

$$M_{Т.н} = M_{д} + M_{в} + (M_{ц} - M_{дф}), \quad (11)$$

где $M_{Т.в}$, $M_{Т.н}$ – крутящие моменты соответственно на торсионе внутреннего и наружного ведущих колес (относительно центра поворота автомобиля); $M_{д}$, $M_{в}$, $M_{ц}$, $M_{дф}$ – крутящие моменты, определяемые соответственно сопротивлением дороги, воздуха, центробежными силами на повороте и зависящие от наличия или отсутствия дифференциального механизма между ведущими колесами.

Зависимости (10), (11) могут быть использованы в прочностных расчетах деталей трансмиссий. При детерминированных расчетах возможны аналитический [1] или графоаналитический методы [2]. Однако более достоверные методы расчетов основываются на представлении нагрузок в вероятностном виде. Согласно этому, и составляющие в уравнениях баланса (10), (11) должны быть представлены в вероятностном виде. Особенно это существует для случаев движения автомобиля по криволинейной траектории с непрерывно изменяющимся радиусом кривизны (такой случай наиболее распространен).

Результаты экспериментов позволяют представить уравнение баланса в виде суммы интегральных функций, соответствующих законам распределения Максвелла или Лапласа–Шарлье.

ЛИТЕРАТУРА

1. З и м е л е в Г.В. Теория автомобиля. – М.: Машгиз, 1959. – 312 с. 2. Р е в с к и й В.Г., Б е л е н к о в В.П. Определение расчетного крутящего момента в трансмиссиях карьерных автомобилей-самосвалов номографическим способом // Автотракторостроение. – Минск, 1977. – Вып. 9. – С. 23–26.

УДК 629.113

Б.У. БУСЕЛ, Д.А. ВЬЯЛЬ, С.Г. ЛУГОВЦЕВА (БПИ),
В.И. МЕЛЕШ (БелАЗ)

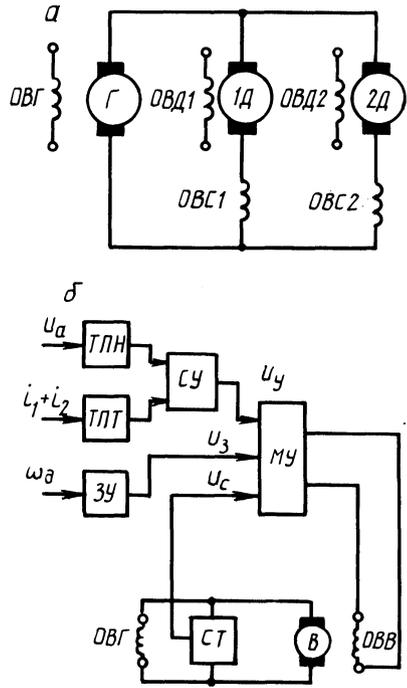
РАСЧЕТ КОЛЕБАТЕЛЬНЫХ ПРОЦЕССОВ В ЭЛЕКТРОМОТОР-КОЛЕСАХ КАРЬЕРНОГО САМОСВАЛА

С целью исследования колебаний карьерных самосвалов БелАЗ с тяговым электроприводом были проведены специальные испытания. При движении по карьерным и асфальтобетонным дорогам регистрировались: вертикальные и продольные ускорения центра масс самосвала, неподрессоренной массы ведущего моста и на раме над ведущим мостом; крутящие моменты на торсионных валах редукторов; силы, действующие в цилиндрах подвески ведущего моста; токи в цепях тяговых электродвигателей; напряжение генератора; скорость движения самосвала.

Исследование колебательных процессов выполнялось методами спектрального анализа. Полученные результаты позволили сделать ряд выводов, характеризующих механизм возбуждения и распространения колебаний в системе самосвала, основными из которых являются следующие: колебания в мотор-колесах возбуждаются воздействием неровностей микропрофиля дороги; самосвал представляет собой взаимосвязанную электромеханическую систему "подвеска–мотор-колеса–тяговый электропривод".

Рис. 1. Упрощенная схема электропривода:

a – силовая цепь; *б* – система регулирования электропривода; *Г* – генератор; *Д* – электродвигатели; *ОВГ* – обмотка возбуждения генератора; *ОВД* – обмотки возбуждения двигателей; *ТПН* – трансформатор постоянного напряжения; *ТПТ* – трансформатор постоянного тока; *ЗУ* – задающий узел; *СУ* – селективный узел; *МУ* – магнитный усилитель; *В* – генератор-возбудитель; *СТ* – стабилизирующий трансформатор; *ОВВ* – обмотка возбуждения генератора-возбудителя; u_a – напряжение в силовой сети; i_1, i_2 – токи якорей электродвигателей; ω_d – частота вращения коленчатого вала дизеля; u_y, u_3, u_c – напряжение соответственно на управляющей, задающей, стабилизирующей обмотках магнитного усилителя



На основе сделанных выводов по результатам испытаний, а также допущений, которые обоснованы опытом моделирования систем "подвеска – трансмиссия" автомобилей [1] и тяговых электроприводов [2] составлена расчетная динамическая система, которая состоит из двух основных частей: 1) механической – включает подсистему подвески самосвала и подсистему, эквивалентную передаче "электродвигатель – редуктор-колесо"; 2) электропривода – состоит из собственно тягового электропривода и системы его регулирования.

Упрощенная расчетная схема электропривода с системой регулирования показана на рис. 1.

На рис. 2, 3 показана механическая часть системы. Подрессоренная масса самосвала совершает вертикальные, продольные, продольно-угловые и поперечные колебания по координатам z, x, φ_a, θ . Каждый мост автомобиля представлен в виде двух сосредоточенных масс, которые связаны с подрессоренной массой через элементы, имитирующие подвеску. Если подвеска моста зависимая, сосредоточенные массы соединяются жестким безынерционным стержнем.

Каждое мотор-колесо представлено в виде четырехмассовой динамической системы. В данном случае оказалось целесообразным оперировать с приведенной системой.

Колебательные процессы в системе "подвеска – мотор-колесо – тяговый электропривод" происходят следующим образом. Тангенциальные реакции в зоне контакта ведущих колес с дорогой через элементы, которые имитиру-

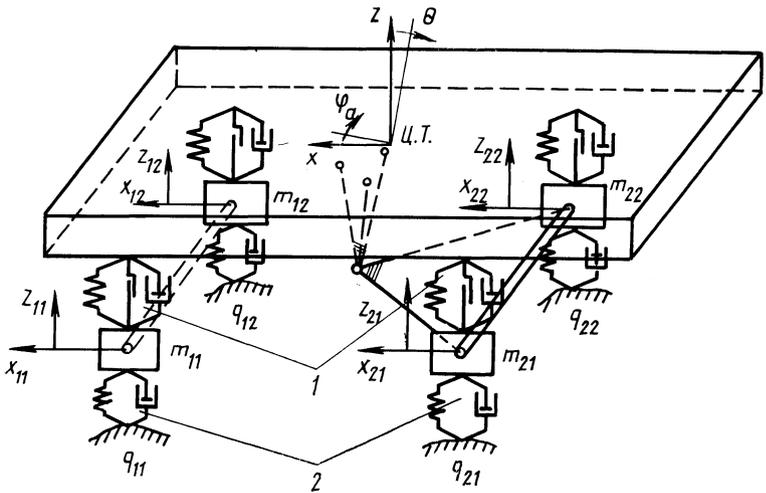


Рис. 2. Динамическая система подвески самосвала:

1 – подвеска; 2 – шина

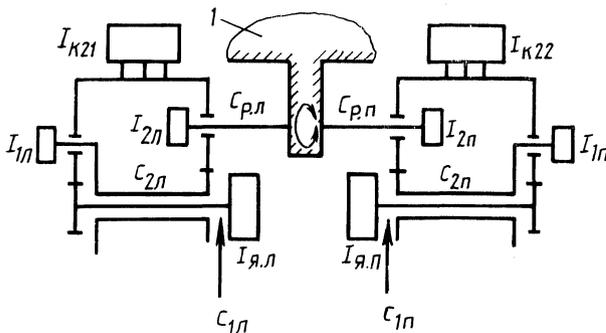


Рис. 3. Динамическая система мотор-колес самосвала:

1 – корпус моста с рычагом

ют тангенциальную жесткость шин, воздействуют на колесные узлы с моментами инерции $I_{к21}$, $I_{к22}$ и возбуждают колебания в редукторах. Кроме этого, угловые колебания корпуса моста вместе с рычагом через второй планетарный ряд также возбуждают крутильные колебания в редукторах, которые распространяются на якоря электродвигателей. В результате возникает переменная составляющая частоты вращения якоря и, как следствие, переменная составляющая электромагнитного момента двигателя. Таким образом, в тяговом электроприводе начинается колебательный процесс.

В свою очередь крутильные колебания в редукторах через тангенциальные реакции и остановленное водило второго ряда (через реактивные связи моста) оказывают влияние на продольные, продольно-угловые и вертикальные колебания поступательно движущихся масс самосвала. Тангенциальные реакции на шинах формируются в результате воздействия неровностей микропро-

филя опорной поверхности на колеса, вертикальных, продольно-угловых и продольных колебаний самосвала и колебаний в редукторах. Угловые колебания моста вместе с рычагом в продольной вертикальной плоскости самосвала определяются кинематикой подвески, с одной стороны, и крутильными колебаниями в редукторах, с другой.

Система "подвеска – мотор-колесо – тяговый электропривод" описывается системой дифференциальных уравнений 36-го порядка и рядом функциональных зависимостей. Приведем основные из уравнений:

уравнение вертикальных колебаний подрессоренной массы

$$M\ddot{z} - F_{11} - F_{12} - F_{21} - F_{22} + \frac{1}{l_p} (M_{p.l} + M_{p.p}) = 0;$$

уравнение продольных колебаний

$$M_1 \ddot{x} + F_{\tau 21} + F_{\tau 22} + F_{\tau 11} + F_{\tau 12} = 0;$$

уравнение движения массы якоря левого электродвигателя

$$I_{я.л} \ddot{\varphi}_{я.л} + M_{1л} + M_{д.л} = 0;$$

уравнение движения массы левого ведущего колеса

$$I_{к 21} \ddot{\varphi}_{к 21} - M_{1л} u_1 - M_{2л} u_2 - F_{\tau 21} r = 0,$$

где $F_{11}, F_{12}, F_{21}, F_{22}$ – силы в подвесках, приведенные к центру моста; l_p – длина рычага; $M_{p.l}, M_{p.p}$ – реактивные моменты; $F_{\tau 11}, F_{\tau 12}, F_{\tau 21}, F_{\tau 22}$ – суммарные тангенциальные реакции дороги; $M_{1л}$ – крутящий момент в звене $C_{1л}$ (см. рис. 2); $M_{д.л}$ – динамическая составляющая электромагнитного момента левого электродвигателя; u_1, u_2 – внутренние передаточные числа планетарных механизмов редуктора; $M_{2л}$ – крутящий момент в звене $C_{2л}$; r – динамический радиус ведущих колес.

Электрические машины (двигатели, генератор) описываются уравнениями вида:

$$U_a = k\Phi\omega - iR_a + L_a \frac{di}{dt} + 2zN_c \sigma \frac{d\Phi}{dt};$$

$$U_b = i_b R_b + 2zN_b \sigma \frac{d\Phi}{dt};$$

$$0 = i_{вт} R_b + 2zN_b \sigma \frac{d\Phi}{dt},$$

где ω – частота вращения якоря машины; R_a – активное сопротивление якорной цепи; L_a – индуктивность якорной цепи машины; N_c – число витков последовательной обмотки возбуждения; N_b – число витков независимой обмотки возбуждения; R_b – активное сопротивление независимой обмотки возбуждения; i – ток в якорной цепи; i_b – ток возбуждения в независимой обмотке; z – число пар полюсов; Φ – магнитный поток.

Для решения уравнений движения системы "подвеска – мотор-колесо – тяговый электропривод" составлена программа. Предусмотрено моделирова-

ние нелинейных характеристик подвески, шин, электрических машин, зазоров в редукторах. Ординаты микропрофиля задаются таблицей в зависимости от координаты "путь".

Результаты решения получаются в виде спектральных плотностей исследуемых процессов; определяются дисперсии и математические ожидания. При необходимости осуществляется вывод реализаций процессов.

Результаты расчетов сопоставлены с экспериментальными данными. Максимальное отличие расчетных дисперсий процессов от экспериментальных значений достигает 26 %, что объясняется главным образом трудностями в задании демпфирующих характеристик звеньев системы, эквивалентной самосвалу. Значения собственных частот всех колебаний в системе и распределение энергии колебаний по частоте практически полностью совпадают при сопоставлении результатов расчетов и испытаний. Таким образом, разработанная динамическая система "подвеска — мотор-колесо — тяговый электропривод" характеризуется высоким качеством моделирования реальных процессов колебаний самосвала.

С целью выявления и оценки путей снижения динамических нагрузок в конструкции самосвала были проведены теоретические исследования с использованием разработанной программы расчета. Наиболее целесообразным представляется снижение жесткости подвески ведущего моста. В этом случае наблюдается уменьшение динамических нагрузок как на детали редуктора, так и на элементы несущей системы самосвала. При увеличении высоты приведенного столба газа в подвеске ведущего моста с 0,15 до 0,2...0,21 м дисперсии крутящего момента в редукторе и силы в системе поддрессоривания снижаются на 23...25 %.

ЛИТЕРАТУРА

1. Проектирование трансмиссий автомобилей: Справочник / Под ред. А.И.Гришкевича. — М.: Машиностроение, 1984. — 266 с. 2. Чиликин М.Г., Ключев В.И., Сандлер А.С. Теория автоматизированного электропривода. — М.: Энергия, 1979. — 614 с.

УДК 629.11.012.5

Н.Н. ВЕРЕМЕЕВ, Д.М. ЛОМАКО, канд.техн.наук
А.М. САПЕЛКИН (БПИ)

КОЛЕБАНИЯ АВТОМОБИЛЬНОГО КОЛЕСА ПРИ ВЗАИМОДЕЙСТВИИ С НЕРОВНОСТЯМИ

В работе [1] указывается, что пневматическая шина как сглаживающее звено колебательной системы автомобиля работает при условии наличия в ней обратной связи. Действительно, упругая характеристика шины изменяется в зависимости от профиля опорной поверхности в пределах пятна контакта, т. е.

$$F_z = f(q, h_z),$$

и в то же время прогиб шины определяется нагрузкой, т. е.

$$h_z = f(F_z),$$