**Обзор методов определения форм и частот колебаний узлов и деталей**

**Общие сведения о виброанализе**

Инженеры и техники занимаются вопросами, связанными с уменьшением механических колебаний и виброизоляцией, уже с времени разработки и производства первых машин и станков, в частности машин с механическим приводом.

Необходимость точного измерения механических колебаний и виброанализа возникла с первых шагов разработки и конструирования машин, учитывающих вопросы амортизации механических колебаний и виброизоляции. Исследование механических колебаний прочных машин медленного действия в прошлом основывалось на опыте инженеров-конструкторов и применении несложных оптических приборов, измеряющих смещение механических колебаний.

В последние 15-20 лет произошло быстрое развитие техники измерения и анализа механических колебаний (виброметрии) с тем, чтобы удовлетворить всем требованиям исследования и испытания новых, легких и быстродействующих машин и оборудования. Применение пьезоэлектрических акселерометров, преобразующих механические колебания в электрические сигналы, раскрыло новые возможности точного измерения и анализа механических колебаний электронными измерительными приборами.

**Источники механических колебаний**

Избежать механических колебаний на практике почти нельзя, так как они обусловлены динамическими явлениями, сопровождающими присутствие допусков, зазоров и поверхностных контактов отдельных деталей машин и механизмов и сил, возникающих при вращении и возвратно-поступательном движении неуравновешенных элементов и деталей. Даже механические колебания с малой амплитудой часто вызывают резонансные колебания других элементов конструкций, усиливаются и становятся важным источником вибрации и шума.

Однако, механические колебания могут также быть полезным помощником человека. На применении искусственно генерируемых механических колебаний основываются, например, вибрационные питательные устройства, уплотнители для бетона, ультразвуковые ванны для очистки деталей, пневматические дрели и другие инструменты. Вибростенды, вибраторы и другие возбудители механических колебаний находят широкое применение при исследованиях и испытаниях изделий, узлов и деталей, подвергаемых воздействию точно определенных механических колебаний с целью измерения и анализа их физической и эксплуатационной характеристики и оценки их стойкости в отношении влияний механических колебаний и ударов.

сновным предположением успеха какой-либо работы, относящейся к механическим колебаниям, т. е. работы, целью которой является разработка машин и механизмов или эксплуатация и обслуживание находящегося на ходу оборудования, является точное определение параметров этих механических колебаний методами виброанализа.

**Природа механических колебаний**

Тело считают вибрирующим, если оно совершает колебательное движение относительно опорного положения равновесия. Число полных циклов движения тела за единицу времени, т. е. за с, называется частотой и выражается в единицах Гц (герц).

Движение может быть простым и содержать лишь составляющую с одной частотой, например, движение камертона, или более сложным с несколькими составляющими, развивающимися одновременно на нескольких частотах. Примером здесь может служить движение поршня двигателя внутреннего сгорания.

Встречающиеся на практике вибрации обычно являются слож-ными механическими колебаниями с многими составляющими на разных частотах. Следовательно, на основе лишь амплитудно-временной диаграммы нельзя определить ни число, ни частоты отдельных составляющих сложного колебательного процесса. Отдельные составляющие сложных механических колебаний можно обнаружить и определить путем исследования зависимости их амплитуд от частоты. Разложение механических колебаний в индивидуальные частотные составляющие называется частотным анализом. Частотный анализ является основным методом диагностики, основанием которой является исследование механических колебаний. График зависимости амплитуды или уровня определенной величины механических колебаний от частоты называется частотной спектрограммой.

Частотный анализ механических колебаний машин и механизмов нормально обнаруживает ряд выраженных частотных составляющих периодического характера, непосредственно связанных с основными движениями отдельных узлов и деталей исследуемой машины или механизма. Следовательно, частотный анализ дает возможность обнаружения отдельных источников механических колебаний.

**Количественная оценка амплитуд механических колебаний**

Для количественной оценки амплитуд механических колебаний, отображающей их опасность и строгость, можно использовать разные значения. На рисунке справа показаны взаимные отношения двойной амплитуды, пикового значения, среднего значения и среднеквадратичного значения колебаний с синусоидальной формой волны.

Двойная амплитуда, отображающая полный размах колебаний, является важным параметром, например, в случаях когда смещение механических колебаний детали машины является критическим с точки зрения максимально допустимых механических напряжений и зазоров.

Пиковое значение эффективно именно при оценке кратковременных механических ударов и т. д. Однако, пиковое значение отображает только максимальное значение исследуемых колебаний, а не заключает в себе их временное развитие.

Среднее значение (усредненное или абсолютное) отображает временное развитие исследуемых колебаний, но его практическое применение ограничено ввиду того, что оно не имеет непосредственной связи ни с коей физической величиной этих колебаний.

Среднеквадратичное значение (СКЗ) является самым важным, так как в нем учитывается временное развитие исследуемых колебаний и оно непосредственно отображает значение, связан-ное с энергией и, следовательно, разрушающей способностью этих колебаний.

Параметры механических колебаний: ускорение, скорость и смещение и соответствующие единицы

При рассмотрении камертона можно амплитуду волны колебаний полагать равной физическому смещению концов его плеч относительно положения покоя. Однако, в основу описания движения камертона можно положить не только смещение, а также скорость или ускорение колебаний. Форма волны и период рассматриваемых колебаний идентичны для смещения, скорости и ускорения. Главное различие этих трех параметров заключается во взаимном фазовом сдвиге их кривых, отображающих зависимость амплитуды от времени (см. рис.).

Амплитуды смещения, скорости и ускорения колебаний с синусоидальной формой волны взаимно связаны математическими функциями частоты и времени, показанными на рисунке вправо. Пренебрегая фазовыми соотношениями, т. е. опираясь на результаты измерения и анализа с усреднением во времени, скорость механических колебаний можно определить путем деления их ускорения на пропорциональный частоте фактор, а смещение можно аналогично получить делением ускорения на фактор, пропорциональный возведенной в квадрат частоте. Описанные выше операции автоматически осуществляются электронными интеграторами, встроенными в современных виброизмерительных приборах. Ускорение, скорость и смещение механических колебаний обычно выражаются в единицах международной системы единиц, соответствующих требованиям рекомендации ИСО 1000 и приведенных в таблице вправо. Ускорение механических колебаний также часто относится к ускорению силы тяжести (g), хотя эта единица и не входит в международную систему единиц согласно ИСО. К счастью, единицы g и м/с2 взаимно связаны фактором прибл. 10 (9,81), так что производимое в уме преобразование с точностью до 2 % совсем просто и быстро.

**Условия выбора одного из параметров механических колебаний**

Применение вибродатчика, чувствительного к ускорению, дает возможность измерения и анализа не только ускорения, а также скорости и смещения механических колебаний. Нужное преобразование ускорения в скорость и смещение обеспечивают электронные интеграторы, которыми снабжено большинство современных виброизмерительных приборов.

При одноразовом измерении механических колебаний с широкой частотной полосой играет важную роль определяемый параметр, в частности тогда, когда подлежащий измерению процесс содержит много составляющих с разными частотами. Измерение смещения приводит к подчеркиванию составляющих с низкими частотами, в то время как измерение ускорения результирует в подчеркивании значения высокочастотных составляющих.

Опытом подтверждено, что общее среднеквадратичное значение скорости, измеряемое в частотном диапазоне от 10 до 1000 Гц, наиболее точно отображает строгость и опасность механических колебаний. Возможным объяснением этого эмпирического правила является соответствие определенного уровня скорости определенному уровню энергии, так что низкочастотные и высокочастотные составляющие исследуемого процесса имеют с точки зрения энергии колебаний идентичные значения (вес). Отметим, что большинство встречающихся на практике машин генерирует механические колебания с плоским и почти линейным частотным спектром скорости.

При узкополосном частотном анализе проявляется применение того или иного параметра только наклоном строящейся на бумаге регистрирующего прибора спектрограммы (см. график в центре предыдущей страницы). Следовательно, можно вывести практическое правило: всегда предпочтительно применять тот параметр механических колебаний, частотный спектр которого имеет вид плоской кривой. Это автоматически обеспечивает оптимальную эксплуатацию виброизмерительной аппаратуры, в частности с точки зрения ее рабочего динамического диапазона, т. е. диапазона с пределами, равными наибольшему и наименьшему значениям, надежно и точно измеряемым данной аппаратурой. В соответствии с этим правилом предпочтение при частотном анализе обычно отдается ускорению или скорости механических колебаний.

Так как измерение ускорения сопровождается подчеркиванием высокочастотных составляющих исследуемого процесса, ускорению механических колебаний отдается предпочтение при измерении и анализе в диапазоне, перекрывающем область высоких частот.

К характерным свойствам механических систем относится то, что заметные смещения происходят только медленно, т. е. их составляющие находятся только в области низких частот. Следовательно, измерение и анализ смещения не являются задачами первостепенной важности при общем исследовании механических колебаний. Однако, смещение играет важную роль у машин и механизмов, сконструированных с учетом малых зазоров между отдельными элементами и деталями. Смещение также часто служит параметром при балансировке вращающихся элементов, так как относительно большие смещения наблюдаются на частоте вращения балансируемой детали. Отметим, что эта частота является наиболее важной при балансировке.

Области применения методов анализа вибрации на различных этапах жизненного цикла машин и оборудования

В жизненном цикле машины или оборудования при разделении на группы по используемым методам и средствам вибрационной диагностики можно выделить три основных этапа:

проектирование и исследование опытных образцов;

изготовление или ремонт серийной продукции, ее монтаж и наладка на месте эксплуатации;

контроль состояния в процессе эксплуатации между ремонтами.

Основной задачей, решаемой с применением средств измерения и анализа вибрации на первом этапе, является борьба с вибрацией машин и оборудования путем снижения величин колебательных сил в источнике и оптимизации механических свойств отдельных узлов и элементов. Кроме этого могут решаться задачи оптимизации вибростойкости объекта, т.е. обеспечения надежности машин и оборудования при работе в условиях повышенной вибрации как возбуждаемой самим объектом исследования, так и действующей на объект извне. Наконец, может решаться и еще одна задача - обеспечение контролепригодности машин и оборудования, т.е. подготовки точек контроля вибрации, обеспечивающих получение необходимой диагностической информации на последующих жизненных этапах объекта контроля.

На этом этапе используются в основном методы модального анализа вибрации, позволяющие выявить наиболее опасные формы колебаний объектов, в первую очередь на резонансных частотах и частотах действия основных колебательных сил, например, на частоте вращения агрегатов.

На втором этапе, т.е. при изготовлении (ремонте), монтаже и наладке серийного оборудования с помощью вибрационного анализа решается большой круг задач, к основным из которых можно отнести:

пооперационный контроль изготовления деталей и узлов;

входной контроль комплектующих деталей и узлов;

балансировку роторов на месте монтажа и наладки;

выходной вибрационный контроль;

анализ и устранение причин повышенной вибрации.

Задача пооперационного контроля изготовления деталей и узлов машины и оборудования решается с применением разнообразных методов контроля, из которых к вибрационным можно отнести ультразвуковую дефектоскопию, основанную на анализе отражений и потерь при распространении вибрационных вол, воздаваемых внешним источником.

Входной контроль комплектующих узлов с использованием методов и средств анализа вибрации, возбуджаемой этими узлами, возможен лишь при наличии испытательных стендов, обеспечивающих работу этих узлов в номинальных или специальных режимах. Как правило, применяемые при таком контроле методы анализа вибрации определяются качеством проектирования и изготовления испытательных стендов, которые не должны давать вибрационных помех. Для входного контроля большинства узлов, и в первую очередь подшипников качения, используются спектральные методы анализа их вибрации и достаточно часто спектральные методы анализа огибающей ее высокочастотных компонент.

Для балансировки роторов используются синхронные методы анализа вибрации, и в первую очередь вибрации на частоте вращения балансируемого ротора или другого вращающегося узла. Измерению в каждой из точек контроля подлежат амплитуда вибрации на частоте вращения ротора и ее фаза относительно опорного сигнала с датчика углового положения вала. Рекомендуемая точность измерений амплитуды порядка 5%, фазы - порядка 2% (5-7°). Основные проблемы балансировки связаны с возможностью появления на частоте вращения ротора значительных сил различной природы, которые частично или полностью не могут быть снижены за счет центробежных сил, создаваемых балансировочными массами. Обнаружение и идентификация этих сил требуют применения всего арсенала методов анализа вибрации, используемых диагностами.

Самая сложная по номенкулатуре методов анализа вибрации - это задача выявления и устранения причин повышенной вибрации оборудования после его изготовления (ремонта) или монтажа на месте эксплуатации. Решением этой задачи занимаются специалисты по виброналадке оборудования, и качество ее решения во многом определяется глубиной подготовки этих специалистов, а также опытом работы по виброналадке конкретных типов машин и оборудования.

Основной особенностью проведения работ по виброналадке является то, что при необходимости приходится исследовать вибрацию машин и оборудования в разных режимах функционирования, в том числе ис их частичной разборкой. В процессе виброналадки могут использоваться все виды анализа формы вибрации или ее спектрального анализа, включая синхронный и взаимный спектральный анализ, а также анализ спектров огибающей предварительно выделенных компонент вибрации разной природы.

На третьем этапе, во время эксплуатации машин и оборудования между ремонтами, анализ их вибрации может проводиться для решения следующих задач:

аварийная защита ответственного оборудования;

контроль и прогноз вибрационного состояния (вибрационный мониторинг);

контроль и прогноз технического состояния машин и оборудования (вибрационная диагностика);

планирование сроков и объемов работ по обслуживанию;

проведение работ по обслуживанию и контроль качества их выполнения;

предремонтная дефектация машин и оборудования.

Системы аварийной защиты ответственных машин и оборудования, как правило, имеют несколько параллельных измерительных каналов, и вибрационные каналы входят в нее как составняе части. Необходимая скорость принятия решений в таких системах весьма велика (доли секунды), поэтому глубокого анализа вибрации по этим каналам не требуется, а лишь непрерывное измерение уровня низкочастотной вибрации в широкой полосе частот. Нижняя граничная частота этой полосы обычно не превышает половины частоты вращения машины, а верхняя чаще всегосоставляет величину порядка 1000 Гц. Минимальное время реакции на скачкообразный рост вибрации в таком измерительном канале обычно составляет 2-3 оборота ротора.

Достаточно часто в вибрационных каналах аварийной защиты машин с подшипниками скольжения используются проксиметры (измерительные преобразователи относительного перемещения вала), которые параллельно с защитой обеспечивают решение задач вибрационного мониторинга на основе анализа орбит движения вала в подшипнике.

При отсутствии подшипников скольжения в каналах аварийной защиты, как правило, используются пьезоакселерометры, присем одновременно с фильрацией сигнала вибрации выполняется и его интегрирование с целью измерения нормируемого параметра вибрации, а именно, среднеквадратичного значения виброскорости или вибросмещения.

Сигнал вибрации как с измерительных преобразователей аварийной зациты, так и с дополнительных преобразователей, может одновременно использоваться для решения задач вибрационного мониторинга. Для этого он параллельно анализируется техническими средствами систем мониторинга и, если это неоходимо, средствами диагностики.

Системы вибрационного мониторинга ответственных машин и оборудования в соответствии с рекоментациями действующих стандартов по мониторингу используют, в основном, спектральные методы анализа низкочастотной вибрации. В некоторых системах используются также методы анализа формы низкочастотных колебаний (орбиты движения вала в подшипниках скольжения) или синхронного частотного и спектрального анализа вибрации в режимах пуска и выбега машины.

Поскольку многие из спектральных составляющих низкочастотной вибрации машин растут при появлении некоторых дефектов задолго до возникновения аварийной ситуации, по данным вибрационного мониторинга иногда удается обнаружить предаварийное состояние машины, а в некоторых случаях при построении трендов изменения ее вибрационного состояния во времени прогнозировать время наступления аварийной ситуации.

В рамках вибрационной диагностики машин и оборудования могут решаться две разные задачи. Первая - идентификация причин изменения вибрационного состояния, обнаруженного средствами мониторинга. Для ее решения обычно не требуется дополнительных средств измерения и анализа вибрации. Другая задача - контроль и прогноз технического состояния объекта контроля, которые невозможны без обнаружения всех основных видов дефектов на ранней стадии развития. Поскольку средствами измерения и анализа вибрации, используемыми для мониторинга, можно обнаружить лишь некоторые из развитых дефектов, вопросами контроля и прогноза технического состояния машин и оборудования занимается специальный раздел превентивной вибрационной диагностики.

Задачей такой диагностики являются обнаружение и идентификация всех основных видов дефектов на стадии зарождения, наблюдение за их развитием и прогноз на этой основе технического состояния объектов контроля. По сигналу вибрации абсолютное большинство дефектов на стадии зарождения обнаруживается лишь в машинах роторного типа, без узлов возвратно-поступательного вида. Зарождающийся дефект из-за малой величины колебательных сил модет возбуждать заметную вибрацию преимущественно на высоких частотах и только в зоне, ближайшей к месту возникновения дефекта. Поэтому методы анализа низкочастотной вибрации, используемые в задачах вибрационного мониторинга, не обеспечивают обнаружения большинства возможных дефектов на стадии зарождения.

В задачах превентивной диагностики приходится использовать всю гамму видов анализа высокочастотной вибрации, измеряемой не в стандартных точках контроля, а как можно ближе к точкам возникновения высокочастотных колебательных сил и местам их передачи на неподвижные узлы диагностируемых машин.

Наибольшее распространение в превентивной диагностике получили методы анализа формы высокочастотной вибрации, возбуждаемой ударными импульсами в подшипниках, и методы спектрального анализа огибающей высокочастотной вибрации, возбуждаемой силами трения не только в подшипниках, но и в других узлах, например рабочих колесах насосов, турбин и других типов машин. Естественно, что одновременно с высокочастотной вибрацией измеряется и анализируется вибрация машин на средних и низких частотах. Для ее исследования также используются практически все виды анализа сигналов вибрации, возбуждаемой в типовых режимах работы машин. Анализ вибрации на средних и низких частотах позволяет более точно контролировать развитие обнаруженных по высокочастотной вибрации дефектов после того, как они начнут реально влиять на состояние объекта контроля.

Планирование сроков и объемов работ как по обслуживанию, так и по ремонту машин и оборудования, требует полного знания их технического состояния. Методы превентивной диагностики, использующие для обнаружения каждого из зарождающихся дефектов свои алгоритмы анализа диагностических сигналов, лежат в основе такого планирования. Однако кроме обнаружения дефекта необходимо еще оценить его величину и степень опасности, для чего требуется определить пороговые значения для каждого из диагностических параметров. Эта задача решается с помощью статистического анализа результатов независимых диагностических измерений либо по группе одинаковых объектов контроля, либо по данным ретроспективных измерений одного (диагностируемого) объекта контроля.

Самостоятельной по используемым методам и алгоритмам анализа вибрации является задача выполнения работ по техническому обслуживанию машин и оборудования. Основными операциями обслуживания вращающегося оборудования можно считать его центровку, балансировку и замену смазки в подшипниках. Кроме этого в объем работ по обслуживанию может входить и замена дефектных узлов, например подшипников. Наиболее полно существующие методы анализа вибрации используются на этапе диагностики машины перед планированием работ по обслуживанию. Однако анализ вибрации проводится и на этапе балансировки оборудования, и при контроле качества выполнения всех видов работ по обслуживанию.

Так, на этапе балансировки машин используются методы синхронного частотного анализа для измерения во всех точках контроля амплитуд и фаз колебаний машины на частоте вращения ее вращения, а при контроле результатов балансировки применяются простейшие методы измерения уровня вибрации, регламентируемые существующими стандартами.

Качество центровки роторов проверяется с применением методов взаимного спектрального анализа вибрации, позволяющего измерять формы колебаний линии вала на частоте вращения ротора и кратных ей гармониках с последующией оценкой остаточной статической и особенно динамической расцентровки. Качество смазки в подшипниках после ее замены оценивается с помощью методов анализа формы преимущественно высокочастотной вибрации вала в подшипниках скольжения