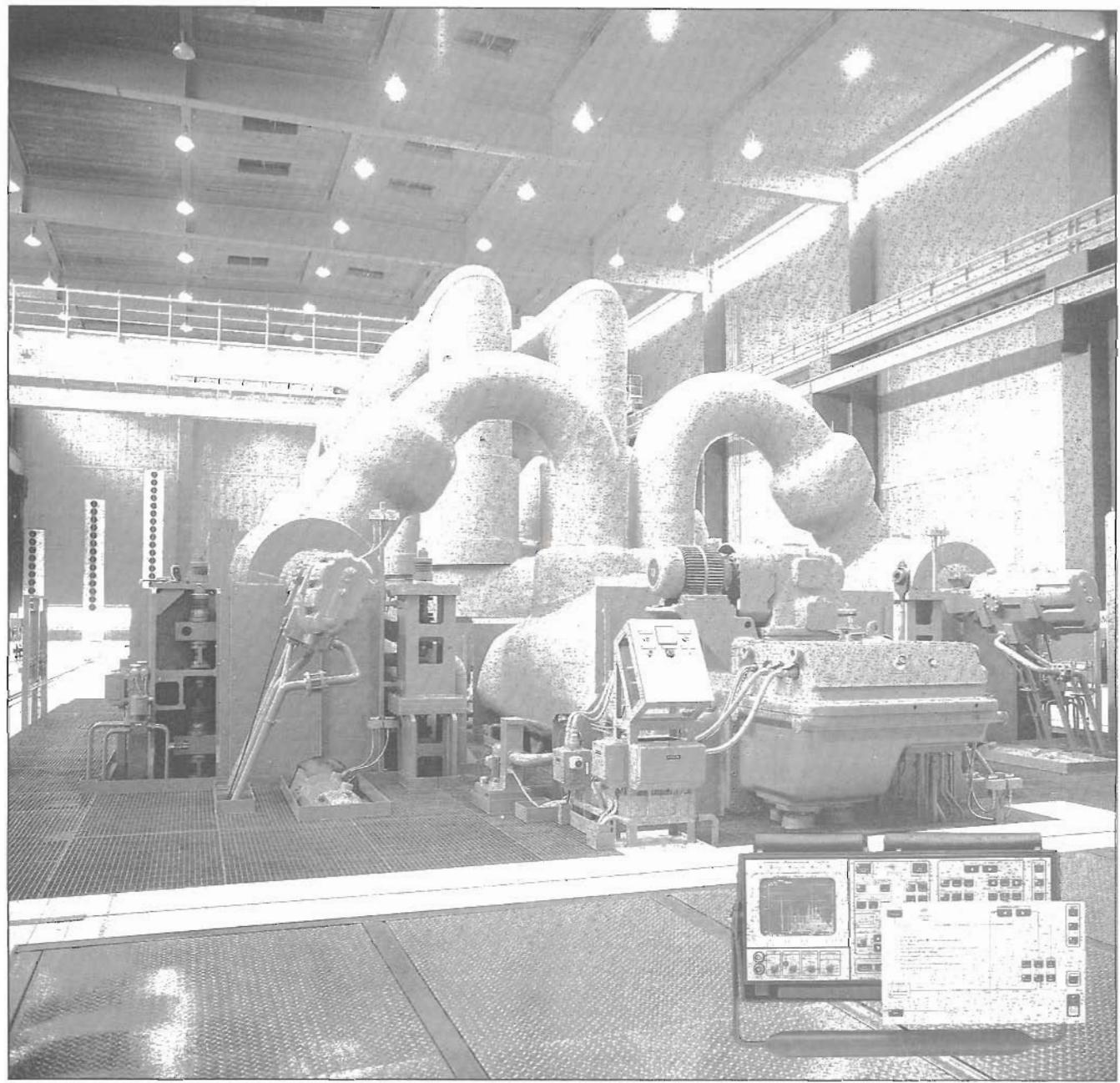


Примеры применения

Мониторизация механических колебаний машинного оборудования

(Перевод Технического обзора № 1, 1987 г.)



Мониторизация механических колебаний машинного оборудования

(Перевод Технического обзора № 1, 1987 г.)

Мартин Анжело
Брюль и Къер

Резюме

Все машинное оборудование, имеющее врачающиеся части, создает механические колебания, анализ которых позволяет получить важную информацию о его состоянии.

С появлением портативных анализаторов, основанных на быстром преобразовании Фурье и работающих от батарей, и настольных вычислительных машин стало возможным выявление зарождающихся неисправностей большинства машин за несколько месяцев до того момента, когда ремонт становится неизбежностью. В данной статье описываются типы сигналов, отображающих механические колебания и соответствующих неисправностям определенных деталей и узлов, и методы анализа, используемые для выявления этих неисправностей на ранней стадии.

Кроме того, излагаются диагностические методы, позволяющие после выявления неисправности оценить оставшийся срок службы соответствующей детали или узла машинного оборудования.

Введение

Использование данных по механическим колебаниям машинного оборудования с врачающимися деталями для определения состояния этого оборудования имеет долгую историю.

Обычно мастер или специалист по техническому обслуживанию прижимает кончик отвертки к корпусу подшипника, а ее рукоятку приставляет к уху или к виску. Таким образом в его мозгу происходит анализ сигнала, сообщаемого отверткой и отображающего механические колебания подшипника.

Этот метод настолько доказал свою надежность на протяжении десятилетий, что приборостроительная промышленность решила попытаться создать приборы, которые делали бы такую же работу, но при этом результаты были бы более точными и воспроизводимыми. Другими словами, приборы должны были работать неза-

висимо от опыта и мастерства специалистов.

Виброметры, первые приборы из этой серии, определяли СКЗ скорости механических колебаний в частотном диапазоне от 10 Гц до 1 кГц. Позднее было введено интегрирование сигналов, отдаваемых акселерометрами. Это позволило определять ускорение, скорость и перемещение механических колебаний. Одновременно было введено применение пикового значения и коэффициента амплитуды.

Определяемые виброметрами параметры доказали свою эффективность. Они широко используются и сегодня, но опытный специалист все еще в состоянии выявить зарождающиеся неисправности задолго до того, как они выявляются этими несложными виброметрами.

Для того, чтобы использовать всю информацию, которую несут в себе отображающие механические колебания сигналы, должен быть разработан более совершенный метод анализа.

Такую возможность предоставляет метод быстрого преобразования Фурье (БПФ), но соответствующие анализаторы в течение десятилетия или даже были очень громоздкими и чрезвычайно чувствительными к неблагоприятным окружающим условиям. Кроме того, они могли работать только от сети переменного тока, а это было трудно обеспечить на месте эксплуатации машинного оборудования.

Более простые виброметрические методы использовались на практике, но было ясно, что они дают предупреждение о неисправности на очень поздней стадии ее развития, зачастую непосредственно перед выходом машины из строя, в то время как анализ путем быстрого преобразования Фурье может выдать предупреждение задолго до достижения критического состояния машинного оборудования.

На рынке была потребность в портативном, защищенном от влияния условий окружающей среды, батарейном анализаторе, который мог бы

дать немедленный ответ оператору на вопрос о том, находится ли определенное машинное оборудование в надежном состоянии.

Такова была концепция фирмы Брюль и Къер, когда она несколько лет назад начала разработку прибора, который соответствовал бы этим требованиям. В результате был создан эффективный виброанализатор 2515.

Технические требования

1. Виброанализатор должен быть способен просто и быстро выявлять зарождающиеся неисправности и позволять эксплуатацию не очень опытным персоналом.
2. Виброанализатор должен осуществлять современный анализ для диагностики выявленных неисправностей, проводимой опытными специалистами по техническому обслуживанию или научно-исследовательскими работниками.

Эти два требования настолько противоречивы, что виброанализатор 2515 в действительности имеет два различных режима работы:

- Режим, способствующий выявлению неисправностей на основе результатов анализа в полосах с постоянной относительной (процентной) шириной. Возможность быстрой обработки данных и простого, но надежного выявления зарождающихся неисправностей способствует получению предупреждения на такой ранней стадии, что в запасе имеются месяцы после выявления неисправностей до того момента, когда ремонт становится неизбежным.
- Режим, эффективный при диагностировании неисправностей и их причин на основе узкополосного анализа методом БПФ с различными процедурами предварительной и последующей обработки информации. Именно этот режим делает виброанализатор 2515 сегодня наиболее универсальным средством диагностики неисправностей.

Раздел 1

Какой вид имеет сигнал, отображающий механические колебания машины с вращающимися элементами?

На рис. 1 схематически показана коробка передач (редуктор) шаровой мельницы с приводом от электродвигателя.

Область низких частот

Спектры механических колебаний подшипников электродвигателя или редуктора показывают присутствие **низкочастотных составляющих** с частотами, связанными со скоростью вращения валов. Эти составляющие вызваны разбалансом, рассогласованием, изгибом вала и т.п.

На частоте второй гармоники, т.е. соответствующей удвоенной скорости вращения частоте, обнаружены составляющие механических колебаний, вызванные изгибом вала и несоосностью соответствующих деталей. Другими словами, путем сравнения изменений амплитуд данных составляющих во времени можно обнаружить дефекты и выявить их причины.

Большинство дефектов радиальных подшипников связано с их гидродинамической нестабильностью в системе, состоящей из вала, масляной пленки и корпуса подшипника. Масляный вихрь представляет собой механические колебания, при которых центр тяжести вала перемещается по кругу в пределах зазора в подшипнике при субсинхронной частоте вращения. Они возникают обычно на малонагруженных, высокоскоростных валах при частотах, равных 40 – 49% от скорости вращения, хотя масляный вихрь также наблюдался в области более высоких частот.

Гистерезисный вихрь является другим примером самогенерирующейся нестабильности. Он возникает при превышении ротором своей критической скорости вращения и затем поддерживает соответствующую частоту независимо от скорости вращения ротора. Причиной возникновения является механический гистерезис вращающейся системы. Другая нестабильность гибких роторов вызвана потоком и возникает при частотах, идентичных частотам гистерезисного вихря, но имеет другую механическую природу.

Последний тип неполадок, появляющихся в области низких частот, заключается в ослаблении (разболтанности) механических связей конструкции. Во многих случаях это ослабление приводит к появлению составляющих механических колебаний с частотами межгармоник и субгармоник, т.е. «половинных» гармоник, «полуторных» гармоник и т.п. (см. рис. 2).

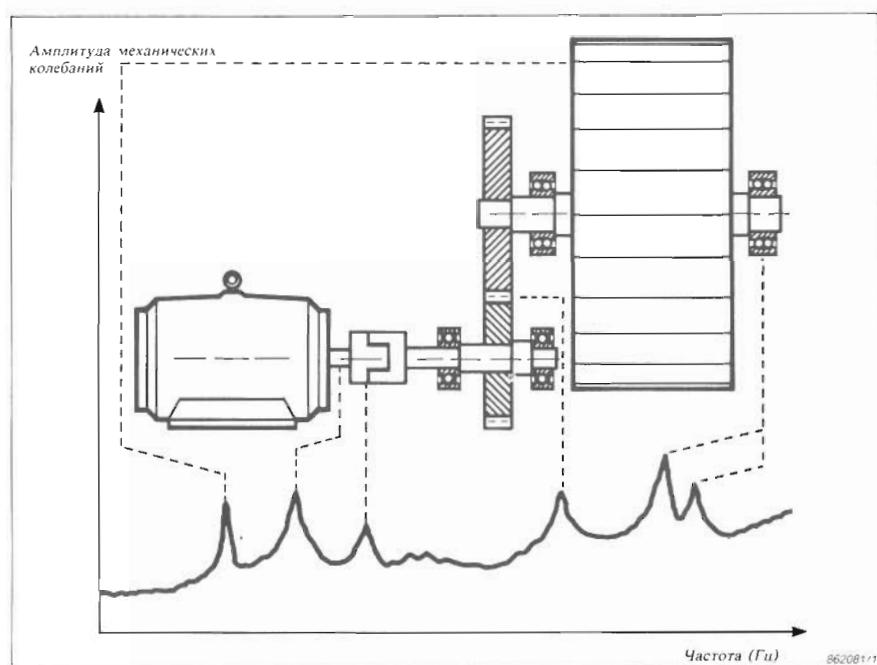


Рис. 1. Дефекты различных деталей и узлов машинного оборудования обуславливают пики в определенных частотных полосах спектров механических колебаний

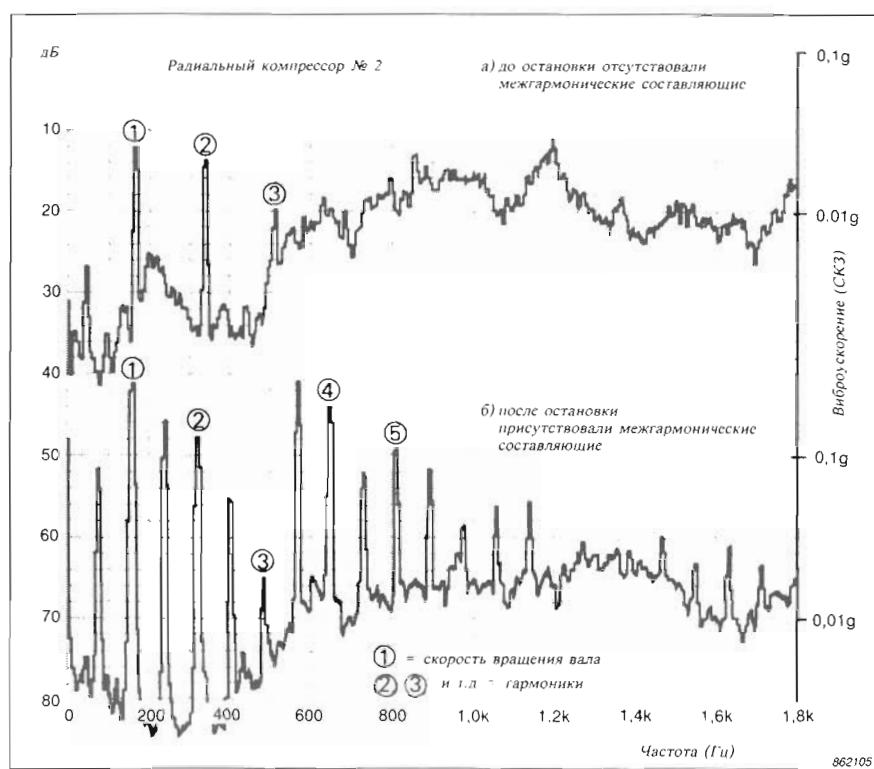


Рис. 2. Ослабление механических связей (разболтанность) проявляется в виде межгармоник скорости вращения, т.е. $0,5 \times$, $1,5 \times$, $2,5 \times$ скорость вращения

Область средних частот

Механические колебания в области средних частот характеризуются составляющими, возникающими в результате зубозацепления шестерен в коробке передач. В данной статье они названы составляющими со средними частотами.

Эти составляющие появляются на частотах, соответствующих скорости вращения, умноженной на число зубьев шестерен и называемых частотами зубозацепления.

Новая и находящаяся в надежном состоянии коробка передач четко пока-

жет эти частоты и не только их. В связи с механической нагрузкой, зубья будут деформироваться, но деформироваться по разному, в зависимости от числа зубьев в зацеплении. Это показано на рис. 3.а. Упрощенный сигнал, отображающий во временной области механические колебания новой коробки передач, показан на рис. 3. Он содержит не только частоту зубозацепления, но и ее гармоники.

По мере износа коробки передач профиль зубьев ее шестерен постепенно изменяется в связи с трением зубьев в плоскости их соприкосновения, за исключением полюса зацепления (см. рис. 3.б).

Это указывает на то, что связанные с износом коробки передач изменения будут проявляться на частоте второй гармоники частоты зубозацепления и, поскольку эти изменения имеют несинусоидальный характер, появятся также более высокие гармоники, как показано на упрощенном графике на рис. 4.

Зарождающий местный дефект, с другой стороны, не будет сопровождаться увеличением амплитуд составляющих механических колебаний с частотами, соответствующими частоте зубозацепления и ее гармоникам.

Представьте себе треснувший зуб, который еще не обломился, и значит не будет замечен службой техобслуживания. Однако, по причине ослабления его структурной целостности, он под нагрузкой будет деформироваться больше чем другие (здоровые) зубья при их зацеплении. В результате этого, отображающий механические колебания сигнал будет иметь вид, показанный на рис. 5.

Такой сигнал может выглядеть как сигнал, отображающий механические колебания находящейся в надежном состоянии (возможно, немного изношенной) коробки передач, с наложенной серией импульсов, вызванных в результате большей деформации. Серия импульсов образует спектр, характеризующийся дискретными составляющими с интервалами, равными частоте повторения (см. рис. 6).

Огибающая такого спектра будет идентична спектру каждого индивидуального импульса (разумеется, в другом масштабе).

Следовательно, зарождающийся дефект появится в частотном спектре в виде увеличенного уровня боковых полос частоты, разнесенных на частоту скорости вращения, ниже и выше частоты зубозацепления. (Отметим, что частота зубозацепления является гармоникой скорости вращения, порядок которой равен числу зубьев).

Однако, ниже частоты зубозацепления находятся все уже упомянутые низкочастотные составляющие, возникшие в результате разбаланса,

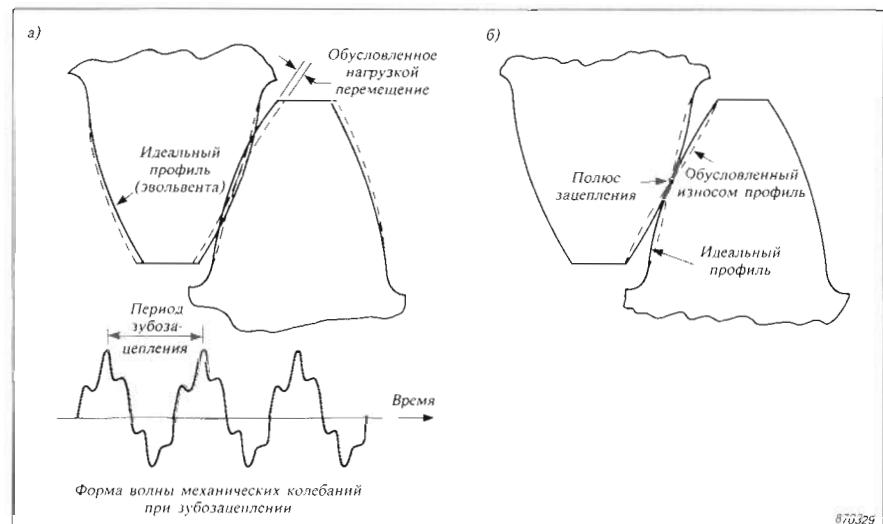


Рис. 3. а) Деформация зубьев шестерен в зацеплении вместе с упрощенным графиком временного развития механических колебаний новой коробки передач
б) Изменения профиля зубьев, вызванные износом

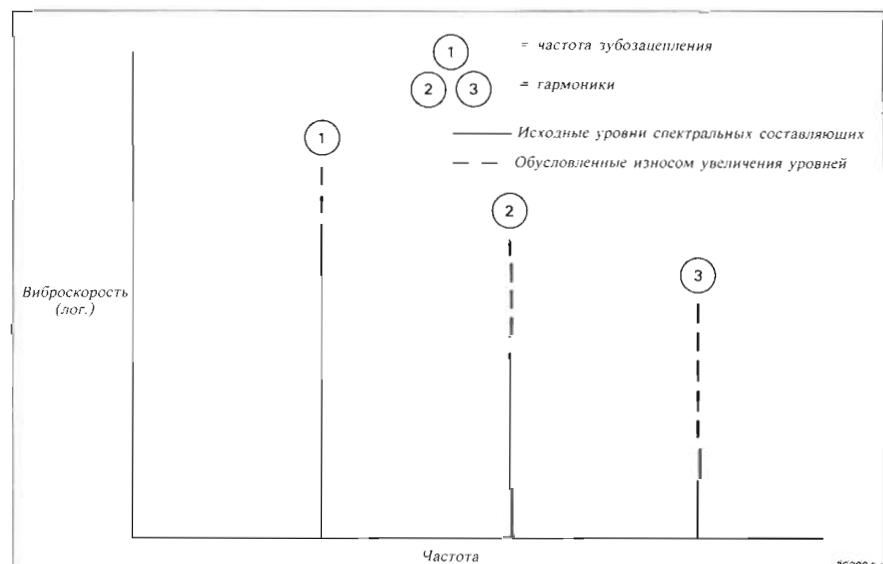


Рис. 4. Частотный спектр, показывающий незначительное увеличение амплитуды составляющей с частотой зубозацепления и значительные увеличения амплитуд гармоник механических колебаний равномерно изношенных шестерен коробки передач

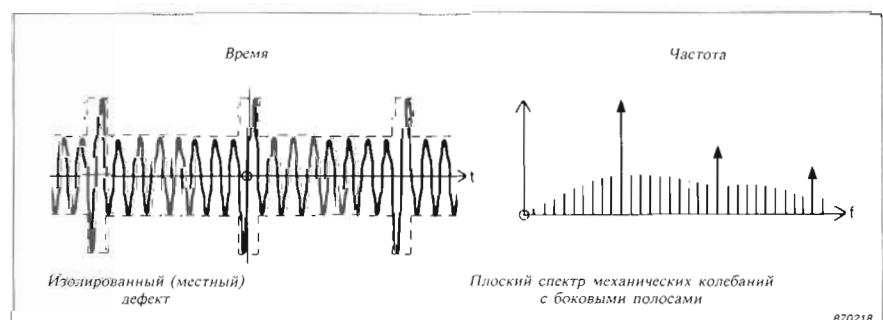


Рис. 5. Повторяющийся пульсирующий сигнал, вызванный зарождающимся дефектом коробки передач. Этот сигнал имеет в частотной области боковые полосы с низкими уровнями

искривления вала, рассогласования и т.п. и, поскольку эти составляющие более энергоинтенсивны, обусловленные треснувшим зубом составляющие с малыми амплитудами не будут видны в области низких частот.

Составляющие с частотой зубозацепления и ее гармоник более энергоинтенсивны, чем обусловливаемые зарождающимся дефектом коробки передач составляющие механических колебаний. Тем не менее, часто имеется возможность увидеть даже эти малые увеличения амплитуд между гармониками частоты зубозацепления.

По мере роста дефекта в коробке передач, охватывающего несколько поврежденных зубьев, отображающий механические колебания сигнал изменит свой характер от пульсирующего, описанного выше, до более энергоинтенсивного сигнала, который выглядит похожим на сигнал с амплитудной модуляцией (см. рис. 7). Его спектр имеет сходство с ним и содержит боковые полосы с относительно большими амплитудами на частоте зубозацепления и ее гармоник, причем эти боковые полосы разнесены на соответствующее значение вращения значение частоты.

На рис. 8 показаны зарегистрированные во времени сигналы и их спектры, отображающие механические колебания коробки передач в надежном и ухудшившемся состояниях. Следы общего износа показаны в виде незначительного увеличения амплитуды составляющей с частотой зубозацепления, но значительно большее увеличение амплитуд второй и третьей гармоник этой частоты.

Значительные увеличения амплитуд составляющих, частоты которых связаны со скоростью вращения, также наблюдаются между частотой звукозацепления и второй гармоникой. Это свидетельствует о присутствии местного зарождающегося дефекта коробки передач.

Присутствие паразитной составляющей вызвано геометрической погрешностью шестерни, обусловленной следами индексирующего колеса во время ее изготовления. Эта составляющая исчезает по мере общего износа.

Область высоких частот

Другими причинами механических колебаний, подлежащими рассмотрению, являются зарождающиеся дефекты подшипников с роликовыми элементами.

Зарождающийся дефект подшипника с роликовыми элементами обычно возникает в виде трещины или выбоины на внутренней или наружной обойме, или на самом роликовом элементе. Эта трещина сопровождается появлением незначительных импульсов каждый раз во время прокаты-

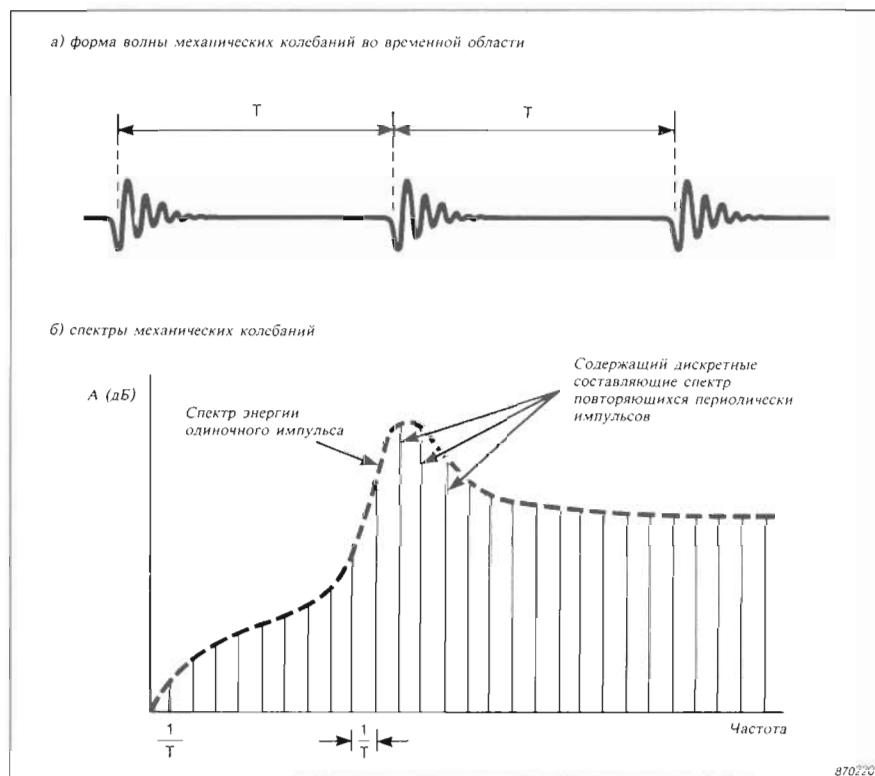


Рис. 6. Серия импульсов имеет в частотной области спектр, расстояние между дискретными составляющими которого равно 1/период повторения импульсов

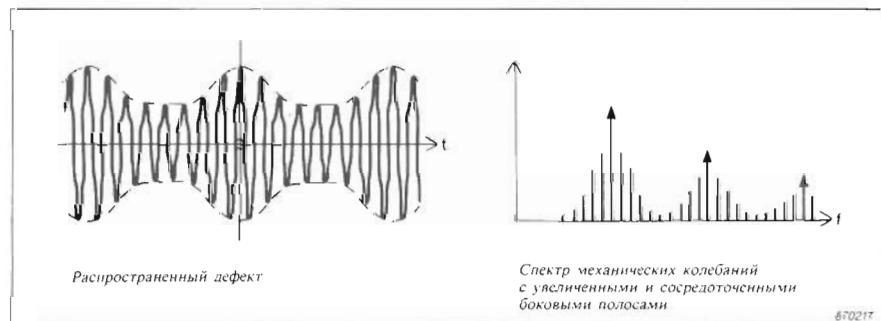


Рис. 7. Развитие дефекта шестерни сопровождается увеличением уровней боковых полос в спектре механических колебаний

вания по ней роликового элемента. Такие импульсы похожи на серию ударов молотка и сообщают энергию корпусу подшипника, который в свою очередь выбириует на своей резонансной частоте, причем наблюдается обусловливаемое демпфированием конструкции затухание наподобие удара по бронзовому колокольчику. (Звонящая частота колокольчика зависит лишь от его динамических характеристик, а не от частоты или силы ударов по нему). Следовательно, соответствующая механическая система имеет характер механического усилителя.

Если дефект расположен на неподвижной обойме, предположив для примера, что это будет наружная

обойма, то каждый импульс будет иметь одинаковую амплитуду. Если, однако, дефект расположен на вращающейся обойме, показанной здесь как внутренняя, то амплитуда импульсов будет изменяться в зависимости от изменений нагрузки на роликовый элемент, т.е. будет происходить амплитудная модуляция (см. рис. 9). Эффект этого на огибающую сигнала механических колебаний будет рассмотрен ниже.

Показанный на рис. 10 пример на практике встречается редко, поскольку импульсы от ударов в поврежденном подшипнике обладают такой энергией, что дискретные составляющие спектра серии импульсов появляются даже в областях низких и

средних частот. Однако, присутствие таких составляющих четко показано между 9,6 и 11,3 кГц (↔), где «нарост» в спектре указывает на возможность наличия дефекта роликового элемента подшипника.

Это, в комбинации с обусловливающим импульсами возбуждением структурных резонансов корпуса подшипника, других механических опор и т.п. на частотах, часто превышающих верхний предел описанной выше области средних частот, значит, что имеется возможность определить зарождающийся дефект роликового элемента подшипника путем мониторизации амплитуд или уровней составляющих механических колебаний, находящихся вблизи резонансных частот механической конструкции.

Поскольку упомянутые выше импульсы трещин часто очень короткие (зарождающуюся трещину, рассматриваемую здесь, едва ли можно увидеть невооруженным глазом), они имеют составляющие, частоты которых находятся в области высоких частот. В общих случаях, энергия этих составляющих намного меньше энергии составляющих с низкими и средними частотами, упомянутых в параграфе выше. Следовательно, они должны быть обнаружены в области более высоких частот.

Определить расположение таких «усиливающих» элементов механических конструкций довольно просто с помощью обычного испытания на удар с использованием одноканального узкополосного частотного анализатора. Возбуждая корпус подшипника легкими ударами молоточком и анализируя получаемые сигналы от датчика (расположенного в месте, выбранном для проведения мониторизации, когда испытываемая машина находится в эксплуатации), могут быть получены хорошие результаты для определения тех мест в спектре, где эффективен поиск дефекта подшипника с роликовым элементом.

На рис. 11 показаны результаты испытания на удар, зарегистрированные с помощью виброанализатора 2515. Как видно, имеется более одного резонансного «нароста». Во всех случаях появления увеличения амплитуд механических колебаний необходимо произвести соответствующий подробный анализ, методы которого описаны ниже. Подробный анализ может дать ценную дополнительную информацию о состоянии шариковых и роликовых подшипников.

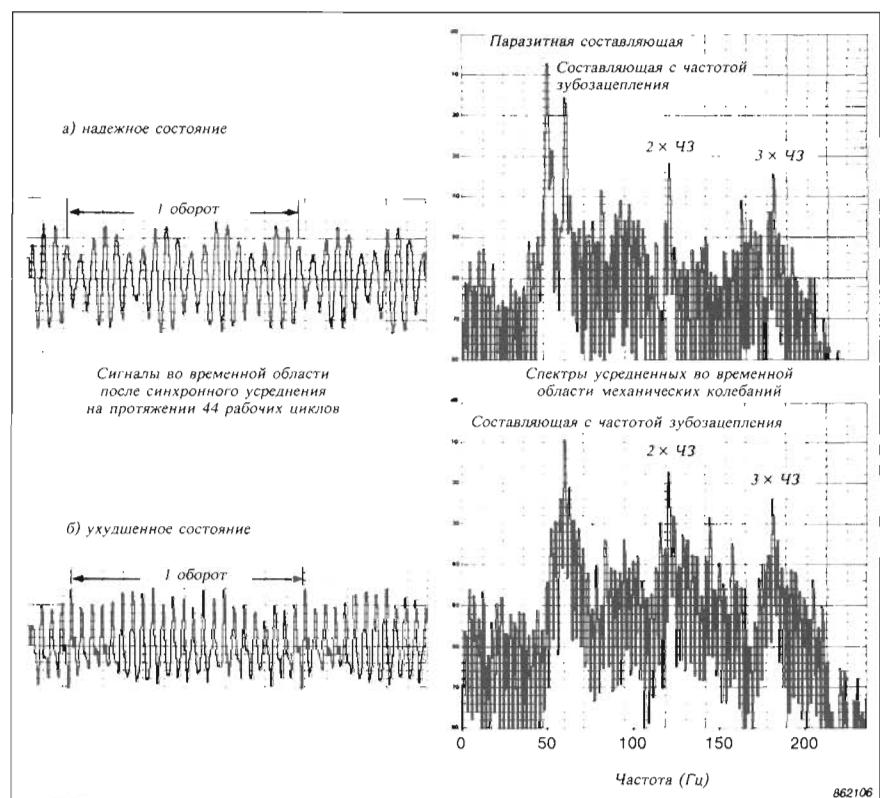


Рис. 8. а) Пики в спектре на частоте зубозаделания и ее гармоник, указывают на радиальный износ
б) Увеличение уровня механических колебаний между частотой зубозаделания и ее гармониками указывает на зарождающийся дефект

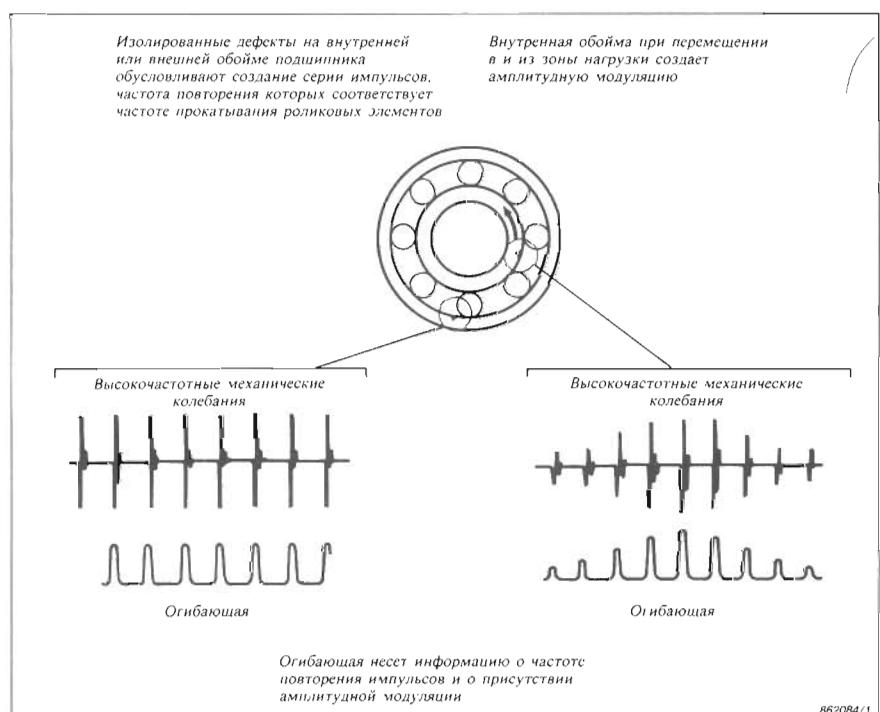


Рис. 9. Изолированные дефекты на внешней и внутренней обоймах подшипника вызывают появление серии импульсов. Дефект на вращающейся обойме вызывает амплитудную модуляцию

Заключение по разделу 1

В разделе 1 было показано в каком виде зарождающиеся дефекты машин с вращающимися элементами проявляются в частотных спектрах их механических колебаний.

Было также показано, что область низких частот, определяемая как область от частоты ниже скорости вращения до частоты нижних гармоник (4-й – 6-й), содержит информацию о разбалансе, рассогласовании, изгибе вала, нестабильности радиальных подшипников и ослаблении механических связей.

Область высоких частот, определяемая как полоса, в которой резонансы конструкции доминируют в спектре, содержит информацию о зарождающихся дефектах роликовых элементов подшипников, поскольку очень кратковременные импульсы от малых трещин на одной из обойм подшипника возбуждают механические резонансы конструкции. Такие дефекты могут быть определены, поскольку они не спрятаны в содержащей составляющие с большими амплитудами и упомянутой выше низкочастотной области.

Было указано, что область средних частот, определяемая как участок между указанными выше областями низких и высоких частот, содержит информацию о дефектах коробок передач. Степень износа шестерен может наблюдаться на частоте зубозацепления шестерен и ее гармоник. Однако, зарождающиеся дефекты в коробках передач, такие как трешина еще не обломившегося зуба, проявляются в виде боковых полос частоты зубозацепления и ее гармоник (чаще всего, на более низких уровнях).

Раздел 2

Обнаружение дефектов

В разделе 1 обсуждалось наличие содержания в отображающих механические колебания сигналах ценной информации о состоянии машин с вращающимися элементами. Чтобы избежать проведение утомительного и дорогостоящего анализа таких сигналов в процессе ежедневной работы, необходимо воспользоваться методом который:

1. способствует обнаружению дефектов на самой ранней стадии
2. дает минимальное количество неправильной информации
3. прост в применении даже для не специалиста
4. дает достаточное количество информации для выполнения диагноза «на глаз» о характере дефекта с тем, чтобы после оценки руководство могло принять решение о проведении более подробного анализа и т.д.

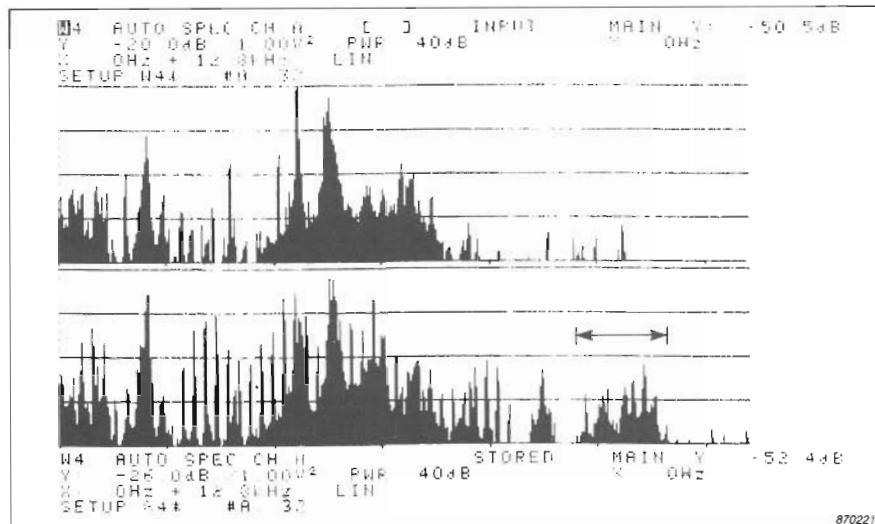


Рис. 10. Спектры механических колебаний шарикового подшипника

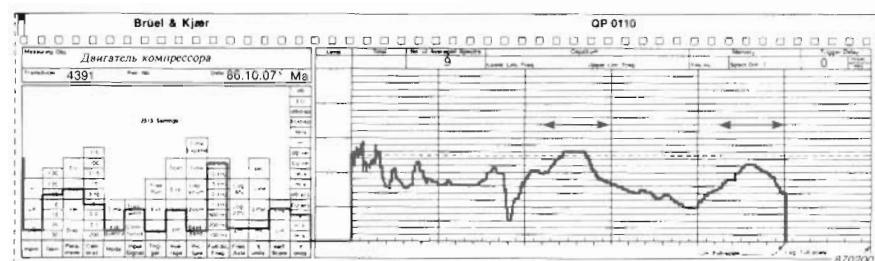


Рис. 11. Характеристика подшипника электромотора, возбужденного импульсом

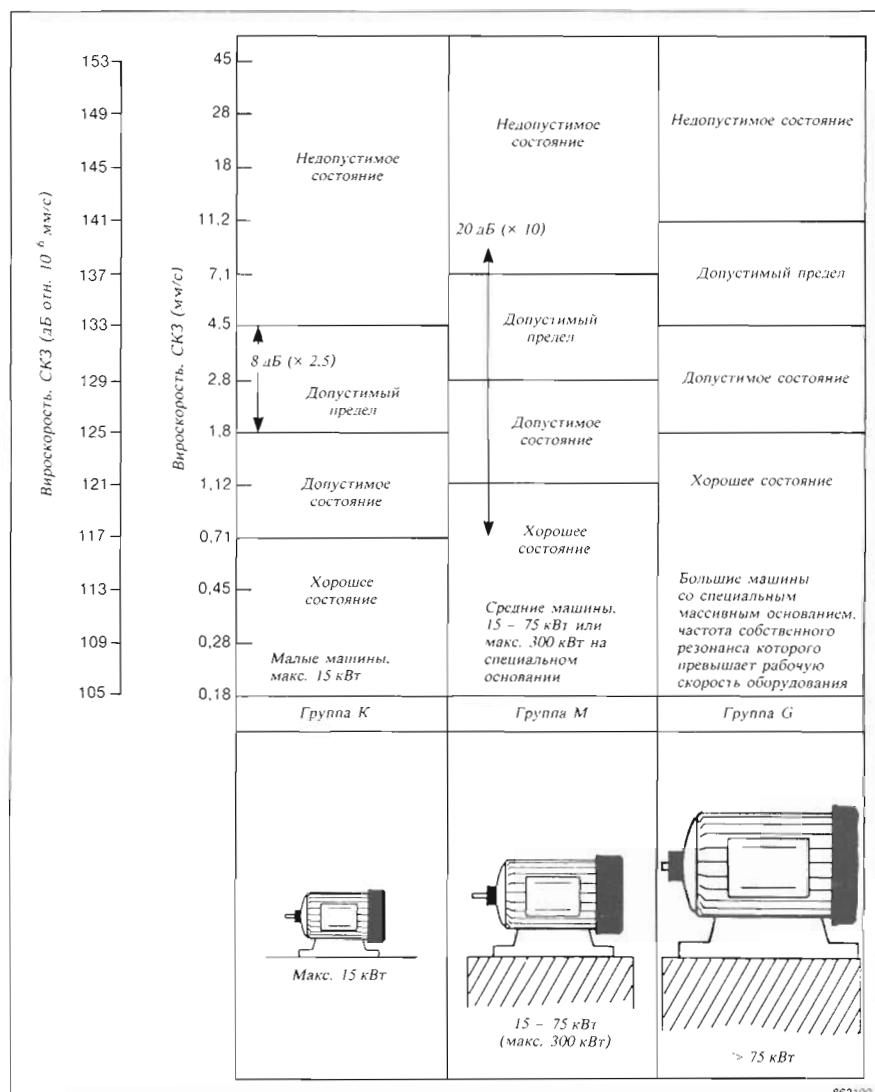


Рис. 12. Классификация машин по уровням механических колебаний

В течение многих лет, обнаружение дефектов выполнялось с помощью сравнения СКЗ скорости механических колебаний или с соответствующими предыдущими данными, или с установленными стандартами (такими как немецкие стандарты, выпущенные Институтом немецких инженеров ВДИ 2056, или международные стандарты ИСО 2372 и 3945) значениями. Теория заключается в том, что аналогичные друг другу машины, сгруппированные по мощности на оси, создают механические колебания с подобным или даже одинаковым уровнем скорости механических колебаний в диапазоне от 10 Гц до 1 кГц (см. рис. 12).

Как обсуждалось в разделе 1, основанная на упомянутой теории мониторизация предположительно обнаружит разбалансы, явную рассогласованность и значительный изгиб валов по причине больших амплитуд соответствующих механических колебаний.

По мере того, как составляющие с малыми амплитудами будут скрыты в более мощных составляющих механических колебаний, зарождающиеся дефекты шариковых подшипников, коробок передач и др. не будут обнаружены при использовании старых методов. По меньшей мере, дефекты не будут обнаружены, пока составляющие обусловливаемые ими механических колебаний не превысят уровень низкочастотных составляющих.

На рис. 14 показаны изменения спектра разрастающегося дефекта в зависимости от времени (справа вверху).

На основе результатов только широкополосных измерений (например, в полосе 10 – 1000 Гц согласно ИСО или ВДИ или в любой другой полосе) нельзя обнаружить изменения состояния машинного оборудования до того, как увеличивающаяся амплитуда определенной составляющей достигнет уровня составляющей с самой большой амплитудой в учитываемой частотной полосе (см. рис. 14 слева внизу).

Путем сравнения спектров механических колебаний можно обнаружить изменения состояния оборудования сразу же после увеличения уровня одной составляющей или одной полосы спектра на более, чем 3 – 6 дБ. Следовательно, сравнение спектров обеспечивает слишком раннее предупреждение (см. рис. 14 справа внизу).

Другой проблемой использования жестких стандартов, устанавливающих пределы уровней механических колебаний, является путь распространения механических колебаний от точки возбуждения (обоймы подшипника, шестерни в коробке передач и др.) к точке замера. Если путь распространения не имеет идентичный коэффициент затухания от одно-

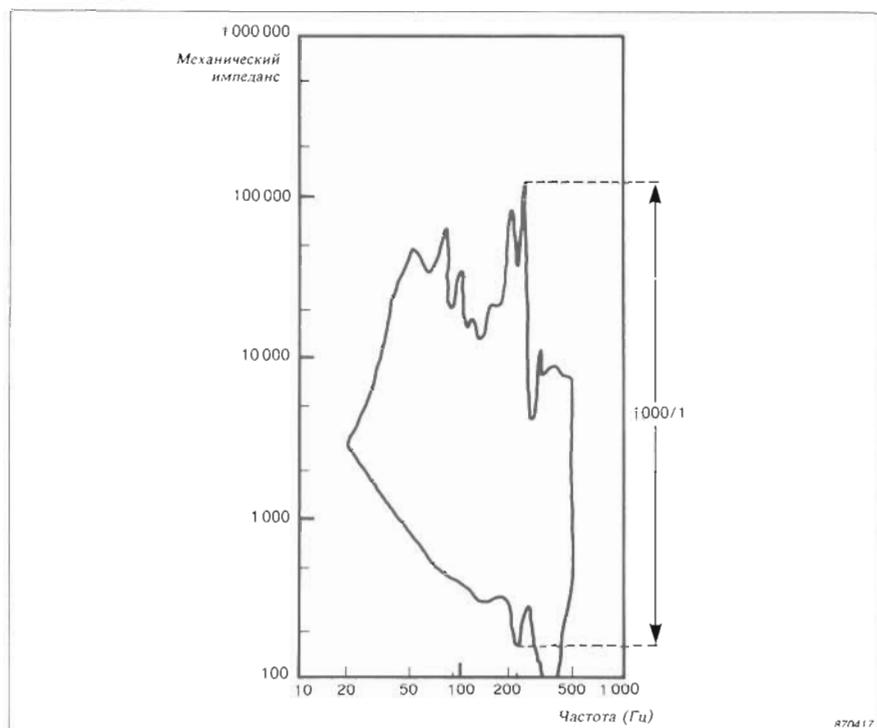


Рис. 13. Изменения механического импеданса (порядка, равного 1000) различных машин с идентичным дефектом подшипника

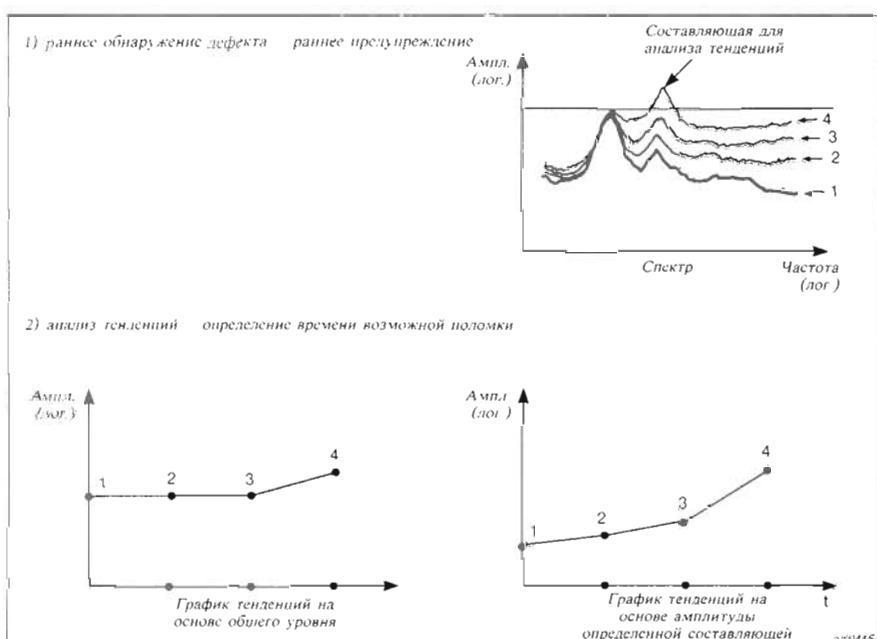


Рис. 14. Мониторизация широкополосного уровня механических колебаний не обнаружит развивающиеся дефекты до тех пор, пока амплитуда связанных с дефектом составляющих не превысит уровень самых высоких составляющих

го узла до другого, то дефекты одинакового характера (например, точечная коррозия или трещины) могут создавать различные сигналы, получаемые от датчика, и, следовательно, могут быть причиной различных толкований и заключений.

Исследования, проведенные Е. Даунем и Р. Вудзэм, описанные в статье «Обоснование проведения монитори-

зации машин с вращающимися элементами на непрерывно эксплуатируемых производственных установках» и представленные в качестве доклада № 71 - выбр. 96 американскому обществу инженеров-механиков на заседании в Торонто, Канада, 8 – 10 сентября 1971 г., поддерживают указанную точку зрения. На рис. 13 показано, что затухание путей распространения механических колеба-

ний, рассматриваемое здесь как изменение механического импеданса, на идентичных машинах может значительно изменяться и при определенных частотах составлять до 1:1000 или 60 дБ.

Следовательно, можно сделать заключение, что обнаружение дефекта необ-

ходимо выполнять следующим образом:

- сравнением текущих результатов с полученными в течение некоторого периода времени результатами. Результаты, полученные от других машин или других точек замера, не могут являться ран-

ними показателями изменения состояния машин с вращающимися элементами

- сравнением спектров механических колебаний для обнаружения изменений составляющих даже с относительно малыми амплитудами.

Применение основанных на быстром преобразовании Фурье анализаторов

Придя к заключению, что сравнение спектров механических колебаний необходимо для получения максимально раннего предупреждения о развитии дефекта в машине, можно попытаться использовать возможности хранения и сопоставления данных большинства одноканальных анализаторов. Однако, как показано ниже, проблему можно рассматривать по-разному.

Даже незначительные изменения рабочей скорости машины обусловливают перемещение пиков спектров механических колебаний, вызывая большие разнотечения и давая ложную индикацию, а следовательно и ложную предупредительную информацию (см. рис. 15).

Решением данной проблемы является сокращение объема данных путем их предварительной обработки, например, путем группирования отдельных дискретных составляющих узкополосных спектров в большие группы, причем внутри каждой из этих групп можно допустить определенные изменения без введения помех в общий уровень таких групп. Созданный таким образом новый спектр называется **синтезированным спектром**. Конечно, частотные полосы такого синтезированного спектра должны иметь достаточную ширину для акцепта случайных изменений частоты, а одновременно быть достаточно узкими для обнаружения небольших изменений основных составляющих спектров механических колебаний.

Зарождающийся дефект в коробке передач, как описано ранее, будет обнаружен по уровню боковых полос частоты зубозаделания и ее гармоник. Следовательно, будет существовать несколько полос частоты между частотой зубозаделания и ее второй гармоникой, т.е. несколько полос в пределах одной октавы, так что разрешение по частоте должно быть отно-

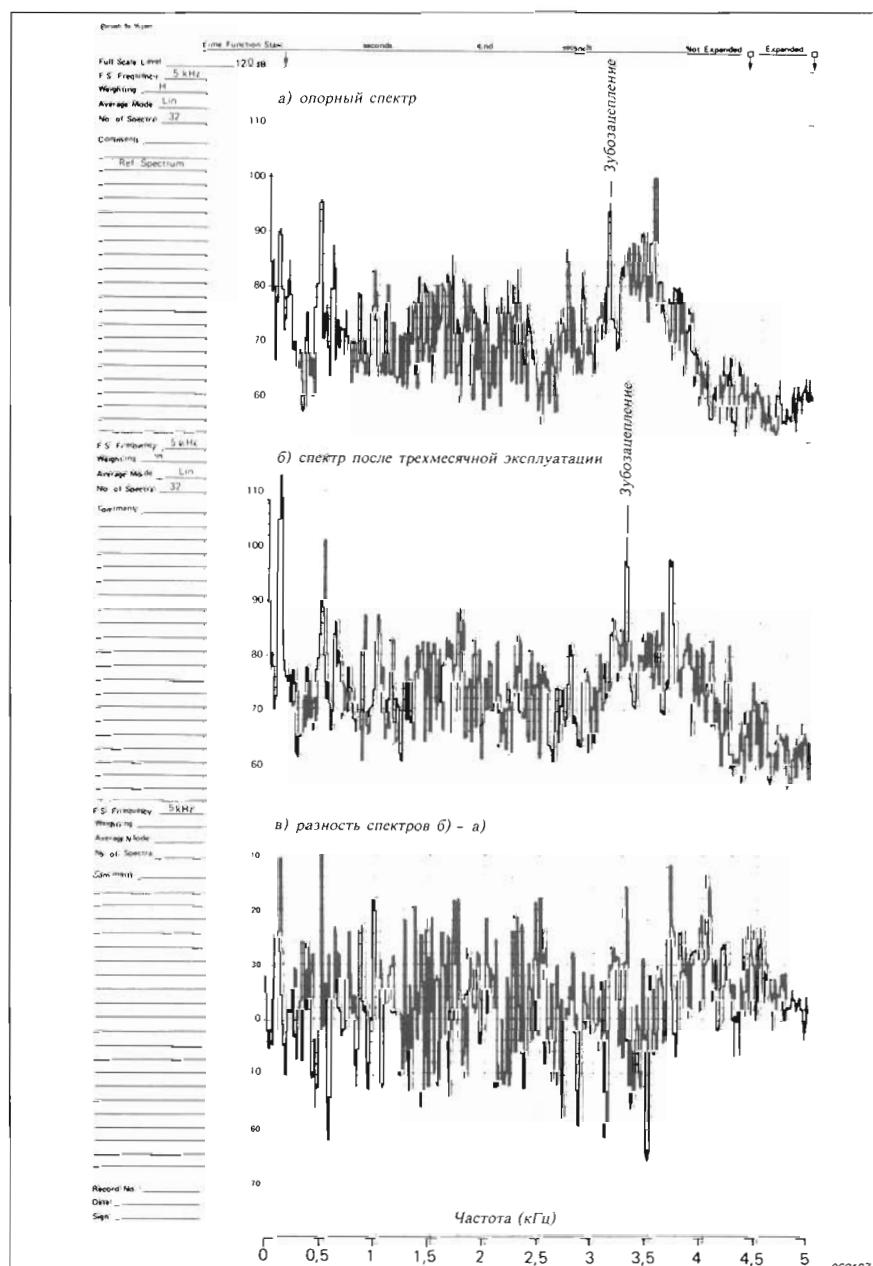


Рис. 15. Сравнение спектров с узкими полосами дает широкие разнотечения. Следовательно, такое сравнение непригодно для раннего обнаружения дефекта

сительным, т.е. должно быть обеспечено одинаковое количество полос на октаву во всем учитываемом частотном диапазоне.

В течение последнего десятилетия или более использовались октавные фильтры, в основном во флоте, с результатами, показавшими свое превосходство перед измерениями в широких частотных полосах. Однако, как указано выше, чтобы увидеть разницу между зарождающимся дефектами и общим износом исследуемого машинного оборудования или его деталей, необходимо иметь повышенное разрешение по частоте. Трехоктавные фильтры (полосы шириной 23%) в некоторых случаях оказались эффективными.

Тем не менее, проблема существует независимо от ширины полосы частоты. Если уровень одной из составляющих узкополосного спектра высок в результате, например, зубозацепления, и соответствующая составляющая находится прямо на границе полосы, то эта составляющая доминирует присущий этой полосе уровень. В следующий раз, при сравнении спектров и даже небольшом (доля процента) увеличении рабочей скорости оборудования данная составляющая попадет в очередную узкую полосу спектра БПФ. Имеется также возможность ее попадания в очередную полосу синтезированного спектра и, следовательно, резкого увеличения уровня данной полосы и присутствия ложной предупредительной информации.

Во избежание такой ситуации необходимо «расширить» учитываемые частотные полосы. Исходный спектр затем называют *опорным спектром*. Этот спектр используется для создания опорной маски, в которой отдельным узким полосам придаются максимальные значения, присущие либо им самим, либо двум смежным полосам. (Это можно наглядно показать, выпилив опорный спектр из листа фанеры, положив его на слой песка на столе и передвинув его на ширину одной полосы в любую сторону. Профиль, оставленный на песке, будет идентичен опорной маске, см. рис. 16). На рис. 16 также показано применение нижнего предела, определяющего границу учитываемого динамического диапазона. Это значит, что изменения амплитуд составляющих спектра ниже этого предела не вызовут сигнала тревоги. Следовательно, ложные тревоги от случайных шумов будут исключены. Новые спектры механических колебаний затем сравниваются с описанной выше опорной маской.

При сравнении новых зарегистрированных спектров с опорной маской любые уровни, превышающие контуры маски, могут рассматриваться как признак зарождающегося дефекта.

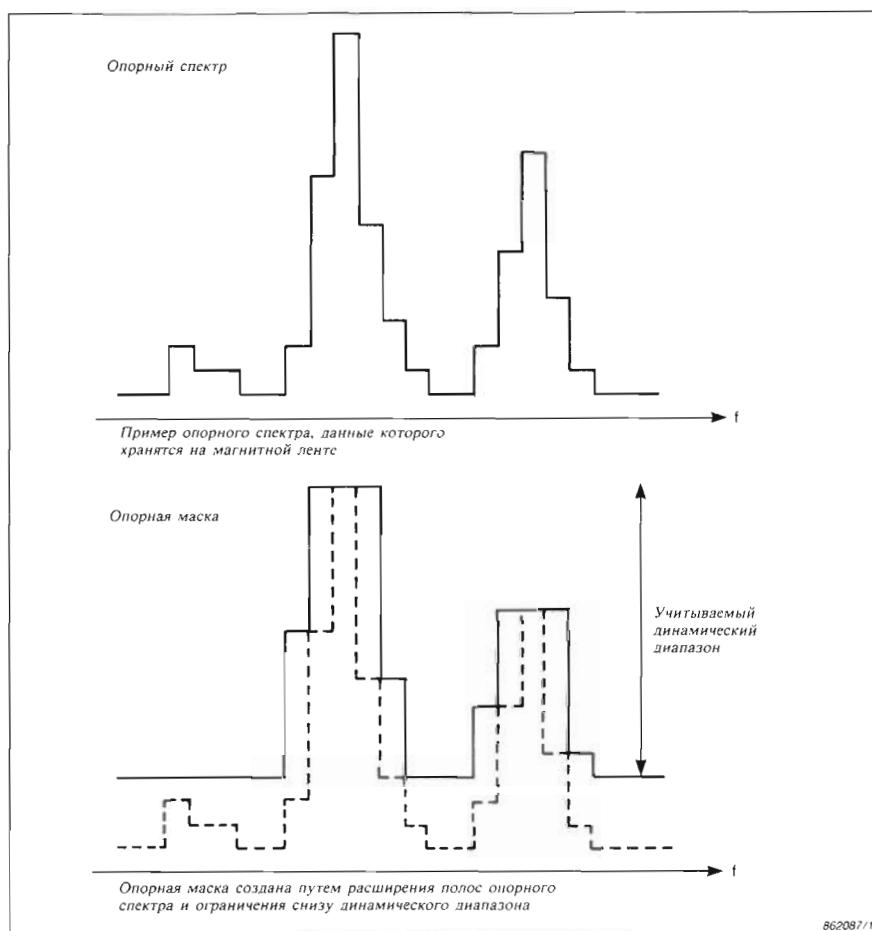


Рис. 16. Опорный спектр и опорный спектр с наложенной маской

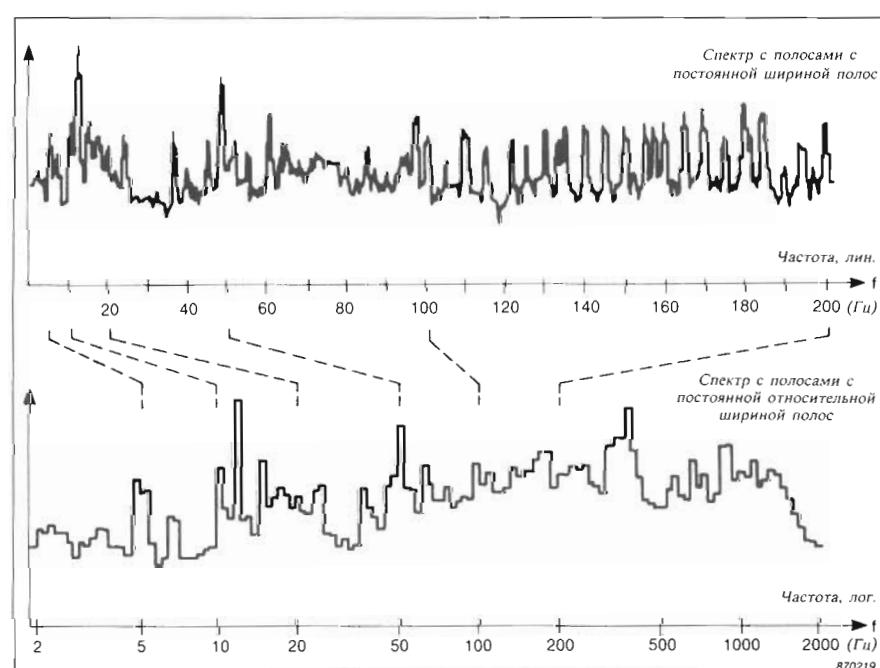


Рис. 17. Синтез спектров с линейной (вверху) и логарифмической (внизу) шкалами частоты

Поскольку эффективная ширина полос теперь в три раза больше, чем ширина исходных частотных полос, а нужная ширина полос не должна пре-

вышать 1/3 октавы (23%), исходный опорный спектр должен быть определен с разрешением по частоте не больше, чем приблизительно 7%.

Это оставляет только одну независимую полосу между двумя основными составляющими с интервалом в 1/1 октавы, например, составляющими с частотой зубозацепления и ее второй гармоникой или составляющими с частотами, определенными скоростью вращения и второй гармоникой последней. Следовательно, исходный синтезированный спектр должен обладать разрешением по частоте лучше 7%. Синтезированный спектр с разрешением по частоте порядка 4 – 6%, по опыту, является золотой серединой.

Последней проблемой для рассмотрения являются изменения рабочей скорости контролируемого оборудования. Если рабочая скорость машины изменяется больше, чем допустимо с точки зрения удержания определенной составляющей механических колебаний в пределах ширины одной полосы соответствующего спектра, то описанные выше методы обнаружения также будут давать ложную информацию. В случае, если спектр синтезирован так, что он содержит полосы с постоянной относительной (процентной) шириной (об таком спектре уже упоминалось выше), то эффект изменений рабочей скорости оборудования будет одинаковым по всему спектру (см. рис. 17). Например, при увеличении скорости коробки передач на 15% увеличится частота зубозацепления и все ее гармоники на 15%. Таким образом, можно сравнить новый синтезированный спектр с опорной маской, сдвинутой на 15% в частотной области. Все основные частоты, гармоники, боковые полосы и т.п. снова выровняются и при сравнении спектров будут исключены ложные предупреждения о зараждающихся дефектах.

Не все составляющие спектров механических колебаний контролируемых машин относятся к их рабочей скорости. Выше уже обсуждался один тип – резонансы конструкций, на основе которых обнаруживались дефекты подшипников с роликовыми элементами. Однако, даже при применении логарифмической шкалы частоты резонансы конструкции часто относительно широки, порядка 1/3 октавы или даже шире. Таким образом, незначительные изменения рабочей скорости не вызовут ложных предупреждений.

Однако, другие составляющие, например, связанные с частотой сети переменного тока (50 или 60 Гц) и особенно с увеличенной вдвое частотой сети составляющие часто присутствуют в спектрах механических колебаний машинного оборудования. Составляющие с частотой, соответствующей второй гармонике частоты сети, часто вызваны сжатием железа в электромагнитном поле. Данные составляющие механических колебаний часто преобладают в спектрах и даже пре-

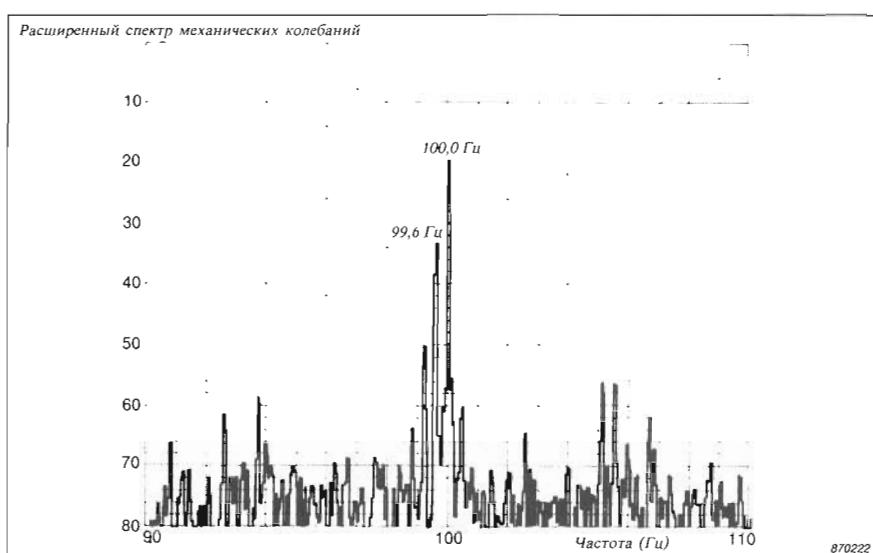


Рис. 18. Спектр механических колебаний двухполюсного электродвигателя с короткозамкнутым витком. Вторая гармоника скорости вращения лежит рядом с удвоенной частотой сети переменного тока

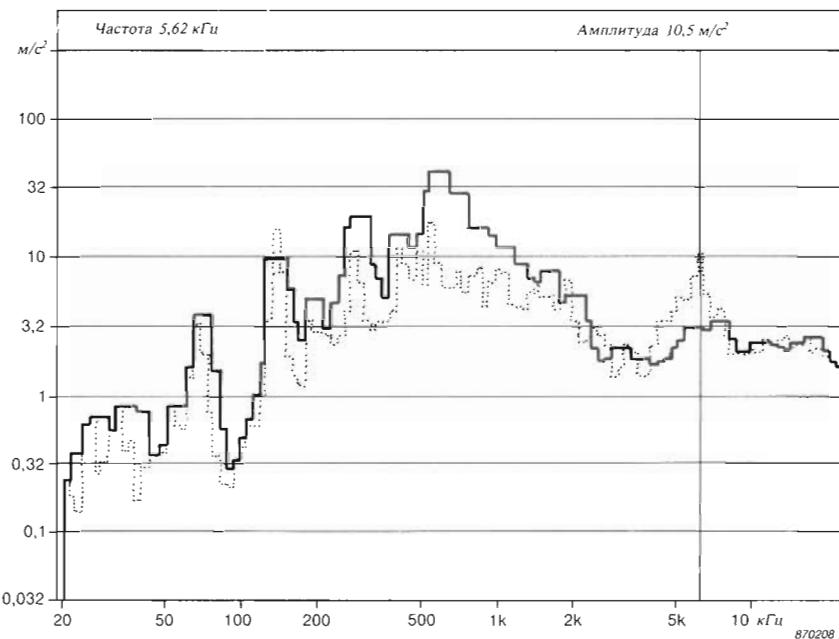


Рис. 19. Новый синтезированный спектр с полосами шириной 6% и опорная маска с полосами шириной 3 × 6%

вышают по уровню составляющие с частотами, связанными с рабочей скоростью оборудования и ее гармоникой. Однако, упомянутые составляющие, связанные с частотой сети переменного тока, вообще не содержат информации о состоянии подлежащего мониторизации оборудования.

Следовательно, при использовании сравнения спектров для обнаружения дефектов всегда существует риск наличия ложных предупреждений. Если разрешение по частоте синтезированного спектра достаточно высоко, то большинство таких ложных предупреждений может быть опознано немедленно и оставлено без

внимания. Однако, если разрешение слишком мало или указывающая на дефект составляющая находится слишком близко другой важной составляющей, то необходим подробный частотный анализ. Узкополосный анализ, например, может быть выполнен с расширением масштаба частоты в участках вблизи важных составляющих исследуемых механических колебаний (см. рис. 18).

На рис. 19 показан пример, в котором новый синтезированный спектр имеет разрешение по частоте, равное 6%. Опорная маска наложена на упомянутый спектр.

Данный пример показывает как проявляется зарождающийся дефект шарикового подшипника в области высоких частот. Также видно, что потребовалась компенсация рабочей скорости для удерживания дискретных составляющих в пределах учитываемой опорной маски.

Использование системы мониторизации себя оправдало - на рис. 20 показана обойма дефективного подшипника, наружным диаметром около 30 см, снятого с винтового компрессора. Участок с точечной ржавчиной четко виден. Данный дефект был обнаружен и опознан, а подшипнику была дана возможность непрерывно работать в течение 5 месяцев. После этого он был снят с винтового компрессора, поскольку было видно, что дефект развился до опасного состояния. Это свидетельствует о высокой эффективности изложенного выше метода при обнаружении и определении дефектов.



Рис. 20. Роликовый подшипник с дефектом, снятый с эксплуатации через пять месяцев после первого признака дефекта

не и в расширенных участках последнего. В процессе осуществляющей квалифицированным специалистом с опытом в области диагностики и техобслуживания оценки нужно выявить ложную информацию, связанную, например, с изменениями рабочей скорости исследуемого машинного оборудования. Затем нужно определить частотные полосы, в которых наблюдается увеличение уровней механических колебаний. Таким образом можно получить основную информацию относительно вида ожидаемого дефекта.

В области низких частот можно ожидать неполадки, обусловленные разбалансом, рассогласованием, изгибами валов и т.п.

В области средних частот могут быть найдены показания износа и зарождающихся дефектов редукторов, коробок передач и т.п. вместе с наличием эксцентричности, неровных шестерен, рассогласованных шестерен и т.д.

В области высоких частот можно получить информацию, касающуюся зарождающихся дефектов подшипников с роликовыми элементами, и обнаружить дефекты, проявляющиеся созданием серий узких и острых импульсов.

На основе проведенного обсуждения может быть выбран один из указанных ниже диагностических методов для проведения дальнейшего анализа.

Раздел 3 Диагностика

При обнаружении увеличения уровня механических колебаний нужно приступить к подробному анализу. Сначала необходимо осуществить оценку спектров механических колебаний в широком частотном диапазоне

Диагностическое применение информации о фазе

Определение фазового угла колебаний с частотой, соответствующей скорости вращения, имеет важное значение. Статический разбаланс обуславливает повышенные радиальные колебания, которые находятся в фазе в случае двух подшипников (см. рис. 21). Аналогично, обусловливаемые динамическим разбалансом радиальные колебания двух подшипников

обычно не находятся в фазе друг с другом.

Качающее движение, вынужденное другим источником, сопровождается как радиальными, так и аксиальными колебаниями с соответствующей скоростью вращения частотой, причем эти колебания не находятся в фазе друг с другом (см. рис. 22). Изгиб вала мо-

жет также вызвать как радиальные, так и аксиальные колебания. Однако, осевые колебания не будут в фазе, а радиальные будут синфазными. Кроме того, данные дефекты обычно сопровождаются присутствием гармоник и даже разбаланса, вызванного нелинейностью опорной конструкции с подшипниками.

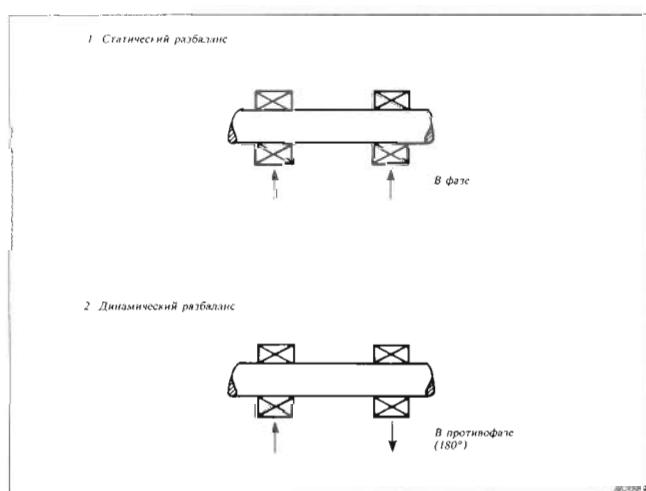


Рис. 21. Применение информации о фазе составляющих с соответствующими скоростями вращения и ее гармониками частотами помогает определить вид разбаланса

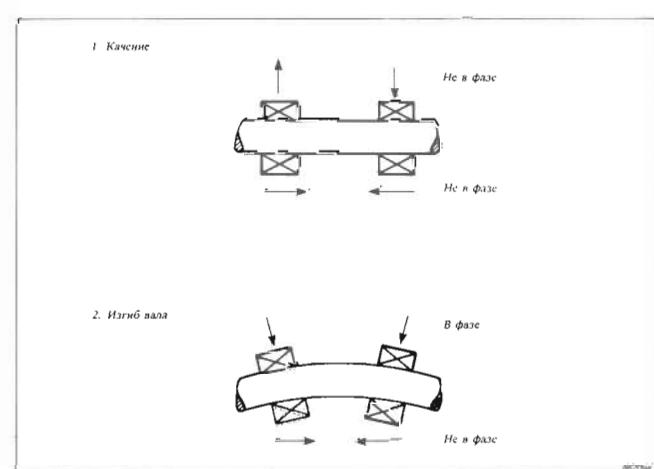


Рис. 22. Применение информации о фазе помогает определить качение или наличие изгиба вала

Кепстральный анализ

Кепстральный анализ используется для идентификации серий гармоник и/или боковых полос спектров и для оценки их относительной мощности. В основном, кепстр мощности, при его использовании в системах мониторизации машинного оборудования, является результатом частотного анализа результатов частотного анализа.

Серия импульсов во временной области отображается в частотной области в виде дискретной составляющей на частоте повторения импульсов и гармоник в соответствии с формой этих импульсов. Подобно этому, серия дискретных составляющих частотного спектра отображается в кепстре в виде серии дискретных линий. На оси X кепстра отложены единицы 1/Гц или с, а положение первой линии соответствует обратной величине просвета боковых полос или гармоник соответствующего спектра.

На рис. 23 показаны кепстры, соответствующие спектрам механических колебаний редуктора в ненадежном состоянии. На основе показанного на рис. 23.а и содержащего несколько гармоник спектра нельзя определить, что на самом деле имеются две серии гармоник, свидетельствующие о наличии двух отдельных дефектов. Кепстр позволяет определить наличие групп гармоник и/или боковых полос (см. рис. 23.а) с просветами в 49,8 Гц и 120,7 Гц соответственно.

На рис. 23.б показан тот же спектр, но обработанный так, что частоты, которые находятся ниже приблизительно половины частоты зубозацепления, удалены. На основе этого спектра определен соответствующий кепстр. (Отметим, что прибор 2515 автоматически определяет как спектры, так и кепстры. В данном случае указатель прибора 2515 был установлен на половину частоты зубозацепления).

Показанный на рис. 23.б кепстр не содержит составляющую 120,7 Гц, что указывает на то, что она исходит от низкочастотного диапазона и связана с дефектами, проявляющимися в этом диапазоне. Однако, присутствие составляющей 49,8 Гц указывает на то, что она исходит из диапазона средних частот и связана с наличием соответствующих дефектов. Из этого можно заключить, что шестерня, вращающаяся на частоте 49,8 Гц, может иметь зарождающийся дефект, в то время как вал, вращающийся с частотой 120,7 Гц, вероятно имеет разбаланс или другой дефект, проявляющийся в области низких частот.

Наконец, кепстральный анализ до значительной степени нечувствителен к изменениям фазы исследуемых сигналов и к параметрам путей распространения механических колебаний. Например, кепстры механических колебаний двух подшипников в коробке передач почти идентичны друг другу.

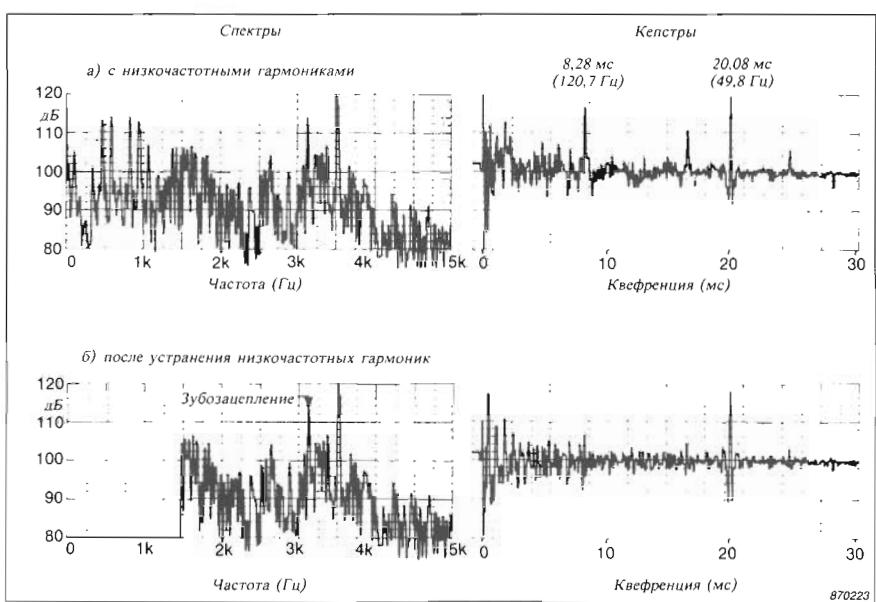


Рис. 23. а) Частотный спектр и кепстр механических колебаний коробки передач в изношенном состоянии
б) Частотный спектр с удаленными гармониками и соответствующий кепстр

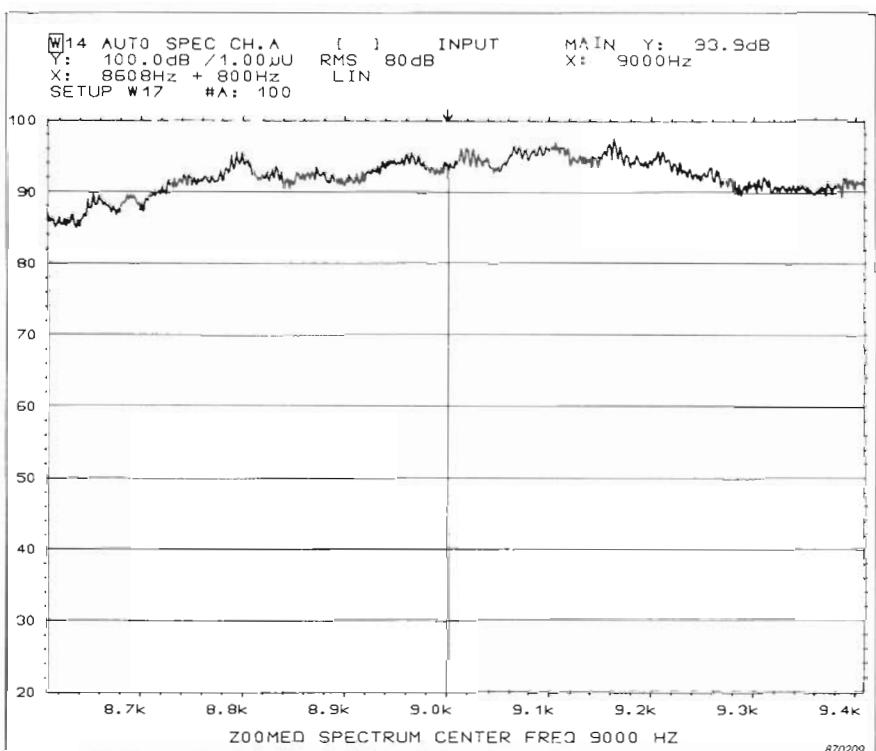


Рис. 24. Расширенный участок спектра механических колебаний показывает «размазывание», вызванное изменениями скорости вращения

Определение и анализ огибающих

Было показано, что зарождающийся дефект в подшипнике с роликовым элементом, вызовет серию острых импульсов, хотя очень незначительной энергии (см. рис. 9). Такие дефекты обнаруживаются путем мониторизации увеличения амплитуд колебаний на частотах резонансов конструкции, но анализ, необходимый для убедительного заключения, что подшипник имеет дефект и сигнал не является исходящим из, например, системы принудительной смазки, не

может быть выполнен при помощи простого частотного анализатора.

Частота резонанса конструкции, на которой появляется обусловленная дефектом составляющая, находится в диапазоне кГц, в то время как соответствующая скорость вращения частота может быть порядка 1 – 2 Гц и, следовательно, не может быть выявлена из-за ограниченного разрешения анализатора в основном частотном диапазоне. Возможным решением

является расширение спектра и, теоретически, при достаточно высокой разрешающей способности, отыскание гармоник исходной серии импульсов, усиленных механической конструкцией. Это возможно при условии абсолютной стабильности анализируемого сигнала. На практике, однако, это не всегда верно. В связи с изменениями скорости вращения, слишком расширенный спектр будет «размазан» до такой степени, что дискретные составляющие спектра исходных импульсов, исчезнут (см. рис. 24).

Более простым методом преодоления такого препятствия является определение и анализ огибающей. Этот метод рассматривается ниже.

Сигнал времени фильтруется в области частоты, в которой обнаружены признаки дефекта (см. рис. 25). Фильтрация оставляет высокочастотный сигнал, содержащий возбужденные импульсами колебания корпуса подшипника с отсутствием почти всех паразитных составляющих.

Профильтированный сигнал выпрямляется, проходит через фильтр нижних частот с частотой среза, соответствующей приблизительно половине ширины полосы пропускания фильтра. Выходной сигнал похож на исходные импульсы от подшипника, но что наиболее важно, он дает возможность восстановления частоты повторения этих импульсов. Путем частотного анализа этого сигнала можно точно определить частоту повторения импульсов. Период повторения импульсов может быть вычислен (см. рис. 26), например, для дефектов внутренней и наружной обойм подшипника или дефектов роликового элемента. Таким образом, причина дефекта подшипника может быть точно определена. Следует отметить, что истинное значение частоты будет немного меньше вычисленного значения в связи с проскальзыванием.

Если дефект находится на вращающейся обойме, в некоторых случаях возможно увидеть амплитудную модуляцию вследствие изменяющейся нагрузки на трещине. Эффект модуляции проявляется в виде боковых полос рядом с составляющими, соответствующими периодичности импульсов, с просветом равным скорости вращения (см. рис. 27).

Усреднение во временной области

Другим методом сокращения содержания нежелательных составляющих исследуемых сигналов является усреднение во временной области. В процессе осуществляющего современными анализаторами (в том числе прибором 2515) усреднения определяются присущие отдельным участкам сигнала спектры, данные этих спек-

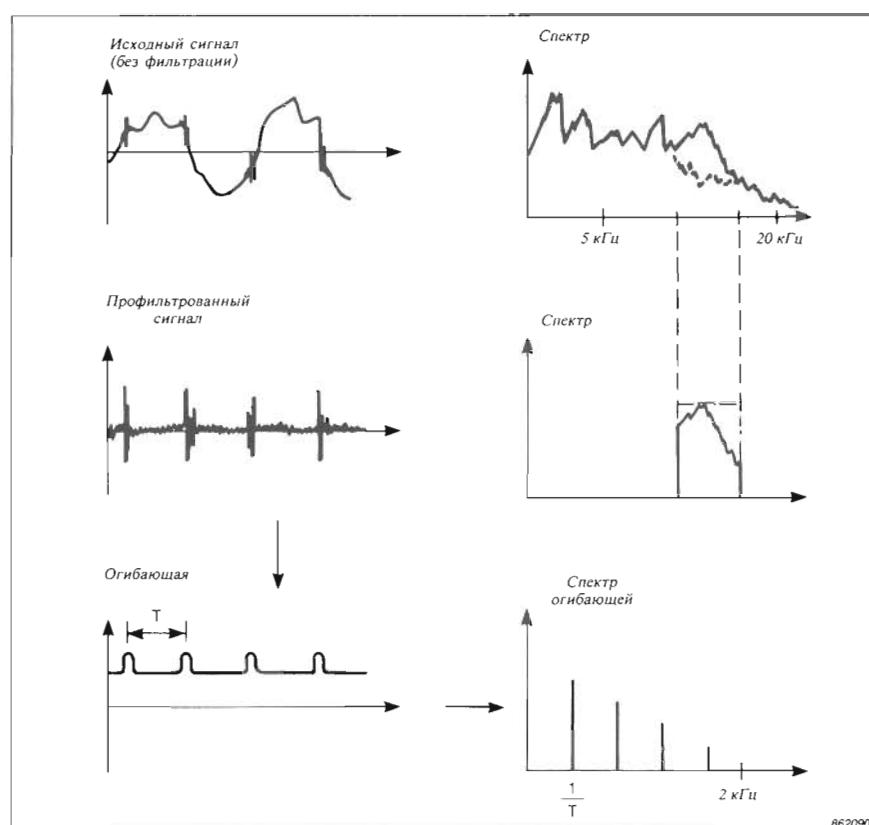


Рис. 25. Принцип определения и анализа огибающих

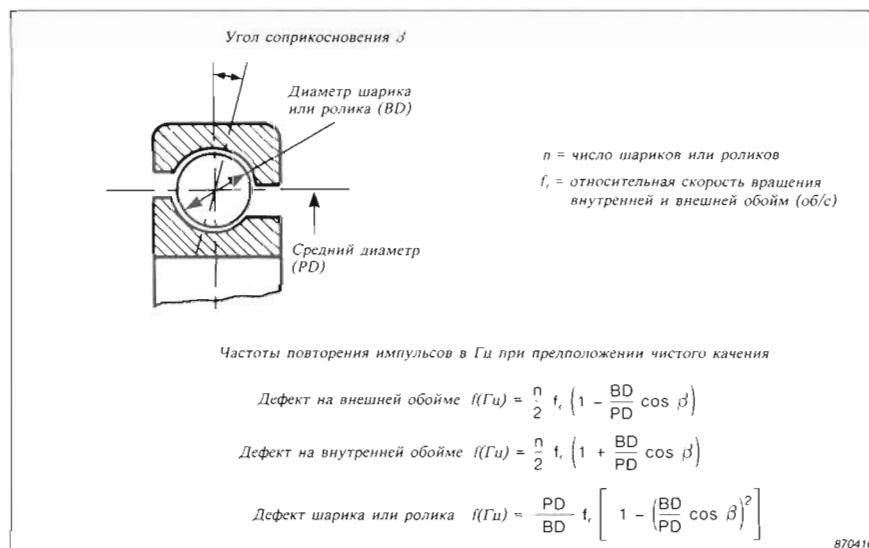


Рис. 26. Определение частоты повторения импульсов на основе физических размеров подшипника и числа шариков или роликов

тров возводятся в квадрат для получения амплитудных спектров и затем все эти спектры усредняются по ансамблю (см. рис. 28, верхняя часть). Таким образом в спектре сигнала, содержащего, к примеру, составляющие с частотами 20 и 33 Гц, будут присутствовать две дискретные линии. Возможность определения этих составляющих, конечно, является основным результатом в соответствии с назначением основанного на БПФ частотного анализа.

Если сигнал усреднен во временной области (см. рис. 28, нижняя часть),

т.е. во время регистрации во временной области, например, синхронно с частотой 20 Гц и с арифметическим усреднением перед анализом, то все сигналы с частотой 20 Гц и ее гармоник всегда будут находиться в фазе при усреднении, в то время как сигналы с частотой 33 Гц будут сняты с различными фазовыми углами и усреднены соответственно. На рис. 29.а показана составляющая с частотой 20 Гц, полученная путем синхронного усреднения, а рис. 29.б показывает, что при асинхронном усреднении во временной области будут устраниены все составляющие.

Таким образом, если анализ механических колебаний коробки передач и сравнение соответствующих спектров показывают увеличение уровней и если узкополосные спектры не дают ясного ответа, то целесообразно приступить к усреднению во временной области.

Шестерня, подлежащая анализу, может быть оборудована оптическим пусковым устройством с датчиком ММ 0012 или ММ 0024, способствующим синхронизации процесса усреднения. Механические колебания этой шестерни будут учитываться в процессе усреднения, а все другие сигналы будут существенно ослаблены. Кривые на рис. 8 получены таким способом. Однако, спектры таких «подчищенных» сигналов во временной области более «хаотичны».

Усреднение во времени можно назвать «лупой» колебаний, с помощью которой можно сфокусироваться на отдельной детали, подлежащей исследованию.

В случае, если учитываемый вал коробки передач по той или иной причине не допускает применения электрооптического пускового устройства, то при помощи способствующего умножению прибора 5050 можно получить нужный пусковой сигнал от другого вала. Коэффициент умножения может быть определен в диапазоне от $99 \times 99 : 1$ до 1.99×99 , так что имеется возможность создания пускового сигнала в синхронизме с вращением учитываемого вала и, следовательно, «фокусировки лупы» на подлежащий исследованию вал.

Изложенный выше метод подтвердил свою эффективность при обнаружении и анализе дефектов коробок передач, разделении сигналов электрического и механического происхождения, подавлении шумов и помех и при исследованиях формы волны сигналов, генерируемых, например, совершающим возвратно-поступательные движения машинным оборудованием.

Раздел 4

Анализ тенденций

Анализ тенденций и составление соответствующих графиков часто используются при мониторизации состояния, например, с целью слежения за состоянием давления масла или температурой охлаждающей воды. В случае мониторизации на основе механических колебаний связанные с выявлением тенденций проблемы более сложны. Традиционная ежедневная мониторизация при отсутствии развивающихся дефектов результат в серии спектров «без значительных изменений». Зарождающийся дефект сопровождается заметным увеличением амплитуды определенной составляющей или группы соста-

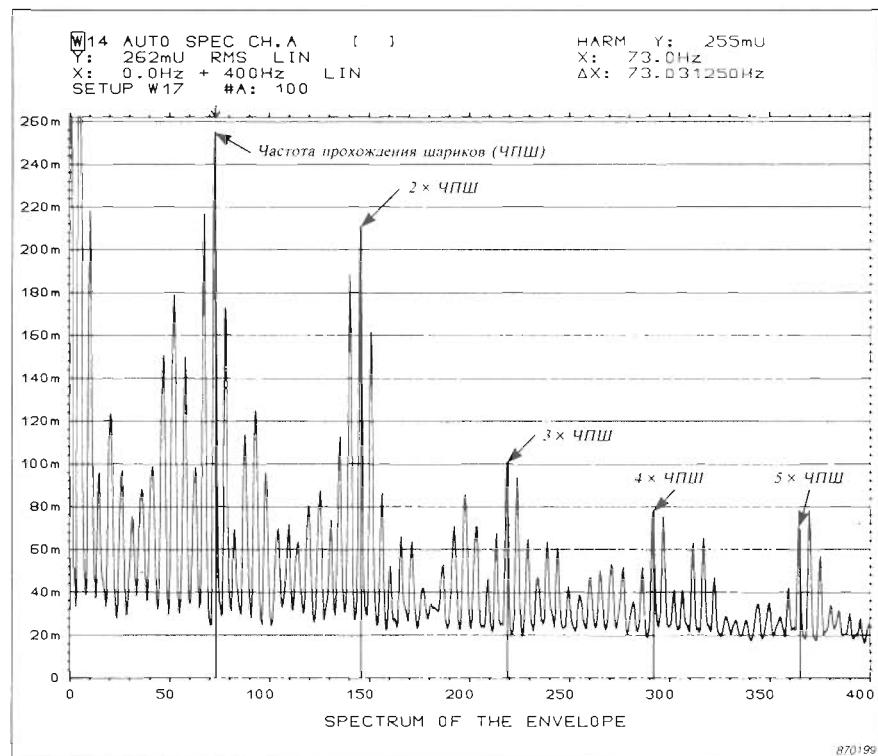


Рис. 27. Узкополосный частотный спектр огибающей. Амплитудная модуляция обуславливает присутствие боковых полос рядом с частотой прохождения шариков подшипника и ее гармоник

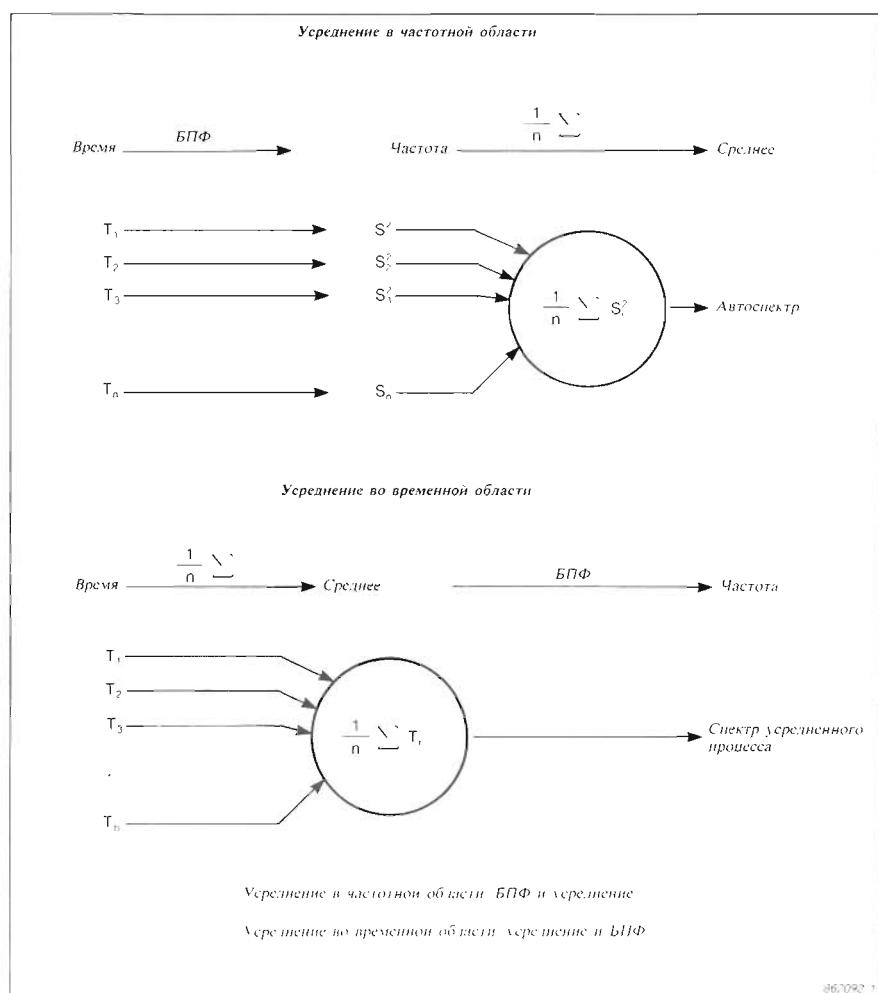


Рис. 28 Принципы усреднения в частотной и временной областях

вляющих таких спектров. Затем, по мере распространения дефекта, медленно возрастает и общий уровень механических колебаний. Такой будет

картина при зарождении дефекта подшипника с роликовым элементом или при обычном износе детали. Однако, появление масляного вихря в

радиальных подшипниках также вызывает увеличение амплитуды определенных составляющих спектра, но постепенное увеличение общего уровня не наблюдается. Следовательно, такие изменения не сигнализируют о медленно ухудшающемся состоянии контролируемого оборудования и не дают возможности оценки ожидаемого оставшегося времени безопасной эксплуатации. Аналогично, потеря малых лопаток турбины будет также обнаружена, но спектр механических колебаний не будет дальше изменяться до потери очередной лопатки.

Однако, если обнаружение дефекта приведет к правильному диагнозу, из которого будет можно предположить, что дефект будет развиваться постепенно и, следовательно, отображающий механические колебания сигнал будет изменяться соответственно этому, а не скачками, тогда и только тогда можно и целесообразно приступить к анализу тенденций. Диапазон частот для анализа тенденций должен быть выбран согласно частотным полосам, в которых были обнаружены заметные изменения амплитуд механических колебаний. Выбранный диапазон должен содержать действительную информацию относительно развития дефекта и должен способствовать определению оставшегося времени безопасной эксплуатации.

В процессе анализа тенденций целесообразно использовать вычислительную машину, осуществляющую сравнение спектров. Если спектры, амплитуды составляющих которых превышают установленные пределы, хранятся вместе с опорными спектрами, то в программном обеспечении, содержащем программу анализа тенденций, нужно предусмотреть лишь информацию о допустимом и одобренном ответственными за техобслуживание увеличении амплитуд механических колебаний. На рис. 30 показан пример документа, содержащего результаты анализа тенденций и соответствующий график и составленного с помощью соответствующей программы в программном обеспечении для мониторизации WT 9114. Отметим, что этот документ также является примером сомнительного прогнозирования. Обнаруженный дефект не выглядит так, как если бы он развивался «постепенно» и оценочное время 7 месяцев до отказа, не достаточно надежно.

При наличии информации об опыте эксплуатации в прошлом целесообразно учесть все уместные и достоверные данные, а при ее отсутствии можно воспользоваться старыми и основанными на общих уровнях ме-

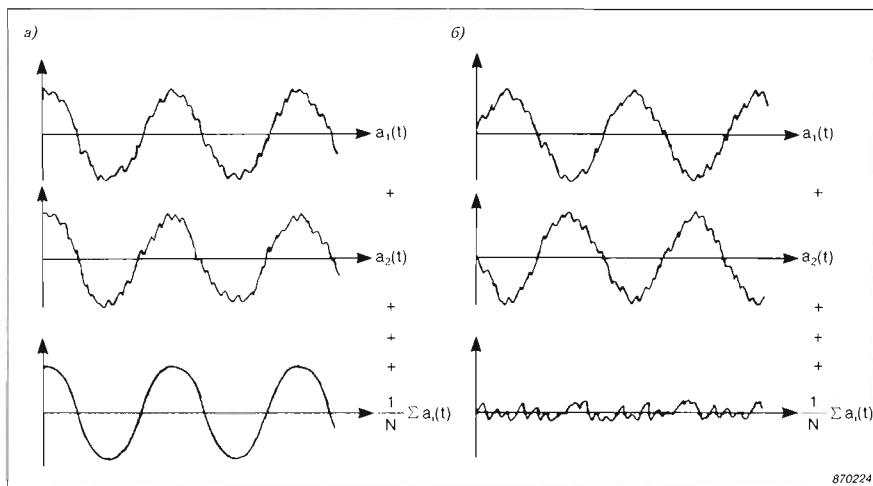


Рис. 29. а) Синхронное усреднение во временной области
б) Асинхронное усреднение во временной области

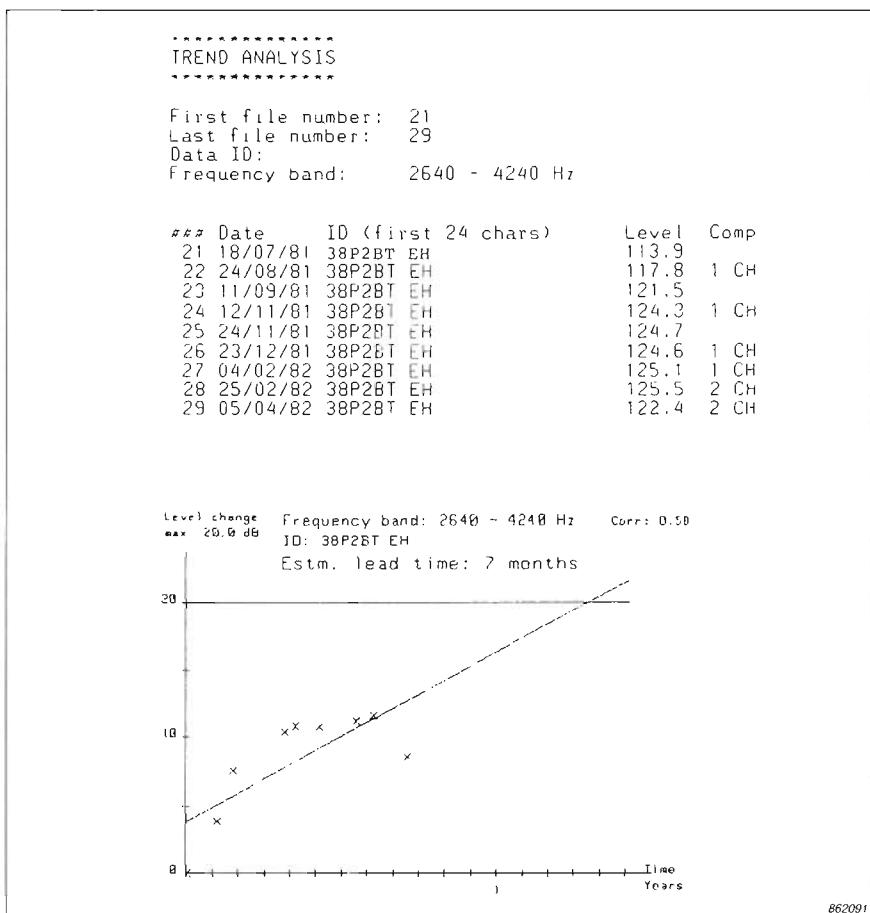


Рис. 30. Пример документа, содержащего результаты анализа тенденций и соответствующий график

ханических колебаний стандартами, которые могут дать индикацию о состоянии контролируемого машинного оборудования. Эти стандарты указывают на надобность подробного анализа при увеличении общего уровня механических колебаний в 2,5 раза или на 8 дБ, а на необходимость немедленного вмешательства при увеличении этого уровня в 10 раз или на 20 дБ. Однако, указанные величины

являются консервативными и применимы лишь в качестве справочных до накопления достаточного опыта.

Тем не менее, анализ тенденций без предварительного диагностирования похож на управление автомобилем с завязанными глазами - машина возможно на пути в аварию, а может и нет - знать этого водитель не может.

Брюль и Кьер



Московский центр фирмы Брюль и Кьер

Ленинский проспект, 65 · 117017 Москва · Телефон: 135-86-16 · Телекс: 411637 nafta su · Телефакс: 135-85-96

Запросы на каталоги, проспекты и инструкции по эксплуатации на русском языке просим направлять по адресу:
Москва, К-31, Кузнецкий мост 12, Отдел промышленных каталогов ГПНТБ СССР, тел.: 220-78-51