

**Н.Н. ИШИН**, к.т.н., доц., зам. директора НТЦ "Карьерная техника" Объединённого института машиностроения НАН Беларуси, г. Минск  
**С.А. ГАВРИЛОВ**, директор ДИП "Полтава-БелАЗ-сервис" г. Комсомольск

### МЕТОДОЛОГИЯ ВИБРОМОНИТОРИНГА РАСХОДОВАНИЯ РЕСУРСОВ РЕДУКТОРОВ МОТОР-КОЛЕС БОЛЬШЕГРУЗНЫХ САМОСВАЛОВ

Предложена методология расчетно-экспериментального определения остаточного ресурса зубчатых передач при испытаниях и в эксплуатации, основанная на мониторинге их вибрационных характеристик. Описана бортовая система вибромониторинга редукторов мотор-колес самосвала БелАЗ.

Запропоновано методологія розрахунково-експериментального визначення залишкового ресурсу зубчастих передач при випробуваннях і в експлуатації, заснована на моніторингу їх віброакустичних характеристик. Описана бортова система вібромоніторингу редукторів мотор-колеса самоскида БелАЗ.

The methodology of experiment-calculated prediction of residual life of the car's gearings and driven devices in process of tests and exploitation is expounded. It is based on monitoring and analysis of their vibration characteristics. The device and principle of operation of the on-board vibromonitoring system of the gearboxes of motor-in-wheel of dump truck BelAZ are described.

**Введение.** Одним из путей сокращения непроизводительных расходов при эксплуатации изделий машиностроения является переход от планово-предупредительной системы обслуживания оборудования и машин к обслуживанию по их фактическому состоянию. Поэтому разработка эффективных аналитических и методико-инструментальных средств оценки технического состояния и прогнозирования остаточного ресурса машин и механизмов является одной из приоритетных задач современного машиностроения.

Решению указанных проблем посвящены исследования крупнейших научных центров и ведущих зарубежных фирм, таких, как Институт машиноведения Российской Академии наук, Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана, Балтийский государственный технический университет (С.-Петербург), Институт технической механики НАН Украины (Днепропетровск), "НТЦ "Диагностика" (Украина, г. Сумы), фирмы "ВАСТ", "Диамех", "Инкотек" (Россия), Rockwell Standard (США), SKF (Швеция) и др.

Прогнозирование остаточного ресурса включает целый комплекс задач: диагностика текущего технического состояния объекта, прогнозирование развития этого состояния на ближайшее будущее и выдача на основе этого прогноза рекомендаций об оптимальном остаточном сроке эксплуатации. В задачу прогнозирования входит также и оценка вероятностей наступления различных отказов с целью их предупреждения.

Созданные к настоящему времени методические и инструментальные средства оценки технического состояния и вибромониторинга механических

систем получают все большее практическое применение. Современное развитие микропроцессорной и вычислительной техники позволяет создавать диагностические комплексы, обеспечивающие эффективный контроль текущего технического состояния сложных систем и достаточно обоснованное прогнозирование "эксплуатационного ресурса" их наиболее ответственных элементов [1, 2]. Однако широкое практическое применение результатов подобных исследований требует дополнительного развития ряда научных и практических приложений, в частности таких, как прогнозирование остаточного ресурса зубчатых колес по данным периодического мониторинга динамики зацепления при ресурсных испытаниях, а также оценки технического состояния трансмиссионных узлов машин в процессе эксплуатации.

**Теоретические положения.** В работах [3-5] приведены зависимости для расчетного определения ресурса зубчатой передачи, учитывающие фактические значения факторов нагруженности, геометрии, кинематики, которые изменяются по времени функционирования зубчатой передачи. Все эти факторы в большей или меньшей степени связаны с изменением динамической составляющей нагрузки в зацеплении, поскольку достигшее определённой степени контактное выкрашивание изменяет шаг зацепления и, соответственно, плавность работы отдельных пар зубьев, а появление усталостных трещин у ножек зубьев под воздействием циклических изгибных напряжений приводит к изменениям жесткостных параметров зацепления [6].

Таким образом, представляется возможным, установив корреляционную связь между степенью контактного выкрашивания и изменением величины динамической составляющей нагрузки в зацеплении от наработки, оцениваемой путем контроля величины виброимпульсов, генерируемых зубьями в процессе пересопряжения, создать методику оценки ресурса зубчатых передач по изменению их вибрационных характеристик.

Мера несущей способности зубчатого колеса по контактной выносливости  $R_H$  определяется выражением [4, 5]

$$R_H = \sigma_{H \lim}^q N_{H0}, \quad (1)$$

где  $N_{H0}$  – число циклов напряжений, соответствующее перегибу кривой усталости, при расчете на контактную выносливость;  $\sigma_{H \lim}$  – предел контактной выносливости;  $q$  – показатель степени кривой усталости.

При действующих напряжениях, превышающих предел контактной выносливости  $\sigma_{Hi} \geq \sigma_{H \lim}$ , из уравнения наклонной ветви кривой усталости Велера следует соотношение:

$$R_H = \sigma_{H \lim}^q N_{H0} = \sigma_{Hi}^q N_{Hi}, \quad (2)$$

где  $N_{Hi}$  – число циклов до разрушения при напряжении  $\sigma_{Hi}$ .

Строго говоря, все величины, входящие в выражение (1), являются случайными. При выполнении расчетов их значения следует принимать на основании экспериментальных данных, нашедших отражение в стандартах или других нормативных документах.

Ресурс по контактной выносливости, расходуемый зубчатой передачей за определенный  $i$ -ый период нагружения, при принятии линейной гипотезы суммирования повреждений может быть представлен в виде:

$$R_{Hi} = n_i \int_{\sigma_{Hi \min}}^{\sigma_{Hi \max}} f(\sigma_{Hi}) \sigma_{Hi}^q d\sigma_{Hi}, \quad (3)$$

где  $n_i$  – число циклов нагружения зубьев в рассматриваемый период.

Остаточный ресурс передачи определяется выражением:

$$R_{HO} = R_H - \sum_{i=1}^k R_{Hi}, \quad (4)$$

где  $k$  – число периодов нагружения зубчатой передачи.

Анализ расчетных зависимостей определения контактных напряжений на зубьях зубчатых колес [3-5] свидетельствует о существенном влиянии на них внутренних динамических нагрузок. Указанные динамические нагрузки могут быть определены экспериментально путем непосредственного тензометрирования или же косвенно путем замера виброускорений на корпусе подшипника передачи [7].

При испытаниях зубчатых колес с одинаковым числом зубьев каждая пара зубьев может рассматриваться как индивидуальный объект испытаний [6,8]. Более того, определение суммарной погрешности шага зацепления для каждой  $j$ -ой пары зубьев позволяет выявить ее влияние на динамическую нагрузку и контактные напряжения, возникающие на зубьях этой пары. Полученные величины напряжений позволяют определить величину ресурса ее работоспособности, затраченного за определенный  $i$ -ый период испытаний, по выражению:

$$R_{Hji} = n_i \int_{\sigma_{Hji \min}}^{\sigma_{Hji \max}} f(\sigma_{Hji}) \sigma_{Hji}^q d\sigma_{Hji}, \quad (5)$$

а также определить ее остаточный ресурс по выражению:

$$R_{HOj} = R_H - \sum_{i=1}^k R_{Hji}. \quad (6)$$

В случае испытаний при постоянной нагрузке выражение (5) принимает вид:

$$R_{Hji} = n_i \sigma_{Hji}^q. \quad (7)$$

Использование результатов расчета на остаточный ресурс каждой пары зубьев в виде независимого результата позволяет осуществить прогнозирование остаточного ресурса передачи.

Для определения взаимосвязи между величинами динамической составляющей нагрузки в зацеплении и амплитудой виброимпульса использовался метод, базирующийся на способе вибрационной диагностики нагруженности зубьев зубчатых передач при испытаниях [7]. Сущность разработанного метода заключается в одновременном (в реальном масштабе времени) фиксировании полного окружного усилия, действующего в зацеплении, с выделением динамической составляющей и импульса виброускорения на подшипниковом узле исследуемой передачи, порождаемого входом данного зуба в зацепление, установлении корреляционной зависимости между величиной динамической составляющей нагрузки на тензометрируемом зубе и амплитудой виброимпульса на данном режиме испытания. Затем, используя полученную зависимость, по амплитудам импульсов виброускорений, генерируемых каждым зубом при входе в зацепление, определяются величины динамических составляющих нагрузки, действующих в каждом зубчатом сопряжении испытываемой пары зубчатых колес. Определение предлагаемым способом параметров динамических нагрузок в зубчатых зацеплениях является ключевым элементом при мониторинге остаточного ресурса зубчатых передач в процессе испытаний.

Методика расчетно-экспериментального определения затраченного и остаточного ресурсов каждой пары сопряженных зубьев, апробированная при проведении стендовых испытаний зубчатых передач с передаточным отношением, равным единице, изложена в работах [6, 8]. В качестве примера, на рисунке 1 представлен график распределения остаточного ресурса после наработки зубчатой передачей 400 часов.

**Практическое использование.** Результаты теоретических и экспериментальных исследований были использованы при создании методических и инструментальных средств вибромониторинга редукторов мотор-колес (РМК) самосвалов БелАЗ (грузоподъемностью 130 тонн) в процессе их карьерной эксплуатации на Полтавском ГОК.

Редукторы мотор-колес являются одним из ответственных узлов трансмиссии карьерных самосвалов, в значительной степени определяющих их надежность и ресурс. В работе [9] на основании исследований причин простоев самосвалов БелАЗ 75131, проведенных на шести разрезах ОАО "УК Кузбассразрезголь", отмечено, что наиболее частым по числу и "тяжести потерь" от простоев техники является отказ редукторов мотор-колес. По причине выхода из строя РМК в 2008г. потеряно 80699 моточасов, что составило 23 % от общего времени простоев технологического автотранспорта. Основной причиной ава-

рийного выхода РМК из строя являются высокие динамические нагрузки, обуславливающие интенсивный износ и поломки зубчатых колес и подшипников редукторов.

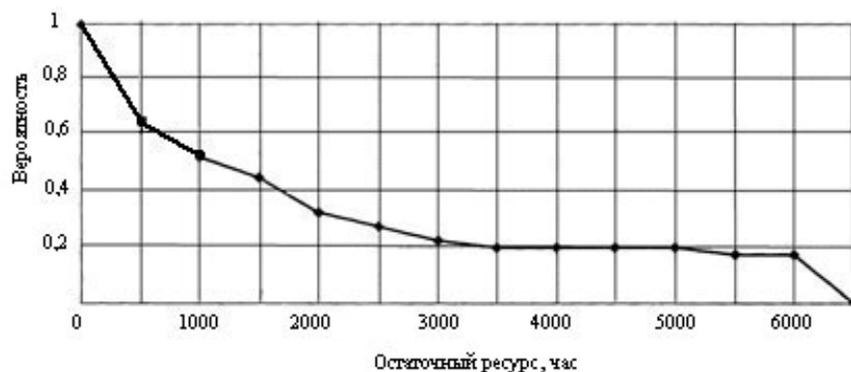
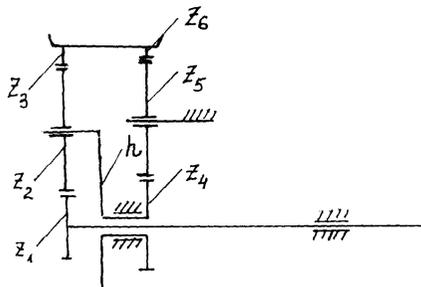
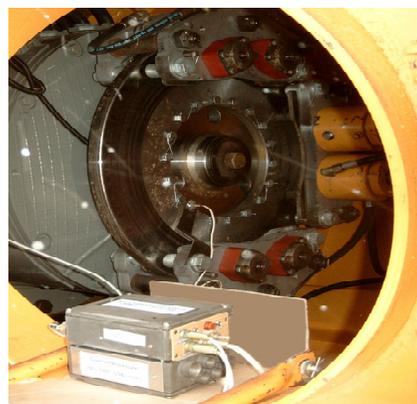


Рисунок 1 – Распределение остаточного ресурса зубчатой передачи при наработке 400 часов

На рисунке 2,а приведена кинематическая схема РМК. Первый ряд редуктора (колеса  $z_1=21$ ,  $z_2=47$ ,  $z_3=117$  зубьев) представляет собой планетарный механизм, второй ряд – рядовое соединение зубчатых колес ( $z_4=22$ ,  $z_5=29$ ,  $z_6=83$  зубьев). Угловые скорости вращения зубчатых колес  $z_3$  и  $z_6$  равны между собой.



а – кинематическая схема планетарного редуктора мотор-колеса самосвала БелАЗ;



б – система вибромониторинга, установленная в редукторном отсеке самосвала

Рисунок 2 – Редукторный отсек мотор-колеса самосвала БелАЗ

В процессе эксплуатации самосвалов происходит частичная или полная потеря работоспособности РМК, т.е. отказ. Отказы вызваны действием различных причин: особенностями конструкции, отклонениями в технологии изготовления, природно-климатическими условиями, естественным старением,

особенностями управления машиной и др. Время безотказной работы машины является величиной случайной, так как наработка на отказ каждой сборочной единицы РМК различна и колеблется в широких пределах.

Большой разброс в наработке на отказ узлов и элементов РМК приводит к затруднениям с организацией работ по поддержанию машин в работоспособном состоянии. Устранение отказов и восстановление работоспособности, как при выполнении плановых технических обслуживаний, так и при аварийных ремонтах, вызывает простой машины, влияющий на коэффициент технического использования автомобиля и рентабельность автотранспортного предприятия.

С увеличением срока эксплуатации машин возрастают объемы работ по их ремонту и техническому обслуживанию. Необходимо постоянно контролировать техническое состояние сборочных единиц машины и с помощью комплекса мероприятий технического обслуживания поддерживать их в работоспособном состоянии. Существенно сократить время технического обслуживания машин при одновременном сохранении надежности может диагностирование их технического состояния. Наиболее перспективным методом оценки остаточного ресурса является безразборный контроль динамических характеристик приводных механизмов путем мониторинга их вибрационных параметров. Большинство известных методов и стандартных инструментальных средств вибродиагностики наиболее эффективны при контроле машин, работающих в квазистационарных условиях [1]. При этом режимы работы меняются незначительно, динамика механизма обусловлена в основном погрешностями изготовления и монтажа деталей и их изменениями в процессе эксплуатации, вибрационные характеристики имеют достаточно стабильный характер. Трансмиссионные системы автотракторной техники работают, как правило, в условиях постоянно меняющихся скоростей и нагрузок, большое влияние на вибрационные характеристики оказывают внешние динамические воздействия. В таких условиях использование серийной вибродиагностической аппаратуры в процессе эксплуатации РМК оказывается затруднительным вследствие нестабильности результатов измерений амплитуд и частотного состава вибраций.

При записи вибраций РМК на движущемся самосвале, вследствие неравномерной скорости движения автомобиля, вынужденные частоты, генерируемые элементами РМК, постоянно меняют свое положение на частотной оси спектра. В свою очередь, прибор, фиксирующий спектр только при наличии получения за время записи нескольких идентичных спектров (например, виброанализатор "Кварц"), не может достигнуть нужной стабильности измерений и осуществить запись спектра. Решением этой проблемы является синхронизация измерений вибраций с частотой вращения элементов РМК. К сожалению, в серийно выпускаемых приборах синхронизация измерений вибраций с частотой вращения ротора предусмотрена только для задач балансировки, поэтому возможности оценки технического состояния РМК с определением дефектного элемента на движущемся автомобиле серийными средствами контроля вибраций существенно ограничены (может быть использована для контроля величины СКЗ и пик-фактора).

Необходимо отметить высокую сложность диагностирования РМК вибра-

ционными методами. Вследствие конструктивных особенностей редуктора мотор-колеса, пьезоэлектрические датчики приходится размещать на неподвижных элементах, отстоящих на относительно большом расстоянии от диагностируемых элементов РМК, что естественно значительно ослабляет вибрационные сигналы, генерируемые этими элементами. Кроме того, необходимо учитывать, что каждый контролируемый агрегат является уникальным, со своими особенностями работы, износа, связей вибрационного состояния с величиной остаточного ресурса. Вместе с тем, специализированных бортовых систем оценки текущего технического состояния приводов в процессе эксплуатации и оповещения водителя о предаварийном состоянии в настоящее время нет.

Разработка аппаратной части системы вибромониторинга редуктора мотор-колес основывалась на методике и алгоритмах, охватывающих ключевые моменты технологии диагностирования редукторных систем данного типа и непосредственно обеспечивающих сбор, обработку и выдачу информации о степени опасности диагностируемых состояний [6-8]. На рисунке 2,б показана система вибромониторинга, установленная в редукторном отсеке большегрузного самосвала. На рисунке 3 приведена структурная схема разработанной системы [10].

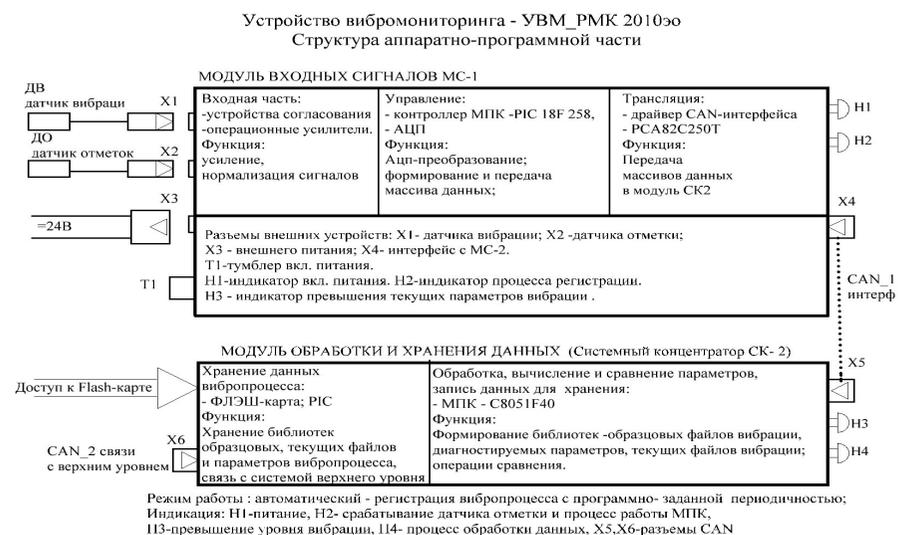


Рисунок 3 – Структура аппаратно-программной части УВМ\_РМК

Устройство работает следующим образом. Предварительно определяют коэффициенты частоты вращения промежуточных и выходного валов по отношению к частоте вращения входного вала и вводятся оператором в блок управления и синхронизации. Датчик вибросигнала, установленный на корпусе РМК, генерирует сигнал, являющийся источником информации о текущем состоянии зубчатых колес и подшипниковых узлов, который подается на вход регулируемого усилителя. Далее сигнал поступает на аналого-цифровой пре-

образователь (АЦП), при этом частота дискретизации и длительность цикла выборки вибросигнала определяется сигналами управления, поступающими от блока управления и синхронизации на вход АЦП.

Начало и конец отсчета цикла выборки синхронизируются от сигнала датчика отметки, при этом блок управления и синхронизации вычисляет длительность цикла выборки вибросигнала для выбранного диагностируемого вала в соответствии с пересчетными коэффициентами относительно быстроходного вала с отметкой. АЦП формирует и передает в блок накопления заданное количество циклов выборки. Сформированный в блоке накопления массив данных передается в блок синхронного усреднения, где мгновенные значения вибросигнала всего массива, соответствующие обозначенной временной дискретной выборке АЦП, перманентно суммируются, и сумма выборок делится на общее количество этих дискретных выборок. После усреднения полученный файл реализации подается на блок БПФ, где посредством процессора БПФ происходит преобразование данных из временной области в частотную, с получением гармонического спектра амплитуд вибраций контролируемого вала. Эти данные обозначаются как файл спектра данного диагностируемого вала. Далее файл спектра, содержащий также средние значения нагружающего момента и частоты вращения, по команде блока управления и синхронизации заносится через коммутатор в блок текущих дискриминант. В процессе эксплуатации приводного механизма с передачей зацеплением в блоке опорных дискриминант предварительно создается библиотека файлов спектра, именованных по диагностируемому валу, среднему нагрузочному моменту и средней частоте вращения. Блок сравнения осуществляет выборку из блока опорных дискриминант подходящего для сравнения файла спектра (совпадение данных файла) с файлом спектра, полученным от блока текущих дискриминант. Затем осуществляет сравнение этих файлов спектра диагностируемого вала и выдает результат диагностики на блок визуализации.

Расширение функциональных возможностей и повышение точности диагностики передач зацеплением приводных механизмов достигается за счет выделения посредством синхронного накопления только тех составляющих сигнала, которые согласованы с вращением диагностируемого вала редуктора. Шумовые и несинхронные составляющие сигнала в процессе синхронного усреднения стремятся к нулю.

Так, например, ухудшение состояния контактирующих поверхностей кинематических пар сопровождается ростом амплитуд спектральных составляющих практически во всем частотном диапазоне вибросигнала, но каждая из пар характеризуется своими частотами возбуждения. Для зубчатой пары это частота вращения вала и зубцовая частота, каждая из которых является образующей для целого гармонического ряда частот.

Скорости вращения валов зубчатого приводного механизма кинематически связаны между собой через передаточное отношение, поэтому каждую частоту возбуждения  $f$  можно выразить через базисную частоту вращения  $f_{вр}$  одной из деталей следующим образом:

$$f_{mi} = m(\alpha_i f_{ep}), \quad (8)$$

где  $m=1,2,3, \dots$  – числа натурального ряда, характеризующие кратность  $i$ -го фактора возбуждения;  $\alpha_i$  – коэффициент пропорциональности, характеризующий  $i$ -ый фактор возбуждения ( $i=1,2,3, \dots$ ). При этом частоты возбуждения  $f_{mi}$  изменяются пропорционально частоте вращения  $f_{ep}$ .

Таким образом, в вибрационном спектре передач зацеплением существует ярко выраженный гармонический ряд, амплитуды  $mf_i$  которого при этом являются компонентами  $n$ -мерного вектора диагностических признаков технического состояния  $i$ -го узла механизма. Такой вектор-признак аккумулирует информацию о поведении диагностируемой передачи с учетом перераспределения колебательной энергии между компонентами гармонического ряда.

Алгоритм процесса виброакустической диагностики приведен на рисунке 4. База данных вибрационных параметров формируется с учетом скоростных и нагрузочных режимов работы самосвала. Диагностика состояния редукторов мотор-колес производится периодически, через заданный промежуток времени.

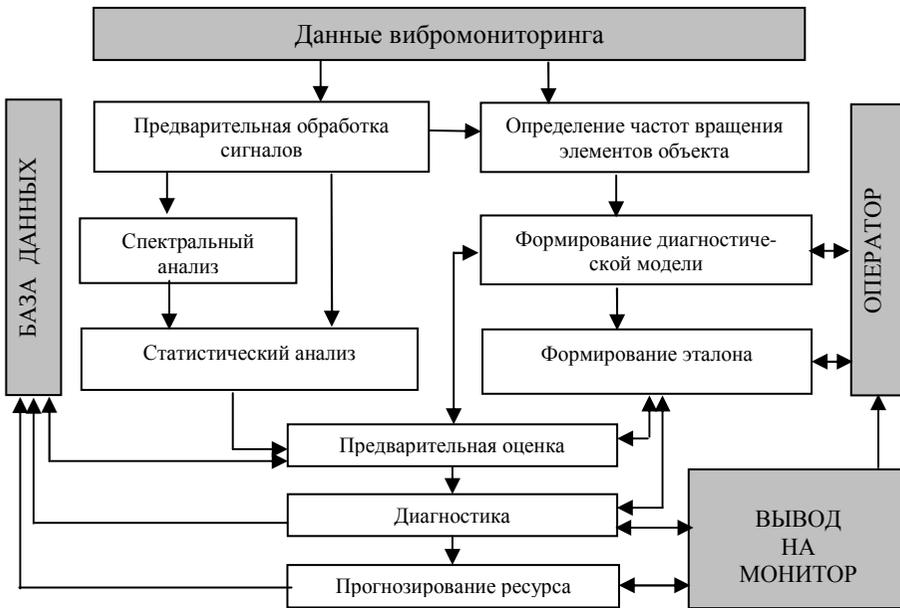
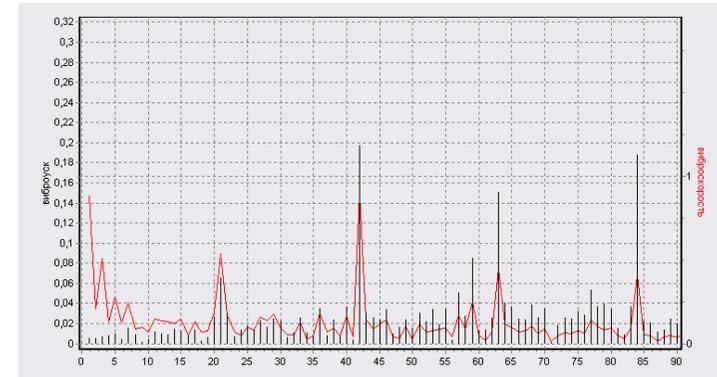
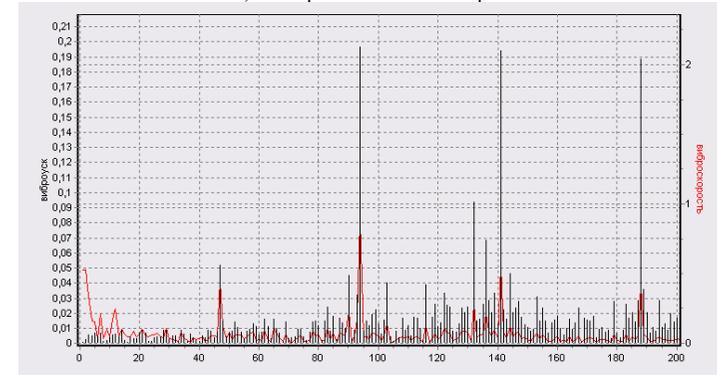


Рисунок 4 – Алгоритм процесса виброакустической диагностики

На рисунке 5 показаны отдельные, полученные с помощью созданной бортовой системы вибромониторинга гармонические спектры валов первой ступени РМК БелАЗ. На всех спектрах присутствуют ряды гармоник, характеризующие диагностируемые элементы, в данном случае зубчатые колеса. На рисунке 5,а это



а) спектр солнечной шестерни



б) спектр спутников

Рисунок 5 – Гармонические спектры валов планетарного ряда РМК

гармоники 21, 42, 63 и 84 зубцовой частоты  $f_z$  солнечной шестерни с числом зубьев  $z=21$ , и кратных ей частот  $2f_z$ ,  $3f_z$  и  $4f_z$ . Соответственно, для спутников с числом зубьев  $z=47$  это гармоники 47, 94, 141 и 188 (рисунок 5,б), для коронной шестерни  $z=117$  – гармоники 117 и 234. Полученные гармонические спектры позволяют либо отслеживать изменение амплитуды  $S$  соответствующей гармоники на характерных частотах в зависимости от наработки механизма, либо формировать из амплитуд гармонических составляющих комплексные критерии – безразмерные дискриминанты [1]. Например, для характеристики процесса изнашивания зубьев применяется дискриминант вида:

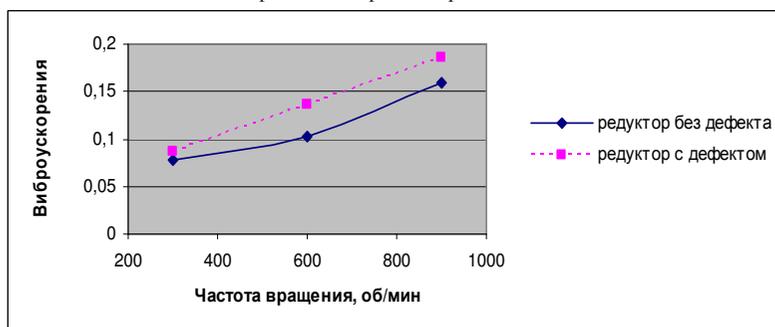
$$\beta_H = \frac{\sum_{n=2}^N S_{nf_z}}{S_{f_z}}. \quad (9)$$

Рисунки 6,а и 6,б иллюстрируют возможности обнаружения дефектов

элементов редуктора путем определения наличия существенных изменений в гармонических спектрах РМК при повреждении зубчатого колеса. С этой целью в редукторе была проведена замена коронной шестерни ( $z=117$ ) на дефектную, имеющую скол зуба, и проанализированы спектры виброускорений в четырех контрольных точках РМК до и после проведения замены.



а) амплитуда виброускорений на зубцовой частоте в контрольных точках редуктора без дефекта и с дефектом при  $n_1=600\text{мин}^{-1}$ ;



б) зависимость дискриминанта  $\beta_c$  от частоты вращения ведущего вала для дефектного и бездефектного редукторов.

Рисунок 6 – Результаты испытаний дефектного и бездефектного РМК

Результаты замеров амплитуды зубцовой частоты (гармоника №117) в контрольных точках при частоте вращения входного вала РМК  $600\text{мин}^{-1}$  показаны на рисунке 5а, а дискриминант, содержащий амплитуды двух первых гармоник зубцовой частоты  $\beta_c=(S_{f_c}+S_{2f_c})^{1/2}$ , замеренных на разных скоростях вращения, – на рисунке 5б.

Во всех контрольных точках и на разных скоростных режимах на зубцовой частоте наблюдается превышение уровня вибраций редуктора с дефектным колесом над уровнем вибраций бездефектного редуктора. Приведенные результаты контроля свидетельствуют о том, что выбранные в качестве критериев оценки технического состояния элементов редуктора параметры вибраций однозначно

зависят от состояния зубчатых колес и могут быть использованы для диагностики РМК в процессе эксплуатации самосвала.

**Выводы.** Разработанные методические подходы к оценке остаточного ресурса зубчатых колес на контактную выносливость и износостойкость позволяют при проведении ресурсных испытаний зубчатых передач прогнозировать их остаточный ресурс по результатам периодического вибромониторинга, с рассмотрением каждой пары зацепляющихся зубьев как отдельного объекта испытаний. Предлагаемая методика позволяет более чем на порядок сократить длительность трудоемких и дорогостоящих ресурсных испытаний зубчатых колес, ускорить внедрение новых перспективных материалов и технологий упрочнения, улучшающих эксплуатационные свойства зубчатых передач приводов автотракторной техники.

Созданная автоматизированная система безразборной оценки технического состояния редукторов мотор-колес большегрузных самосвалов производства БелАЗ предназначена для своевременного предупреждения в условиях карьерной эксплуатации машины о предаварийном состоянии РМК для исключения ситуаций, связанных с аварийным выходом автомобиля из строя. Применение бортовой системы вибромониторинга обеспечит повышение сроков службы и эксплуатационной надежности техники, переход от планово-предупредительного обслуживания машин к обслуживанию по фактическому состоянию, снижение времени простоя самосвалов, сокращение затрат на их обслуживание и ремонт.

**Список литературы:** 1. Барков А.В. Мониторинг и диагностика роторных машин по вибрации. / А.В. Барков, Н.А. Баркова. – С.-Петербург, 2000. – 158с. 2. Paul D. Samuel., Planetary Transmission Diagnostics / Paul D. Samuel, Joseph K. Conroy and Darryll J. Pines // Glenn Research Center, NASA/CR-2004-213068 82, 2004, 83р. Режим доступа <http://gltrs.grc.nasa.gov> 3. ГОСТ 21354-87. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность. – Введен 01.01.1989. – М.: Изд-во стандартов, 1989. – 76с. 4. ISO 6336-5-2003. Calculation of load capacity of spur and helical gears – Part 5: Strength and quality of materials. 5. РД 50-639-87 Методические указания. Надежность в технике. Расчет показателей надежности. – М.: Изд-во стандартов, 1987. – 51с. 6. Ишин Н.Н. Вибромониторинг остаточного ресурса зубчатых передач / Н.Н. Ишин, А.М. Гоман, А.С. Скороходов // Вестник БрГТУ. Машиностроение. – 2008. – №4(52) – С.52-58. 7. Пат. 4261 С2 ВУ, МПК G01M 13/02. Способ вибрационной диагностики нагруженности зубьев зубчатых передач при испытаниях / Берестнев О.В., Ишин Н.Н., Басинюк В.Л., и др. – Афіцыйны бюлетэнь / Дзярж. пат. камітэт Рэсп. Беларусь. – 2001. – №4. – С.171-172. 8. Ishin N.A. Method of contact endurance determination of gearing by accelerated gear testing / N. Ishin, A. Goman, V. Starzhinsky // Journal "Machine Design", Serbia. – 2010. – P.283-286. 9. Хорешюк А.А. Метод комплексного диагностирования редукторов мотор-колес карьерных автосамосвалов в условиях предприятий ОАО "УК Кузбассразрезуголь" / А.А. Хорешюк, А.В. Кудреватых // Горная промышленность. – 2010. – №5(93). – С.60-64. 10. Пат. 5721 ВУ, МПК G01M 13/02. Устройство для диагностики зубчатых передач / Н.Н. Ишин, В.И. Адашкевич, А. С.Скороходов и др. – №u20090329; заявл. 17.04.2009. Афіцыйны бюлетэнь / Дзярж. пат. камітэт Рэсп. Беларусь. – 2010. – №1.

Поступила в редколлегию 22.03.11