

времени с дроссельным элементом, состоящим из хвостовика, установленного во втулке с минимальным зазором, и сквозного отверстия во втулке. Данная конструкция показала более стабильное время задержки срабатывания ПД и технологически более приемлема.

Полученные экспериментальные данные позволяют обосновать математическую модель, описывающую динамические и статические характеристики ПГЦ с переменным передаточным отношением.

УДК 629.114

С.Ю. АРТАМОНОВ, С.Б. ТРИБУХОВСКИЙ,
С.П. ЧИЧЕНКОВ (БПИ)

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ ОПИСАНИЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ КОЛЕСА АВТОТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА С ОПОРНОЙ ПОВЕРХНОСТЬЮ ПРИ ТОРМОЖЕНИИ

При рассмотрении процесса торможения автотранспортного средства как с противоблокировочной системой (ПБС), так и без нее необходимо точно описать взаимодействие его колеса с опорной поверхностью. В работе [2] указывается, что "... коэффициент сцепления является важнейшим параметром, оценивающим взаимодействие автомобильного колеса с опорной поверхностью".

Развитие вычислительной техники позволяет широко применять методы математического моделирования различных процессов в научно-исследовательских работах. Так, при создании ПБС для автотранспортных средств математическое моделирование позволяет существенно сократить затраты времени и материальных средств на экспериментальные исследования. Однако для разработки математической модели, адекватной реальному процессу, необходима корректная постановка задачи, правильная трактовка сущности физических процессов.

Анализируя работы по исследованию коэффициента сцепления автомобильного колеса с опорной поверхностью [1–4], можно сделать следующий вывод: на данном этапе развития научных исследований пока не существует удобного аналитического выражения для описания изменения коэффициента сцепления при торможении. В данной работе сделана попытка получить такое аналитическое выражение для использования его при расчетах на ЭВМ.

Рассмотрим процесс движения колеса при торможении. Его можно условно разделить на несколько этапов [5]: 1) суммарная реакция опорной поверхности R в площадке контакта с колесом меньше предельной по сцеплению R_{φ} : $k < R_{\varphi}$; 2) суммарная реакция опорной поверхности R равна предельной по сцеплению R_{φ} :

$$R = R_{\varphi} . \quad (1)$$

При выполнении условия (1) начинается процесс блокирования колеса, т. е. относительное проскальзывание колеса S изменяется от $S = S_{\text{кр}}$ до $S = 1$.

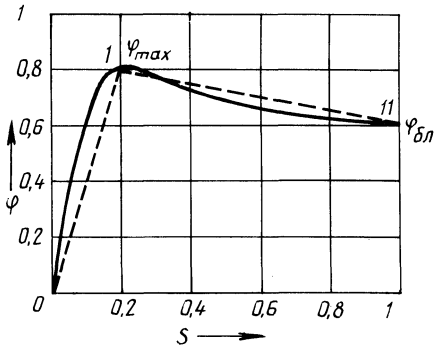


Рис. 1. Зависимость коэффициента сцепления от относительного проскальзывания автомобильного колеса

На рис. 1 представлено графическое изображение функции $\varphi = f(S)$. Данная функция имеет экстремальное значение φ_{\max} при $S_{\text{кр}} = 0,1 \dots 0,3$ [1]. Поэтому можно считать правомерным, что $S_{\text{кр}}$ для большинства видов дорожных условий равно 0,2.

График зависимости $\varphi = f(S)$ можно аппроксимировать двумя отрезками прямой 0-1 и 1-11. Тогда для определения коэффициента сцепления можно записать следующие выражения:

$$\varphi = \left\{ \begin{array}{l} a_1 S, \text{ если } S < S_{\text{кр}} \text{ при } R < R_\varphi; \\ \varphi_{\max}, \text{ если } S = S_{\text{кр}} \\ \varphi_{\max} - k_\varphi (S - S_{\text{кр}}), \text{ если } S_{\text{кр}} < S < 1 \\ \varphi_{\text{бл}}, \text{ если } S = 1 \end{array} \right\} \text{ при } R = R_\varphi, \quad (2)$$

где a_1 — коэффициент наклона аппроксимирующей прямой на участке 0-1:

$$a_1 = \frac{\varphi_{\max}}{S_{\text{кр}}} = \varphi_{\max} / 0,2 = 5\varphi_{\max}; \quad (3)$$

S — относительное проскальзывание автомобильного колеса:

$$S = (v_a - \omega_k r_k) / v_a; \quad (4)$$

v_a — текущая скорость автотранспортного средства; ω_k — частота вращения колеса; r_k — радиус качения колеса; k_φ — коэффициент наклона аппроксимирующей прямой на участке 1-11:

$$k_\varphi = (\varphi_{\max} - \varphi_{\text{бл}}) / (1 - S_{\text{кр}}); \quad (5)$$

$$\varphi_{\text{бл}} = (0,80 \dots 0,84) \varphi_{\max} [5].$$

Максимальный коэффициент сцепления колеса с опорной поверхностью зависит от многих факторов, в том числе от микропрофиля опорной поверхности, рисунка протектора, давления воздуха в шине, радиальной и тангенциальной жесткостей шины, ее сопротивления боковому уводу и др. А в целом максимальное значение коэффициента сцепления колеблется в относительно узком интервале около некоторого среднего значения $\varphi_{\text{max}}^{\text{ср}}$ и носит случайный

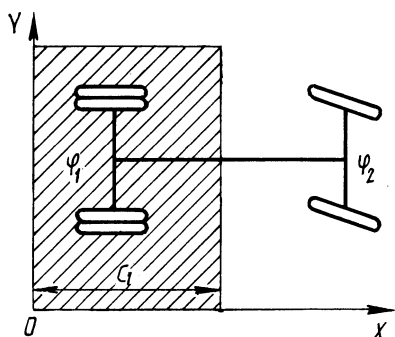


Рис. 2. Опорная поверхность с различными значениями φ по длине пути торможения

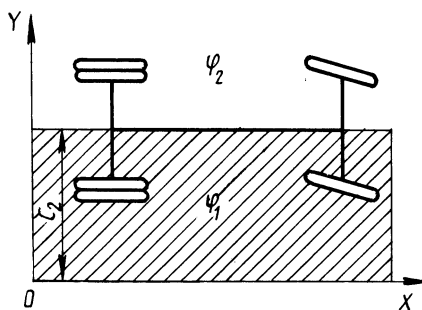


Рис. 3. Опорная поверхность с различными значениями φ по бортам автотранспортного средства

характер. Для реализации расчета на ЭВМ, с учетом вышесказанного, значение максимального коэффициента можно определить по следующей зависимости:

$$\varphi_{\max} = k_1 A + k_2 \varphi_{\max}^{\text{CP}}, \quad (6)$$

где k_1 , k_2 – коэффициенты, определяющие нижнюю и верхнюю границы изменения максимального коэффициента сцепления; A – случайное число от 0 до 1, генерируемое стандартной программой, которая входит в библиотеку математического обеспечения ЭВМ.

Используя выражения (2) ... (6), можно достаточно точно моделировать взаимодействие колеса с опорной поверхностью.

Вышеизложенная методика определения коэффициента сцепления используется при моделировании движения автотранспортного средства в различных дорожных условиях.

Рассмотрим методику моделирования следующих типов дорожных условий: дорога с различными значениями коэффициента сцепления по длине пути торможения (рис. 2); дорога с различными значениями коэффициента сцепления по бортам автотранспортного средства (рис. 3); дорога с одинаковыми значениями коэффициента сцепления по длине пути торможения и по бортам автотранспортного средства.

Третий тип дорожных условий можно представить как частный случай первого или второго, когда коэффициенты сцепления φ_1 и φ_2 (рис. 2 и 3) равны.

Тип дорожных условий задается следующим образом. В системе координат XOY записываем уравнение линии, разделяющей участки дороги с коэффициентами сцепления φ_1 и φ_2 :

для первого типа дорожных условий

$$X = C_1;$$

для второго

$$Y = C_2,$$

где C_1 , C_2 – расстояния от осей ординат и абсцисс до линии разделения участков дороги с коэффициентами φ_1 и φ_2 соответственно для первого и второго типов дорожных условий.

Положение автотранспортного средства относительно разделяющей линии будет определять тип дорожных условий. Тогда, зная в каждый момент времени положение центров контактов колес в плоскости дороги, можно определить и коэффициент сцепления для каждого колеса. Аналитически это можно представить следующими уравнениями:
для первого типа дорожных условий

$$\varphi_1 = \begin{cases} \varphi_1, & \text{если } X_k < C_1; \\ \varphi_2, & \text{если } X_k \geq C_1; \end{cases}$$

для второго типа дорожных условий

$$\varphi = \begin{cases} \varphi_1, & \text{если } Y_k \geq C_2; \\ \varphi_2, & \text{если } Y_k < C_2, \end{cases}$$

где X_k , Y_k – координаты центра контакта колеса с опорной поверхностью; φ_1 , φ_2 – коэффициенты сцепления с учетом формул (2) ... (6).

В заключение отметим, что использование предложенных зависимостей для определения значений коэффициента сцепления и задания дорожных условий в теоретических исследованиях процесса торможения автотранспортного средства позволяет получить результаты, хорошо согласующиеся с экспериментально полученными данными. Расхождение не превышает 7...9 %.

ЛИТЕРАТУРА

1. Петров В.А. Противоблокировочные системы и их алгоритмы функционирования // Автомоб. пром-сть. – 1979. – № 7. – С. 20–24.
2. Петров М.А. Работа автомобильного колеса в тормозном режиме. – Новосибирск: Зап.-Сиб. кн. изд-во, 1973. – 224 с.
3. Розанов В.Г. Торможение автомобиля и автопоезда. – М.: Машиностроение, 1964. – 243 с.
4. Кнороз В.И., Кленников Е.В. Шины и колеса. – М.: Машиностроение, 1975. – 184 с.
5. Флерко И.М. Исследование характеристик взаимодействия загоряжаемого колеса с дорогой, устойчивости и эффективности торможения большегрузных автомобилей с противоблокировочной системой: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Минск, 1981. – 25 с.

УДК 629.113

Г.Е. АТЛАС (БПИ)

АЛГОРИТМ ВЫБОРА ОПТИМАЛЬНЫХ РЕЖИМОВ СТЕНДОВЫХ РЕСУРСНЫХ ИСПЫТАНИЙ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИИ АВТОПОГРУЗЧИКА

При ускоренных испытаниях гидромеханических трансмиссий (ГМТ) колесных машин широкое распространение получили методы выбора комплексных режимов нагружения, обеспечивающих то же количество накопленных повреждений деталей трансмиссий, что и в течение нормируемого времени эксплуатации машин. Условие равенства накопленных повреждений в деталях трансмиссии [1] за время работы автопогрузчика в эксплуатации и за время испытаний может быть представлено в виде