

скольку в уравнениях (3) стабилизирующий момент не учтен, приложенный к колесу внешний поворачивающий момент $M_{\text{пов}}$ вызывает поворот колеса на больший угол. Все это, вместе взятое, приводит к существенному различию траекторий движения центра колеса (рис. 1, б, в).

В заключение, основываясь на приведенных данных, можно сделать следующий вывод. Угловую деформацию шины можно не учитывать при определении динамических реакций колеса, нагруженного боковой силой. Для определения других выходных параметров, а также при воздействии на колесо поворачивающего момента пренебрегать угловой деформацией шины нельзя.

Л и т е р а т у р а

1. Петров М.А. Работа автомобильного колеса в тормозном режиме. - Омск, 1973. 2. Скуртул А.И. Торможение эластичного колеса на криволинейном участке пути. - В сб.: Автотракторостроение. Автоматизированные системы управления мобильными машинами. Минск, 1979, вып.12.

УДК 629.114.2 - 2.001.2

А.Т.Скойбеда, В.В.Бирич

К ОПРЕДЕЛЕНИЮ ДЕЙСТВИТЕЛЬНОЙ СКОРОСТИ ДВИЖЕНИЯ ТРАКТОРА С ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫМ И БЛОКИРОВАННЫМ ПРИВОДОМ КОЛЕС

Метод расчета действительной скорости движения тракторов с дифференциальным приводом колес предполагает предварительное экспериментальное определение ее потерь вследствие буксования. Аналитическое же определение скорости движения связано со значительными трудностями в связи с необходимостью учитывать множество факторов, от которых зависит сцепление опорной поверхности и пневматических шин.

При движении оси с дифференциальным приводом колес потери скорости складываются из потерь вследствие совместного буксования колес $v(\delta)$ и относительного их вращения $v(\Delta\omega)$.

$$\Delta v = v(\delta) + v(\Delta\omega).$$

Существующие методы определения потерь скорости от буксования учитывают главным образом потери при совместном

буксовании колес одной оси. В этом случае действительная скорость движения определяется при неизменных оборотах колес из дифференциального уравнения движения трактора:

$$v = \int_{v_0}^v \dot{v} dt = \frac{1}{m} \int_{v_0}^v (P_K - P_C) dt, \quad (2)$$

где m - приведенная к поступательно движущейся массе трактора; P_K - движущая (касательная) сила колеса и сила сопротивления; v_0 - начальная скорость движения.

Интегрирование зависимости (2) дает

$$v = v_0 + \frac{1}{m} \int_{t_0}^t (P_K - P_C) dt. \quad (3)$$

Из выражения (3) вытекает, что действительная скорость движения v изменяется в зависимости от знака подинтегрального выражения, то есть может увеличиваться или уменьшаться по сравнению с начальной скоростью v_0 . Второе слагаемое уравнения (3) представляет собой потери скорости вследствие совместного буксования колес. Это уравнение может быть использовано для определения действительной скорости движения трактора с бездифференциальной осью (межколесный дифференциал заблокирован), если касательную силу P_K и силу сопротивления P_C определять отдельно для каждого колеса. В этом случае

$$v = v_0 + \frac{1}{m} \int_{t_0}^t [P'_K(t) + P''_K(t) - P_C] dt. \quad (4)$$

Для учета потерь скорости вследствие относительного вращения колес необходимо составить дифференциальные уравнения вращения каждого колеса в отдельности:

$$\omega' = \omega_0 + \frac{1}{I_K} \int_{t_0}^t \left(\frac{M_0}{2} - M'_K \right) dt; \quad (5)$$

$$\omega'' = \omega_0 + \frac{1}{I_K} \int_{t_0}^t \left(\frac{M_0}{2} - M''_K \right) dt,$$

где M_0 - крутящий момент на корпусе дифференциала; ω_0 - угловая скорость корпуса дифференциала; ω' и ω'' - угловые скорости колес; I_K - приведенный момент инерции вращающихся частей (от полуосевой шестерни до колеса) к колесу.

Разность угловых скоростей

$$\Delta \omega = |\omega' - \omega''| = \frac{r}{I_k} \int_{t_0}^t \Delta P_k(t) dt, \quad (6)$$

где r - динамический радиус качения.

Потери скорости движения вследствие различных угловых скоростей колес составят

$$v(\Delta \omega) = \frac{1}{2} \Delta \omega r_k = \frac{r_k r_d}{2 I_k} \int_{t_0}^t \Delta P_k(t) dt, \quad (7)$$

где r - кинематический радиус качения колеса.

С учетом зависимостей (4) и (7) действительная скорость движения трактора с дифференциальным приводом колес

$$v = v_0 + \frac{1}{m} \int_{t_0}^t [P_1(t) + P_2(t) - P_c] dt + \frac{r_k r_d}{2 I_k} \int_{t_0}^t \Delta P_k(t) dt. \quad (8)$$

Радиусы качения также являются функциями крутящего момента и вертикальной нагрузки на колесо

$$r_k = r_k^0 - \lambda_M M_k - \lambda_G G_k. \quad (9)$$

Учитывая, что

$$M_k = G_k \varphi_{пр} r_d,$$

где r_k^0 - свободный радиус качения; $\varphi_{пр}$ - приведенный коэффициент сцепления, который определяется крутящим моментом на колесе при постоянной весовой нагрузке и динамическом радиусе колеса; λ_M, λ_G - коэффициенты, характеризующие изменение кинематического и динамического радиусов качения.

Тогда

$$r_k = r_k^0 - \lambda_G G_k \varphi_{пр} r_d - \lambda_G G_k; \quad (10)$$

$$r_d = r_k^0 - \lambda_G G_k. \quad (11)$$

Таким образом, для определения действительной скорости движения необходимо знать функции распределения во времени приведенных коэффициентов сцепления, которые учитывают не

только изменение сцепных условий, но и вертикальных нагрузок на каждое колесо оси.

УДК 629.11.073.23

А.Т.Скойбеда, А.А.Шавель

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДВИЖЕНИЯ ТРАКТОРНОГО ПОЕЗДА

В работе [1] приведены схема и функциональная структурная схема автоматизированной системы управления блокировкой межосевого привода и блокировкой дифференциала заднего ведущего моста полноприводного трактора модели "Беларусь" с двигателем мощностью 110 кВт. Межосевой привод и блокировка дифференциала выполнены в виде фрикционных муфт с золотниковыми распределителями.

Правильный выбор параметров автоматизированной системы невозможен без теоретического анализа динамических процессов в силовом приводе колес трактора. Для такого анализа в данной статье приводится методика расчета момента трения в межосевой муфте с учетом характеристик колебательной системы: остов - трансмиссия трактора - колебательная система гидропривода фрикционных муфт.

На рис. 1 показана расчетная схема движения тракторного поезда. Силовой привод колес трактора представлен в виде пятимассовой колебательной системы.

При выводе дифференциальных уравнений приняты следующие допущения: неподрессоренные массы m_i ($i = 1...4$) сосредоточены в центре колес; коэффициенты радиальной и тангенциальной жесткости шин, жесткость упругих элементов (c_T, c_C, c_P), коэффициенты сопротивления амортизаторов (k_T, k_C, k_P) постоянны; параметры продольных колебаний над осями прицепа (трактора) одинаковы. Обозначения масс, весов, податливостей, коэффициентов демпфирования, обобщенных координат и сил видны из рис. 1.

Связь условного колеса с дорогой без учета буксования ведущих колес и скольжения ведомых колес приведена в работе [2].

Для вывода дифференциальных уравнений колебательной системы остов - трансмиссия трактора используем уравнение Лагранжа II рода в виде