

ТРАНСПОРТНОЕ, ГОРНОЕ И СТРОИТЕЛЬНОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ

УДК 53.083(430.1)

ОСОБЕННОСТИ КОМПЛЕКСНОЙ ДИАГНОСТИКИ ЭНЕРГО-МЕХАНИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ ЭКСКАВАТОРОВ ТИПА ЭКГ ПО ПАРАМЕТРАМ ВИБРАЦИИ

SOME FEATURES OF THE COMPLEX VIBRATION ANALYSIS GENERATED DURING THE OPERATION OF THE EQUIPMENT FOR MINING SHOVELS OF EKG-TYPE.

Герике Павел Борисович

канд. техн. наук, доцент, e-mail: am_besten@mail.ru

Gericke P.B., C.Sc. (Engineering), Associate Professor

Федеральный Исследовательский Центр угля и углехимии СО РАН, 650065, г. Кемерово пр. Ленинградский, 10

Institute of Coal of the Siberian Branch of the RAS, 10 Leningradsky Prospect, Kemerovo, 650065, Russian Federation.

Аннотация. В настоящей работе рассмотрены проблемы выявления основных закономерностей между изменением фактического технического состояния оборудования карьерных экскаваторов типа ЭКГ и параметрами механических колебаний, генерируемых при его работе; приведены результаты комплексного анализа вибрационных характеристик, формирующихся при работе энерго-механического оборудования. Обоснована эффективность применения комплексного диагностического подхода, пригодного для выполнения оценки технического состояния узлов и агрегатов карьерных экскаваторов, приведена подробная классификация дефектов их энерго-механического оборудования. Проведенные исследования позволили создать авторский комплекс, состоящий из более чем ста диагностических правил, ориентированных на автоматизированное выявление основных повреждений оборудования на базе селективных групп информативных частот для систем интеллектуального обслуживания горных машин. Доказано, что только с широким применением современных методов вибрационной диагностики и неразрушающего контроля появляется возможность для своевременного выявления дефектов энерго-механического оборудования карьерных экскаваторов. Результаты проведенных исследований безапелляционно доказывают необходимость перехода ремонтных и обслуживающих подразделений промышленных предприятий угольной и горнорудной отраслей на систему обслуживания техники по её фактическому техническому состоянию. Платформой для реализации базовых элементов такой системы может выступить разработанный комплекс диагностических правил для выявления дефектов оборудования карьерных экскаваторов и сформулированные критерии совершенствования методологии нормирования параметров генерируемой ими вибрации.

Abstract. In this paper deals with the problem of identifying the basic laws of change of the actual technical state of equipment mining shovels, based on the vibration analysis. Here are some the results of complex analysis of vibration parameters. The efficiency of an integrated diagnostic approach for the evaluation of the technical state of mechanisms of mining shovels, provides detailed classification of defects in their dynamic equipment. On the basis of the author's research created a complex consisting of over 100 diagnostic rules focused on automated detection of major damage to the equipment on the basis of selective frequency bands for systems of intellectual services of mining machinery. Proved that only with the wide application of modern methods of vibration diagnostics and nondestructive testing becomes possible early detection of defects of aggregates shovels. The results of these studies demonstrate the need to move repair and maintenance departments of industrial enterprises of the coal and mining industries in the service system technology on its actual technical condition. The platform for the implementation of the basic elements of such a system can be designed to perform a complex of diagnostic rules to detect defects in the equipment mining shovels and articulated criteria for improving the methodology for the valuation of vibration parameters.

Ключевые слова: вибродиагностика, карьерный экскаватор, энерго-механическое оборудование, управление техническим обслуживанием.

Keywords: vibration analysis, mining shovel, energomechanical equipment, maintenance management.

Важнейшим фактором, оказывающим непосредственное влияние на безопасность горных работ, является техническое состояние эксплуатируемого технологического оборудования. Одной из приоритетных задач развития угольной и горнорудной отраслей промышленности России является безопасность проведения горных работ, полноценному и эффективному решению которой может способствовать только переход эксплуатирующих предприятий на качественно новые формы технического обслуживания горной техники. Обеспечение такого перехода требует создания представительных баз данных по параметрам вибрационного сигнала, определения предельных характеристик допустимого состояния экскаваторного парка, разработки математических моделей развития типовых дефектов и создания комплекса диагностических правил для уникального оборудования угольной промышленности.

Эффективное решение перечисленных задач невозможно без выявления основных закономерностей изменения технического состояния оборудования одноковшовых карьерных экскаваторов по результатам анализа параметров механических колебаний.

На примере анализа параметров вибрационных волн, генерируемых при работе энергомеханического оборудования карьерных экскаваторов типа ЭКГ, в настоящей работе рассматриваются вопросы совершенствования методологии нормирования параметров механических колебаний и выявления основных закономерностей изменения его технического состояния. В качестве основного инструмента, позволяющего произвести оценку технического состояния энергомеханического оборудования, в настоящей работе обосновывается применение комплексного подхода к анализу параметров вибрации, который позволяет наиболее быстро, точно и эффективно получить объективную информацию об изменении состояния объекта диагностирования [1, 2].

Разработанная в рамках настоящей работы методика проведения измерений параметров вибрации на элементах оборудования экскаваторов типа ЭКГ учитывает следующие основные особенности его работы: измерения проводятся на третьем положении командконтроллера при максимальном возможном ростпуске лебедки; процесс измерения параметров вибрации должен быть синхронизирован с устойчивой работой механизмов (исключены моменты остановки или резкого ускорения подъемных/тяговых лебедок и механизмов поворота); контроль параметров вибрации лебедок проводится только на цикле подъема ковша без нагрузки (ковш пустой; все приводы, кроме тех, на которых проводятся испытания, должны быть остановлены); снятие вибрационных характеристик генераторных групп осуществляется на режиме их «холостого хода», при этом все основные элементы оборудования экскаватора типа ЭКГ (механиз-

мы подъема, напора и поворота) на момент измерений должны быть остановлены.

Объектом настоящего исследования является выборка из 40 единиц экскаваторов типа ЭКГ, эксплуатируемых на угольных разрезах и каменных карьерах Кузбасса (модели ЭКГ-4,6Б; ЭКГ-5А; ЭКГ-8И; ЭКГ-10; ЭКГ-12,5 и др.). Обобщение результатов анализа параметров вибрационных волн, генерируемых при работе энергомеханического оборудования экскаваторов ЭКГ, позволяет сделать вывод о том, что наибольшее распространение здесь получили следующие основные типы неисправностей и повреждений узлов и агрегатов: дисбалансы ротора электродвигателей/генераторов; расцентровка узлов и элементов конструкции; дефекты подшипниковых узлов (перекосы, ослабления посадок, увеличение зазоров, износы беговых дорожек, тел качения и сепараторов, нарушение режима смазки); дефекты элементов соединительных муфт; износ и выкрашивание зубчатых зацеплений, нарушение соосности и перекосы валов в редукторах; различные дефекты двигателей электромагнитного происхождения; нарушение жесткости опорной системы и структурный резонанс.

На примере реальных спектров далее рассмотрен процесс анализа параметров полигармонических волн, результаты которого позволили сформулировать некоторые оригинальные совокупности диагностических признаков и правил, необходимых для эффективного выявления перечисленных дефектов вне зависимости от стадии их развития. Зачастую на одном и том же элементе (узле, агрегате, детали) энергомеханического оборудования карьерного электрического экскаватора могут присутствовать множественные дефекты, возникновение которых вызвано причинами совершенно различной природы (см. рис. 1).

Например, дисбаланс ротора генератора в сочетании с нарушением соосности валопровода агрегата может стать причиной ярко выраженного нарушения жесткости системы, развития дефектов соединительной муфты и подшипников (см. рисунок 1). Результирующий спектр на рисунке 1Б (соответствующий точке измерения спектра на рисунке 1А) свидетельствует о значительном превышении предельного пикового значения виброскорения, что является одним из основных диагностических признаков наличия развитых дефектов подшипника качения. Данный вывод подтверждает анализ характеристики, представленной на рисунке 1А. В представленном спектре присутствуют компоненты, свидетельствующие о наличии сразу нескольких повреждений подшипника качения – изменении геометрии тел качения, дефекте наружного кольца и наклете сепаратора подшипника со стороны свободного конца генератора напора. В данном случае развитие множественных повреждений подшипника последовало в результате некачественно проведенных монтаж-

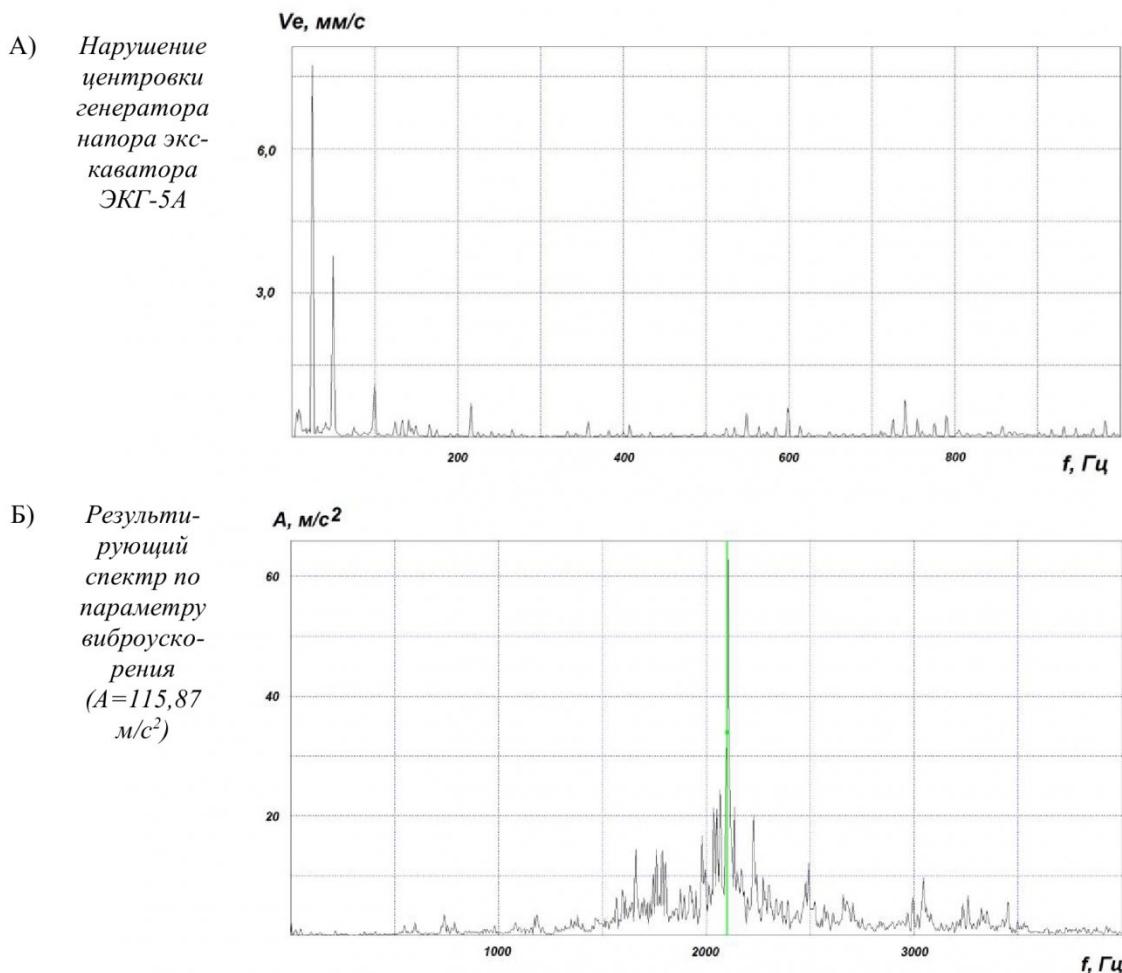


Рис. 1. Спектральное представление параметров полигармонической волны вибрации, записанной на генераторной группе экскаватора ЭКГ-5А.

ных работ, осуществленных после выполнения ремонта. Заведомо исправный новый подшипник за 1,5 месяца штатной эксплуатации приобрел статус недопустимого технического состояния по результатам анализа параметров вибрации. Замена дефектного узла, выполненная на основании рекомендаций по устранению повышенного уровня механических колебаний, полностью подтвердила правильность сделанных выводов и заключения о фактическом техническом состоянии подшипника.

В ряде случаев, особенно когда результаты диагностирования подшипников качения требуются немедленно, целесообразно применение процесса. Данный метод основан на оценке величины коэффициента эксцесса для одномерной плотности вероятности $p(x)$ мгновенных значений параметров вибрации. Ударные процессы, формирующиеся в виброакустическом сигнале при развитии дефектов подшипника, вызывают искажение формы закона распределения эксцесса (четвертый нормированный статистический момент, вычисляемый по соотношению вида $E=(\mu^4/\sigma^4)-3$), что сказывается на величине эксцесса. При этом о степени развития дефекта судят по отклонению коэффициента эксцесса от порогового значения [2].

Данный метод крайне нетребователен к использованию априорной информации, достаточно располагать данными о частоте вращения вала, на котором наложен подшипник, и типе предполагаемой неисправности (дефект монтажа, эксплуатационный износ или зарождающееся повреждение). Результатом специализированной математической обработки является заключение о фактическом состоянии исследуемого узла, без указаний на конкретный тип дефекта. При этом достоверность рекомендаций, полученных в результате обработки параметров исходных виброакустических характеристик, превышает 90%.

Принимая во внимание такие факторы, как цикличность работы энерго-механического оборудования экскаваторов типа ЭКГ, изменяющиеся частоты вращения и серьезные ударные нагрузки, которые испытывают узлы и механизмы в процессе работы, становится очевидным нижеизложенное. Использование только лишь какого-то одного метода вибродиагностики применительно к осуществлению анализа параметров виброакустических волн, генерируемых при работе оборудования карьерных экскаваторов, является малоэффективным.

Каждый из методов вибрационного контроля имеет свои ограничения на область применения, не существует единого универсального метода, который мог бы одинаково эффективно применяться как при проведении экспресс-диагностики по параметрам вибрации, так и при периодическом мониторинге технического состояния объекта.

та диагностирования [1, 2]. Только результаты комплексного использования нескольких различных диагностических подходов могут предоставить возможность для эффективной и точной оценки фактического состояния узлов и агрегатов работающих механизмов. Проведенные ранее исследования [3] убедительно доказали, что

Ve, мм/с

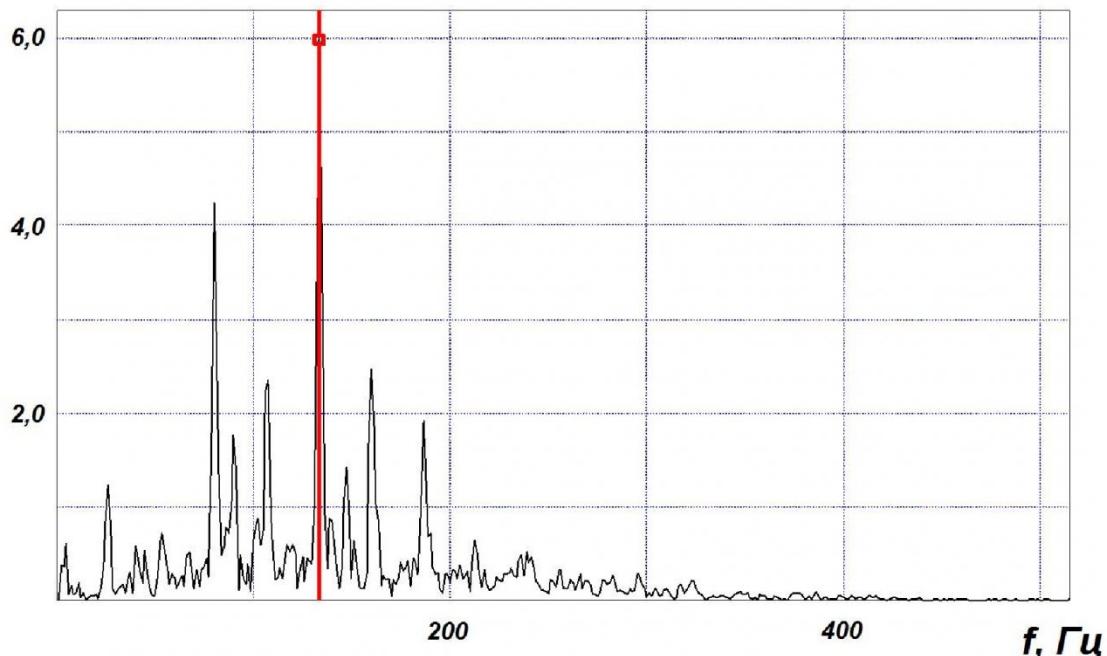


Рис. 2. Изменение геометрии и абразивный износ открытой зубчатой передачи, причиной которого является несоосная установка промвала редуктора механизма подъема экскаватора ЭКГ-5А.

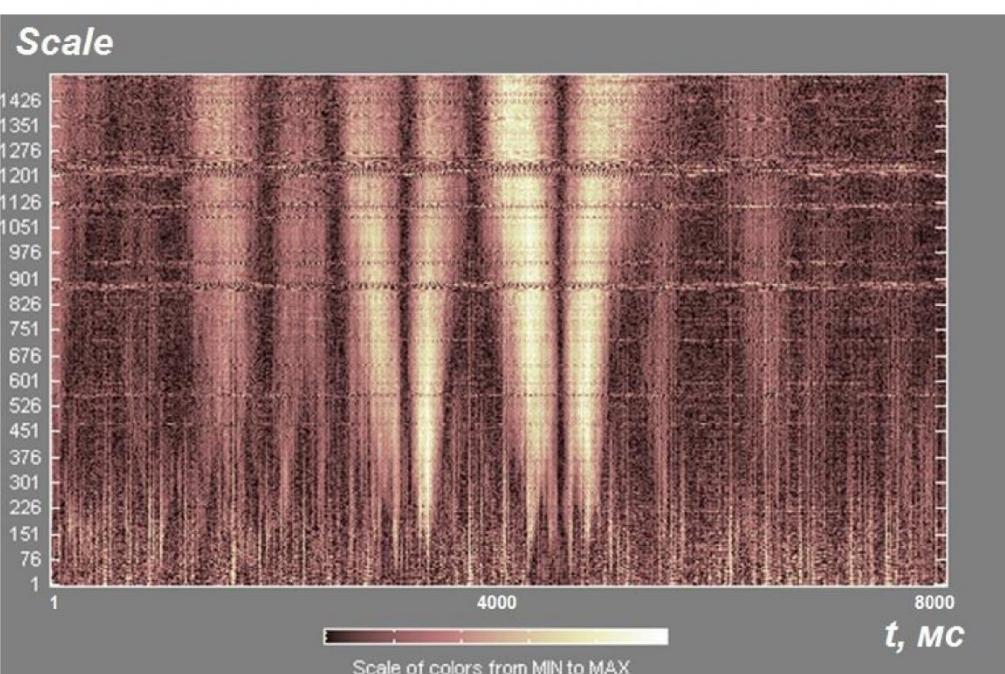


Рис. 3. Вейвлет-преобразование исходной временной волны, записанной на подшипниковой опоре открытой зубчатой передачи механизма подъема экскаватора ЭКГ-5А

наилучших результатов на объектах угольной и горнорудной промышленности удается достичь при использовании комплексного диагностического подхода с применением нескольких методов виброанализа и неразрушающего контроля. Обычно основу такого подхода составляют результаты спектрального анализа, в дополнение к которым часто используют экспесс, анализ огибающей и траектории/процессии ротора, довольно часто может применяться метод ударных импульсов [4]. В ряде случаев к указанной совокупности методов целесообразно добавить вейвлет-

преобразование сигнала [5] и кепстральный анализ. Именно такое сочетание методов виброанализа (которое зависит только от типа объекта диагностирования, режимов его работы и особенностей проведения измерений) является необходимым и достаточным для осуществления контроля по параметрам вибрации самого разного технологического оборудования, эксплуатируемого в угольной и горнорудной отраслях промышленности, позволяет получить максимум полезной диагностической информации при минимальных затратах времени на проведение измерений. Цен-

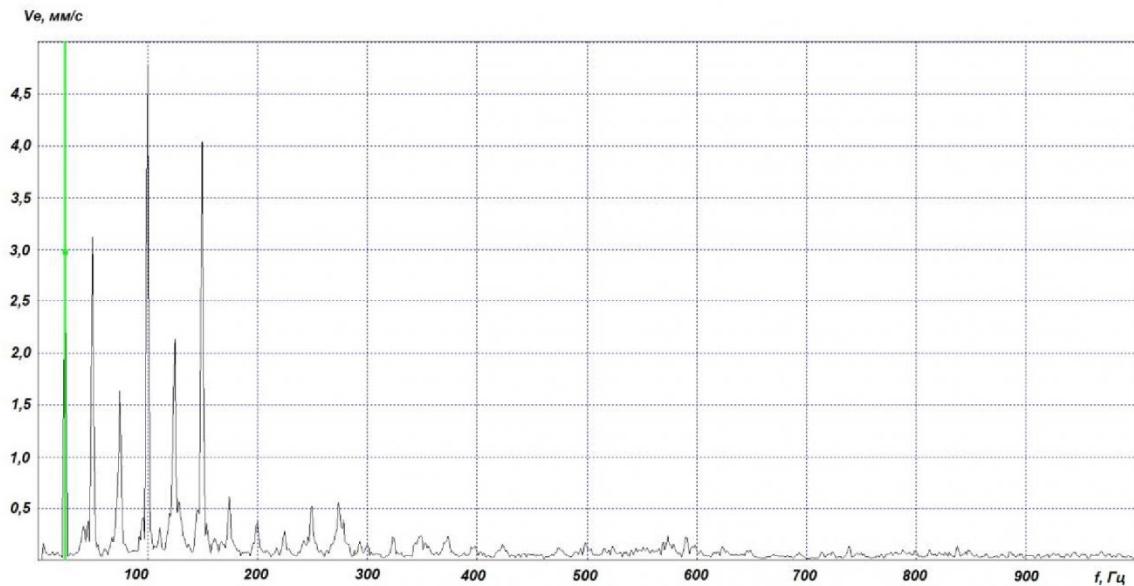


Рис. 4. Сетевой двигатель экскаватора ЭКГ-5А. Ярко выраженное нарушение жесткости системы, некритичная расцентровка валопровода агрегата, вероятен дефект электрической природы.



Рис. 5. Логарифмическое представление спектра полигармонической волны, иллюстрирующее недопустимый дисбаланс ротора генератора подъема экскаватора ЭКГ-5А. Общий уровень по параметру выброскорости $VeCK3=40,1$ мм/с.

ность выполненных ранее исследований параметров виброакустических характеристик горных машин и мониторинга их технического состояния подтверждает использование полученных результатов при разработке отраслевой методики [6], утвержденной Ростехнадзором и обязательной к применению на всех опасных производственных объектах, эксплуатирующих карьерные экскаваторы на территории РФ. Данная методика основана на современном подходе к осуществлению расчета остаточного ресурса безопасной эксплуатации карьерных экскаваторов, в ней приведена обоснованная оценка технического состояния энергомеханического оборудования по параметрам механических колебаний, определены требования к оборудованию и аппаратуре для проведения неразрушающего контроля, сформулированы основные критерии предельного технического состояния для данного технологического оборудования.

Необходимым условием выполнения эффективной оценки технического состояния оборудования карьерных экскаваторов по параметрам механических колебаний является рассмотрение всей совокупности диагностических признаков для каждого из основных дефектов, соответствующих исследуемому типу агрегатов.

Так, среди оборудования карьерных экскаваторов типа ЭКГ значительное распространение получили дефекты зубчатых передач в составе редукторов механизмов подъема, напора и поворота (см. рисунок 2). Этому повреждению соответствуют двадцать семь основных диагностических признаков, сосредоточенных, главным образом, в области спектрального анализа. Кроме того, ряд четких диагностических признаков предоставляют результаты кепстрального анализа и вейвлет-преобразования исходного сигнала (см. рисунок 3), дающие четкую ассоциацию полученных характеристик с большинством дефектов редукторов всех типов и конструкций.

На представленном выше спектре (рисунок 2) присутствуют компоненты, развитие которых вызвано несоосной установкой промвала на редукторе механизма подъема экскаватора ЭКГ-5А. Так, перекос промвала вызвал ярко выраженные компоненты на частотах $2f_{r1} + 3f_{r2}$ и $5f_{r1} - 9f_{r2}$; также наблюдаются ярко выраженные зубцовые частоты, свидетельствующие об изменении геометрии шестерен и абразивном износе зубчатых зацеплений открытой передачи ($f_z + 2f_{r2}$; $2f_z + 6f_{r2}$ и т.д.). Наличие развитого дефекта подтверждают результаты выполненного вейвлет-преобразования исходной полигармонической волны.

Рассматривая тему диагностики дефектов энергомеханического оборудования карьерных экскаваторов типа ЭКГ нельзя не упомянуть о наиболее распространенном типе повреждений элементов конструкции горных машин – нарушении жесткости системы, одним из частных случаев которого является структурный резонанс. Большинство из шестнадцати ос-

новных признаков выявления нарушения жесткости системы методами контроля по параметрам механических колебаний [1, 2, 7, 8] сосредоточены именно в области спектрального анализа. К сожалению, объем данной статьи не позволяет детально и в полной мере рассмотреть все признаки проявления данного типа дефектов.

При этом необходимо отметить, что весьма значительная часть частотных признаков проявления нарушения жесткости системы часто может числено совпадать с другими значащими гармониками, которые соответствуют повреждениям совершенно иного характера. Как следствие – только результаты комплексного анализа параметров полигармонических волн позволяют сформулировать совокупность диагностических правил, в полной мере отвечающую адекватному представлению о наличии тех или иных дефектов энергомеханического оборудования карьерных экскаваторов. В данном случае такой комплексный подход к выявлению нарушений жесткости должен включать анализ флюктуационной активности основных частот и уровня шумов спектра, а также выявление боковых модуляционных гармоник вида $X = k \cdot f_R \pm n \cdot f_m$. Кроме того, довольно информативные результаты по выявлению такого вида дефектов дает метод анализа траектории движения (процессии) ротора.

Представленный на рисунке 4 спектр по параметру виброскорости иллюстрирует наличие ярко выраженного нарушения жесткости системы в сочетании с некритичным проявлением дисбаланса ротора, расцентровкой валопровода агрегата и вероятным присутствием дефекта электрической природы (замыкание обмоток). В случаях, когда рабочие частоты агрегата или частоты проявления дефектов механической природы из-за особенностей конструкции проявляются на гармониках частоты питающей электрической сети, применяют так называемый алгоритм подтверждения. Алгоритм подтверждения присутствия на агрегате дефектов электрической природы (к которым относят такие процессы как: магнитная асимметрия якоря, перекос фаз, смещение в магнитном поле, межвитковое замыкание и т.д.) при помощи методологической базы вибранализа довольно трудоёмок и включает реализацию метода анализа характеристики выбега роторного агрегата. Результаты использования такого подхода дают четкую ассоциативную связь с наличием дефектов электрической природы, однако значительно увеличивают время, затрачиваемое на проведение измерений параметров вибрации горных машин в условиях технологического цикла работы промышленных предприятий, и не предоставляют возможности определения конкретного типа дефекта.

Результаты статистической обработки экспериментальных данных прямо свидетельствуют, что одним из наиболее опасных высоконапряженных низкочастотных процессов, сопровождающих развитие эксплуатационных дефектов энергомеханического

оборудования карьерных экскаваторов типа ЭКГ, является неуравновешенность ротора электрических машин. Развитый дисбаланс является причиной преждевременного выхода из строя подшипников качения и элементов соединительных муфт, может привести к отрыву деталей ротора и самого агрегата от опор [9]. Основным частотным признаком наличия дисбаланса является присутствие ярко выраженной во всех плоскостях пространственного положения агрегата первой гармоники оборотной частоты, либо её гармонического ряда $k_f R$. Только лишь в частотном анализе дисбалансу ротора соответствует порядка пяти основных диагностических признаков, без учета большого количества признаков и правил выявления данного дефекта другими методами виброанализа, например – с использованием анализа временной реализации, анализа траектории движения ротора и ряда других методов. Так, например, деформация и ослабление посадки деталей ротора под действием высоких температур и дальнейшей переориентации вращающихся масс за счет центробежных сил вызывает, помимо частотных признаков, изменение фазы оборотной составляющей вибрации на угол равный $\varphi=180^\circ$ [1, 2].

Данный дефект роторного агрегата при его эксплуатации в условиях промышленных предприятий нередко приводит оборудование к достижению предельного состояния, т.к. выполнение ремонтных мероприятий является достаточно трудоемкой и дорогостоящей процедурой, требует наличия высококвалифицированных кадров и специального оборудования. В условиях действующей системы планово-предупредительных ремонтов и аварийного обслуживания техники ремонтным службам предприятий проще игнорировать проблему до момента аварийного выхода агрегата из строя, после чего заказывать и устанавливать резервный двигатель. Такой подход к системе ремонтов не только значительно увеличивает непроизводительные простои дорогостоящего технологического оборудования, которым является карьерный экскаватор, но и ведет к росту несчастных случаев на производстве, связанных с недопустимым состоянием эксплуатируемой техники.

Примером, иллюстрирующим вышесказанное утверждение, служит спектр на рисунке 5. Предельная величина эффективного среднеквадратического значения виброскорости, допустимая на преобразовательном агрегате карьерного экскаватора, составляет $V_{\text{еск}}=11,0 \text{ мм/с}$ [6]. При достижении этой границы техническое состояние генераторной группы, как и всего экскаватора признается недопустимым, должен быть проведен незамедлительный ремонт или наладка оборудования.

Однако на практике, при проведении измерений на генераторных группах экскаваторов ЭКГ, встречаются общие уровни вибрации порядка 30...50 мм/с и более. Настолько мощный и энергоёмкий физиче-

ский процесс может быть вызван только недопустимым дисбалансом ротора генератора(ов) и/или сетевого двигателя, к которому зачастую добавляется нарушение соосности валов агрегата и общее нарушение жесткости системы. Подобные величины общих уровней вибрации опасны тем, что возможно разрушение валопровода и отрыв элементов конструкции от опор, что представляет реальную угрозу жизни и здоровью членам бригады или обслуживающего персонала. В случае выявления значительного превышения допустимых уровней дальнейшая эксплуатация экскаватора до устранения причин повышенной вибрации обязательно должна быть запрещена.

Таким образом, подводя итог сказанному, можно заключить, что наиболее всего для выявления дефектов энерго-механического оборудования карьерных экскаваторов типа ЭКГ подходит метод прямого спектрального анализа по параметрам виброскорости и виброускорения в расширенном частотном диапазоне. Однако, для подтверждения полученных результатов целесообразно использовать метод экспресс-диагностики подшипников качения [10, 11], анализгибающей, метод траектории/процессии движения ротора и анализ характеристики выбега агрегата. Для расширенного анализа виброакустических характеристик редукторов целесообразным является применение результатов вейвлет-преобразования и кепстрального анализа [12].

Результаты статистической обработки параметров полигармонических волн, генерируемых при работе энерго-механического оборудования горных машин, в том числе карьерных экскаваторов, могут быть эффективно использованы при совершенствовании методологии нормирования параметров механических колебаний, разработке индивидуальных спектральных масок с высокой степенью детализации [13] или адаптивных прогностических моделей деградации технического состояния сложных механических систем [14].

Кроме того, обобщая статистику развития дефектов, являющихся причинами возникновения аварийных отказов горной техники [15], удалось сформулировать ряд новых совокупностей диагностических правил для выполнения автоматизированного анализа виброакустического сигнала, который является неотъемлемой составляющей системы обслуживания сложных механических систем по их фактическому техническому состоянию. Кроме того, проведенные исследования убедительно показали, что именно результаты комплексного подхода применительно к диагностике энерго-механического оборудования карьерных экскаваторов типа ЭКГ по результатам анализа параметров механических колебаний позволяют свести к минимуму вероятность возникновения несчастных случаев на производстве, связанных с недопустимым состоянием эксплуатируемой горной техники.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Герике Б.Л. Диагностика горных машин и оборудования. Учебное пособие. /Б.Л. Герике, Г.И. Козовой, В.С. Квагинидзе, А.А. Хорешок, П.Б. Герике/ Москва, 2012. – 400 с.
2. Неразрушающий контроль. Справочник в 7 томах под редакцией чл.-корр. РАН В.В. Клюева, т.7 – Москва, 2005. – 828 с.
3. Герике П.Б. Малые генераторные группы экскаваторов типа драглайн как источник повышенной вибрации. // Вестник Кузбасского государственного технического университета, 2015. – № 2. – С. 26-30.
4. V. Pozhidaeva. Determining the roughness of contact surfaces of the rolling bearings by the method of shock pulses. World Tribology Congress III, September 12-16, 2005, Washington, D.C., USA
5. Tse P., Peng Y., Yam R. Wavelet Analysis and Envelope Detection For Rolling Element Bearing Fault Diagnosis—Their Effectiveness and Flexibilities. Journal of Vibration and Acoustics. 2001. Vol. 123. Pp 303-310. DOI: 10.1115/1.1379745.
6. РД 15-14-2008. Методические рекомендации о порядке проведения экспертизы промышленной безопасности карьерных одноковшовых экскаваторов.
7. Барков А.В. Вибрационная диагностика машин и оборудования. Анализ вибрации. Учебное пособие. / Барков А.В., Баркова Н.А. / Издательство СПбГМТУ. Санкт Петербург, 2004. — 156 с.
8. Bently D.E., Hatch C.T. “Fundamentals of rotating Machinery Diagnostics”, Bently Pressurized Press, 2002, P.726.
9. F. Balducci, M. Arghir, S. Gaudillere. Experimental analysis of the unbalance response of rigid rotors supported on aerodynamic foil bearings. Proceedings of ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition GT2014. June 16 – 20, 2014, Düsseldorf, Germany.
10. Skeinik R., Petersen D. Automated fault detection via selective frequency band alarming in PC-based predictive maintenance systems. CSI, Knaxville, TN 37923, USA.
11. Кравченко, В. М. Повреждения подшипников качения в результате износа./В. М. Кравченко, В. А. Сидоров, В. В. Буцукин.// Горное оборудование и электромеханика. - № 2, 2013. – С. 45-47.
12. Liu G., Parker R. Dynamic Modeling and Analysis of Tooth Profile Modification for Multimesh Gear Vibration. Journal of Mechanical Design. 2008. Vol. 130. Pp 121402/1 - 121402-13. DOI: 10.1115/1.2976803
13. Герике П.Б. Выбор критериев для совершенствования методологии нормирования параметров механических колебаний, генерируемых при работе оборудования драглайнов /П.Б. Герике// Вестник Кузбасского государственного технического университета. 2015. – № 3 – С. 11-18.
14. Сушко А. Е. Разработка специального математического и программного обеспечения для автоматизированной диагностики сложных систем. Дисс. ... канд. техн. наук. – М. – МИФИ. – 2007. – 170 с.
15. Клишин В.И. Проблемы безопасности и новые технологии подземной разработки угольных месторождений. /В.И. Клишин, Л.В. Зворыгин, А.В. Лебедев, А.В. Савченко/ Новосибирск, 2011. – 524 с.

REFERENCES

1. Gericke B.L., Kozovoy G.I., Kvaginidze V.S., Khoreshok A.A., Gericke P.B. Diagnostika gornykh mashin i oborudovaniya [Vibration analysis of mining machinery and equipment]. Moscow, 2012. 400 p. (rus)
2. Nerazrushayushchiy kontrol': spravochnik. V 7-kh tomakh [Non-destructive testing: Handbook. In 7 Vol. V.7] / Pod. red. V.V. Klyueva. Moscow: Mashinostroenie Publishers, 2005. 828 p. (rus)
3. Gericke P.B. Vestnik Kuzbasskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. 2015. #2. Pp. 26-30. (rus)
4. V. Pozhidaeva. Determining the roughness of contact surfaces of the rolling bearings by the method of shock pulses. World Tribology Congress III, September 12-16, 2005, Washington, D.C., USA
5. Tse P., Peng Y., Yam R. Wavelet Analysis and Envelope Detection For Rolling Element Bearing Fault Diagnosis—Their Effectiveness and Flexibilities. Journal of Vibration and Acoustics. 2001. Vol. 123. Pp 303-310. DOI: 10.1115/1.1379745.
6. RD 15-14-2008. Metodicheskie rekomendatsii o poryadke provedeniya ekspertizy promyshlennoy bezopasnosti kar'ernykh odnokovshovykh ekskavatorov [Methodical recommendations on how to conduct the examination of industrial safety of mining shovels]. Moscow, 2008. 40 p. (rus)
7. Barkov A.V., Barkova N.A. Vibratsionnaya diagnostika mashin i oborudovaniya. Analiz vibratsii [Vibration diagnostics of machines and equipment. Vibration analysis: Handbook]. St. Petersburg, 2004. 156 p. (rus)
8. Bently D.E., Hatch C.T. “Fundamentals of rotating Machinery Diagnostics”, Bently Pressurized Press. 2002. 726 p. (eng)

9. Balducci F., Arghir M., Gaudillere S. Experimental analysis of the unbalance response of rigid rotors supported on aerodynamic foil bearings. Proceedings of ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition GT2014. June 16 – 20, 2014, Düsseldorf, Germany. URL: <http://proceedings.asmedigitalcollection.asme.org/> (eng)
10. Skeinik R., Petersen D. Automated fault detection via selective frequency band alarming in PC-based predictive maintenance systems. CSI, Knaxville, TN 37923, USA. (eng)
11. Kravchenko V.M., Sidorov V.A., Butsukin V.V. *Gornoe oborudovanie i elektromekhanika*. 2013. #2. Pp. 45-47. (rus)
12. Liu G., Parker R. Dynamic Modeling and Analysis of Tooth Profile Modification for Multimesh Gear Vibration. *Journal of Mechanical Design*. 2008. Vol. 130. Pp 121402/1 - 121402-13. DOI: 10.1115/1.2976803 (eng)
13. Gericke P.B. *Vestnik Kuzbasskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*. 2015. #3. Pp. 11-18. (rus)
14. Sushko A. E. Razrabotka spetsial'nogo matematicheskogo i programmnogo obespecheniya dlya avtomatizirovannoy diagnostiki slozhnykh system [Development special mathematical and software for automated diagnosis of complex systems]; PhD thesis excerpt. Moscow. 2007. (rus)
15. Klishin V.I., Zvorygin L.V., Lebedev A.V., Savchenko A.V. Problemy bezopasnosti i novye tekhnologii podzemnoy razrabotki ugol'nykh mestorozhdeniy [Problems of safety and new technology of underground coal mining]. Novosibirsk, 2011. 524 p. (rus)

Поступило в редакцию 15.05.2016
Received '15 May 2016