

УДК: 622.021

КОН УСКУНАЛАРИ ТАЯНЧ УЗЕЛЛАРИ ТЕХНИК ҲОЛАТИНИ МОНИТОРИНГ ҚИЛИШ УСУЛИНИ ИШЛАБ ЧИҚИШ

Эгамбердиев Илҳом Пулатович,
докторант;
Мирзаев Абдураззоқ Умирзақович,
раис

Ўзбекистон Республикаси Фанлар академияси Навоий бўлими

Зоиров Шерзод Шарипович,
Кончилик факультети декан муовини;
Яхшиев Шерали Намозович,
Машинасозлик технологияси кафедраси ўқитувчиси

Навоий давлат кончилик институти

Аннотация. Мақолада тоғ-кон ускуналари подишник таянчлари элементларининг техник ҳолати ва спектрал хусусиятларининг ўзаро алоқадорлиги вибросигналнинг юқори частотали компонентини таҳлил қилиш асосида келтирилиб, бу, ўз навбатида, нуқсонлар турини аниқлаш ва улар ривожланишини прогноз қилиш имконини беради. Кон ускуналари таянч узеллари тебранишларининг тажриба тадқиқот натижалари тақдим этилган. Ўтказилган тадқиқотлар ишлатилаётган ускунанинг мураккаблиги, юқори нархи ҳамда унга хизмат кўрсатишининг паст технологик даражаси ўртасидаги катта фарқни кўрсатади. Бу фарқ носозлик сабабларини аниқлаш ва бартараф этиш, таъмирлаш харажатлари, авария ҳолатларининг юзага келиши билан боғлиқ ускуналарнинг тўсатдан тўхташи, узоқ вақт бекор туриб қолишининг асосий сабабларидан биридир. Шунингдек, мақолада вибромониторинг технологияси тақдим этилиб, унда тебраниш параметрларини мунтазам равишда ўлчаш, уларнинг частотасини таҳлил қилиш ва дастурий таъминот пакетларидан фойдаланадиган машиналарда деградация жараёнларининг математик моделлаштирилиши қўлланилади. Кончилик ускуналарини вибромониторинг қилиш учун назорат ва диагностик тебраниш ўлчовлари кўзда тутилган. Текишириш ўлчовлари тоғ-кон ускуналари, шунингдек, унинг алоҳида қисмларининг техник ҳолатини баҳолаш учун мўлжалланган. Диагностик ўлчовлар нуқсонларни аниқлаш, уларни бартараф этиш бўйича тавсиялар ишлаб чиқиш ва ускуналарни ҳақиқий техник ҳолатига қараб таъмирлашга кетадиган вақтни белгилаш учун мўлжалланган.

Таянч тушунчалар: ишончилилик, чидамлилиқ, вибросигнал, обойма, сепаратор, спектр зичлик, частота, амплитуда, тебраниш, қаттиқлик.

РАЗРАБОТКА МЕТОДА МОНИТОРИНГА ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ОПОРНЫХ УЗЛОВ ГОРНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Эгамбердиев Илҳом Пулатович,
докторант;
Мирзаев Абдураззоқ Умирзақович,
председатель

Навоийское отделение Академии наук Республики Узбекистан

Зоиров Шерзод Шарипович,
заместитель декана Горного факультета;
Яхшиев Шерали Намозович,
преподаватель кафедры «Технология машиностроения»

Навоийский государственный горный институт

Аннотация. В статье приведены взаимосвязи технического состояния элементов подшипниковых опор горного оборудования и спектральных признаков на основе анализа высокочастотной составляющей вибросигнала, позволяющего определить вид дефектов и прогнозировать их развитие. Представлены результаты экспериментальных исследований вибрации опорных узлов горного оборудования. Проведенные исследования показывают большой разрыв между сложностью, высокой стоимостью эксплуатируемой техники и низким технологическим уровнем ее обслуживания. Такой разрыв – одна из главных причин внеплановых остановок оборудования, длительных простоев, связанных с обнаружением и устранением причин отказов, больших затрат на ремонтные работы, возникновения аварийных ситуаций. Приведена технология вибромониторинга, в которой используются регулярные измерения параметров вибраций, их частотный анализ и математическое моделирование деградационных процессов в машинах с использованием программных пакетов. Для вибрационного мониторинга горного оборудования предусмотрены контрольные и диагностические вибрационные измерения. Контрольные измерения предназначены для оценки технического состояния горного оборудования в целом, а также отдельных его узлов. Диагностические измерения предназначены для выявления дефектов, разработки рекомендаций по их устранению и определению сроков вывода оборудования для ремонта по фактическому техническому состоянию.

Ключевые слова: надежность, долговечность, вибросигнал, обойма, сепаратор, спектральная плотность, частота, амплитуда, колебание, жесткость.

DEVELOPMENT OF A METHOD FOR MONITORING THE TECHNICAL CONDITION OF SUPPORT UNITS OF MINING EQUIPMENT

Egamberdiev Ilkhom Pulatovich,
Doctoral student;
Mirzaev Abdurazzok Umirzakovich,
Chairman

Navoi branch of the Academy of Sciences of the Republic of Uzbekistan

Zoirov Sherzod Sharipovich,
Deputy Dean of the Faculty of Mining, Navoi State Mining Institute;
Yakhshiev Sherali Namozovich,
Lecturer, Department of Engineering Technology

Navoi State Mining Institute

Abstract. In the article is presented the relationship of the technical condition of the elements of bearing supports of mining equipment and spectral features based on the analysis of the high-frequency component of the vibrosignal, allowing to determine the type of defects and predict their development. The results of experimental studies of the vibration of the support nodes of mining equipment are presented. Studies have shown a striking gap between complexity and the high cost of operating equipment and the low technological level of its service. Such a gap is one of the main reasons for unscheduled equipment shutdowns, long downtime associated with the detection and elimination of the causes of failures, and high repair costs, and emergency situations.

Vibration monitoring technology is presented, which uses regular measurements of vibration parameters, their frequency analysis and mathematical modeling of degradation processes in machines using software packages. For vibration monitoring of mining equipment, provides for control and diagnostic vibration measurements. Control measurements are designed to assess the technical condition of mining equipment as a whole, as well as its individual components. Diagnostic measurements are designed to identify defects, develop recommendations for their elimination and determine the timing of the output of equipment for repair according to the actual technical condition.

Keywords: Reliability, durability, vibration signal, holder, separator, spectral density, frequency, amplitude, oscillation, rigidity.

Введение

Горное оборудование эксплуатируется в специфических и сложных условиях. Технологический процесс горных работ осуществляется по системе тесного взаимодействия оборудования, в котором отказ или неисправность одного из них препятствует нормальной работе всей системы. Нередко отказы горного оборудования приводят к значительному экономическому ущербу не только вследствие перебоев производственного процесса, но и в результате сложностей и аварий при горных работах. Причиной этого являются нарушения нормального технологического процесса.

Контроль горного оборудования по низкочастотным вибрациям имеет ряд недостатков: невозможность обнаружения и идентификации многих видов дефектов, которые являются причиной отказов подшипников; сложность разделения составляющих вибрации; сложность обнаружения зарождающихся дефектов. Измерения параметров вибрации в широком частотном диапазоне не несут информации о процессах, происходящих в самом подшипнике.

Анализ работ, посвященных повышению долговечности горного оборудования, показывает, что в отечественной и зарубежной литературе слабо освещены вопросы изучения причин и характера отказов основных агрегатов горного оборудования. Проведенные работы в большинстве ограничивались решением отдельных частных задач, связанных в основном с повышением долговечности быстроизнашивающихся деталей [1-4]. Авторы в работах [3-5] показывают, что величина амплитуды и частота вибраций существенно зависят от режимов бурения, физико-механических свойств горных пород, типа вооружения шарошечного долота, схемы вращательно-

подающего механизма, параметров бурового става и станка.

Проведенные исследования показывают большой разрыв между сложностью и высокой стоимостью эксплуатируемой техники и низким технологическим уровнем ее обслуживания. Такой разрыв – одна из главных причин внеплановых остановок оборудования, длительных простоев, связанных с обнаружением и устранением причин отказов, больших затрат на ремонтные работы и возникновения аварийных ситуаций. Опыт наиболее технически развитых стран свидетельствует об эффективности использования компьютерных систем контроля состояния горной техники в процессе эксплуатации и прогнозирования ее ресурса.

Для оценки технического состояния горного оборудования необходимо своевременно получать информацию о начале и протекании нежелательных процессов в отдельных узлах машины, т.е. нужна система слежения за изменением параметров ее функционирования. Применение вибросигналов для получения информации о состоянии горного оборудования имеет ряд преимуществ: малая инерционность, доступность контроля без разборки машины, чувствительность к изменению структурных параметров, технологичность при контроле и др.

Предпринятые нами попытки применения наиболее распространенных методов (измерения СКЗ вибропараметров в широком диапазоне частот (от 10 до 1000 Гц), измерение пик-фактора и узкополосных спектров) не позволили с достаточной достоверностью выявить неисправности подшипниковых узлов буровых станков на ранних стадиях развития и спрогнозировать срок их безотказной работы.

Поэтому в работе применен алгоритм

обработки сигнала, учитывающий то, что вибрации, регистрируемые на корпусе подшипникового узла, представляют собой сложный колебательный процесс, который можно представить в виде:

$$X(t) = \sum_{k=1}^{\infty} A_k(t) \cos[k\omega_0(t) + \varphi_k(t)] + \xi_{\omega}(t) \quad (1)$$

Он состоит из наложения на квазиполигармонический процесс в области низких и средних частот и случайного широкополосного стационарного процесса в области высоких частот. При этом мы исходили из того, что информация о процессах, происходящих в самом подшипнике (ударные взаимодействия элементов подшипника, трение при проскальзывании тел качения), содержится в высокочастотной широкополосной случайной составляющей. Для выделения этой полезной информации и формирования диагностических признаков о зарождающихся дефектах в подшипнике поступили следующим образом. С использованием преобразования Фурье получали спектральную плотность мощности этого сигнала:

$$S_T(\omega) = \frac{1}{T} [H_T(j\omega)]^2, \quad 0 < t < T, \quad (2)$$

где $H_T(j\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} h(t) e^{-j\omega t} dt$ – частотное представление сигнала.

Из этого сигнала фильтрацией выделялась узкополосная компонента $\xi_{\Delta}(t)$ (в диапазоне шириной в 1/3 октавы) с наибольшей мощно-

стью, эта область соответствует резонансным колебаниям наружного кольца подшипника:

$$\xi_{\Delta}(t) = A[1 + mB(t)] \cos(\omega_{\Delta}t + \varphi_0), \quad (3)$$

где $0 < m < 1$ – глубина модуляции.

В свою очередь:

$$B(t) = \sum_{k=1}^n C_k \cos(k\Omega t + \varphi), \quad (4)$$

т.е. представляет амплитудно-модулированный процесс вида:

$$\xi(t) = A \left[1 + \sum_{k=1}^n m_k C_k \cos(k\Omega t + \varphi) \right] \cdot \cos(\omega_{\Delta}t + \varphi_0), \quad (5)$$

Где: m_k – парциальный коэффициент модуляции; Ω – угловая частота модуляции.

Поэтому следующим шагом, путем фильтрации, выделяется медленно меняющийся колебательный процесс, т.е. получаем огибающую исходного высокочастотного сигнала. Затем, снова выполнив преобразование Фурье, получим «спектр огибающей». Таким образом, оказалось возможным разделить в пространстве частотные составляющие, связанные с характерными дефектами подшипников. Об этом свидетельствует хорошая сходимость полученных экспериментально данных спектральных частот с результатами вычислений характерных «подшипниковых частот» (табл. 1).

Таблица 1

Расчет характерных частот подшипников горного оборудования

№	m, кг	n, шт.	d, мм	D, мм	B, мм	Z, шт.	D _{тр} , мм	F _{об} , Гц	F _{тр} , Гц	F _с , Гц	F _в , Гц	F _н , Гц
3620	13	2	100	215	73	14	31	10	24,26	8,02	27,72	112,28
3628	36,2	2	140	300	102	14	32	2	5,05	0,8	16,8	11,2
42244	39	1	220	400	65	20	40	2	8,82	1,12	21,12	26,88
46244	36	1	220	400	65	16	44	2	6,91	0,86	18,24	12,04
8260Г	44,2	1	300	420	95	22	44	2	8,06	0,88	24,64	19,36
42152	30,9	1	260	400	65	21	40	2	8,12	0,88	23,52	18,48
32314		5	70	150	35	12	20	50	120	20,46	354,5	245,5
66314	3,2	4	70	150	35	14	25,4	50	102,5	19,23	430,78	269,2

Примечание: $f_{\text{вп}}$ – частота вращения вала; $f_{\text{с}}$ – частота перекачивания тел качения по внутреннему кольцу; $f_{\text{н}}$ – частота перекачивания тел качения по наружному кольцу; $f_{\text{тк}}$ – частота вращения тел качения; $f_{\text{сеп}}$ – частота вращения сепаратора.

Набор гармоник в спектре огибающей высокочастотного сигнала и парциальных коэффициентов модуляции приняты нами в качестве признака технического состояния: частота модуляции k_{Ω} определяет вид дефекта, а глубина модуляции – степень развития дефектов.

Количественно-техническое состояние с помощью спектра огибающей удобно оценивать с помощью обобщенного вибродиагностического параметра по формуле:

$$K_i = \left\{ m \sum_{j=1}^m \left[k_{ij} \left(\sum_{j=1}^m k_{ij} - k_{ij} \right) \right]^2 \right\}^{1/2} \cdot \left[(m-1) \sum_{j=1}^m k_{ij} \right]^{-1} \quad (6)$$

В этом случае в матрицу (6) следует подставлять значения парциальных коэффициентов модуляции для характерных частот, связанных с определенными видами дефектов.

Приведенная методика позволяет сопоставить и ранжировать по динамическим свойствам всю совокупность обследованных машин и выявить наиболее неблагоприятные места, где вероятнее всего могут произойти повреждения.

Проводя периодические вибрационные измерения и наблюдая за изменением обобщенного вибродиагностического параметра $K(t)$, строились трендовые характеристики, вид которых показан на рисунке 1.

Здесь в начальный период эксплуатации наблюдается медленное уменьшение величины K по мере изнашивания элементов под-

шипника и увеличения зазоров. В момент, соответствующий точке А, происходит резкое увеличение интенсивности изнашивания, вызываемого ударно-усталостными процессами вследствие превышения величиной зазора предельного значения. Наступление этого этапа сопровождается усталостными повреждениями элементов подшипника, что в свою очередь вызывает изменение глубины модуляции гармонических составляющих в спектре огибающей.

Принимая линейный закон для скорости убывания величины:

$$\frac{dK(t)}{dt} =, \quad (7)$$

где: $\bar{m}$ – среднее значение коэффициента модуляции для характерных подшипниковых частот; α – коэффициент пропорциональности; по трендовой характеристике $K(t)$ прогнозировалось изменение технического состояния и определялась величина остаточного ресурса.

Трендовая характеристика $K(t)$ позволяет спрогнозировать изменение технического состояния и определить величину остаточного ресурса.

Используя известное из теории надежности соотношение между вероятностью безотказной работы подшипниковой опоры $P(T)$ и интенсивностью отказов подшипника $\lambda(T)$, можно записать:

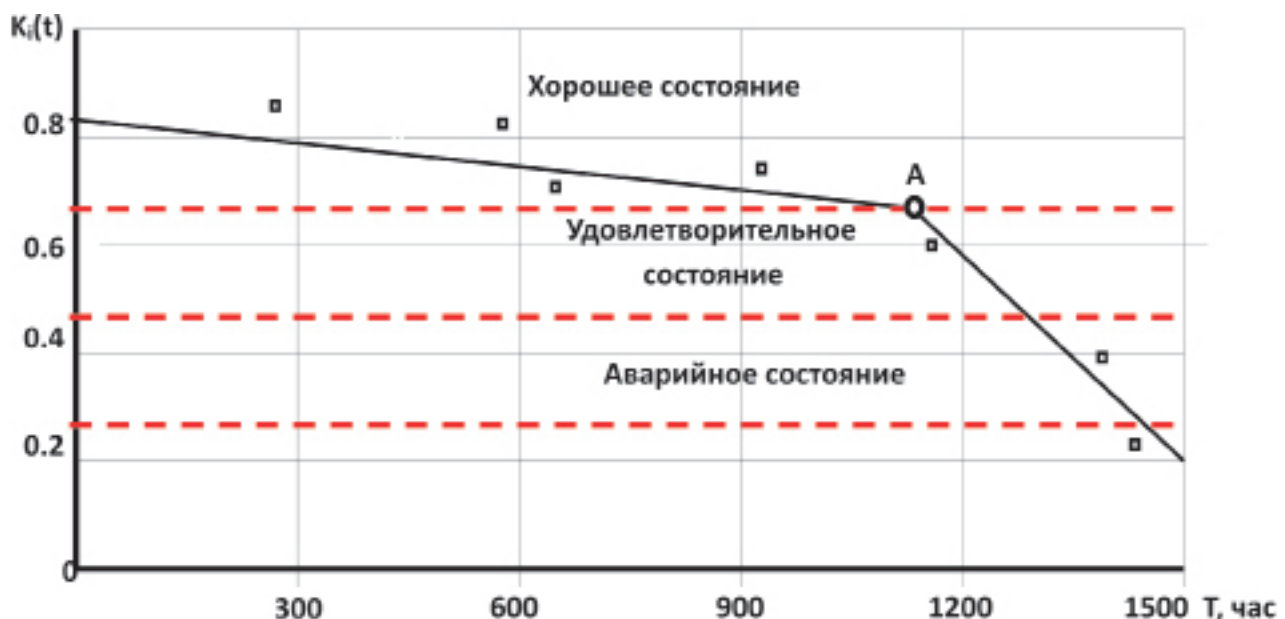


Рис. 1. Зависимость обобщенного вибрационного параметра от времени

$$\frac{dP(T)}{dT} = -P(T)\lambda(T) \text{ или } P(T) = \exp\left(-\int_0^T \lambda(T) dT\right) \quad (8)$$

Принимая интенсивность отказов величиной постоянной и пропорциональной энергии колебательных процессов, происходящих в подшипнике при перекачивании тел качения и проявляющихся в виде компонент с частотами, кратными $kZ\omega_0$, где Z – число тел качения; ω_0 – частота вращения вала; $k=1,2,3,\dots$ – номер гармоники, получаем:

$$\lambda(T) = c\bar{D}(kZ\omega_0), \quad (9)$$

где: $\bar{D}(kZ\omega_0)$ – среднее значение мощности колебаний на частотах, кратных частоте вращений; c – коэффициент пропорциональности.

Тогда:

$$P(T) = \exp\left[-c\bar{D}(kZ\omega_0)T\right] \quad (10)$$

А среднее время наработки между отказами:

$$T_{cp} = \frac{1}{c\bar{D}(kZ\omega_0)} \quad (11)$$

Таким образом, зависимости (10) и (11) устанавливают взаимосвязь показателей надежности опорных узлов с параметрами их вибрационного состояния. Они позволяют объяснить пониженный ресурс опорных узлов горного оборудования, а также спрогнозировать время работы до наступления отказа.

Выводы

Отказы подшипниковых узлов на карьере

«Мурунтау» составляют до 30% от общих потерь времени при эксплуатации горного оборудования, в том числе по причине несовершенной системы технического обслуживания и ремонта. Для повышения эффективности использования горного оборудования необходим безразборный контроль технического состояния подшипниковых узлов по результатам измерений вибрационных параметров.

В спектре вибрации горного оборудования присутствуют низкие частоты, находящиеся в области 2-12 Гц, средние частоты 20-60 Гц, а также высокочастотные вибрации, вызванные процессами, происходящими в самих подшипниках. Установлены частотные диапазоны (вращатель $F=4-6$ кГц, опорный узел $F=6-8$ кГц, компрессор $F=8-10$ кГц, насос $F=8-10$ кГц), в которых наиболее эффективно контролировать дефекты, возникающие и развивающиеся в процессе эксплуатации.

Значительное уменьшение объема работ по техническому обслуживанию даст возможность персоналу технического обслуживания заниматься подготовкой и проведением измерений, а также более тщательно проводить работы по осмотру и проверке каждой машины, снятой с эксплуатации для проведения ремонта. Благодаря этому повысится надежность и безопасность машин.

В результате исследований обоснован мониторинг технического состояния опорных узлов горного оборудования, позволяющий определить и спрогнозировать величину остаточного ресурса и уровень качества опорных узлов в заданные моменты времени.

Источники и литература

1. Барков А.В., Баркова Н.А. Вибрационная диагностика машин и оборудования. – СПб.: СПбГМТУ, 2004. – 156 с.
2. Островский М.С. Триботехнические основы обеспечения качества функционирования горных машин // Часть 2. – М.: 1994. – С. 229.
3. Солод Г.И., Радкевич Я.М. Управление качеством горных машин. – М.: МГИ, 1984. – 94 с.
4. Эгамбердиев И.П. Обоснование метода оценки технического состояния буровых станков: Дисс... канд. техн. наук. – М.: МГТУ, 2008.
5. Эгамбердиев И. П., Островский М.С. Исследование вибрационных методов оценки технического состояния буровых станков // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2007. – № 9. – С. 93-97.

Рецензент:

Зарипов Ш.У., кандидат технических наук, заместитель начальника проектного отдела, Навоийский горно-металлургический комбинат.