

ДИАГНОСТИКА ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ПРИВОДНЫХ ЗУБЧАТЫХ МЕХАНИЗМОВ НА ОСНОВЕ АНАЛИЗА УДАРНЫХ ПРОЦЕССОВ В ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧАХ

Н. Н. ИШИН, А. М. ГОМАН, А. С. СКОРОХОДОВ, кандидаты техн. наук (Объединен. ин-т машиностроения НАН Беларуси), С. А. ГАВРИЛОВ, инж. (ДИП «Полтава-БелАЗ-сервис», Украина)

Предложена методология оценки технического состояния редукторных систем большегрузных самосвалов с электротрансмиссией, базирующаяся на мониторинге их вибрационных характеристик в процессе эксплуатации.

A procedure is proposed for assessment of the technical condition of reduction gear systems of large trucks with electric transmission, based on monitoring of their vibrational characteristics in service.

Постановка задачи. Основным источником вибраций и динамических нагрузок в трансмиссиях мобильных машин и приводных зубчатых механизмах являются зубчатые передачи. Импульсные ударные взаимодействия, возникающие при пересопрежении зубчатых передач, характеризуются малой длительностью, значительными силами взаимодействия, большими градиентами напряжений. Ударно-контактные взаимодействия существенно влияют на надежность и ресурс приводных зубчатых механизмов.

Методы вибрационной диагностики, характеризующиеся повышенной чувствительностью к различным отклонениям параметров технического состояния зубчатого зацепления от нормы, являются весьма перспективными для решения задач оценки надежности и прогнозирования остаточного ресурса работоспособности передач зацеплением по контактной выносливости и износу.

Эффективный анализ технического состояния зубчатых механизмов может быть проведен при условии, что известны форма ударного импульса сопрягаемых зубьев и длительность процесса соударения. Эти параметры импульса определяются с помощью контактной теории удара [1, 2].

В этой связи основной задачей исследования является определение параметров ударных импульсов, взаимосвязанных с техническим состоянием зубчатого зацепления, по генерируемым механизмом вибрациям и создание на этой базе методико-инструментальных средств оценки технического состояния трансмиссионных узлов машин.

Удар прямозубых зубчатых колес при первоначальном контакте зубьев вдоль образующих. Для решения задачи удара прямозубых зубчатых колес принята динамическая модель (рис. 1), учитывающая только крутильные колебания колес (обобщенные координаты φ_1, φ_2) относительно равномерного вращения зубчатых колес с по-

стоянной угловой скоростью, вызванные погрешностями изготовления и сборки зубчатых колес. При этом предполагается, что внешние крутящие моменты: приложенный к ведущей шестерне движущий момент и действующий на ведомое колесо момент сопротивления — уравновешены моментами окружных сил, приложенных к зубчатым колесам в зоне сопряжения.

Дифференциальное уравнение, устанавливающее связь между ударной силой F и ускорением зубьев $\frac{d^2x_3}{dt^2}$ в их относительном движении в процессе удара имеет вид:

$$\frac{d^2x_3}{dt^2} = -\frac{F}{\mu_{\text{пр}}},$$

где x_3 — сближение зубьев вследствие местного сжатия в зоне контакта в произвольный момент времени t ; $\mu_{\text{пр}}$ — приведенная масса колес зубчатой передачи.

С математической точки зрения рассматриваемая задача совпадает с задачей удара двух круговых цилиндров с радиусами ρ_1, ρ_2 , оси которых параллельны и движутся с относительной скоростью V_0 , направленной по нормали к их осям.

Расчеты показали, что с достаточно большой степенью точности в первом приближении можно

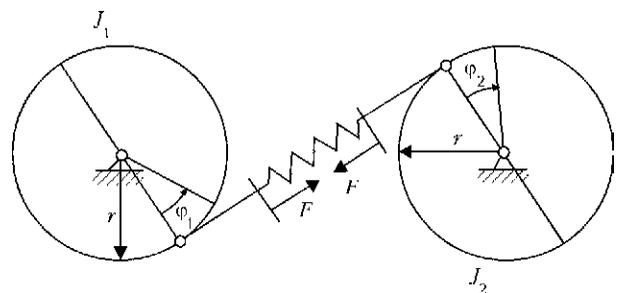


Рис. 1. Динамическая схема зубчатой передачи



принять форму ударного импульса (закон изменения ударной силы во времени) взаимодействующих зубчатых передач, описываемую синусоидой:

$$F = F_{\max} \sin \omega_3 t = V_0 \sqrt{\frac{\mu_{\text{пр}}}{\delta_{\text{ксп}}}} \sin \omega_3 t,$$

где $\delta_{\text{ксп}}$ — среднее значение функции контактной податливости сопрягаемых зубьев при изменении величины ударной силы от нулевого значения до максимального; ω_3 — собственная частота зубчатой передачи.

Приближенное значение времени действия ударной силы будет:

$$T^{\text{пр}} = \pi / \omega_3.$$

В зубчатой передаче периодическое действие ударных импульсов происходит с периодом T_z зубчатой частоты (рис. 2, а).

Приведенный на рис. 2, б спектр периодических ударных импульсов позволяет при сопоставлении со спектром реального вибрационного сигнала механизма выявить те гармонические составляющие, кратные зубчатой частоте, которые совпадают с областью резонанса механизма и возбуждают в нем интенсивные колебания. По изменениям величин этих составляющих в процессе эксплуатации можно судить о мере повреждения зубчатой пары.

Проведенные исследования показали, с одной стороны, что амплитуда ударного импульса значительно зависит от величины погрешности шага зацепления сопряженной пары зубьев, с другой — появление в зубе трещины или питтинга существенно влияет на контактную жесткость сопряженной пары зубьев, что приводит к изменению величины амплитуды и времени действия ударного импульса. Это позволяет оценивать техническое состояние зубчатой пары по критериям контактной выносливости и износа.

Практическое использование. Трансмиссионные системы автотракторной техники работают, как правило, в условиях постоянно меняющихся ско-

ростей и нагрузки. В таких условиях анализ вибраций с помощью серийной вибродиагностической аппаратуры зачастую оказывается недостаточно эффективным. Поэтому нами была создана оригинальная бортовая система вибромониторинга редукторов мотор-колес (РМК) самосвала, позволяющая в условиях карьерной эксплуатации машины постоянно отслеживать техническое состояние редукторов и своевременно предупреждать водителя о предаварийном состоянии РМК.

Ухудшение состояния контактирующих поверхностей кинематических пар сопровождается ростом амплитуд ударных импульсов, а также спектральных составляющих практически во всем частотном диапазоне вибросигнала, но каждая из пар характеризуется своими частотами возбуждения. Для зубчатой пары это частота вращения вала и зубчатая частота, каждая из которых является образующей для целого гармонического ряда частот. Таким образом, в вибрационном спектре передач зацеплением существует ярко выраженный гармонический ряд, амплитуды 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 [3].

На рис. 3 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 рис. 3, а это гармоники 21, 42, 63 и 84 частоты f_z солнечной шестерни с числом зубьев $z = 21$, и кратных ей частот $2f_z$, $3f_z$ и $4f_z$. Соответственно, для сателлитов с числом зубьев $z = 47$ это гармоники 47, 94, 141 и 188 (рис. 3, б).

Полученные гармонические спектры позволяют либо отслеживать изменение амплитуды S соответствующей гармоники на характерных частотах в зависимости от наработки механизма, либо

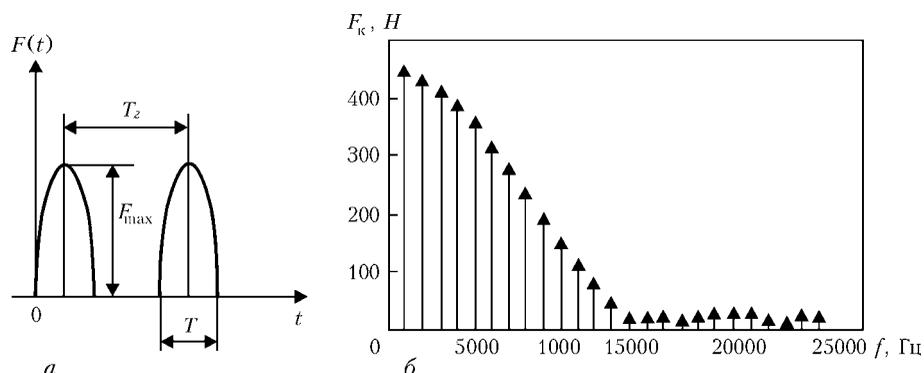


Рис. 2. График (а) и спектр периодических синусоидальных ударных импульсов (б)

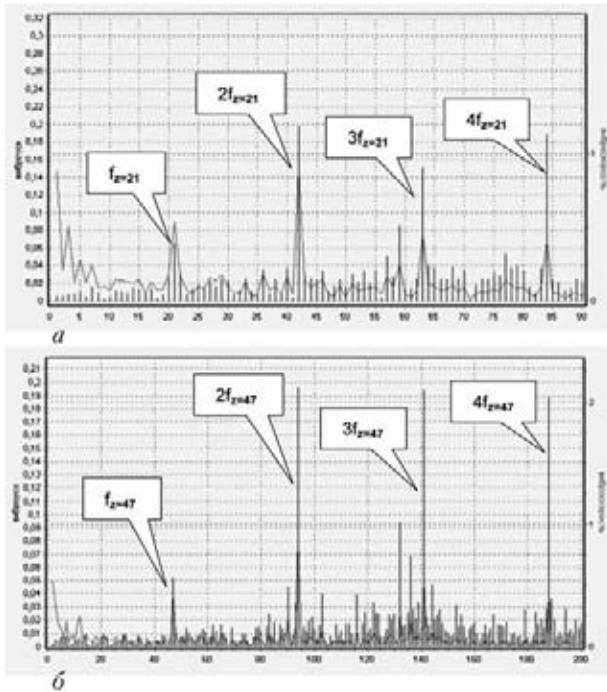


Рис. 3. Гармонические спектры валов планетарного ряда РМК: а — солнечной шестерни; б — сателлитов

формировать из амплитуд гармонических составляющих комплексные критерии — безразмерные дискриминанты. Например, для характеристики процесса изнашивания зубьев применяется дискриминант вида:

$$\beta_H = \frac{\sum_{n=2}^N S_{nf_z}}{S_{f_z}}$$

Изменение величины дискриминанта, выбранного на основании аналитических исследований, $\beta_{f_z} = (S_{f_z} + S_{2f_z})^{1/2}$ и содержащего амплитуды двух первых гармоник зубчатой частоты коронной шестерни для редуктора без дефектов, а также после появления в процессе эксплуатации самосвала скола зуба на указанной шестерне показано на рис. 4.

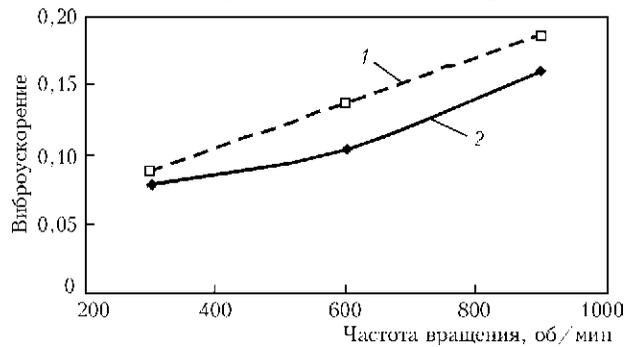


Рис. 4. Зависимость дискриминанта β_{f_z} от частоты вращения ведущего вала для дефектного (1) и бездефектного редукторов (2)

Выводы

Результаты теоретических исследований положены в основу создания методических и инструментальных средств вибромониторинга редукторов мотор-колес самосвалов БелАЗ. Созданная бортовая автоматизированная система безразборной оценки технического состояния РМК предназначена для своевременного предупреждения в условиях карьерной эксплуатации машины о предаварийном состоянии РМК для исключения ситуаций, связанных с аварийным выходом из строя, а также для повышения сроков службы и эксплуатационной надежности техники, перехода от планово-предупредительного обслуживания машин к обслуживанию по фактическому состоянию, снижения времени простоя самосвалов, сокращения затрат на их обслуживание и ремонт.

В настоящее время системы вибромониторинга редукторов мотор-колес проходят апробацию на самосвалах БелАЗ в карьере Полтавского ГОК (Украина).

1. Павлов Б. В. Акустическая диагностика механизмов. — М.: Машиностроение, 1971. — 220 с.
2. Бидерман В. Л. Теория механических колебаний. — М.: Высш. шк., 1980. — 408 с.
3. Расчетно-экспериментальный метод прогнозирования остаточного ресурса зубчатых передач / Н. Н. Ишин, А. М. Гоман, А. С. Скороходов, М. К. Натурьева // Авто-моб. пром-сть. — 2010. — № 11. — С. 20–23.

Поступила в редакцию
11.04.2012