

УДК 629.017

*ПОДРИГАЛО М.А., д.т.н., проф.; АБРАМОВ Д.В., к.т.н., доц,  
Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет*

## МЕТОД ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЙ ОЦЕНКИ ПАРАМЕТРОВ КОНТАКТА КОЛЕС АВТОМОБИЛЯ С ДОРОГОЙ

*Предложен метод экспериментальной оценки параметров контакта колес автомобиля с дорогой, использующий кинематический параметр вместо параметра относительного скольжения.*

**Ключевые слова:** колесо, радиус, пятно контакта, буксование, скорость, ускорение, кинематический параметр

### Постановка проблемы

Скольжение (буксование или юз) колеса в пятне контакта является одним из параметров, характеризующих его контакт с дорожной поверхностью. Однако определение указанного параметра при проведении экспериментальных исследований сопряжено с рядом проблем. Одной из проблем является определение динамического радиуса колеса, образующегося в результате деформации шины в пятне контакта с дорогой.

В настоящей статье предложен метод экспериментальной оценки параметра контакта колеса с дорогой с использованием датчиков линейных и угловых ускорений. Параметр контакта колеса с дорогой учитывает как деформацию шины под действием приложенной нагрузки, так и скольжение в пятне контакта.

### Анализ последних исследований и публикаций

Скольжением колеса называется одновременное перемещение всех находящихся в контакте точек колеса относительно опорной поверхности [1]. Продольное скольжение колеса, совпадающее с направлением тангенциальных скоростей точек колеса в контакте, называется буксованием колеса, а при несовпадении называется юзом [1]. Качением без скольжения колеса с эластичной шиной по твердой опорной поверхности (частный случай) следует называть такое движение колеса, при котором в площадке его контакта с опорной поверхностью существует хотя бы одна нескользящая точка (нескользящий отрезок прямой, параллельный оси колеса) [1].

При наличии в площадке контакта эластичного колеса с опорной поверхностью нескользящих точек скоростные потери происходят ввиду наличия упругого скольжения (буксования). Такое скольжение в литературе принято называть псевдоскольжением или явлением крипа [2].

Относительное буксование ведущих колес автомобиля определяется зависимостью [1]

$$S_x = 1 - \frac{V_0}{\omega_k \cdot r_d}, \quad (1)$$

где  $V_0$  – скорость оси колеса (равна скорости автомобиля);

$\omega_k$  – угловая скорость колеса;

$r_d$  – динамический радиус колеса.

Проведенные экспериментальные исследования показали, что для диагональной шины основное влияние на окружающую деформацию оказывает внутреннее давление воздуха в шине и нормальная нагрузка в площадке контакта [3]. Радиус качения может быть представлен в виде двух сложных функций [3], одна из которых зависит от окружной деформации шины, вызван-

ной нормальной нагрузкой, а вторая – от окружной деформации, вызванной приложенным к колесу моментом

$$r_k = f(\Delta G_k) + \varphi(\Delta M_k), \quad (2)$$

где  $\Delta G_k$  – нормальная нагрузка на колесо;

$\Delta M_k$  – крутящий момент, приложенный к колесу.

При определении относительного буксования по формуле (1) многими авторами допускалась ошибка, поскольку использовался не динамический радиус, а кинематический радиус. Учитывая, что кинематический радиус определяется из условия

$$r_k = \frac{V_0}{\omega_k}, \quad (3)$$

то при подстановке (3) в (1) получим  $S_x = 0$ . Поэтому в уравнение (1) целесообразно подставлять не кинематический радиус, а динамический. Динамический радиус колеса определяется в функции от  $\Delta G_k$  и  $\Delta M_k$ , как и радиус качения (см. выражение (2)).

Поскольку как динамический радиус колеса, так и псевдоскольжение определяются упругими свойствами шины, то авторы работы [4] ввели понятие кинематического параметра  $K$ , определяемого из следующего соотношения:

$$K = \frac{V_0}{\omega_k \cdot r_0} = (1 - S_x) \cdot \left( 1 - \frac{P_z}{c_z \cdot r_0} \right) = (1 - S_x) \cdot (1 - \lambda_z), \quad (4)$$

где  $\lambda_z$  – параметр радиальной деформации колеса;

$r_0$  – свободный радиус колеса [1, 3], определяемый при отсутствии нормальной нагрузки

$P_z$  на колесо;

$c_z$  – радиальная жесткость шины.

Из выражения (4) видно [4], что кинематический радиус колеса равен

$$r_k = r_0 \cdot K, \quad (5)$$

а линейная скорость оси колеса [4]

$$V_0 = \omega_k \cdot r_k = \omega_k \cdot K \cdot r_0. \quad (6)$$

При экспериментальных исследованиях существует проблема определения относительного буксования ведущих колес. Проблема обусловлена трудностью измерения динамического радиуса колеса особенно при движении по деформируемой опорной поверхности. В этом случае удачно использовать кинематический параметр  $K$  контакта колес с дорогой.

### Цель и постановка задачи исследования

Целью исследования является разработка метода экспериментальной оценки кинематического радиуса и кинематического параметра колеса автомобиля с дорогой.

Для достижения указанной цели необходимо разработать алгоритм определения кинематического параметра контакта колеса с дорогой при проведении экспериментальных исследований.

**Алгоритм определения кинематического параметра контакта колеса с дорогой**

Из уравнения (1) определим скорость  $V_0$  оси (автомобиля)

$$V_a = V_0 = \omega_{\kappa} \cdot r_{\partial} \cdot (1 - S_x), \quad (7)$$

где  $V_a$  – линейная скорость автомобиля.

Дифференцирование уравнения (7) позволяет определить линейное ускорение автомобиля

$$\dot{V}_a = \frac{dV_a}{dt} = r_{\partial} \cdot \left[ \frac{d\omega_{\kappa}}{dt} \cdot (1 - S_x) - \omega_{\kappa} \frac{dS_x}{dt} \right]. \quad (8)$$

В настоящее время разработан регистрационно-измерительный комплекс, включающий в себя два трехкоординатных датчика линейных ускорений и персональный компьютер [5].

Указанный комплекс [5] позволяет измерять линейные ускорения автомобиля по трем пространственным координатам и по указанным параметрам осуществлять расчет скорости движения автомобиля и ряда других кинематических, динамических и энергетических параметров машины. Использование этого комплекса возможно и для решения поставленной задачи.

Используя метод парциальных ускорений [5], представим уравнение (8) в виде системы двух уравнений. Количество уравнений определяется количеством неизвестных параметров ( $r_{\partial}$  и  $S_x$ ), входящих в уравнение (8).

$$\begin{cases} \dot{V}_{a1} = r_{\partial} \cdot [\dot{\omega}_{\kappa1} \cdot (1 - S_x) - \omega_{\kappa1} \cdot \dot{S}_x]; \\ \dot{V}_{a2} = r_{\partial} \cdot [\dot{\omega}_{\kappa2} \cdot (1 - S_x) - \omega_{\kappa2} \cdot \dot{S}_x], \end{cases} \quad (9)$$

где  $\dot{V}_{a1}$ ,  $\dot{\omega}_{\kappa1}$  – линейное оси и угловое ускорения колеса в момент времени  $t_1$ ;

$\dot{V}_{a2}$ ,  $\dot{\omega}_{\kappa2}$  – линейное оси и угловое ускорения колеса в момент времени  $t_2 = t_1 + \Delta t$ ;

$\Delta t$  – шаг времени.

Принимаем допущение того, что за время  $\Delta t$  величины  $r_{\partial}$ ,  $S_x$  и  $\dot{S}_x$  остаются постоянными. Из уравнения (7) определим

$$1 - S_x = \frac{V_a}{\omega_{\kappa} \cdot r_{\partial}}. \quad (10)$$

Подставляя соотношение (10) в систему уравнений (9), получим систему уравнений

$$\begin{cases} \dot{V}_{a1} = \frac{\dot{\omega}_{\kappa1}}{\omega_{\kappa1}} \cdot V_{a1} - \omega_{\kappa1} \cdot r_{\partial} \cdot \dot{S}_x; \\ \dot{V}_{a2} = \frac{\dot{\omega}_{\kappa2}}{\omega_{\kappa2}} \cdot V_{a2} - \omega_{\kappa2} \cdot r_{\partial} \cdot \dot{S}_x, \end{cases} \quad (11)$$

где  $V_{a1}$ ,  $\omega_{\kappa1}$  – линейная оси и угловая скорости колеса при  $t = t_1$ ;

$V_{a2}$ ,  $\omega_{\kappa2}$  – линейная оси и угловая скорости колеса при  $t = t_2$ .

Однако решить систему уравнений (11) (при измеренных параметрах  $\dot{V}_{a1}$ ;  $\dot{V}_{a2}$ ;  $\omega_{k1}$ ;  $\omega_{k2}$  и рассчитанных  $V_{a1}$ ;  $V_{a2}$ ;  $\dot{\omega}_{k1}$ ;  $\dot{\omega}_{k2}$  относительно параметров  $r_0$  и  $\dot{S}_x$  невозможно, поскольку невозможно их разделить.

При использовании кинематического параметра  $K$  проведем дифференцирование уравнения (6)

$$\dot{V}_a = \dot{V}_0 = r_0 \cdot (K \cdot \dot{\omega}_k + \omega_k \cdot \dot{K}). \quad (12)$$

Из уравнения (6) определим

$$K = \frac{V_a}{\omega_k \cdot r_0}. \quad (13)$$

Для расчета  $K$  по формуле (13) достаточно измерить  $\omega_k$  и  $V_a$  с помощью регистрационно-измерительного комплекса. После подстановки (13) в (12) получим

$$\dot{V}_a = V_a \cdot \frac{\dot{\omega}_k}{\omega_k} + \omega_k \cdot \dot{K} \cdot r_0. \quad (14)$$

Из уравнения (14) определим

$$\dot{K} = \frac{dK}{dt} = \frac{\dot{V}_a - V_a \cdot \frac{\dot{\omega}_k}{\omega_k}}{\omega_k \cdot r_0} = \frac{\dot{V}_a}{\omega_k \cdot r_0} - \frac{V_a}{r_0} \cdot \frac{\dot{\omega}_k}{\omega_k^2}. \quad (15)$$

Величина  $\dot{K}$  определяется с учетом того, что  $r_0$  изначально известен, а величины  $\dot{V}_a$ ;  $V_a$ ;  $\omega_k$ ;  $\dot{\omega}_k$  измеряются с помощью регистрационно-измерительного комплекса.

Из уравнения (15) определим условие получения  $\dot{K} = 0$

$$\frac{\dot{V}_a}{V_a} = \frac{\dot{\omega}_k}{\omega_k}. \quad (16)$$

Параметр  $\dot{K}$  может быть использован при разработке алгоритмов функционирования противобуксовочных устройств автомобиля.

## Выводы

1. Использование относительного скольжения шины в пятне контакта в качестве характеристики взаимодействия колеса с дорогой не дает возможности его точного определения при экспериментальных исследованиях. Это связано с трудностью измерения динамического радиуса колеса, особенно при движении по дорогам с деформируемым покрытием.

2. Предложенный метод экспериментальной оценки параметров контакта колес автомобиля с дорогой, использующий вместо относительного скольжения  $S_x$  кинематический параметр  $K$ , позволяет определить характеристики контакта колес автомобиля с дорогой. Предлагается строить зависимости коэффициента сцепления колес с дорогой не от относительного скольжения  $S_x$ , а от кинематического параметра  $K$  контакта шины с дорогой.

### Список литературы

1. Петрушов В.А. Сопротивление качению автомобилей и автопоездов / В.А. Петрушов, С.А. Шуклин, В.В. Московкин. – М.: Машиностроение, 1975.– 225 с.
2. Жуковский Н.Е. О скольжении ремня на шкивах / Н.Е. Жуковский // Полное собрание сочинений, т.8.– М.–Л.: ОНТИ НКТП СССР, 1937.– С. 19 – 30.
3. Работа автомобильной шины / [В.И. Кнород, Е.В. Кленников, И.П. Петров и др.]: под ред. В.И. Кнорода.– М.: Транспорт, 1976.– 238 с.
4. Лебедев А.Т. Радиус качения и оценка взаимодействия колеса мобильной машины с дорогой /А.Т. Лебедев, Н.П. Артемов, М.А. Подригало, А.В. Кот // Механізація сільськогосподарського виробництва. Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Технічні науки. – 2012, Вип.124, том 2.– С. 43 – 48.
5. Метод парциальных ускорений и его приложения в динамике мобильных машин / [Артемов Н.П., Лебедев А.Т., Подригало М.А., Полянский А.С., Клец Д.М., Коробко А.И., Задорожня В.В.] Под ред. М.А. Подригало. – Харьков: Міськдрук, 2012.– 220 с.

**Подригало М.А., Абрамов Д.В. Метод експериментальної оцінки параметрів контакту коліс автомобіля з дорогою**

***Анотація.** Запропоновано метод експериментальної оцінки параметрів контакту коліс автомобіля з дорогою, що використовує кінематичний параметр замість параметра відносно-го ковзання.*

***Ключові слова:** колесо, радіус, зона контакту, буксування, швидкість, прискорення, кінематичний параметр*

**Podryhalo M.A., Abramov D.V. The method for experimental estimating the parameters of tire contact with the road**

***Abstract.** Proposed a method for estimating the parameters of the experimental tire contact with the road, using a kinematic parameter instead of the relative sliding.*

***Keywords:** wheel, radius, contact area, slip, speed, acceleration, kinematic parameter*

*Стаття надійшла до редакції 04.09.2013р.*