

## Мобільні і стаціонарні енергозасоби та їх елементи Mobile and stationary power units and their elements



УДК 629.3.017.3

### Определение кинематического радиуса колеса автомобиля

Н.П. Артемов, А.У. Абдулгазис, М.А. Подригало

*Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства  
 им. Петра Василенко (г. Харьков, Украина)*

В настоящей статье предложен метод, позволяющий на стадии проектирования автомобиля осуществлять оценку кинематического радиуса колеса. Получено аналитическое выражение, связывающее между собой динамический и кинематический радиусы колеса. Кинематический радиус колеса является параметром, характеризующим связь между угловой скоростью колеса и линейной скоростью его оси (скоростью автомобиля). Определение кинематического радиуса колеса в настоящее время происходит экспериментальным путем, что не позволяет производить его оценку на этапе предварительного проектирования.

В теории эксплуатационных свойств автомобиля рассматриваются следующие четыре радиуса колеса: свободный радиус; статический радиус; кинематический радиус; динамический радиус. Наибольшую трудность представляет собой определение кинематического радиуса. В работе предложен мгновенный упругий коэффициент полезного действия колеса, что позволило связать между собой кинематический, динамический радиусы колеса и угловую жесткость шины.

При равномерном качении ведущего колеса мгновенный КПД равен произведению упругого мгновенного КПД и КПД, учитывающего потери на сопротивление качению. Определено, что упругое буксование колеса можно вычислить как произведение мгновенного КПД, учитывающего потери на сопротивление качению на угол статической закрутки колеса. Предложено аналитическое выражение для расчета кинематического радиуса колеса.

Проведенные расчеты на примере 14 моделей шин автомобилей позволили определить следующее:

- величины кинематических радиусов  $r_{кин}$  близки к величинам статических радиусов, что наиболее характерно для шин легковых автомобилей;
- максимальное буксование рассматриваемых шин при движении по сухой дороге с асфальтобетонным покрытием находится в пределах  $S = 2,2 - 2,5\%$  – для легковых автомобилей и  $S = 4,0 - 7,7\%$  – для грузовых;
- потери мощности на упругие деформации шины в режиме равномерного движения автомобиля по дороге с сухим асфальтобетонным покрытием соответствуют упругому мгновенному КПД  $\eta_{упр}^{МГН} = 0,975 - 0,978$  – для легковых автомобилей и  $\eta_{упр} = 0,923 - 0,960$  – для грузовых.
- упругие потери мощности для шин легковых автомобилей соизмеримы с потерями на сопротивление перекачиванию ( $\eta_f^{МГН} = 0,975$ ), а упругие потери шины грузовых автомобилей больше потерь на сопротивление перекачиванию ( $\eta_{упр}^{МГН} < \eta_f^{МГН}$ ) что необходимо учитывать при анализе их тягово-скоростных характеристик.

**Ключевые слова:** статический, кинематический, динамический радиусы, динамическая модель, мгновенный КПД, деформация шины

**Введение.** Кинематический радиус колеса является параметром характеризующим связь между угловой скоростью колеса и линейной скоростью его оси (скоростью автомобиля). Указанная связь является важной при оценке скоростных свойств автомобиля, однако ее определение осуществляется, в основном, экспериментальным путем. В настоящей статье предложен аналитический метод, позволяющий на стадии

проектирования автомобиля осуществлять определение кинематического радиуса колеса. Получено аналитическое выражение, связывающее между собой динамический и кинематический радиусы колеса.

**Анализ последних достижений и публикаций.** В теории эксплуатационных свойств автомобилей используется следующие четыре величины радиуса колеса:

- свободный радиус колеса  $r_{св}$ ;
- статический радиус колеса  $r_{ст}$ ;
- динамический радиус колеса  $r_{дин}$ ;
- кинематический радиус колеса  $r_{кин}$ .

Свободный радиус колеса  $r_{св}$  определяется как расстояние от его оси до точки контакта с дорогой при отсутствии нормальной нагрузки и равен половине наружного диаметра шины  $D_0$ .

Статический радиус определяется для неподвижного колеса как расстояние от его оси до опорной поверхности при заданной нормальной нагрузке выражения для его определения имеет вид

$$r_{ст} = r_{св} - \frac{P_z}{C_z}, \quad (1)$$

где  $P_z$  – нормальная нагрузка на колесо;  $C_z$  – радиальная жесткость шины.

Динамический радиус колеса всегда больше статического, поскольку учитывает увеличение диаметра шины под действием центробежных сил и также определяется как расстояние от оси колеса до опорной поверхности, но при движении колеса.

Нами предложен вероятностный метод оценки динамического радиуса колеса, при использовании которого математическое ожидание  $\bar{r}_{дин}$  находится как среднеарифметическое между свободным  $r_{св}$  и статическим  $r_{ст}$  радиусами, т.е.

$$r_{дин} = 0,5(r_{св} + r_{ст}) = r_{св} - \frac{P_z}{2C_z} = \frac{M_k}{P_k}, \quad (2)$$

где  $M_k$  – крутящий момент на колесе;  $P_k$  – тяговая сила, создаваемая крутящим моментом на колесе.

Следует отметить, что в работе [1] утверждается следующее: «Динамический радиус колеса, движущегося по твердой опорной поверхности, является плечом толкающей силы». При этом толкающая сила представляется как  $P_x$  и выражения для определения динамического радиуса предлагается [1] в следующем виде:

$$r_{дин} = \frac{M_k - P_z \cdot a}{P_k}, \quad (3)$$

где  $a$  – коэффициент трения качения (снос нормальной реакции дороги на колесо).

В уравнении (3) вместо  $P_k$  следует указывать реакцию рамы автомобиля на колесо  $P_x$ .

На наш взгляд, определение  $r_{дин}$  по формуле (2) более корректно, поскольку в противном случае сопротивление качению колес будет внутренним, а не внешним усилием, действующим на автомобиль.

Кинематический радиус колеса может быть определен как отношение линейной скорости  $V_0$  оси к угловой скорости  $\omega_k$

$$r_{кин} = \frac{V_0}{\omega_k}. \quad (4)$$

На практике [3] кинематический радиус колеса определяется экспериментальным путем (рис. 1).

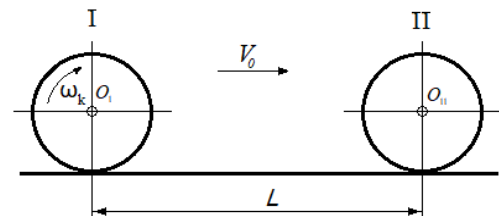


Рис. 1. Схема проведения эксперимента по определению кинематического радиуса колеса  $r_{кин}$ .

При перемещении колеса из положения I в положение II ось колеса  $O$  перемещается на расстояние  $L$ . Кинематический радиус колеса в этом случае определяется как

$$r_{кин} = \frac{L}{2\pi n_{\Sigma}}, \quad (5)$$

где  $n_{\Sigma}$  – число оборотов колеса при прохождении пути  $L$ .

Современные методы проведения экспериментальных исследований позволяют изменять  $V_0$  и  $\omega_k$  при движении автомобиля и рассчитывать  $r_{кин}$  по формуле (4). Однако на этапе проектирования автомобиля определение  $r_{кин}$  не производится.

#### Цель и постановка задач исследования.

Целью исследования является разработка метода определения кинематического радиуса колеса на этапе проектирования автомобиля.

Для достижения поставленной цели необходимо определить взаимосвязь между внешней нагрузкой на колесо, упругими свойствами шины и кинематическим радиусом колеса.

#### Изложение основного материала.

Для решения поставленной задачи рассмотрим динамическую модель ведущего колеса автомобиля, совершающего равномерное движение (рис. 2).

Уравнение силового и мощностного балансов ведущего колеса при равномерном движении

$$M_k = M_f + P_k \cdot r_{дин}; \quad (6)$$

$$M_k \cdot \omega_k = M_f \cdot \omega_k + P_x V_0, \quad (7)$$

где  $M_f$  – момент сопротивления качению колеса,

$$M_f = R_z \cdot \alpha; \quad (8)$$

$R_z$  – нормальная реакция дороги на колесо,  $R_z = -P_z$  (рис. 2).

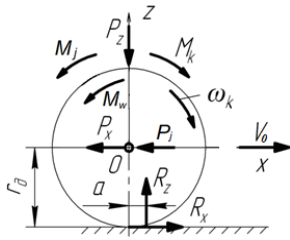


Рис. 2. Равномерное движение ведущего колеса автомобиля.

В работах [4, 5] определен парадокс возникающей при попытке перехода от уравнения мощностного баланса к уравнению силового баланса путем деления левой и правой частей уравнения (7) на  $\omega_k$ . В этом случае, с учетом соотношения (4), получается

$$M_k = M_f + P_x \cdot r_{\text{кин}}. \quad (9)$$

Сравнивая уравнения (7) и (9), видим, что в последнем вместо  $r_{\text{дин}}$  имеем  $r_{\text{кин}}$ . По мнению авторов работы [5] причина указанного противоречия – это неправильное толкование физического смысла показателя  $M_f$ , входящего в уравнение (9) и получаемого от деления мощности  $N_f$  сопротивления качению на угловую скорость  $\omega_k$  вращения колеса ( $M_f = N_f / \omega_k$ ).

Авторы работы [5] считают, что указанная величина – это условный момент сопротивления качению, вызванный как физическим сносом вектором нормальной реакции вследствие гистерезиса, так и условным сносом, обусловленным трением скольжения в катке контакта. По мнению указанных автором, [5] он отличается от момента сопротивления, определяемого в пятне контакта, по формуле (8), входящего в уравнение (6), т.к. последний определяется физическим сносом нормальной реакции на величину  $a$ .

Следует не согласиться с авторами работы [5], поскольку нами ранее [6] доказано, что трение в пятне контакта является одной из причин сноса нормальной реакции дороги. Кроме того, основной причиной возникшего противоречия являлось то, что к анализу динамики колеса с деформируемой шиной подходили с позиции теоретической механики. Объектом исследования последней, как известно, является твердое (недеформируемое) тело.

При допущении того, что кинематическая пара колесо – дорога является идеальной и момент сопротивления качению  $M_f$  является внешней нагрузкой, мгновенный коэффициент

полезного действия колеса может быть определен как

$$\eta_k^{\text{МГН}} = \frac{P_k \cdot V_0}{M_k \cdot \omega_k} \quad (10)$$

Учитывая соотношения (2) и (4), преобразуем выражение (10) к виду

$$\eta_k^{\text{МГН}} = r_{\text{кин}} / r_{\text{дин}}. \quad (11)$$

Откуда определяем кинематический радиус колеса

$$r_{\text{кин}} = r_{\text{дин}} / \eta_k^{\text{МГН}}. \quad (12)$$

Величина  $\eta_k^{\text{МГН}} \leq 1$  для эластичной в окружном направлении шины. Падение мощности, передаваемой ведущим колесом от трансмиссии к раме автомобиля вызвано деформацией шины. Для неподвижного колеса угловая деформация шины и, вызванный ею, угол поворота колеса может быть определен как

$$\varphi = \frac{R_x \cdot r_{\text{дин}}}{C_{\text{угл}}}, \quad (13)$$

где  $C_{\text{угл}}$  – угловая жесткость шины;  $R_x$  – касательная реакция на колеса (рис. 2).  $R_x = -P_x$ .

При вращении колеса каждый элемент шины, входящий в контакт с дорогой будет вызывать деформацию шины на угол  $\varphi$ . Определяем скорость деформации шины

$$\dot{\varphi} = \frac{du}{dt} = \dot{R}_x \frac{r_{\text{дин}}}{C_{\text{суб}}}, \quad (14)$$

где  $\dot{R}_x$  – скорость изменения касательной реакции дороги на колесе.

У внимательного читателя может возникнуть вопрос: «Поскольку при равномерном движении колеса модуль вектора  $R_x$  есть величина постоянная и  $\dot{R}_x = 0$ , то как же можно определить величину  $\dot{\varphi}$ ?» Для ответа на этот вопрос используем метод обращенного движения. Указанный метод предусматривает условное придание плоскости качения колеса, представленной на рис 2, скорость вращения  $-\omega_k$ . В этом случае колесо начнет вращаться в сторону, противоположную направлению качению с угловой скоростью  $\dot{\varphi}$ , а касательная реакция дороги  $R_x$  будет перемещаться в пространстве (см рис. 3.)

Изменение вектора  $R_x$  в обращенном движении – это изменение его направления. При повороте колеса на угол  $d\alpha$  вектор касательной реакции дороги изменится на величину

$$dR_x = R_x d\alpha. \quad (15)$$

Разделив левую и правую части уравнения (15) на  $dt$ , получаем

$$\frac{dR_x}{dt} = \dot{R}_x = R_x \frac{d\alpha}{dt} = R_x \cdot \omega_k \quad (16)$$

Подставляя уравнение (16) в соотношение (14), определяем угловую скорость деформации шины

$$\dot{\varphi} = R_x \frac{r_{\text{дин}}}{C_{\text{угл}}} \omega_k. \quad (17)$$

Касательная реакция дороги (см рис.2.) может быть определена как

$$R_x = \frac{M_k - R_z \cdot a}{r_{\text{дин}}}. \quad (18)$$

Уравнение (17) с учетом (18) примет вид.

$$\dot{\varphi} = \frac{M_k - R_z \cdot a}{C_{\text{угл}}} \omega_k. \quad (19)$$

Линейная скорость оси

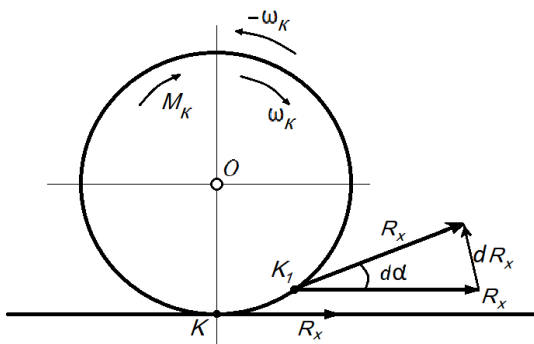


Рис.3. Применение метода обращенного движения для определения  $R_x$ .

$$V_0 = (\omega_k - \dot{\varphi})r_{\text{дин}} = \omega_k \cdot r_{\text{кин}} \quad (20)$$

Откуда определим

$$r_{\text{кин}} = \left(1 - \frac{\dot{\varphi}}{\omega_k}\right) r_{\text{дин}}. \quad (21)$$

После подстановки (19) в (21) получим

$$r_{\text{кин}} = \left(1 - \frac{M_k - R_z \cdot a}{C_{\text{угл}}}\right) r_{\text{дин}}. \quad (22)$$

Сопоставляя уравнения (12) и (22) определим

$$\eta_k^{\text{МГН}} = 1 - \frac{M_k - R_z \cdot a}{C_{\text{угл}}}. \quad (23)$$

Более корректно с позиции теории механизмов и машин принимать кинематическую пару колесо – дорога как не идеальную. В этом случае момент сопротивления качения  $M_f$  – это внутреннее усилие в четырехзвенном механизме ходовой части автомобиля [7,8]. В этом случае мгновенный КПД колеса

$$\eta_k^{\text{МГН}} = \frac{P_x \cdot V_0}{M_k \cdot \omega_k} = \frac{\frac{M_k - R_z \cdot a}{r_{\text{дин}}} V_0}{M_k \cdot \omega_k}. \quad (24)$$

Выражение (24), после преобразований с учётом соотношений (2), (19), (20), примет вид

$$\eta_k^{\text{МГН}} = \left(1 - \frac{R_z \cdot a}{M_k}\right) \left(1 - \frac{M_k - R_z \cdot a}{C_{\text{угл}}}\right) = \eta_f^{\text{МГН}} \cdot \eta_{\text{упр}}^{\text{МГН}}, \quad (25)$$

где  $\eta_f^{\text{МГН}}$  – мгновенный КПД учитывающий поборы на сопротивление качению,

$$\eta_f = 1 - \frac{R_z \cdot a}{M_k}; \quad (26)$$

$\eta_{\text{упр}}^{\text{МГН}}$  – мгновенный КПД или мгновенный КПД, учитывающий потери мощности на упругую угловую деформацию шины,

$$\eta_{\text{упр}}^{\text{МГН}} = 1 - \frac{M_k - R_z \cdot a}{C_{\text{угл}}}. \quad (27)$$

Буксование ведущего колеса

$$S = \frac{\omega_k \cdot r_{\text{дин}} - V_0}{\omega_k \cdot r_{\text{дин}}} = 1 - \frac{V_0}{\omega_k \cdot r_{\text{дин}}}. \quad (28)$$

Уравнение (28) с учетом соотношений (19) и (20) преобразуется к виду

$$S = \frac{M_k - R_z \cdot a}{C_{\text{угл}}} = \frac{M_k - M_f}{C_{\text{угл}}} = \frac{M_k}{C_{\text{угл}}} \left(1 - \frac{M_f}{M_k}\right) \quad (29)$$

Введем обозначения в уравнение (29)

$$\varphi_{\text{стат}} = \frac{M_k}{C_{\text{угл}}}; \quad (30)$$

$$\eta_f^{\text{МГН}} = 1 - \frac{M_f}{M_k}, \quad (31)$$

где  $\varphi_{\text{стат}}$  – угол статической закрутки шины колеса.

Выражение (29) с учетом соотношений (30) и (31) примет вид

$$S = \varphi_{\text{стат}} \cdot \eta_f^{\text{МГН}}. \quad (32)$$

Таким образом, буксование  $S$  ведущего колеса автомобиля пропорционально углу статической загрузки  $\varphi_{\text{стат}}$  шины. С увеличением момента сопротивления качению колеса, буксование  $S$  уменьшается.

Выражение (22) с учетом соотношений (30) и (31) примет вид

$$\frac{r_k}{r_{\text{дин}}} = 1 - \varphi_{\text{стат}} \cdot \eta_f^{\text{МГН}} = 1 - S = \eta_{\text{упр}}^{\text{МГН}}. \quad (33)$$

Из выражения (33), с учетом соотношения (2), определим кинематический радиус

$$r_{\text{кин}} = \left(1 - \varphi_{\text{стат}} \cdot \eta_f^{\text{МГН}}\right) \left(r_{\text{св}} - \frac{P_z}{2C_z}\right). \quad (34)$$

В таблице приведен расчет кинематического радиуса  $r_{\text{кин}}$  для 14 моделей шин легковых и грузовых автомобилей, взятых в качестве примера.

Исходные расчетные данные для рассматриваемых моделей шины взяты из источника [2].

При расчете рассматривалось движения автомобиля по сухой дороге с сухим асфальтиро-

ванным покрытием. По данным работы [8] коэффициент сцепления колес с дорогой в этом случае составляет  $\varphi_x = 0,67$ , а коэффициент сопротивления качению –  $f = 0,017$ .

Таблица 1. Расчет кинематического радиуса автомобильных шин

Размер шин	Наружный диаметр, D <sub>о</sub> , мм	Свободный радиус, r <sub>св</sub> , мм	Максимальная наружная нагрузка, P <sub>zmax</sub> , Н	Радиальная жесткость, C <sub>z</sub> Н/мм	Угловая жесткость, C <sub>целп</sub> Н·М/рад	Статистический радиус, r <sub>ст</sub> , мм	Динамический радиус, r <sub>дин</sub> , мм	Кинематический радиус, r <sub>кин</sub> , мм	Угол статистической закрутки, φ <sub>стат</sub> , рад	S/η <sub>упр</sub> <sup>МГН</sup>
<b>Шины легковых автомобилей</b>										
5,60-15	665±6	332,5±3,0	3237	234,459	31926	318,7	325,6	318,4	0,0227	0,22/0,978
6,00-13	615±6	307,5±3,0	3237	194,238	26695	290,8	299,1	291,8	0,0249	0,024/0,975
6,40-13	645±6	322,5±3,0	4660	356,041	38670	304,3	313,4	305,5	0,0259	0,025/0,975
6,45-13	610±6	305±3,0	3630	193,257	32881	286,2	295,6	289,1	0,0224	0,022/0,978
<b>Обычные шины грузовых автомобилей</b>										
7,50-20	928±9	4640±4,5	12262	526,797	93079	440,7	452,3	434,3	0,0409	0,040/0,960
8,25-20	976±10	488,0±5,0	14715	728,883	102297	467,8	477,9	455,9	0,0472	0,046/0,954
8,25-20P	970±10	4850±5,0	13734	598,410	80938	462,0	473,5	448,0	0,0552	0,054/0,946
9,00-20	1023±10	511,5±5,0	18247	731,826	132648	486,6	499,0	476,1	0,0471	0,046/0,954
9,00-20P	1020±10	510,0±5,0	18247	632,745	89931	481,2	495,6	462,2	0,0691	0,067/0,932
10,00-20	1060±11	5300±5,0	20405	740,655	11290	502,4	516,2	483,5	0,0650	0,063/0,937
11,00-20	1075±11	537,5±5,5	23053	952,551	-	513,3	525,4	-	-	-
12,00-20	1125±11	562,5±5,5	26780	821,097	130962	529,9	546,2	505,3	0,0767	0,075/0,925
<b>Шины с регулируемым давлением</b>										
12,00	1142±8	571±4,0	21582	600,372	103421	53,0	553,0	510,2	0,0793	0,077/0,923
14,00-20	1260±10	630,0±5,0	24525	605,277	140517	589,5	609,7	566,2	0,0731	0,071/0,929

Максимальное значение момента крутящего

$$M_{kmax} = P_{zmax} \cdot r_{дин} (\varphi_k + f). \quad (35)$$

Момент сопротивления качению

$$M_{fmax} = P_{zmax} \cdot r_{дин} \cdot f. \quad (36)$$

где  $P_{zmax}$  – максимальная нормальная нагрузка на шину.

Подставляя выражения (35) и (36) в уравнение (30) и (31), получим

$$\eta_f^{МГН} = 1 - \frac{f}{\varphi_x + f}; \quad (37)$$

$$\varphi_{стат} = P_{zmax} \frac{r_{дин} (\varphi_x + f)}{C_{угл}}. \quad (38)$$

Анализ результатов расчетов, приведенных в таблице, показывает, что величины кинематических радиусов имеют значения близкие к значениям статических радиусов. Это наиболее характерно для шин легковых автомобилей.

Поэтому при предварительном проектировании последних следует принимать  $r_{кин} = r_{ст}$ .

При движении по сухой асфальтированной дороге максимальное буксование S шин легковых автомобилей находится в пределах от 2,2 до 2,5 %, а грузовых – от 4,0 до 7,7%.

Потери на упругие деформации шины в режиме равномерного движения автомобиля по сухой дороге с асфальтированным покрытием также значительны. Упругий мгновенный КПД для шин легковых автомобилей находится в пределах  $\eta_{упр}^{МГН} = 0,975 - 0,978$ . Для грузовых автомобилей эта величина составляет  $\eta_{упр}^{МГН} = 0,923 - 0,960$ . Следует отметить, что для легковых автомобилей величина  $\eta_{упр}^{МГН}$  соизмерима с КПД  $\eta_f^{МГН}$ , учитывающим потери на сопротивление качению ( $\eta_f^{МГН} = 0,975$ ). Для грузовых автомобилей  $\eta_{упр}^{МГН} < \eta_f^{МГН}$ , что необходимо учитывать при анализе их тяговых скоростных свойств.

**Выводы.** Полученные аналитические выражения позволяют на стадии проектирования

автомобилей производить оценку кинематического радиуса колеса  $r_{кин}$ , буксования  $S$  и КПД, учитывающего потери на упругие деформации шины.

Проведенные расчеты на примере 14 моделей шин автомобилей позволили определить следующее:

– величины кинематических радиусов  $r_{кин}$  близки к величинам статических радиусов  $r_{ст}$ , это наиболее характерно для шин легковых автомобилей;

– максимальное буксование рассматриваемых шин при движении по сухой дороге с асфальтобетонным покрытием находится в пределах  $S = 2,2 - 2,5 \%$  – для легковых автомобилей и  $S = 4,0 - 7,7 \%$  – для грузовых;

– потери мощности на упругие деформации шины в режиме равномерного движения автомобиля по дороге с сухим асфальтобетонным покрытием соответствуют упругому мгновенному КПД  $\eta_{упр}^{мгн} = 0,975 - 0,978$  – для легковых автомобилей и  $\eta_{упр} = 0,923 - 0,960$  – для грузовых.

– упругие потери мощности для шин легковых автомобилей соизмеримы с потерями на сопротивление перекачиванию ( $\eta_f^{мгн} = 0,975$ ), а упругие потери шины грузовых автомобилей больше потерь на сопротивление перекачиванию ( $\eta_{упр}^{мгн} < \eta_f^{мгн}$ ) что необходимо учитывать при анализе их тягово-скоростных характеристик.

### Литература

1. Работа автомобильной шины Под.ред. В.И. Кнороза – М.: Транспорт, 1976. – 238 с.
2. Литвинов А.С. Управляемость и устойчивость автомобиля / А.С. Литвинов. – М.: Машиностроение, 1971. – 416 с.
3. Фалькевич Б.С. Теория автомобиля / Б.С. Фалькевич. – М.: Машгиз, 1963. – 240 с.
4. Петрушов В.А. Мощностной баланс автомобиля / В.А. Петрушов, В.В. Московский, А.Н. Явграфов. – М.: Машиностроение, 1984. – 160 с.
5. Копотилов В.И. Анализ уравнений силового и мощностного баланса ведущего колеса автомобиля / В.И. Копотилов, Л.Б. Пархоменко // Нефть и газ Западной Сибири: материалы международной научно-технической конференции. Т.3. Проектирование, сооружение и эксплуатация систем транспорта и хранения нефти и газа. Автомобильно-дорожные проблемы нефтегазового комплекса. ТюмГНГУ; отв.ред. П.В. Евтин. – Тюмень: ТюмГНгу, 2015. – с. 206 - 209.
6. Динамика колеса и устойчивость движения автомобиля / У.А. Абдулгазис, Д.М. Клец, М.А. Подригало. – Симферополь: ДИАИПИ, 2010. – 208 с.

7. Артемов Н.П. Радиус качения и оценка взаимодействия колеса мобильной машины с дорогой / Н.П. Артемов, А.Т. Лебедев, А.В. Кот, М.А. Подригало // Вісник ХНТУСГ, Технічні науки Механізація сільського господарства Випуск 119, – Харків. 2012. – С. 140 - 147.

8. Подригало М.А. Качение автомобильного колеса и определение понятия «тяговая сила» / М.А. Подригало // Автомобильная промышленность, 2007. – №1. – с. 25 - 26.

9. Маневренность и тормозные свойства колесных машин / [М.А. Подригало, В.П. Волков, В.И. Кирчатый А.А. Бобошко]; под. Ред. М.А. Подригало. – Х.: Изд-во ХНАДУ, 2003. – 403 с.

### References

1. Rabota avtomobylnoi shyny Pod.red. V.Y. Knoroza – M.: Transport, 1976. – 238 s.
2. Lytvynov A.S. Upravliaemost y ustoychivost avtomobylia / A.S. Lytvynov. – M.: Mashynostroeniye, 1971. – 416 s.
3. Falkevych B.S. Teoryia avtomobylia / B.S. Falkevych. – M.: Mashhyz, 1963. – 240 s.
4. Petrushov V.A. Moshchnostnoi balans avtomobylia / V.A. Petrushov, V.V. Moskovskyn, A.N. Yavhrafov. – M.: Mashynostroeniye, 1984. – 160 s.
5. Kopotylov V.Y. Analiz uravneniy sylovoho y moshchnostnoho balansu vedushcheho kola avtomobylia / V.Y. Kopotylov, L.B. Parkhomenko // Neft y haz Zapadnoi Sybyry: materyaly mezhdunarodnoi nauchno-tekhnycheskoj konferentsyy. T. 3. Proektyrovanye, sooruzhenye y ekspluatatsiya system transporta y khraneniya nefty y haza. Avtomobylno-dorozhnye problemy neftegazovoho kompleksa. TiumHNU; otv.red. P.V. Evtyn. – Tiumen: TiumHNhu, 2015. – S. 206 - 209.
6. Dynamyka kola y ustoychivost dvyzheniya avtomobylia / U.A. Abdulhazys, D.M. Klets, M.A. Podryhalo. – Symferopol: DYAIPI, 2010. – 208 s.
7. Artiomov N.P. Radyus kacheniya y otsenka vzaymodeistviya kola mobylnoi mashyny s dorohoi / N.P. Artiomov, A.T. Lebedev, A.V. Kot, M.A. Podryhalo // Visnyk KhNTUSH, Tekhnichni nauky Mekhanizatsiia silskoho hospodarstva Vypusk 119, – Kharkiv. 2012. – S. 140 - 147.
8. Podryhalo M.A. Kachenye avtomobylnoho kola y opredelenye ponyatiya «tiahovaia syla» / M.A. Podryhalo // Avtomobylnaia promyshlenost, 2007. – №1. – S. 25 - 26.
9. Manevrennost y tormoznye svoistva kolesnykh mashyn / [M.A. Podryhalo, V.P. Volkov, V.Y. Kyrchatyi A.A. Boboshko]; pod. Reh. M.A. Podryhalo. – Kh.: Yzd – vo KhNADU, 2003. – 403 s.

## Анотація

### Визначення кінематичного радіусу колеса автомобіля

М.П. Артёмов, А.У. Абдулгазис, М.А. Подригало

У цій статті запропоновано метод, що дозволяє на стадії проектування автомобіля здійснювати оцінку кінематичного радіуса колеса. Отримано аналітичний вираз, що зв'язує між собою динамічний і кінематичний радіуси колеса. Кінематичний радіус колеса є параметром, що характеризує зв'язок між кутовою швидкістю колеса і лінійною швидкістю його осі (швидкістю автомобіля). Визначення кінематичного радіуса колеса в даний час відбувається експериментальним шляхом, що не дозволяє проводити його оцінку на етапі попереднього проектування.

В теорії експлуатаційних властивостей автомобіля розглядаються наступні чотири радіуси колеса: вільний радіус; статичний радіус; кінематичний радіус; динамічний радіус.

Найбільшу трудність представляє собою визначення кінематичного радіусу. В роботі запропоновано миттєвий пружний коефіцієнт корисної дії колеса, що дозволило зв'язати між собою кінематичний, динамічний радіуси колеса і кутову жорсткість шини. При рівномірному коченні ведучого колеса миттєвий ККД дорівнює добутку пружного миттєвого ККД і ККД, що враховує втрати на опір коченню. Визначено, що пружне буксування колеса можна обчислити як добуток миттєвого ККД, що враховує втрати на опір коченню на кут статичної закрутки колеса. Запропоновано аналітичний вираз для розрахунку кінематичного радіуса колеса.

Проведені розрахунки на прикладі 14 моделей шин автомобілів дозволили визначити наступне:

- величини кінематичних радіусів  $r_{\text{кін}}$  близькі до величин статичних радіусів, що найбільш характерно для шин легкових автомобілів;
- максимальне буксування розглянутих шин при русі по сухій дорозі з асфальтобетонним покриттям знаходиться в межах  $S = 2,2 - 2,5\%$  – для легкових автомобілів і  $S = 4,0 - 7,7\%$  – для вантажних;
- втрати потужності на пружні деформації шини в режимі рівномірного руху автомобіля по дорозі з сухим асфальтобетонним покриттям відповідають пружному миттєвому ККД  $\eta_{\text{упр}}^{\text{МГН}} = 0,975 - 0,978$  – для легкових автомобілів і  $\eta_{\text{упр}} = 0,923 - 0,960$  – для вантажних.
- пружні втрати потужності для шин легкових автомобілів співмірні з втратами на опору перекошування ( $\eta_f^{\text{МГН}} = 0,975$ ), а пружні втрати шини вантажних автомобілів більше втрат на опір перекошування ( $\eta_{\text{упр}}^{\text{МГН}} < \eta_f^{\text{МГН}}$ ), що необхідно враховувати при аналізі їх тягово швидкісних характеристик.

**Ключові слова:** статичний, кінематичний, динамічний радіуси, динамічна модель, миттєвий ККД, деформація шини

## Abstract

### Definition of the kinematic range of the wheel of the vehicle

N.P. Artiomov, A.U. Abdulgazis, M.A. Podrigalo

This article presents a new method proposing the estimation of the kinematic car radius at the wheel at the stage of car projecting. The analytic expression linking both dynamic and kinematic car radiuses has been obtained.

The kinematic car radius presents the parameter characterizing the link between the angular rate and linear one of the car axis at present the analysis of the kinematic car radius is carried out experimentally, so the estimation can't be done at the stage of preliminary projecting.

Jacking into account the operational car properties four car radiuses are considered.

a) free radius; b) static radius; c) dynamic radius; d) kinematic radius.

The determination of the kinematic radius presents much difficulty a momentary elastic efficiency is presented in this article that enables to link kinematic and dynamic radiuses and angular tire stiffness.

Being evenly rocked the momentary efficiency of the leading wheel is equal to the product of the stiff momentary efficiency and the one including the loss of rock resistance. It is stated that the stiff towing of the wheel can be estimated as the product of the momentary efficiency increasing the loss

of the rock resistance to the angle of the static wheel turning. An analytic expression for the estimation of the kinematic car radius is proposed.

The estimation of 14 models of cars tires, as an illustration, enables to state the following:

- the quantity of kinematic radiuses is close to that of static ones that is most typical to car tires;
- the maximum towing of considered tires while driving along dry asphalt roads is in the limit of  $S = 2.2 - 2.5\%$  for cars and in the limit of  $S = 4.0 - 7.7\%$  for lorries;
- the loss by stiff deformation of tires while driving along asphalt roads agrees with stiff momentary efficiency  $\eta_{\text{упп}}^{\text{МГН}} = 0,975 - 0,978$  – for cars and  $\eta_{\text{упп}} = 0,923 - 0,960$  for lorries.
- stiff losses of car tires are comparable to those by resistance rocking ( $\eta_f^{\text{МГН}} = 0,975$ ), as it is necessary to consider that analyzing their thrust rate properties and elastic loss of the truck tires more losses on the resistance to rolling ( $\eta_{\text{упп}}^{\text{МГН}} < \eta_f^{\text{МГН}}$ ) what to consider in the analysis of their traction-speed characteristics.

**Keywords:** *static, kinematic, dynamic radii, dynamic model, instantaneous efficiency, the tire of deformation*

**Представлено від редакції: А.Т. Лебедєв / Presented on editorial: A.T. Lebedjev**

**Рецензент: Р.В. Антощенко / Reviewer: R.V. Antoshhenkov**

*Подано до редакції / Received: 13.03.2018*