

## МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИКИ ТОРМОЖЕНИЯ ДВУХОСНОГО АВТОМОБИЛЯ НА СТЕНДЕ ДЛЯ ИСПЫТАНИЙ ПРОТИВОБЛОКИРОВОЧНЫХ ТОРМОЗНЫХ СИСТЕМ

Для качественного проведения лабораторных исследований эффективности и работоспособности тормозных систем большегрузных автомобилей и, в частности, противоблокировочных систем (ПБС) необходима прежде всего имитация реальных условий и режимов, имеющих место при торможении автомобиля на дороге. Особенно это касается силового и инерционного нагружения колесных тормозных механизмов, установленных на беговой дорожке стенда и имитирующих автомобиль [1]. Вертикальную нагрузку на колеса и инерционную нагрузку на тормозные механизмы следует создавать принудительно, в соответствии с реальными законами изменения этих параметров в дорожных условиях.

Нормальные реакции дороги  $R_1$ , действующие в контакте колеса с дорогой, определяются из уравнений моментов сил, приложенных к рассматриваемому автомобилю при торможении. Обычно при расчете динамики торможения автомобиля принимаются следующие допущения [2]: не учитывается влияние подвески; рассматривается прямолинейное движение на горизонтальной дороге; условия сцепления всех колес принимаются одинаковыми; силами сопротивления качению и воздуха пренебрегают. Для двухосного автомобиля вертикальная нагрузка на колеса моста изменяется при торможении следующим образом [2] (рис. 1):

$$R_1 = \frac{G_a}{2(a+b)} \left( b + \frac{j}{g} h_c \right); \quad (1)$$

$$R_2 = \frac{G_a}{2(a+b)} \left( a - \frac{j}{g} h_c \right), \quad (2)$$

где  $R_1, R_2$  — нагрузка, действующая соответственно на передний и задний мосты;  $G_a$  — полный вес автомобиля;  $a$  и  $b$  — проекции расстояния от центра тяжести автомобиля (ЦТ) до переднего и заднего мостов;  $j$  — замедление движения автомобиля;  $g$  — ускорение свободного падения;  $h_c$  — высота ЦТ автомобиля.

Видно, что на стенде вертикальную нагрузку на колеса моста необходимо изменять по линейному закону в зависимости от замедления автотранспортного средства (замедление беговых барабанов стенда) (рис. 2).

Применительно к стендовым условиям, выражения (1) и (2) преобразуем к виду:

$$R_1 = A + C \frac{j}{g} = A + \frac{C}{g} \frac{dv}{dt} = A + \frac{C r}{g} \frac{d\omega}{dt}; \quad (3)$$

$$R_2 = B - C \frac{j}{g} = B - \frac{C}{g} \frac{dv}{dt} = B - \frac{C r}{g} \frac{d\omega}{dt}, \quad (4)$$

где  $A = \frac{G_a b}{2(a+b)}$ ;  $B = \frac{G_a a}{2(a+b)}$ ;  $C = \frac{G_a h_c}{2(a+b)}$ ;  $r$  — радиус бегового барабана;  $v$  — линейная скорость реального автомобиля;  $\omega$  — частота вращения беговых барабанов.

В начале торможения вертикальная нагрузка на мост постоянна и равна  $A$  или  $B$  (в зависимости от того, какой мост автомобиля установлен на барабанах). С ростом замедления нагрузка изменяется на величину  $\Delta R$ :

$$\Delta R = \pm \frac{C r}{g} \frac{d\omega}{dt}, \quad (5)$$

причем для переднего моста нагрузка должна увеличиваться (+), для заднего — уменьшаться (−). При падении замедления — наоборот (рис. 2).

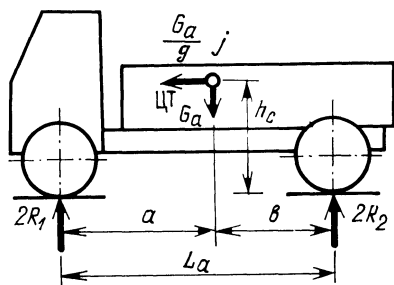


Рис. 1. Схема сил, действующая на двухосный автомобиль при торможении.

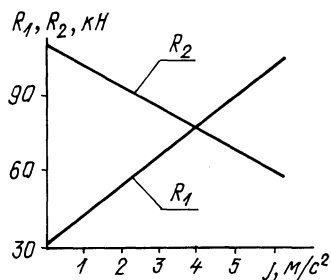


Рис. 2. Графики зависимости  $R_1(j)$  и  $R_2(j)$  для двухосного автомобиля.

На стенде, разработанном в Проблемной лаборатории автомобилей Белорусского политехнического института [1], установлена гидравлическая система управления нагружением колес моста автомобиля [3], обеспечивающая перераспределение вертикальных реакций на колесах моста в зависимости от замедления беговых барабанов в следящем режиме. Математическая модель этой системы, предназначенная для теоретического исследования ее работоспособности, представлена в работе [4].

Одновременно с имитацией перераспределения силовых нагрузок на колесах моста необходимо управлять инерционной нагрузкой на колесные тормозные механизмы соответственно этому пе-

перераспределению. При этом обязательно выполнение условия равенства кинетической энергии поступательно движущегося автомобиля или его части кинетической энергии маховых масс стэнда, т.е.:

$$\frac{mv^2}{2} = \frac{J_c \omega^2}{2} \quad \text{или} \quad mv^2 = J_c \omega^2, \quad (6)$$

где  $m$  — масса автомобиля или его части, приходящейся на мост;  $J_c$  — момент инерции вращающихся масс стэнда.

Из выражения (6)

$$J_c = m \frac{v^2}{\omega^2} = mr^2 = \frac{G}{g} r^2, \quad ,$$

где  $G$  — вес автомобиля (на стэнде — вес моста автомобиля с нагрузкой, приходящейся на мост).

При установке переднего моста  $G = R_1$ , тогда с учетом выражения (3)

$$J_{c1} = \frac{A}{g} r^2 + \frac{C r^2}{g^2} \frac{dv}{dt}.$$

При установке заднего моста  $G = R_2$ , тогда, учитывая (4),

$$J_{c2} = \frac{B}{g} r^2 - \frac{C r^2}{g^2} \frac{dv}{dt}.$$

Величины  $\frac{A r^2}{g}$  и  $\frac{B r^2}{g}$  постоянны и соответствуют моменту инерции стэнда в расчете на массу, приходящуюся на соответствующий мост автомобиля. Величина  $\frac{C r^2}{g^2} \frac{dv}{dt}$  переменна и должна изменяться линейно в зависимости от замедления движения автомобиля.

На стэнде  $\frac{dv}{dt} = r \frac{d\omega}{dt}$ , тогда

$$J_{c1} = \frac{A}{g} r^2 + \frac{C r^3}{g^2} \frac{d\omega}{dt}; \quad (7)$$

$$J_{c2} = \frac{B}{g} r^2 - \frac{C r^3}{g^2} \frac{d\omega}{dt}. \quad (8)$$

Однако изменять момент инерции, как таковой, в процессе торможения не представляется возможным, так как это практически трудно осуществимо.

Умножив обе части выражений (7) и (8) на  $\frac{d\omega}{dt}$ , получим

$$J_{c_1} \frac{d\omega}{dt} = \frac{A}{g} r^2 \frac{d\omega}{dt} + \frac{C r^3}{g^2} \left( \frac{d\omega}{dt} \right)^2; \quad (9)$$

$$J_{c_2} \frac{d\omega}{dt} = \frac{B}{g} r^2 \frac{d\omega}{dt} - \frac{C r^3}{g^2} \left( \frac{d\omega}{dt} \right)^2. \quad (10)$$

Выражение  $J_{c_1} \frac{d\omega}{dt}$  представляет собой инерционный момент сопротивления ( $M_c^{\text{ин}}$ ) стэнда при затормаживании колесами моста маховых масс. При имитации перераспределения этот момент необходимо изменять на величину  $\frac{C r^3}{g^2} \left( \frac{d\omega}{dt} \right)^2$ ; тогда с точки зрения работы трения торможение на стэнде будет соответствовать реальному.

Уравнение тормозных моментов на стэнде запишем в виде

$$\varphi M_T \frac{r_K}{r} + M_{\Pi} = M_c^{\text{ин}},$$

где  $r_K$  — радиус качения колеса;  $M_T$  — тормозной момент, развиваемый колесными тормозными механизмами моста;  $\varphi$  — коэффициент сцепления колес моста с беговыми барабанами стэнда;  $\varphi M_T \frac{r_K}{r}$  — тормозной момент, приведенный к беговым барабанам (момент по сцеплению);  $M_{\Pi}$  — искусственно создаваемый притормаживающий момент.

С учетом выражений (9) и (10) получаем: при установке переднего моста

$$\varphi M_T \frac{r_K}{r} + M_{\Pi} = \frac{A r^2}{g} \frac{d\omega}{dt} + \frac{C r^3}{g^2} \left( \frac{d\omega}{dt} \right)^2;$$

при установке заднего моста

$$\varphi M_T \frac{r_K}{r} + M_{\Pi} = \frac{B r^2}{g} \frac{d\omega}{dt} - \frac{C r^3}{g^2} \left( \frac{d\omega}{dt} \right)^2.$$

При торможении без перераспределения

$$\varphi M_T \frac{r_K}{r} = \frac{A r^2}{g} \frac{d\omega}{dt}$$

или

$$\varphi M_T \frac{r_K}{r} = \frac{B r^2}{g} \frac{d\omega}{dt}.$$

При имитации перераспределения необходимо изменять  $M_{\Pi}$  согласно выражению

$$M_{\Pi} = \pm \frac{C r^3}{g^2} \left( \frac{d\omega}{dt} \right)^2. \quad (11)$$

При установке переднего моста  $M_{\Pi}$  необходимо уменьшать пропорционально приросту вертикальной нагрузки на мост (+); при установке заднего моста  $M_{\Pi}$  должен нарастать (-), т.е. рост  $M_{\Pi}$  соответствует росту вычитаемого  $[-\frac{C_r^3}{2g} (\frac{d\omega}{dt})^2]$ , а следовательно, уменьшению общей нагрузки на мост.

Изменять  $M_{\Pi}$  можно в зависимости от квадрата углового замедления  $(\frac{d\omega}{dt})^2$  или его аналога. Второй путь — управление притормаживающим моментом в зависимости от вертикальной нагрузки на колеса моста, установленного на беговых барабанах. Подставив в выражение (11) значение  $\frac{d\omega}{dt}$  из формулы (5), получим  $M_{\Pi} = \pm (r/c) \Delta R^2$ .

Вертикальная нагрузка на колеса создается давлением жидкости в гидроцилиндрах прижима колес к беговым барабанам [3]. Нагрузка на мост

$$R = (p_{\Pi_1} + p_{\Pi_2}) F_{\Pi} + G_M,$$

где  $p_{\Pi_1}$  и  $p_{\Pi_2}$  — давление жидкости в гидроцилиндре прижима левого и правого колес моста;  $F_{\Pi}$  — площадь поршня гидроцилиндра прижима колес;  $G_M$  — вес моста с колесами.

Снимаемая нагрузка при перераспределении составит:

для переднего моста

$$\Delta R = R_1 - A = (p_{\Pi_1} + p_{\Pi_2}) F_{\Pi} + G_M - A,$$

для заднего моста

$$\Delta R = B - R_2 = B - (p_{\Pi_1} + p_{\Pi_2}) F_{\Pi} - G_M.$$

Тогда притормаживающий момент равен:

для переднего моста

$$M_{\Pi} = \pm \frac{r}{C} [(p_{\Pi_1} + p_{\Pi_2}) F_{\Pi} + G_M - A]^2,$$

для заднего моста

$$M_{\Pi} = \pm \frac{r}{C} [B - (p_{\Pi_1} + p_{\Pi_2}) F_{\Pi} - G_M]^2.$$

Обозначим:  $p_{\text{нач}} = \frac{A - G_M}{F_{\Pi}}$  или  $p_{\text{нач}} = \frac{B - G_M}{F_{\Pi}}$  — начальное давление в системе, соответствующее нагрузке на мост в начале торможения;  $p = (p_{\Pi_1} + p_{\Pi_2})$  — общее текущее значение давления в системе, соответствующее оставшейся нагрузке на мост вследствие действия замедления.

Тогда притормаживающий момент равен:

для переднего моста

$$M_{\Pi} = \pm \frac{r}{C} (p - p_{\text{нач}})^2 F_{\Pi}^2;$$

для заднего моста

$$M_{\Pi} = \pm \frac{r}{C} (p_{\text{нач}} - p)^2 F_{\Pi}^2.$$

На стенде управление инерционным нагружением колесных тормозных механизмов моста осуществляется системой притормаживания, схема которой представлена на рис. 3.

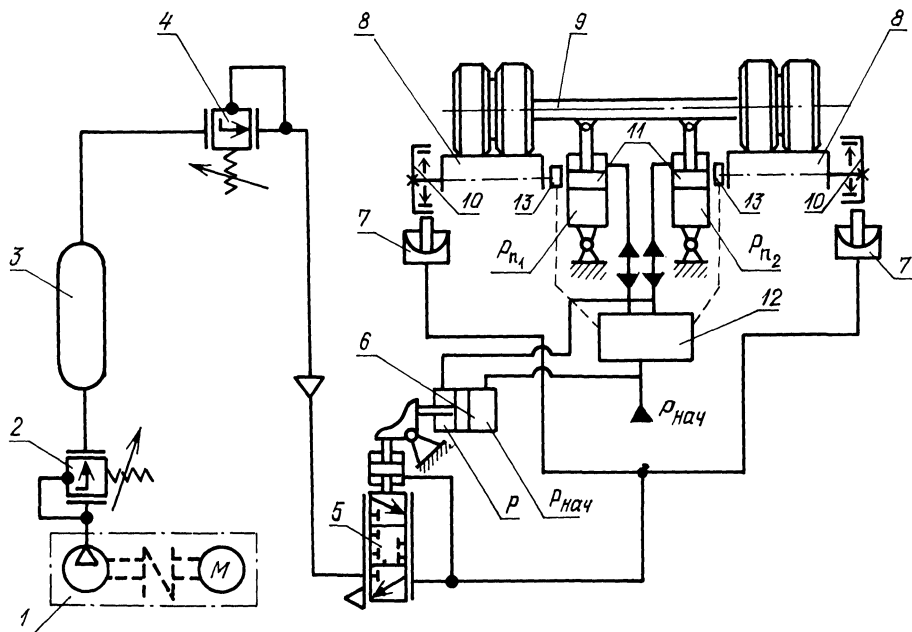


Рис. 3. Схема системы притормаживания инерционных масс стенда для испытаний ПБС:

1 — компрессорная установка; 2 — регулятор давления; 3 — ресивер; 4 — редуктор давления; 5 — тормозной кран; 6 — нажиматель; 7 — тормозные камеры; 8 — беговые барабаны; 9 — мост автомобиля; 10 — тормозные механизмы беговых барабанов; 11 — гидроцилиндры прижима колес; 12 — электрогидравлические преобразователи; 13 — датчики замедления беговых барабанов.

Управление следящим тормозным краном 5 осуществляется автоматически при помощи нажимателя 6. Этот нажиматель представляет собой гидроцилиндр, штоковая полость которого соединена с полостями гидроцилиндров 11 прижима колес, а бесштоковая полость — с насосной станцией. При имитации перераспределения вертикальных реакций с ростом замедления давление  $p_{\Pi_1}$  ( $p_{\Pi_2}$ ) падает, а давление  $p_{\text{нач}}$  постоянно и соответствует начальной нагрузке на мост. Вследствие разности давлений  $p_{\text{нач}}$  и  $p_{\Pi_1}$  ( $p_{\Pi_2}$ ) шток поршня 6 нажимает на шток крана 5, вследствие чего появляется приторма-

живающий момент  $M_n$ . При падении замедления давление  $p_{п_1}$  ( $p_{п_2}$ ) растёт, разница ( $p_{нач} - p_{п_1}$ ) ( $p_{п_2}$ ) уменьшается и кран 5 растормаживает механизмы 10 и притормаживающий момент падает. На стенде имитируется торможение только заднего моста автомобиля.

Таким образом, определены законы управления силовым и инерционным нагружением колесных тормозных механизмов моста автомобиля, установленного на беговых барабанах стенда для испытаний противоблокировочных тормозных систем. Разработанные системы управления стенда обеспечивают нагружение колес, соответствующее реальному процессу торможения автомобиля на дороге.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Лешкевич А.Ю., Метлюк Н.Ф., Флерко И.М. Стенд для испытания автоматических противоблокировочных устройств тормозных систем грузовых автомобилей. — В кн.: Автотракторостроение: Автоматизированные системы управления автомобилями, тракторами и их двигателями. Минск: Выш. шк., 1978, вып. 10, с. 67—70.
2. Метлюк Н.Ф., Автушко В.П., Палазова В.В. Проектирование автомобилей. — Минск: БПИ, 1978. — 52 с.
3. Метлюк Н.Ф., Капустин В.В., Лешкевич А.Ю. Гидравлическая система управления стендом для испытания противоблокировочных систем автомобилей. — Рукопись деп. в БелНИИНТИ 29.11.78, № 22. — 78. Деп. — 6 с.
4. Лешкевич А.Ю. Математическая модель гидравлической системы управления нагружением колес автомобиля на стенде для испытаний ПБС. — Рукопись деп. в БелНИИНТИ 17.03.82, № 367. — 82. Деп. — 18 с.

УДК 629.113—592

Н.Ф. МЕТЛЮК, д-р техн. наук,  
В.П. АВТУШКО, канд. техн. наук,  
П.Р. БАРТОШ, канд. техн. наук,  
Ф.К. КРАВЕЦ (БПИ)

#### К ВОПРОСУ ДИНАМИЧЕСКОГО РАСЧЕТА ПНЕВМАТИЧЕСКОГО ТОРМОЗНОГО ПРИВОДА С ВЫСОКИМ ДАВЛЕНИЕМ

Наиболее перспективным путем улучшения энергетических характеристик питающей части пневматического тормозного привода автомобиля является повышение давления в системе. Применение пневмоприводов высокого давления позволяет уменьшить объем ресиверов и время срабатывания привода, улучшить очистку сжатого воздуха от влаги, а также уменьшить размеры и массу пневмоаппаратов. Создание таких пневмоприводов требует дальнейшего совершенствования методик статистического и динамического расчетов пневмоаппаратов и привода в целом.

Для описания переходных процессов в пневматических звеньях, состоящих из емкости и дросселя (ДЕ-звенья), используются раз-