

УДК 681.518.5

Б.Л. Герике – д.т.н., профессор; П.Б. Герике – к.т.н., Кузбасский государственный технический университет

650070, г. Кемерово, ул. Весенняя, д. 28, Тел/факс (3842) 41-12-00

17. Повышение ресурса горно-транспортного оборудования на основе мониторинга технического состояния.

Рассмотрены новые подходы к повышению ресурса горно-транспортного оборудования на основе мониторинга фактического технического состояния и диагностирования его изменения в процессе жизненного цикла машины, что позволит вносить корректировку показателей ресурса отдельных элементов системы на стадии создания новой машины.

Ключевые слова: горнотранспортное оборудование, диагностика, дефекты зубозацепления.

Переориентация производства горнодобывающих предприятий на бизнес-деятельность определила потребность в новых подходах к эффективности использования горного оборудования, его обслуживания и ремонта, поскольку целевой функцией в этих условиях становится поддержание техники в постоянной готовности к эксплуатации.

Производственный аудит предприятий ХК УК «Кузбассразрезуголь», проведенный в 2005-2008 гг., показал, что коэффициент технического использования основного технологического оборудования составляет $K_{ТИ} = 0,17...0,30$, при этом на 1 ч производительной работы приходится 2,0...2,5 ч простоев в ремонте, а затраты на проведение ремонтов составляют до 40% в структуре себестоимости добычи угля.

По оценке д-ра техн. наук Л. И. Андреевой (ОАО «НТЦ-НИИОГР») сокращение объемов планово-предупредительных ремонтов до 65...80% потребных, приводит к ускоренному накоплению повреждений и, как следствие, к возникновению аварийных отказов. При сокращении планово-предупредительных работ на 1% время аварийных ремонтов увеличивается на 2,0...2,5%, а их стоимость возрастает, по сравнению с плановыми, в 4...5 раз [1]. Такое возрастание стоимости активов для собственников горнодобывающих предприятий и компаний требует более эффективной организации ремонтного производства – формировании системы технического обслуживания основного горнотранспортного на основе диагностики фактического технического состояния оборудования, т.е. переход от системы планово-предупредительных ремонтов к сервисному обслуживанию горных машин, заключающемуся в гарантированном обеспечении фиксированных параметров работоспособности обслуживаемой техники.

Такой переход обусловлен объективными тенденциями развития горного оборудования:

- усложнением техники и, как следствие, появлением дополнительных требований как к квалификации обслуживающего и эксплуатационного персонала, так и к качеству проведения ремонтных работ;

- быстрым возрастанием количества более сложной (как в обслуживании, так и в эксплуатации) зарубежной техники и быстрым моральным старением отечественного горнотранспортного оборудования, требующего существенных вложений в его модернизацию и реновацию;

- повышением требований к эксплуатационной надежности горного оборудования;

- зависимостью эффективности продаж горного оборудования от наличия сервисного сопровождения в период жизненного цикла оборудования.

Все вышеизложенное требует рассмотрения новых подходов к повышению ресурса горно-транспортного оборудования на основе мониторинга фактического технического состояния и диагностирования его изменения в процессе жизненного цикла машины, что позволит вносить корректировку показателей ресурса отдельных элементов системы на стадии создания новой машины. Решение этой проблемы предполагает:

- разработку и создание эффективных средств мониторинга и диагностики состояния элементов трансмиссий горной машины;

- проведение оценки величины остаточного ресурса отдельных элементов системы и исследование процессов преобразования энергии в этих элементах;

- построение математических моделей, на основе которых возможно прогнозировать наступления опасных повреждений в зависимости от условий эксплуатации оборудования.

Средства диагностики должны обеспечивать выполнение оценки состояния рабочих поверхностей взаимодействующих между собой элементов трансмиссии, контроля износа их поверхностей и оценку работоспособности узла в целом или кинематической пары без их разборки в период эксплуатации. Время сбора диагностической информации и выделения информативных признаков и параметров сигналов необходимо минимизировать. Методы контроля должны быть, по возможности, простыми, а средства, их реализующие, – компактными, со встроенными в них алгоритмами обработки информации и принятия решений.

Как свидетельствует анализ отказов, возникающих в горно-транспортном оборудовании [2], наибольшее их число приходится на механическое оборудование (главным образом – трансмиссии).

Как известно, энергия, теряемая в трибологической системе, затрачивается на накопление энергии в деформированном объеме и образование локальных дефектов и дислокаций в деталях, что вызывает их необратимое разрушение, после чего накопленная энергия рассеивается в окружающую среду в виде тепла, звука, вибраций и т.п.

Для замеров величины мощности (энергии), рассеиваемой в трансмиссии, широко используют стенды различных конструкций. В горной промышленности наиболее широкое применение нашли обкаточные стенды с прямым замером мощности. Определяемые на стенде потери мощности позволяют оценивать общее состояние привода и анализировать причины отклонения его показателей от средних значений на основе регистрации потерь мощности на входе и выходе из системы, а также температуры нагрева масла.

Оценка состояния трансмиссии по величине потерь мощности, хотя и имеет ряд преимуществ по сравнению с другими, косвенными методами, но в силу того, что она по определению является интегральной, то на её основе нельзя оценить вклад того или иного процесса в изменение технического состояния редуктора.

Из диагностических методов неразрушающего контроля, пригодных для мониторинга технического состояния горно-транспортного оборудования, наиболее пригодными являются [3]:

- тепловой контроль (ТК);
- вибродиагностический контроль (ВД).

Оценка состояния трансмиссии по температуре масла в ванне ее корпуса (ТК) при кажущейся простоте имеет ряд недостатков, влияющих на точность этого метода. Так, температура масла в разных точках трансмиссии может быть различной из-за инерционности способа. Нагрев масла зависит главным образом от потерь холостого хода (постоянные потери) и величины внешнего трения в кинематических парах трансмиссии. Потери от динамической составляющей нагрузки идут на накопление усталостных повреждений элементов привода и мало влияют на температуру масла. В свою очередь, установившаяся температура масла зависит от интенсивности охлаждения корпуса редуктора. При этом условия теплообмена при эксплуатации не обязательно совпадают с условиями эксперимента. В этом случае повышение температуры масла будет связано с изменением внешних условий, а не с состоянием трансмиссии в процессе эксплуатации. Следовательно, такой способ не позволяет точно и однозначно оценить состояние трансмиссии выемочной машины в условиях ее эксплуатации.

Однако, наиболее информативным параметром, несущим максимальную информацию о состоянии узла работающей машины или агрегата, являются механические колебания (вибрации) – упругие волны, распространяющиеся в сплошных средах. Информацию об изменении состояния объекта можно получать практически мгновенно. Именно эти особенности предопределили применение, в качестве основного, вибрационного метода диагностики и контроля (ВД).

Измерение виброакустических характеристик на подшипниковых опорах механизмов позволяет распознать такие дефекты и повреждения как дисбаланс и расцентровку валов; повреждения подшипников скольжения и качения; повреждения зацеплений в зубчатых передачах; повреждения муфт; повреждения электрических машин [4].

При анализе данных, полученных при первичных обследованиях главных приводов экскаваторов, выявлено, что основными дефектами электромеханического оборудования являются:

- дисбаланс ротора;
- расцентровка валопроводов агрегатов;
- дефекты подшипниковых узлов (перекосы, ослабления посадок, износы беговых дорожек, тел качения и сепараторов);
- дефекты зубчатых передач (нарушения геометрии зуба, смещение линии вала, нарушение смазки);
- различные дефекты электромагнитного происхождения (магнитная асимметрия якоря, перекося фаз, смещение в магнитном поле, и т.д.).

Рассмотрим более подробно диагностику дефектов, присущих трансмиссиям горно-транспортного оборудования [5].

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

$$f_z = z_1 \times f_{r1} = z_2 \times f_{r2},$$

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

$$k \times f_{r1}, k \times f_{r2} \text{ и } m \times f_z \pm k \times f_{r1}, m \times f_z \pm k \times f_{r2}$$

(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

$$f_g = z_g \times k \times f_r,$$

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.

Эксплуатационные дефекты зубчатой передачи условно можно разделить на следующие виды: абразивный износ зубчатого зацепления, выкрашивание зубьев (питтинг), трещины и излом зубьев, а также заедание зубчатых колес. Поскольку все 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.

Наиболее характерные частоты, присущие дефектным зубчатым передачам, приведены в таблице 1.

Таблица 1

Частоты, характерные для дефектов зубчатых передач

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

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⁻¹», 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, заимствованная в РТМ 38.001-94 «Указания по расчету на прочность и вибрацию стальных технологических

трубопроводов, 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 или измерения дополнительных параметров вибросигнала.

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. [3].

	Метод диагностики							
	Синхронное накопление	Временной анализ	Спектр	Келстр	Выделение огибающей	Экспесс	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 ¹	5
Периодический мониторинг	-	3	5	5	3	4	4	3
Идентификация дефекта	-	2	5	5	5	-	-	5
Оценка состояния смазки	-	-	3	3	3 ²	-	5 ³	-
Необходимость использования дополнительных данных	-	3	4	4	5	-	-	4
Помехозащищенность	4	4	4	4	3	3	4	4
Ограничения на использование	-	-	₋₄	₋₄	-	₋₅	-	-

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.

При системном использовании современных диагностических методов удается избежать серьезного повреждения элементов трансмиссий и сократить эксплуатационные издержки на обслуживание горно-транспортного оборудования вследствие того, что ремонт проводится только тогда, когда результаты измерений указывают на его необходимость.

¹ при наличии соответствующей статистики

² в рамках мониторинга технического состояния

³ для приборов с реализацией SPM-метода

⁴ ограничение по частоте

⁵ для зубчатых передач

Список литературы:

1. **Андреева, Л. И.; Лапаева, О. А.** Проектирование, производство и эксплуатация машин и механизмов для горнодобывающей промышленности./Горное оборудование и электромеханика. №2. – 2007. – С.28-34.
2. **Билибин, В. В.** Мониторинг технического состояния экскаваторного парка разрезов ОАО «УК «Кузбассразрезуголь»./ Билибин В. В., Демьянов Б. П., Герике Б. Л., Протасов С. И.// Безопасность труда в промышленности, №4. – 2005. – С. 22-25.
3. **Герике Б. Л.** Стратегия профилактического обслуживания горных машин на основе распознавания их фактического технического состояния./ Б. Л. Герике, И. Л. Абрамов, П. Б. Герике// Известия ВУЗов. Горный журнал, № 7. – 2008. – С. 70 - 80.
4. **Ширман, А. Р.; Соловьев, А. Б.** Практическая вибродиагностика и мониторинг состояния механического оборудования. М. 1996.
5. **Герике, П. Б.; Ещеркин, П. В.** Методы вибрационного контроля на примере диагностики гидравлических буровых станков.// Горное оборудование и электромеханика, №5. – 2009. – С. 31-39.