

ны сдвига). Интересно, что низкочастотный локальный максимум отсутствует. Если тектоническое нарушение имеет зону трещиноватости шириной 30 м и степень изменения плотности и скоростных показателей угля 30 %, то отраженная волна (амплитудой приблизительно 1/11 от амплитуды падающей волны) имеет максимумы спектра на частоте 215 Гц и 390 Гц. Таким образом, наблюдается смещение максимума амплитуды спектра боковых волн на 15 Гц, а максимум амплитуды спектра высокочастотной составляющей боковой волны сдвига – на 40 Гц.

Таким образом, в данной статье изложены результаты анализа влияния параметров тектонических нарушений типа сброс на скоростные, частотные и амплитудные характеристики информативных волновых пакетов при использовании метода отраженных волн (МОВ). Результаты данной статьи могут быть использованы специалистами в области шахтной и наземной сейсморазведки для разработки систем прогнозных критериев и усовершенствования методик сейсмического прогноза горно-геологических условий залегания угольных пластов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Азаров Н. Я., Яковлев Д. В. Сейсмоакустический метод прогноза горно-геологических условий эксплуатации угольных месторождений. М.: Недра, 1988. 199 с.
2. Анциферов А.В. Теория и практика шахтной сейсморазведки. Донецк: Алан, 2002. 312 с.
3. Анциферов А.В., Глухов А.А., Сейсмические волновые поля, регистрируемые на угольных пластах Донбасса при решении задач шахтной сейсморазведки // Сб. науч. тр. Национального горного университета. Днепропетровск: НГУ, 2005. № 23. С. 120-128.
4. Анциферов А.В. Математическое моделирование процесса прохождения сейсмических сигналов через тектонические нарушения угольного пласта // Геотехническая механика / ИГТМ. Днепропетровск, 2001. Вып. 29. С. 90-97.

УДН 622.232.8
ЖАУТНОВ Б.А.
МЕХТНОВ А.Д.
СУЛТАНБЕКОВ Т.Е.

Исследование спектра вибраций механической части горно-добывающих комплексов и экскаваторов

Угольная промышленность является базовой, от ее стабильной работы зависят такие отрасли, как энергетика, металлургия, машиностроение. Поэтому проблемы угольной промышленности в той или иной степени перекладываются на экономику всей страны.

Целью данной работы является исследование спектра вибраций механической части горно-добывающих комплексов и экскаваторов. Для решения данной задачи используются методы вибродиагностики, которые обеспечивают своевременное выявление «слабых мест» механической части машин, задействованных на открытых разработках с установлением фактического технического состояния и необходимости выполнения ремонта.

Анализ всех типов карьерных шагающих и роторных экскаваторов, задействованных в производстве [1], показывает, что средневзвешенный возраст эксплуатации экскаватора составляет более 18 лет, а нормативный срок службы от 15-17 лет. Как следствие – повышенная аварийность, сокращение межремонтных циклов, увеличение затрат на ремонт. Сложные горно-геологические и экологические условия, а также отсутствие достаточного финансирования усугубляют эту проблему. Можно утверждать, что находящиеся в длительной эксплуатации экскаваторы открытых разработок Карагандинской и Павлодарской областей требуют более детального обследования на предмет усталостных разрушений, износа, вибраций. Созрела необходимость в применении методов неразрушающего контроля при проведении ремонтных и наладочных работ с целью повышения их технического уровня, качества и эффективности.

Эффективность эксплуатации горного оборудова-

ния предполагает минимизацию затрат на его содержание и ремонт при максимальной производительности и соблюдении безопасных условий труда обслуживающего персонала. Повышаются затраты в 1,5-2 раза на техническое содержание экскаватора из-за увеличения стоимости его ремонта при превышении нормативного срока службы.

Однако, как показывает практика, фактические нагрузки могут значительно отличаться от расчетных или регламентных. Более того, оборудование ремонтируется по регламенту согласно планово-предупредительному ремонту (ППР), что сокращает межремонтный период в среднем на 15-30 %, т.е. снижает надежность. Это обусловлено тем, что в реальных условиях не существует сильной взаимосвязи между сроком эксплуатации и техническим состоянием (ТС) оборудования, если не присутствуют эрозийные формы износа и разрушения, которые напрямую связаны со сроком службы.

На территории Казахстана, так же как и стран СНГ, в настоящее время основным видом технического обслуживания (ТО) машин и механизмов в горной промышленности остается планово-предупредительный ремонт (ППР), а не ремонт по результатам диагностирования и установленному фактическому состоянию механических частей горных машин. Срок эксплуатации экскаватора и его ресурс зависят от времени работы наиболее подверженных износу компонентов, таких, например, как подшипниковые узлы. Процедура, предусмотренная ППР, существенно уменьшает вероятность простоя оборудования и аварийных ситуаций, но не предохраняет механизм от неожиданных повреждений в межремонтный период, а разборка

оборудования при выполнении мероприятий по ППР только может ускорить поломку и износ отдельных узлов. Кроме того, необоснованные разборки оборудования для установления технического состояния вносят новые непредвиденные дефекты: перекосы осей, повышенные или заниженные зазоры, загрязнения и прочие технологические дефекты, сокращающие срок жизни машины, и это требует проведения дополнительных затрат. В связи с этим возникает необходимость перехода на более прогрессивную систему ТО в Республике Казахстан, так называемое обслуживание по фактическому износу (ОФИ). Идея ОФИ состоит в минимизации отказов путем применения методов наблюдения и распознавания технического состояния оборудования методами неразрушающего контроля по совокупности его эксплуатационных характеристик. Повышение уровня безопасности и эффективности эксплуатации горного оборудования является важной научной проблемой, решение которой направлено на повышение надежности при эксплуатации горно-добывающего оборудования, что соответствует приоритетам научно-технического и социально-экономического развития горно-добывающей отрасли Республики Казахстан. Надежность работы горного оборудования на протяжении всего срока эксплуатации диктуется нормативными требованиями безопасности, так как эти элементы должны соответствовать максимально возможному ее уровню [2].

Нами были обследованы экскаваторы карьерных разработок «Богатырь Комир» на предмет наличия износа и вибраций. В результате установлено, что воздействие центробежных сил, или дисбаланса, на опоры в большой степени определяется динамическими свойствами вала и его способностью к изменению формы при вращении. Условные виды дисбаланса валопроводов можно разделить на две категории: механический, или «жесткий» и дисбаланс, связанный с прогибом вала. Механический, или «жесткий», дисбаланс — один из основных источников повышенной вибрации оборудования [3]. Причины его возникновения можно разделить на две группы. Первая из них — это дефекты, связанные с нарушением технологии изготовления, сборки и балансировки ротора после сборки, с заменой или перестановкой деталей в процессе монтажа, характеризующиеся повышенной вибрацией непосредственно по завершении ремонта или монтажа оборудования. Другая группа — дефекты эксплуатации, такие как разрушение и смещение частей валопровода в процессе работы, характеризующиеся внезапными однократными скачкообразными изменениями амплитуды и фазы вибрации, и различные виды износа поверхностей (например, трущихся и рабочих — шеек вала, зубчатых колес), отложения в процессе работы, уменьшение натяга (нарушение посадки) деталей вала, в большинстве случаев характеризующиеся сравнительно медленными (в течение часов, дней, месяцев и более) изменениями амплитуды и фазы вибрации. Дисбаланс, связанный с прогибом (во многих случаях остаточным) вала, может вызываться дефектами изготовления (остаточные деформации, неоднородность поковки вала, тепловая

нестабильность в электрических машинах и др.), дефектами монтажа (в торцевых гаечных соединениях, перекосы в шпоночных соединениях, нарушение натяга дисков и др.) и дефектами эксплуатации (задевания, в результате неравномерного охлаждения или нагрева ротора или нарушения зазоров, нарушений режима пуска и др.). Статическую неуравновешенность вала может вызывать нарушение соосности или прогиб. Причиной моментной неуравновешенности могут быть перекосы насаживаемых на вал узлов и рабочих облопаченных колес.

Полученные результаты экспериментальных исследований спектра вибраций механической части горно-добывающих комплексов и экскаваторов [3] позволили сделать выводы и представить предельные состояния отдельных элементов (рис. 1). Установлено, что траектория движения вала в подшипнике при неуравновешенности ротора в большинстве случаев имеет форму эллипса, а не круга, что связано с различной жесткостью подшипника в вертикальном и горизонтально-поперечном направлениях. Это типичная траектория движения шейки ротора в подшипнике скольжения при дисбалансе, при этом отношение размахов виброперемещений в вертикальном и горизонтально-поперечном направлениях примерно соответствует отношению жесткостей подшипника в тех же направлениях.

Кривые (формы сигнала) виброперемещения и виброскорости при неуравновешенности ротора и отсутствии других развитых дефектов агрегата во многих случаях периодические или почти периодические, с периодом колебаний, соответствующим частоте вращения вала, и имеют форму, близкую к синусоидальной.

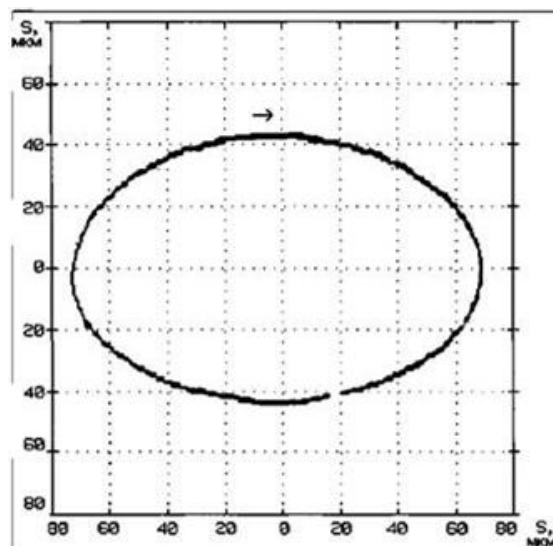
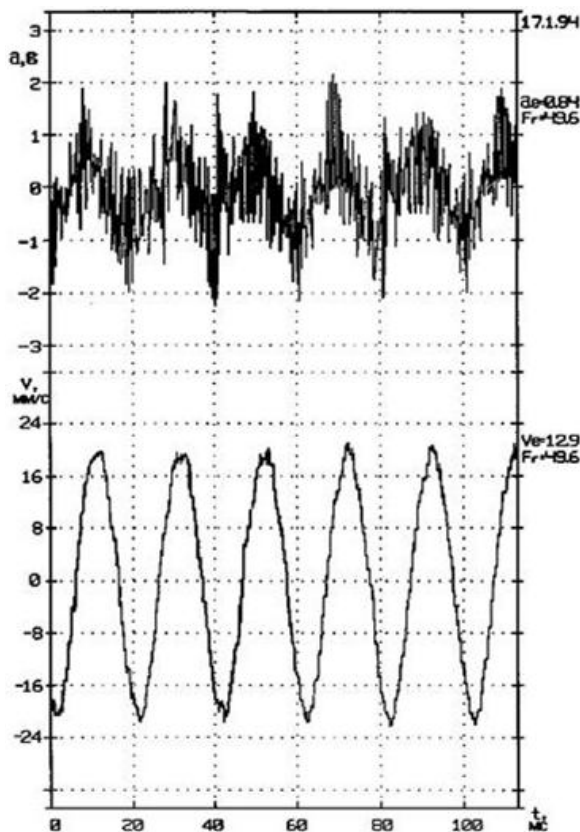


Рисунок 1 – Траектория движения вала в подшипнике при дисбалансе

Амплитуда и фаза вибрации на частоте вращения вала практически стабильны во времени. Кривая (форма сигнала) виброускорения часто имеет более «сложный» («случайный») характер, особенно если вал опирается на подшипники качения. На рисунке 2 приведены формы сигнала виброскорости (нижний

график) и виброускорения (верхний график), измененные с интервалом в несколько секунд в одной и той же точке подшипникового щита вала, имевшего неуравновешенность.

На рисунке 2 вертикальными пунктирными линиями помечен временной интервал, соответствующий одному обороту вала. При этом кривая (форма сигнала) виброускорения имеет «сложную» форму за счет достаточно интенсивной высокочастотной и случайной вибрации (во многих случаях возбуждаемой даже исправными подшипниками качения и другими источниками) и наглядней проявляющейся в сигнале виброускорения, чем виброскорости.



Рисунке 2 – Формы сигнала виброскорости (нижний график) и виброускорения (верхний график)

В амплитудном спектре вибрации составляющая на частоте вращения вала является преобладающей и в большинстве случаев, кроме дисбаланса, значительно (в два и более раз) превышает величину вибрации на ее высших гармониках, а уровень шумовых компонент спектра на 40...50 дБ.

В качестве примера на рисунке 3 приведен спектр виброскорости подшипников вала, имевшего неурав-

новешенность. Стрелками помечены гармоники частоты вращения вала, с индексом m вибросоставляющей, возбуждаемые подшипником качения, которую не следует принимать как дефект.

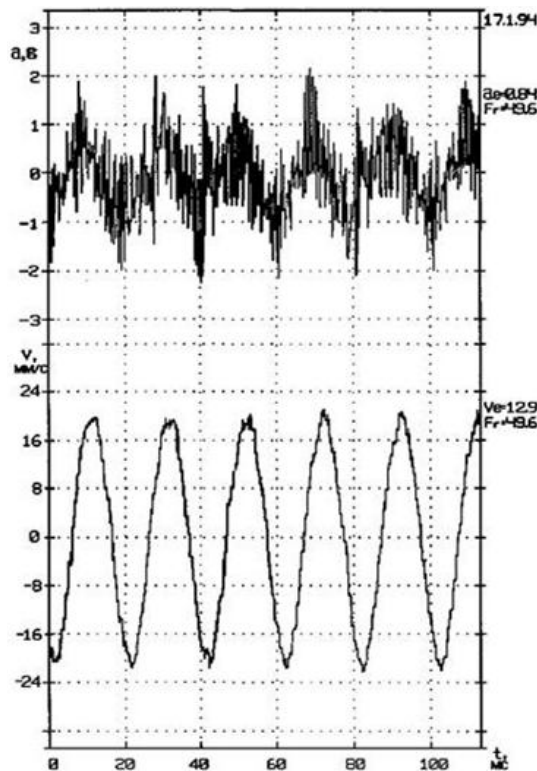


Рисунок 3 – Форма и спектр вибраций подшипников вала редуктора, имеющего неуравновешенность

Необходимо добавить, что виброактивность на высших гармониках частоты вращения вала при дисбалансе во многом определяется нелинейностью, весьма индивидуальной для каждого подшипника, и уменьшается с ростом порядкового номера гармоники.

При механическом дисбалансе параметры вибрации зависят от частоты вращения вала и практически не зависят от режима работы агрегата, внешних условий работы агрегата и температуры. Вибрация может проявляться как в поперечном, так и осевом направлениях, однако в силу ее зависимости от жесткости подшипника, пространственно анизотропной, обычно горизонтально-поперечная вибрация преобладает над вертикальной. При этом чаще наблюдаются более интенсивные колебания опор ротора с дисбалансом, и влияние последнего на колебания опор сопряженных валов агрегата, особенно в случае применения гибких муфт, обычно относительно невелико.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Жаутиков Б.А., Мехтиев А.Д., Лихачев В.В., Султанбеков Т.Е. Исследование механических частей горнодобывающего оборудования с вращающимися валами // Тр. VI Междунар. науч.-практ. конф. «Новини за модерна наука – 2010». Т. 21. София: Бял ГРАД ООД, 2010. С. 12-14.
2. Мехтиев А.Д., Лихачев В.В., Булатбаев Ф.Н. Методика повышения надежности работы тормозной балки подъемной машины // Тр. ун-та / Сб. науч. тр. Караганда: КарГТУ, 2008. № 3. С. 72-74.
3. Жаутиков Б.А., Мехтиев А.Д., Султанбеков Т.Е. Обеспечение надежности и прочности механических частей оборудования горного производства в период эксплуатации // Научно-технический журнал «Автоматика и информатика». Караганда: КарГТУ, 2009. № 2. С. 8-9.