

УДК 656.56

**К.А. Сафрончук<sup>1</sup>, С.Л. Иванов<sup>1</sup>, К.А. Корнилов<sup>2</sup>**

**K.A. Safronchuk<sup>1</sup>, S.L. Ivanov<sup>1</sup>, K.A. Kornilov<sup>2</sup>**

<sup>1</sup>Санкт-Петербургский горный институт

<sup>2</sup>Пермский национальный исследовательский  
политехнический университет

<sup>1</sup>St. Petersburg Mining University

<sup>2</sup>Perm National Research Polytechnic University

**ПОВЫШЕНИЕ ИНФОРМАТИВНОСТИ  
ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ПЛАНЕТАРНЫХ ПЕРЕДАЧ  
ТРАНСМИССИЙ ГОРНЫХ МАШИН**

**INCREASE IN INFORMATIONAL CONTENT  
OF DIAGNOSING OF PLANETARY TRANSFERS  
TRANSMISSIONS OF MINING MACHINES**

Рассмотрены современные способы диагностирования, позволяющие эффективно контролировать текущее состояние планетарных передач горных машин методом неразрушающего контроля. Проанализированы основные параметры ударных импульсов, возникающих при пересопряжении зубьев шестерен и колес. Экспериментально выявлены изменения величины сигнала акустической эмиссии при изменении технического состояния испытываемой трансмиссии по амплитудным показателям.

**Ключевые слова:** планетарные зубчатые передачи, трансмиссия, горная машина диагностика, акустическая эмиссия, вибродиагностика, дефект.

The modern types of diagnostics allowing to control effectively a current status of transmissions of mining machines with planetary transfer by method of nondestructive control are considered. Key parameters of the shock impulses arising in case of reinterface of teeth of cogwheels are analysed. Changes of size of a signal of acoustic issue are experimentally revealed, in case of change of technical condition of the tested transmission on amplitude indicators.

**Keywords:** planetary tooth gearings, transmission, mining machine diagnostics, acoustic issue, vibration diagnostics, defect.

Повышение компактности трансмиссий горных машин обуславливает все большее применение планетарных передач, которые обеспечивают значительные передаточные числа при малых габаритах. Такие передачи установлены в механизмах подачи (комбайн ПК-9Р), приводах исполнительных органов комбайнов 4ПУПК8, ШБМ-2М, «Союз-19», «Урал-20Р», К120, К500Ю,

лебедках подъема, механизмах хода карьерных экскаваторов ЭКГ и др. Широкое применение передач с внутренним зацеплением требует совершенствования методов контроля их технического состояния.

Современное диагностическое оборудование позволяет создавать диагностические комплексы, обеспечивающие эффективный контроль текущего технического состояния сложных систем и достаточно обоснованное прогнозирование остаточного ресурса их наиболее ответственных элементов.

Оценить состояние трансмиссии горных машины в процессе работы возможно по величине и характеру вибрационного сигнала, сигнала акустической эмиссии, интенсивности и уровню выделения теплоты при работе, по составу спектра тока и напряжения на обмотках приводного электродвигателя.

В рамках вибрационного контроля обычно решаются три основные задачи: проверка допустимых параметров вибрации и виброакустического сигнала оборудования при вводе его в эксплуатацию; аварийная защита оборудования; оценка состояния оборудования. При этом вибродиагностика предполагает развитую систему расшифровки получаемого сигнала, в первую очередь определяемую размерами и конструкцией машины в целом или ее отдельного узла, подвергаемого диагностированию [1].

Широкое использование средств диагностики состояния машин и оборудования позволяет эффективно переходить на прогрессивные системы технического обслуживания и ремонта – по фактическому состоянию, отказываясь от широко распространенной системы планово-предупредительных ремонтов.

Существующие способы диагностики состояния зубчатых передач в основном базируются на анализе Фурье-спектра, который представляет усредненные частотные характеристики за период.

В процессе эксплуатации зубчатых механизмов дефекты и неисправности создают серии импульсов, которые имеют низкоамплитудный, широкополосный спектр, и поэтому в практической вибродиагностике зачастую принимаются за шум. Известно, что подобные дефекты развиваются лавинообразно и могут приводить к аварийным выходам машин из строя, поэтому их диагностика требует получения информации о неисправности на ранних этапах развития. Параметры ударных импульсов, возникающих при пересопряжении зубьев зубчатых колес, определяют величину внутренней динамической составляющей нагрузки в зацеплении, которая коррелирует с виброактивностью зубчатой передачи. В свою очередь, параметры ударных импульсов определяются геометрическими погрешностями зубчатых колес, инерционными и жесткостными характеристиками передачи, нагрузкой и скоростными режимами их работы, собственно дефектами, повреждениями, неисправностями. Таким образом, параметры ударных импульсов отражают взаимосвязи между техническим состоянием, динамической нагруженностью

и виброактивностью зубчатых передач, определяются степенью развития и локализации дефекта, поэтому могут служить его достоверными диагностическими признаками [2].

С целью возможности оценки фиксирования изменения величины сигнала акустической эмиссии при изменении технического состояния механической трансмиссии были проведены эксперименты на специальном лабораторном стенде. Экспериментальный стенд был сконструирован на литом металлическом основании, на котором был смонтирован приводной электродвигатель, соединенный с ним планетарный редуктор (рисунок) и нагрузочное устройство, представляющее собой электромагнитный порошковый тормоз, имитирующий рабочую нагрузку редуктора.

Испытуемый планетарный редуктор состоит из шести зубчатых колес. Ведущее зубчатое колесо  $z_1 = 17$  вращается вокруг своей оси, а центральное колесо  $z_3 = 87$  жестко связано с корпусом редуктора. Водило  $H$  – с двумя парами сателлитов  $z_2 = 87$  и  $z_4 = 17$ , находящимися в зацеплении с центральными колесами. Общее передаточное число редуктора – 25. Частота вращения вала регулируется от 0 до 100 рад/с.

Статор нагрузочного устройства представляет собой электромагнит, в магнитный зазор которого помещен полый цилиндр с валиком (ротор нагрузочного устройства). Внутренняя полость нагрузочного устройства заполнена массой, представляющей собой смесь карбонильного порошка с минеральным маслом.

Два регулятора позволяют регулировать частоту вращения вала электродвигателя и величину тормозного момента нагрузочного устройства соответственно. Якорь электродвигателя соединен с входным валом редуктора эластичной муфтой, а ведомое звено редуктора ( $H$ ) эластичной муфтой соединено с ротором нагрузочного устройства. Верхняя часть корпуса имеет легкоъемную крышку из органического стекла. На узле электродвигателя и нагрузочном устройстве установлены измерительные приборы. Частоту вращения контролируют с помощью тахометра.

Величины вращающих моментов на валах электродвигателя и тормоза определяются с помощью динамометров с индикаторами часового типа. Аппаратура позволяет фиксировать потребляемую мощность электродвигателя.

Измерения виброакустического сигнала осуществлялись виброанализатором СД-12М, акустико-эмиссионный сигнал фиксировался прибором АРП-11. В процессе эксперимента определялась возможность выявления дефекта зубчатого колеса по амплитудным показателям акустической эмиссии,

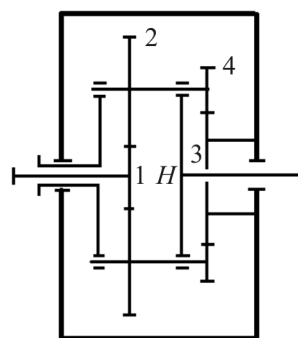


Рис. Кинематическая схема планетарного редуктора

виброперемещения и виброскорости. Для этого на зубьях сателлитов устанавливали искусственные дефекты в виде медных проволок.

Измерение виброперемещения, виброскорости и акустико-эмиссионного сигнала проводилось в одной и той же точке в процессе проведения эксперимента по аналогии с экспериментами на стенде с замкнутым потоком мощности [3]. По результатам эксперимента была выявлена характерная для данной системы точка, измерения сигналов в которой интегрально описывали любые изменения в трансмиссии, при этом сигнал в этой точке был максимально информативен. В этой же точке был выявлен максимальный коэффициент усиления сигнала при появлении дефекта в зубчатом зацеплении наблюдаемой трансмиссии.

По результат эксперимента можно с уверенностью утверждать, что незначительное изменение технического состояния зубчатой передачи в наблюдаемой механической трансмиссии не привело к заметному изменению уровня амплитуды виброперемещения. В то же время амплитуда виброперемещения имела явно выраженные изменения, зависящие от частоты вращения приводного вала. Данное наблюдение является существенным ограничением при выборе системы мониторинга трансмиссий, имеющей широкий диапазон частоты вращения [4].

Показания акустико-эмиссионного сигнала значительно отличались от показаний виброперемещения и виброскорости. Это связано с тем, что основными источниками формирования акустико-эмиссионного сигнала в ультразвуковом диапазоне частот являются упругие волны от нормальных и касательных напряжений в пятнах контакта в приповерхностных слоях взаимодействующих между собой тел от действующих нагрузок и чисел оборотов; микроудары, которые усиливались из-за деструкции смазки; гидродинамические эффекты от смазки в зоне контактных напряжений тел; импульсные сигналы от образования трещин в металле кинематической пары; микроудары и удары от перекатывания дефектных поверхностей (шелушение, сколы и др.); микроперемещения наружного кольца в гнезде корпуса; износ посадочных мест подшипника, сопровождаемый скользящими перемещениями посадочных колец относительно посадочных мест; микропроскальзывания тел вращения по дорожкам качения.

Характер изменения амплитуды акустической эмиссии соответствовал ожиданиям. Это связано с тем, что при повышении скорости вращения входного вала процессы, генерирующие акустические волны ультразвукового диапазона протекают быстрее. Что приводит к более интенсивному излучению акустических волн. Изменение технического состояния зубчатого зацепления трансмиссии привело к незначительному увеличению амплитуды показателя акустической эмиссии, вследствие того что внесенный дефект повлиял на интенсивность акустической эмиссии в корпусе редуктора опосредованно.

Оценка состояния трансмиссии по показаниям амплитуды виброперемещения и виброскорости не позволила однозначно выявить дефект. Для вибродиагностики трансмиссий должны использоваться системы, включающие в себя средства спектрального анализа. При этом в трансмиссиях горных машин преимущество должно отдаваться системам спектрального анализа огибающей. Поскольку механизм формирования колебательных сил во многих узлах горного оборудования является нелинейным, силы достаточно часто, особенно при наличии в узлах дефектов, представляют собой аддитивно-мультипликативную смесь стационарных компонентов, каждый из которых может содержать как периодические, так и стационарные случайные составляющие [5].

Влияние внешних условий на изменение спектрального состава показывает, что в большинстве случаев спектры огибающих сигнала более чувствительны к внутренним изменениям узла, т.е. появлениям и увеличениям силы дефектов подшипника, и менее чувствительны к внешним воздействиям, таким как изменение нагрузки на валу. Прямые же спектры, наоборот, чувствительны к внешним воздействиям, а внутренние дефекты, такие как износ сепаратора, не проявляются совсем. Однако для использования спектров огибающих необходимо правильно выбрать несущую частоту, которая содержит максимальную информацию о внутреннем состоянии узла [2].

### Список литературы

1. Методы оценки технического состояния и ресурса механических трансмиссий проходческо-очистного комбайна «Урал-20Р» / Н.В. Чекмасов, М.Г. Трифанов, Д.И. Шишлянников, С.Л. Иванов // Горный информационно-аналитический бюллетень: науч.-техн. журнал. – 2014. – № 4. – С. 272–278.
2. Чекмасов Н.В., Шишлянников Д.И., Трифанов М.Г. Исследование режимов работы приводов шахтного самоходного вагона ВС-30 // Горное оборудование и электромеханика. – 2013. – № 11. – С. 19–22.
3. Исследования поверхностной твердости металла в областях повышенного износа и разрушения деталей горных машин / И.Е. Звонарев, С.Л. Иванов, Д.И. Шишлянников, А.С. Фокин // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Геология. Нефтегазовое и горное дело. – 2014. – № 11. – С. 67–76.
4. Исследование нагруженности и возможности прогнозирования энергоресурса приводов исполнительных органов комбайна «Урал-20Р» / Г.Д. Трифанов, А.А. Князев, Н.В. Чекмасов, Д.И. Шишлянников // Горное оборудование и электромеханика. – 2013. – № 2. – С. 41–44.

5. Информационно-диагностические средства объективного контроля как инструмент повышения эффективности эксплуатации добычных горных машин / С.А. Асонов, В.В. Габов, С.Л. Иванов, М.Г. Трифанов, Н.В. Чекмазов, Д.И. Шишлянников // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Геология. Нефтегазовое и горное дело. – 2015. – № 14. – С. 62–71.

Получено 28.03.2017

**Сафрончук Кристина Альбертовна** – студентка, электромеханический факультет, Санкт-Петербургский горный университет, e-mail: Safronchuk.ks@gmail.com.

**Иванов Сергей Леонидович** – доктор технических наук, профессор кафедры «Машиностроение», электромеханический факультет, Санкт-Петербургский горный университет, e-mail: lisa\_lisa74@mail.ru.

**Корнилов Кирилл Алексеевич** – студент, горно-нефтяной факультет, Пермский национальный исследовательский политехнический университет, e-mail: kirillkornilov18@mail.ru.