крупных частей и деталей агрегата, быстро разрушающие агрегат в целом.

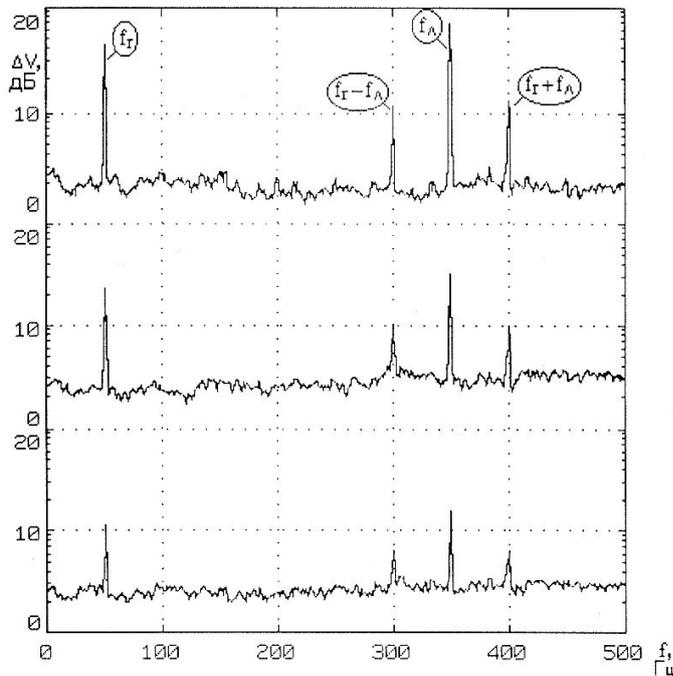


Рисунок 15. Спектры огибающей высокочастотной вибрации при динамическом эксцентриситете рабочего колеса насоса на корпусе, входном и выходном патрубках насоса

При статическом эксцентриситете в спектре огибающей высокочастотной вибрации появляются лопаточные частоты  $f_{л}$  (см. рисунок 11).

При динамическом эксцентриситете, неравномерном износе и различных

дефектах изготовления лопаток рабочего колеса присутствуют частота вращения ротора  $f_r$ , лопастная частота  $f_d$  и боковые частоты вокруг лопастной частоты  $f_d \pm k \times f_r$ .

## **6. Окружная динамическая неравномерность зазоров в уплотнениях из-за изгибных колебаний роторов**

Силы, возникающие при этом, можно разделить на три группы:

- венцовые, связанные с изменением окружных усилий на рабочих лопатках вследствие неравномерных протечек среды по окружности уплотнений;
- бандажные, связанные с окружной неравномерностью давления среды, образующейся при колебаниях ротора в канале уплотнений проточной части вследствие не концентричности ротора и статора;
- лабиринтные, имеющие ту же природу, возникающие в каналах развитых промежуточных и концевых уплотнений. Эта группа сил способствует возбуждению автоколебаний ротора, которые рассмотрены ранее в разделе о низкочастотной вибрации подшипников скольжения.

При относительном смещении осей ротора и статора в проточной части турбины или компрессора может происходить изменение зазоров у венцов лопаток и в уплотнениях, что приводит к окружному перераспределению протечек среды через уплотнения и межлопаточные каналы рабочих колес, давлений в межвенцовом зазоре, изменению входных углов потока перед лопатками и др. Результирующая возникающих при этом дополнительных окружных сил, зависящих от расхода среды и радиальных зазоров, направлена в сторону вращения ротора перпендикулярно его прогибу и способствует возрастанию динамической неустойчивости ротора. Венцовые и бандажные силы пропорциональны плотности среды и перепаду давления на ступени.