

УДК 629.08

**БУЛГАКОВ Н.П., к.т.н., доцент,**  
*Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет*

## **МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ИЗМЕНЕНИЯ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ АВТОМОБИЛЯ**

*В статье рассказывается о новом подходе к определению изменения технического состояния тормозной системы. Приведены новые формулы, позволяющие определить коэффициент тормозной эффективности, зная замедление автомобиля и давление в тормозной системе.*

**Ключевые слова:** *тормозная система, замедление, давление, коэффициент тормозной эффективности*

### **Введение**

В процессе эксплуатации автомобиля имеет место ряд физико-химических необратимых процессов, чаще всего случайного характера, которые вызывают нарушение работоспособности узлов и элементов тормозной системы. Поэтому каждый элемент тормозной системы как объект диагностирования, в данный момент времени имеет определенное, характерное только для него состояние. В этом состоит трудность выбора унифицированной номенклатуры диагностических операций и последовательности их выполнения.

### **Анализ последних исследований**

Современные дорожные и стендовые методы диагностирования не позволяют указать неисправность в системе, а лишь дают заключение о том, пригодна ли тормозная система к дальнейшей эксплуатации. Несмотря на усложнение конструкции и развитие электронных систем, бортовые системы диагностики также не могут обнаружить механические дефекты и нарушение герметичности привода, а лишь контролируют целостность электрических цепей. Наличие гидравлического блока ABS/ESP не влияет на возможность диагностирования, поскольку при испытаниях на барабанах он не вмешивается в работу системы и при необходимости его можно отключить. Разборка и поузловая проверка занимают время, после разгерметизации из системы необходимо удалять воздух, а органолептическим методом определить состояние элементов затруднительно.

### **Постановка задачи**

Определить структурные и диагностические параметры рабочих процессов и создать математическую модель тормозной системы, которая позволяет определить техническое состояние каждого её узла.

### **Основная часть**

Общая формула для определения тормозного момента, создаваемого колодочным барабанным и дисковым тормозным механизмом, имеет вид:

$$M_{\tau} = \mu \cdot r_{mp} \cdot K_{\Gamma} \cdot N_{\Gamma}, \quad (1)$$

где  $K_T$  – геометрический коэффициент тормозного механизма;

$r_{mp}$  – радиус трения;

$N_T$  – результирующая от всех элементарных сил, нормальных к поверхности трения.

Для дискового тормоза можно записать, что  $K_T=2$ , поскольку сила прикладывается с 2-х сторон, а для барабанного тормоза  $K_T=f(e, c, a, h)$ .

Для выявления потенциальных диагностических параметров рассмотрим уравнения, описывающие процессы в дисковом тормозном механизме как наиболее простом и широко распространенном на легковых автомобилях.

Равнодействующая нормальных сил, действующих со стороны приводного механизма через накладку колодки на диск:

$$N = p \cdot s_k, \quad (2)$$

где  $p$  – давление рабочего тела;

$$s_k = \frac{\pi \cdot d_k^2}{4} - \text{площадь поршня колёсного (рабочего) цилиндра.}$$

Суммарная тангенциальная (тормозная) сила трения и тормозной момент, создаваемые дисковым тормозным механизмом:

$$T_\tau = z \cdot N \cdot \mu = z \cdot p \cdot s_k \cdot \mu \quad (3)$$

$$M_\tau = z \cdot r_{cp} \cdot \mu \cdot s_k \cdot p, \quad (4)$$

где  $z$  – число трущихся пар;

$\mu$  – коэффициент трения;

$r_{cp}$  – средний радиус трения диска.

При испытаниях на стенде тангенциальная сила, создаваемая силами инерции вращающихся масс и момент сил инерции, соответственно равны

$$T_u = (m_k + 0,5m_{cm}) \cdot j_m = m_{np} \cdot j_m \quad (5)$$

$$M_u = r_k \cdot (m_k + 0,5m_{cm}) \cdot j_m = r_k \cdot m_{np} \cdot j_m, \quad (6)$$

где  $j_m \cdot m_{np}$  – сила инерции, уравновешивающая тормозную силу;

$m_{np}$  – приведенная масса вращающихся частей колеса и стенда;

$r_k$  – радиус колеса.

Момент сил инерции (6) уравновешивается моментом трения (4), поэтому коэффициент тормозной эффективности, представляющий отношение тормозного момента, создаваемого тормозным механизмом, к условному приводному моменту [1,2], можно записать в виде:

$$K_\eta = \frac{j_m \cdot m_{np} \cdot r_k}{r_{cp} \cdot z \cdot s_k \cdot p}. \quad (7)$$

Объединим часть геометрических параметров и назовем геометрическим фактором:

$$\frac{1}{z \cdot s_k} \cdot \frac{r_k}{r_{cp}} = A_2. \quad (8)$$

В состав  $A_2$  входят известные для данного автомобиля параметры. Приведенная масса вращающихся частей колеса и стэнда  $m_{np}$  является характеристикой конкретного стэнда. После подстановки (8) в (7) получим выражение коэффициента тормозной эффективности:

$$K_9 = \frac{j_m}{p} \cdot A_2 \cdot m_{np} \quad (9)$$

Как следует из формулы (9), коэффициент тормозной эффективности можно определить, если измерить установившееся замедление  $j_m$  и установившееся давление  $p$ .

Чтобы расширить диагностические возможности математической модели, воспользуемся широко известным приемом: последовательно прологарифмируем (9):

$$\ln K_9 = \ln j_m - \ln p + \ln A_2 + \ln m_{np}, \quad (10)$$

а затем продифференцируем полученное выражение (10):

$$\frac{dK_9}{K_9} = \frac{dj_m}{j_m} - \frac{dp}{p} + \frac{dA_2}{A_2} + \frac{dm_{np}}{m_{np}}. \quad (11)$$

В выражении (11), заменив бесконечно малые приращения  $dK_9$ ,  $dj_m$ ,  $dp$ ,  $dA_2$  и  $dm_{np}$  на конечные приращения  $\Delta K_9$ ,  $\Delta j_m$ ,  $\Delta p$ ,  $\Delta A_2$  и  $\Delta m_{np}$ , получим

$$\frac{\Delta K_9}{K_9} = \frac{\Delta j_m}{j_m} - \frac{\Delta p}{p} + \frac{\Delta A_2}{A_2} + \frac{\Delta m_{np}}{m_{np}}, \quad (12)$$

откуда относительное изменение коэффициента тормозной эффективности определяется как относительное изменение геометрического фактора, разности относительных изменений установившегося замедления и установившегося давления рабочего тела в контуре, так как приведенная масса стэнда – величина постоянная и  $\Delta m_{np} = 0$ :

$$\frac{\Delta K_9}{K_9} = \frac{\Delta j_m}{j_m} - \frac{\Delta p}{p} + \frac{\Delta A_2}{A_2}. \quad (13)$$

Аналогичные действия произведем над формулой (8), приняв неизменными  $s_k$ . Тогда

$$\frac{\Delta A_2}{A_2} = \frac{\Delta r_{mp}}{r_{mp}} + \frac{\Delta z}{z} - \frac{\Delta r_k}{r_k}. \quad (14)$$

В дорожных условиях тормозной момент, создаваемый тормозным механизмом, уравновешивается моментом толкающей силы инерции на колесном движителе, т. е.

$$F_T = j_m \cdot m_i \quad \text{или} \quad j_m \cdot m_i = A_2 \cdot \mu \cdot p, \quad (15)$$

где  $j_m$  – замедление автомобиля при торможении;

$m_i$  – толкающая масса.

Применяя к уравнению (15) тот же прием определения относительных изменений переменных, можно получить выражение, аналогичное (14), замыкающее всю цепь преобразования энергии в тормозной системе, позволяющее проследить влияние относительных отклонений всех структурных параметров на эффективность торможения.

### **Выводы**

Известно, что у автомобилей, находящихся в эксплуатации, наблюдается существенное снижение тормозных свойств из-за нарушения регулировок и изменения структурных параметров тормозной системы [3]. Неисправности возникают практически во всех основных узлах системы. Приведенные уравнения раскрывают структуру изменения тормозного момента (силы трения) в тормозных механизмах, обусловленную изменением коэффициента трения и геометрических размеров, в том числе среднего радиуса трения, и устанавливают взаимосвязь между структурными и диагностическими параметрами.

### **Список литературы**

1. Фрумкин А.К. Рабочие процессы и расчеты автомобиля. Тормозное управление. Учебное пособие / А.К. Фрумкин. – М.: МАДИ, 1979, 75с.
2. Гаспарянц Г.А. Конструкция, основы теории и расчета автомобиля: Учебник для машиностроительных техникумов по специальности «Автомобилестроение» / Г.А. Гаспарянц. – М.: Машиностроение, 1978. – 351 с.
3. Пойда А.Н. Использование программно-аппаратных средств при диагностировании тормозных систем автомобилей / А.Н. Пойда, Н.П. Булгаков // XIV Научно-техническая конференция с международно участие, Варна, 2008. – С. 387-392.

### **Булгаков М.П. Математична модель зміни технічного стану гальмівної системи автомобіля**

*Анотація.* У статті розповідається про новий підхід до визначення зміни технічного стану гальмівної системи. Наведені нові формули, що дозволяють визначити коефіцієнт гальмівної ефективності, знаючи уповільнення автомобіля й тиск у гальмівній системі.

*Ключові слова:* гальмівна система, уповільнення, тиск, коефіцієнт гальмівної ефективності

### **Bulgakov N.P. Mathematical model of change a technical condition of the braking system of the car**

*Abstract.* In this article it is told about a new approach to definition of change of a technical condition of the braking system. The new formulas, allowing to define factor of brake efficiency are deduced, having measured deseleration and brake pressure.

*Keywords:* Braking system, pressure, deseleration, factor of brake efficiency

Стаття надійшла до редакції 25.10.2014 р.