

даче, по формуле (3) вычисляется значение a_a на смежной низшей передаче (блок 12). Затем прогнозируется угловая скорость вращения вала двигателя ω_d^{i-1} после переключения. Если эта скорость ниже минимально допустимой и при этом включена передача, номер которой больше или равен $i_{\min} + 2$, подается команда на переключение вниз через передачу. В противном случае выполняется переход на блок 18, где сравниваются с заданной точностью ускорения автомобиля на текущей и смежной низшей передачах. При их равенстве подается команда на переключение вниз на одну ступень.

Предложенный алгоритм может быть рекомендован для использования в автоматизированных системах переключения передач (САПП) с применением микропроцессоров.

ЛИТЕРАТУРА

1. Вавуло В.А., Карпов А.В., Красневский Л.Г. Система управления гидромеханических передач. – Минск, 1984. – 49 с. 2. Гришкевич А.И. Автомобили: Теория. – Минск, 1986. – 207 с.

УДК 629.13

В.В. КАПУСТИН

ОБ УРАВНЕНИИ ДВИЖЕНИЯ КОЛЕСА КАК ОБЪЕКТА МНОГОСВЯЗНОГО УПРАВЛЕНИЯ

При разработке автоматических систем управления движением автомобиля важным является решение задачи получения обобщенного математического описания колеса, которое позволило бы исследовать систему управления и ее выходные параметры при различных режимах работы, сочетаниях регулирующих и возмущающих воздействий.

Рассмотрим движение колеса автомобиля по недеформируемой поверхности, которое исследуется в трех основных режимах: ведущем, тормозном и при свободном качении [1, 2].

Оценим функции колеса как объекта многосвязного управления. Регулируемыми параметрами его являются: угловая скорость колеса ω_k , путь s_x и скорость v_x оси вращения колеса при плоскопараллельном движении.

Составим уравнение вращения колеса вокруг оси для рассмотренных режимов, используя теорему изменения кинетического момента

$$(I_k + I_{\text{пр}}) \dot{\omega}_k = M_{\text{вн}}, \quad (1)$$

где I_k – момент инерции колеса относительно оси; $I_{\text{пр}}$ – приведенный к колесу момент инерции вращающихся элементов трансмиссии и двигателя; $M_{\text{вн}}$ – главный момент внешних сил, приложенных к колесу.

Главный момент внешних сил $M_{\text{вн}}$, приложенный к колесу относительно его оси вращения, при условии регулирующего воздействия крутящего M_k и тормозного T_T моментов

$$M_{\text{вн}} = M_{\text{к}} - M_{\text{т}} - M_{\text{х}} - M_{\text{ф}}, \quad (2)$$

где $M_{\text{х}}$ — момент, возникающий от продольной составляющей реакции дороги; $M_{\text{ф}}$ — момент сопротивления качению колеса.

В общем случае

$$M_{\text{х}} = R_z \varphi_x r_{\text{д}},$$

где R_z — нормальная составляющая реакции дороги; φ_x — коэффициент сцепления в продольном направлении, определяющий трение шины об опорную поверхность; $r_{\text{д}}$ — динамический радиус колеса.

Опытами установлено, что коэффициент сцепления колеса φ_x в тормозном, а также и в ведущем режимах движения зависит от многих факторов: скорости движения v_x и угловой скорости колеса $\omega_{\text{к}}$, состояния дороги, шин и др. Предложены различные зависимости этого коэффициента от основного фактора — относительного проскальзывания s_{δ} колеса для тормозного режима [1, 2], а также зависимость аналогичного изменения φ_x при буксовании для ведущего режима движения колеса [1]. Коэффициент сцепления φ_x как для тормозного, так и ведущего режимов движения колеса можно описать одним уравнением. Основным аргументом этого уравнения является относительная скорость скольжения колеса как отношение алгебраической разности окружной скорости шины $v_{\text{к}}$ при контакте с дорогой и скорости поступательного перемещения оси колеса v_x к скорости его поступательного движения [3].

Для дорог с различным покрытием коэффициент сцепления φ_x в режиме проскальзывания — буксования колеса можно описать достаточно точно полиномом второй степени (функция φ_x имеет только одно максимальное значение):

$$\varphi_x = a_0 \delta + a_1 \delta^2,$$

где a_0 , a_1 — коэффициенты аппроксимации, зависящие от состояния дорожного покрытия, механических характеристик шины и режима движения колеса; δ — коэффициент скольжения — буксования колеса (функция алгебраической разности окружной скорости шины при контакте с дорогой и скорости перемещения оси колеса).

Момент сопротивления качению $M_{\text{ф}}$ определяется по известной зависимости, приведенной в работе [2]. Крутящий $M_{\text{к}}$ и тормозной $M_{\text{т}}$ моменты определяются тяговым или тормозным режимом движения. При этом оценочным критерием такого режима может быть $\Delta M = M_{\text{к}} - M_{\text{т}}$.

Подставляя составляющие главного момента (2) в уравнение (1), получим дифференциальное уравнение движения i -го колеса:

$$(I_{\text{к}} + I_{\text{пр}}) \dot{\omega}_{\text{к}} + R_z \varphi_x r_{\text{д}} + R_z f r_{\text{д}} = M_{\text{к}} - M_{\text{т}}. \quad (3)$$

Уравнение движения колеса решается совместно с уравнением плоскопараллельного движения транспортного средства

$$m_0 \dot{v}_x = \sum_{i=1}^n F_i, \quad (4)$$

где m_0 — масса объекта; F_i — сила внешнего воздействия.

Из уравнений (3) и (4) определяются выходные параметры для объекта управления при различных законах регулируемых входных параметров M_k и M_T , которые устанавливаются оператором или с помощью вычислительного устройства.

Таким образом, получено обобщенное дифференциальное уравнение движения колеса для переходного процесса (ведущий режим — торможение) с учетом его проскальзывания или буксования.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гришкевич А.И. Автомобили. Теория. — Минск, 1986. — 208 с. 2. Флерко И.М. Исследование характеристик взаимодействия затормаживаемого колеса с дорогой, устойчивости и эффективности торможения большегрузных автомобилей с противоблокировочной системой: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. — Минск, 1981. — 213 с. 3. Петрушов В.А., Шуклин С.А., Московкин В.В. Сопротивление качению автомобилей и автопоездов. — М., 1975. — 223 с.

УДК 629.113.001.4

С.Г. ЛУГОВЦЕВА, В.И. ЧЕЧИК,
Р.К. ЭЛЬХАДЖ-ХАЛИЛЬ

ВЛИЯНИЕ МОЩНОСТИ ДВИГАТЕЛЯ НА НАГРУЗОЧНЫЙ РЕЖИМ ТРАНСМИССИИ И СКОРОСТЬ ДВИЖЕНИЯ МАГИСТРАЛЬНОГО АВТОПОЕЗДА

От мощности двигателя в значительной мере зависят производительность автопоезда и затраты на выполнение перевозок. Увеличение мощности двигателя приводит к возрастанию средних технических скоростей движения автомобилей и, следовательно, повышает их производительность.

Предварительную оценку тягово-скоростных свойств автопоездов дает показатель удельной мощности [1–3]. Удельная мощность современных магистральных автопоездов составляет 4,4...8,4 кВт/т. Для автопоездов установлено минимальное значение удельной мощности (по рекомендациям СЭВ — 5,15 кВт/т [1]). Удельная мощность автопоезда определяется путем анализа экономической эффективности использования его в народном хозяйстве с учетом себестоимости, производительности и эксплуатационных расходов.

В данной работе приводятся результаты исследований влияния мощности двигателя на нагрузочный режим трансмиссии автомобиля-тягача и среднюю техническую скорость его движения в различных дорожных условиях, проведенных с использованием расчетной методики определения нагрузочного режима трансмиссии [4], основанной на моделировании движения автопоезда по заданному маршруту. Нагрузочный режим трансмиссии характеризуется накопленным усталостным повреждением зубчатых колес (контактная усталость) $R_{1н}^{э.к}$ и подшипников $R_{1н}^п$ ведущего моста и на полуоси $R_{1н}^{по}$ за 1 км пробега автопоезда, а также числом переключений передач n за 1 км пути.

Объектом исследований послужил магистральный автопоезд МАЗ-6422 + 9398, являющийся базовым в новом семействе автомобилей и автопоездов,