

ИССЛЕДОВАНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПРОЦЕССОВ НАГРУЖЕНИЯ РЕДУКТОРОВ МОТОР-КОЛЕС САМОСВАЛОВ

Редуктор мотор-колеса карьерного самосвала с электроприводом является агрегатом, существенно отличающимся от трансмиссии общетранспортных автомобилей как по типу и характеристикам системы, в которой он находится, так и по конструкции. Поэтому опытные данные о нагрузочных режимах трансмиссий карьерных самосвалов с гидромеханическими передачами и тем более общетранспортных автомобилей не дают представлений о структуре и особенностях нагружения редукторов мотор-колес.

Белорусским политехническим институтом и Беларусским автомобильным заводом проведен комплекс экспериментальных исследований карьерных самосвалов грузоподъемностью 75 т и более с целью изучения нагрузочных режимов редукторов мотор-колес. Программы испытаний самосвалов включали: технологический цикл работы машин в общем транспортном потоке; заезды самосвалов на специально выбранные участки карьерных дорог и дорог с асфальтобетонным покрытием на различных и постоянных скоростях (7...26 км/ч); движение с поворотами и по круговым траекториям различного радиуса кривизны; трогание автомобиля с места и разгон на дорогах с разным сопротивлением движению и с различной интенсивностью.

Нагрузочный режим редукторов мотор-колес в ходе испытаний определялся крутящим моментом на входных (торсионных) валах редукторов, токами и напряжением в цепи тягового электропривода, скоростью и продолжительностью движения автомобиля.

Для получения статистических характеристик процессов нагружения обработка велась методом ординат по независимой переменной "путь" с интервалом 0,5 м; для спектрального анализа — по показателю времени с интервалом 0,025 с. Запись процессов крутящих моментов и токов в цепи электродвигателей на режимах трогания и разгона обрабатывалась по показателю времени с интервалом 0,1 с.

В результате проведенного анализа установлено, что процесс нагружения редукторов является случайным широкополосным и состоит из переходного процесса трогания самосвала с места и после разгона; квазиустановившегося процесса нагружения редуктора при последующем движении самосвала в эксплуатационном режиме; ударно-динамического нагружения редуктора при режимах наката автомобиля.

Специфика пуска и разгона мощного тягового электропривода дает основание рассматривать процесс трогания и разгона самосвала как единый пере-

ходный процесс. Нагруженность редукторов мотор-колес при этом определяется главным образом интенсивностью трогания самосвала и суммарным сопротивлением его движению [1].

Квазиустановившийся процесс нагружения редуктора в свою очередь включает квазистатическую составляющую, обусловленную суммарным сопротивлением движению самосвала и спецификой распределения крутящих моментов при его поворотах; динамическую, представляющую случайный колебательный процесс.

При преодолении суммарного дорожного сопротивления движению самосвала формируется составляющая крутящего момента в редукторе, изменяющаяся с частотой менее 0,25 Гц. Составляющая, как и для общетранспортных автомобилей, определяется сопротивлением качению и подъему. Особенность распределения крутящих моментов на торсионных валах редукторов при движении самосвалов на поворотах обуславливается тем, что тяговый электропривод выполнен бездифференциальным. Тяговые электродвигатели включены в силовую сеть параллельно и регулируются совместно. Поэтому при движении на поворотах крутящий момент на входном валу внутреннего мотор-колеса (по отношению к центру поворота) может значительно превышать момент на входном валу внешнего мотор-колеса.

Для изучения нагрузок, обусловленных поворотом самосвала, были проведены специальные опыты при его движении по круговым траекториям с радиусами кривизны $R_1 = R_{\min}$ и $R_2 = 2R_{\min}$ (R_{\min} — минимальный радиус поворота автомобиля). Опыты проводились в карьерах на площадках отвала и на асфальтобетонной горизонтальной площадке.

В табл. 1 приведены полученные в результате испытаний значения математических ожиданий крутящих моментов на торсионных валах внутреннего $\bar{M}_в$ и наружного $\bar{M}_н$ мотор-колес.

Анализ результатов исследования нагруженности редукторов мотор-колес при движении самосвалов на поворотах и по круговым траекториям показал, что нагрузки на детали редуктора зависят от радиуса поворота, сопротивления движению и скорости автомобиля.

Динамическая составляющая процесса нагружения редуктора представляет случайный колебательный процесс, обусловленный микропрофилем дороги.

Наибольшая мощность колебательных процессов в редукторах в основном приходится на диапазон частот 0,5... 20 Гц. На рис. 1 показано распределение накопленной дисперсии D крутящего момента на торсионном валу редуктора по частоте f при движении груженого самосвала в карьере. При этом на диа-

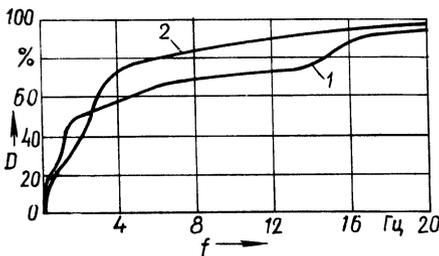


Рис. 1. Распределение накопленной дисперсии D крутящего момента на торсионном валу редуктора по частоте f при движении БелАЗ-7519 в карьере: 1 - $v_a = 13$ км/ч; 2 - $v_a = 23$ км/ч

Табл. 1. Результаты экспериментального исследования нагруженности редукторов мотор-колес при движении самосвала БелАЗ-75191 по круговым траекториям

Режим движения	\overline{M}_B , Н·м	\overline{M}_H , Н·м	$\overline{M}_B/\overline{M}_H$, Н·м
По кругу против часовой стрелки:			
по площадке отвала $R_1 = 10$ м	2790	1230	2,3
по асфальту $R_1 = 10$ м	2240	1320	1,7
$R_2 = 17$ м	2006	1290	1,6
По кругу по часовой стрелке:			
по площадке отвала $R_1 = 10$ м	3630	1390	2,6
по асфальту $R_1 = 10$ м	2750	1550	1,8
$R_2 = 19$ м	2345	1280	1,8

пазон частот до 4 Гц приходится не менее 65...70 % общей энергии колебания крутящего момента.

Груженный самосвал имеет несколько частот собственных колебаний: 1,1...1,3 Гц — самосвала на шинах; 2,8...3,5 Гц — низшая частота крутильных колебаний в редукторе; 4...6 Гц — частота вертикальных колебаний переднего моста; 8...10 Гц — частота вертикальных колебаний ведущего моста; 12...15 Гц — высшая частота крутильных колебаний в редукторе.

При движении груженых самосвалов с эксплуатационными скоростями 10...18 км/ч наибольшая дисперсия колебаний крутящего момента в редукторе приходится на диапазон частот 1,1...1,5 Гц (рис.2). Это объясняется тем, что из-за очень высокой жесткости подвески ведущего моста вертикальные и продольно-угловые колебания самосвала на шинах совершаются с частотой 1,1...1,3 Гц. В результате этих колебаний формируется мощное возмущающее воздействие на колебательную систему редуктора.

Колебания самосвала с частотой 1,1...1,3 Гц вызываются неровностями на поверхности дороги, имеющими соответствующую длину. С увеличением скорости движения самосвала, например в целях эксперимента, частота воздействия этих неровностей на самосвал возрастает и при определенной ско-

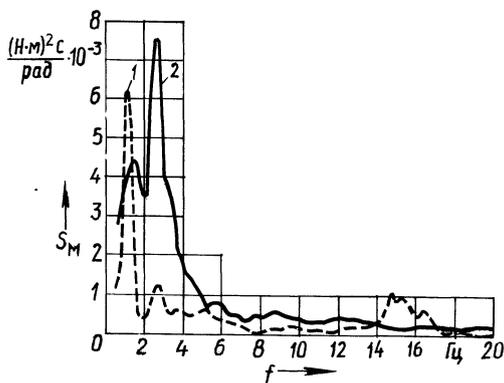


Рис. 2. Спектральная плотность S_M крутящего момента на торсионном валу редуктора при движении БелАЗ-75191 в карьере:

1 — $v_a = 13$ км/ч; 2 — $v_a = 23$ км/ч

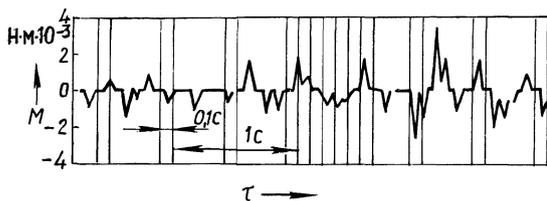


Рис. 3. Фрагмент реализации крутящего момента на торсионном валу редуктора при движении БелАЗ-7519 без груза с отвала в карьер накатом

рости становится равной 2,5...3 Гц. В этом случае в редукторе возбуждаются интенсивные колебания, соответствующие нижней собственной частоте крутильных колебаний. Спектральная плотность момента на торсионном валу для такого случая движения самосвала со скоростью 23 км/ч показана на рис. 2.

При движении самосвалов со скоростями 10...13 км/ч в редукторах возникают сравнительно интенсивные колебания крутящего момента с частотой 13...15 Гц, близкой к высшей собственной частоте крутильных колебаний редуктора. Они возбуждаются в результате ударов грунтозацепов шин о поверхность дороги. Размахи колебаний момента в редукторе достаточно велики. Для самосвала грузоподъемностью 110 т они составляют 2000...2800 Н·м. Интенсивность этих колебаний в значительной степени зависит от состояния поверхности дороги. При движении по дороге с "жесткой" поверхностью, например по бетонной, уровень колебаний с частотой 13...15 Гц значительно выше, чем при движении по "мягкой" дороге, например по гравийно-щебеночной.

Значительных колебаний крутящего момента в редукторах с частотами в диапазонах 4...6 Гц и 8...10 Гц не отмечалось.

Выполнение технологического цикла сопровождается специфическим режимом нагружения редукторов. Возникает он только при движении накатом, например на спусках. Фрагмент реализации крутящего момента на торсионном валу редуктора показан на рис. 3. Процесс представляет последовательность значительных пиковых нагрузок с перекладкой зазоров в редукторе и поэтому имеет ударный характер. Длительность действия одной пиковой нагрузки составляет 0,06...0,08 с, что соответствует частоте около 14 Гц; крутящий момент на валу достигает 7000...10000 Н·м.

Этот процесс нагружения называется ударно-динамическим. Он возникает и протекает одновременно с возникновением интенсивных колебаний поддрессоренной массы самосвала и неподдрессоренной массы ведущего моста в вертикальном и продольном направлениях. Ударно-динамический процесс быстро прекращается и переходит в обычный колебательный процесс при включении электродвигателей в режим тяги или электродинамического торможения.

Динамические нагрузки оказывают заметное влияние на темпы накопления усталостных повреждений в деталях редукторов мотор-колес. Так, по экспериментальным данным, накопление усталостных повреждений в зубчатых колесах по контактной выносливости за счет динамических нагрузок ускоряется в 1,1...1,4 раза.

Результаты проведенных исследований механизма формирования процесса нагружения редуктора мотор-колеса и его структуры нашли применение

при разработке основных положений построения расчетных моделей для определения параметров нагружения деталей редукторов мотор-колес.

Предложены следующие мероприятия по снижению уровня нагружения редукторов мотор-колес: ограничение интенсивности воздействия неровностей микропрофиля дороги на самосвал в эксплуатации путем нормирования скорости движения в зависимости от высоты неровностей на поверхности дороги; увеличение динамического хода на сжатие подвески ведущего моста самосвалов в груженом состоянии; применение дифференциальной схемы тягового электропривода; введение подтормаживания тяговых электродвигателей на режимах наката.

ЛИТЕРАТУРА

1. Беленков В.П., Ревский В.Г. Нагруженность редуктора мотор-колеса карьерного самосвала при его трогании и разгоне // Конструирование и эксплуатация автомобилей и тракторов. — Мн., 1988. — Вып. 3. С. 6—8.

УДК 629.113

Л.А.МОЛИБОШКО, М.МОНТАНЬЕС

АМПЛИТУДНО-ЧАСТОТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТРАНСМИССИЙ ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

При проектировании автомобиля параметры трансмиссии должны быть выбраны таким образом, чтобы получить наиболее благоприятный спектр нагрузок на ее детали с точки зрения долговечности. Этот спектр нагрузок зависит как от источников возмущений, так и от колебательных свойств трансмиссии.

Источниками возмущений являются водитель, двигатель, дорога, элементы трансмиссии и т.д. В результате их воздействия в трансмиссии возникают переменные нагрузки различной частоты. Поскольку частотный спектр возмущений достаточно широк, для их компенсации применяют различные конструктивные мероприятия.

Высокочастотные колебания в трансмиссии, возникающие вследствие неравномерной работы двигателя и элементов трансмиссии, являются локальными и гасятся диссипативными силами в системе и различного рода гасителями.

Нагрузки от воздействия водителя на органы управления и со стороны макронеровностей дороги для трансмиссии являются в основном статическими. Нагрузки при трогании автомобиля с резким отпусканием педали сцепления составляют исключение. Увеличение минимального времени нарастания момента трения сцепления (например, с помощью пневматического усилителя сцепления) приводит к их эффективному снижению.

Низкочастотные колебания (до 20 Гц) в трансмиссии обусловлены в основном микропрофилем дороги и возникают во всех звеньях системы. Представляется целесообразным снизить их уровень за счет оптимального выбора параметров колебательной системы трансмиссии, поскольку спектральная