

Как видно из таблицы, полученные значения коэффициентов плотности расстановки оборудования в основном соответствуют действующим в сегодняшней практике, полученные же значения удельной площади участка на одного работающего значительно превышают действующие (по некоторым участкам в 2-3 раза), свидетельствуя о том, что последние не соответствуют современным требованиям.

Количественные показатели значений удельной площади участка на каждого последующего работающего можно принимать в пределах 6–8 м<sup>2</sup>.

УДК 629.113

**ВЛИЯНИЕ СИЛ В ПЯТНЕ КОНТАКТА НА ДИНАМИКУ  
ДВИЖЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ В ПОВОРОТЕ**  
**FORCES INFLUENCING IN CONTACT PATCH ON THE DYNAMIC  
OF VEHICLE MOTION IN TURNING**

*Волохов А.С.*, кандидат технических наук  
(Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего образования «Ростовский государственный университет путей  
сообщения» (ФГБОУ ВО «РГУПС»))

*Volokhov A.*, Candidate of Technical Sciences  
(Rostov State Transport University)

**Аннотация.** *Рассмотрено влияние сил, действующих в пятне контакта колеса с опорной поверхностью на параметры плоскопараллельного движения модели легкового автомобиля. Проведен численный анализ взаимодействия составляющих скорости движения центра масс автомобиля.*

**Abstract.** *It is considered the forces influencing that acting in the contact patch of the wheel with the strong surface on the parameters of plane-parallel motion of the car. It is given the numerical analysis of the interaction of constituting motion speed of the vehicle mass center.*

**Введение**

Динамика параметров движения автомобиля исследуется довольно длительное время разными авторами [1, 2, 3]. Некоторые работы представляют результат качественного анализа результатов исследования движения автомобиля в установившихся режимах [4, 5, 6]. Появились работы, дающие количественную оценку динамики движения автомобиля по кругу, в которых учитывается продольные (тяговые) силы, однако практически отсутствуют данные по взаимодействию продольных и поперечных сил в пятне контакта колеса с дорогой. В представленной работе выполнен

анализ динамики сил в пятне контакта при помощи модели *Fiala E.*, которая позволяет проводить количественную оценку влияния коэффициента сцепления шины при движении автомобиля в повороте.

### Основная часть

В соответствии с моделью *E. Fiala* определение взаимовлияния продольных и поперечных сил в пятне контакта реализуется через некий эффективный коэффициент трения скольжения  $\mu$ , являющийся функцией полного относительного проскальзывания:

$$\mu_{11} = \mu_0 - x_1 \cdot (\mu_0 - \mu_1).$$

Продольная сила  $X_i$ :

$$X_i = \frac{a \cdot |Sx_i| \cdot Z_i}{\sqrt{1 + \left(\frac{Sx_i - b}{b}\right)^2}}.$$

Относительное проскальзывание колеса в продольном направлении (разница линейной скорости автомобиля и угловой колеса):

$$Sx_i = 1 - \frac{R \cdot \omega \cdot l}{v}.$$

Поперечная сила (сила увода) взаимодействия колеса с опорной поверхностью в пятне контакта:

$$Y_i = \mu_{11} \cdot Z_i \cdot (1 - H_i^3) \cdot \text{sgn } \delta_i;$$

$$H_i = 1 - \frac{k_i |\delta_i|}{3 \cdot \mu_{11} \cdot Z_i}.$$

Проскальзывание в поперечном направлении определяется по формуле

$$S_{yi} = \frac{v_{cyi}}{v_{ci}};$$

или в виде функции угла увода:

$$S_{yi} = (1 - S_{xi}) \cdot \tan(\delta_i).$$

Сила увода является нелинейной функцией угла увода, «изменяющийся» эффективный коэффициент трения скольжения  $\mu_{ii}$  реализует взаимовлияние «конкурирующих» продольных и поперечных сил.

Далее запишем дифференциальные уравнения плоскопараллельного движения велосипедной модели автомобиля по  $v$  (составляющая скорости в продольном направлении),  $u$  (составляющая скорости в поперечном направлении) и угловой скорости центра масс автомобиля:

$$\dot{v} = \frac{1}{m} (m \cdot \omega \cdot u + X_1 \cos \theta + X_2 \cos \theta_2 - Y_1 \sin \theta - Y_2 \sin \theta_2)$$

$$\dot{u} = \frac{1}{m} (-m \cdot \omega \cdot v + X_1 \sin \theta + X_2 \sin \theta_2 + Y_1 \cos \theta + Y_2 \cos \theta_2)$$

$$\dot{\omega} = \frac{1}{J} (a \cdot (X_1 \sin \theta + Y_1 \cos \theta) - b \cdot (X_2 \sin \theta_2 + Y_2 \cos \theta_2))$$

Уравнение вращательного движения переднего и заднего приведенных колес:

$$\dot{\omega}_1 = \frac{-M_{11} + \frac{\alpha \cdot |Sx_1| \cdot Z_1 \cdot R}{\sqrt{1 + \left(\frac{Sx_1 - \beta}{\beta}\right)^2}}}{Jk};$$

$$\dot{\omega}_2 = \frac{-M_{22} + \frac{\alpha \cdot |Sx_2| \cdot Z_2 \cdot R}{\sqrt{1 + \left(\frac{Sx_2 - \beta}{\beta}\right)^2}}}{Jk}.$$

Далее приводятся результаты численного моделирования динамики легкового автомобиля с учетом взаимовлияния продольных и поперечных сил в пятне контакта колес.

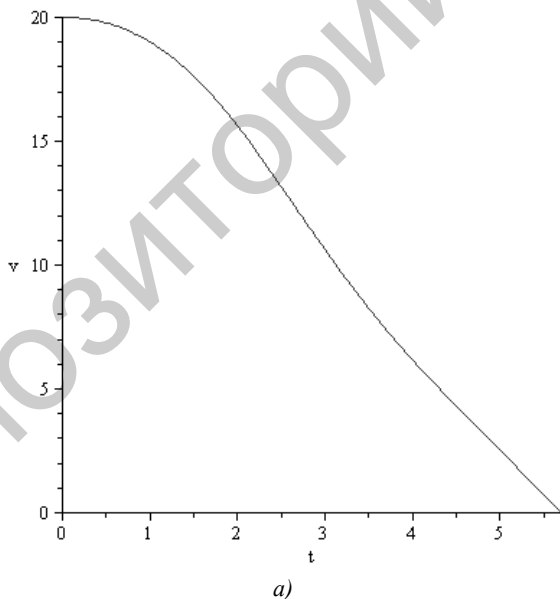
Физические параметры модели:  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ ;  $a = 2,3 \text{ м}$ ;  $b = 2,7 \text{ м}$ ;  $k_1 = 23000 \text{ Н/рад}$ ;  $k_2 = 15000 \text{ Н/рад}$ ;  $m = 1317 \text{ кг}$ ;  $J = 0,4 \cdot m \cdot a \cdot b$ ;  $m_k = 15 \text{ кг}$ ;  $J_k = 1 + 0,5 mkR^2$ ;  $R = 0,287 \text{ м}$ .

Изменение продольной составляющей скорости центра масс автомобиля (рисунок 1).

Изменение поперечной составляющей скорости центра масс автомобиля (рисунок 2).

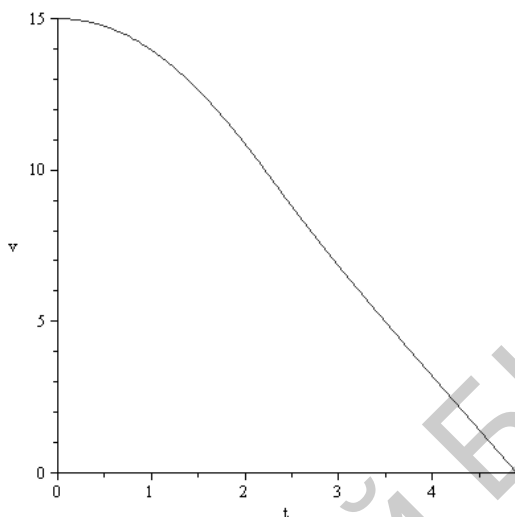
Зависимость относительного проскальзывания в продольном направлении и суммарного относительного проскальзывания, учитывающего продольную и боковую составляющую приведена ниже (рисунок 3).

Анализируя графики (рисунок 3 а, б), следует отметить существенное взаимовлияние продольных и поперечных сил в пятне контакта колес за счет эффективного коэффициента трения скольжения  $\mu_{ii}$ , в частности при увеличении скорости движения существенно (50 % против 30 %) возрастает продольная составляющая, но этот рост обуславливает не только увеличение скорости движения, но и изменение угла увода управляемого колеса автомобиля.



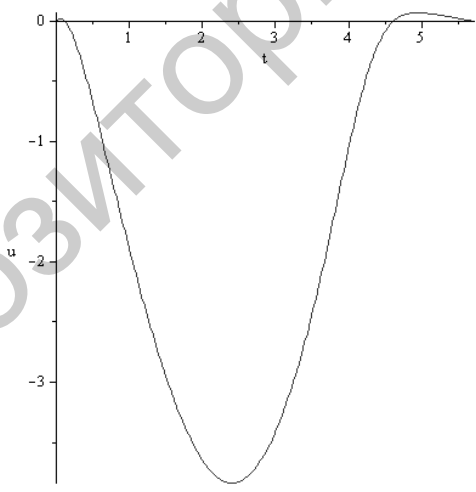
а)  $\theta = 3^\circ$ ,  $v_0 = 20 \text{ м/с}$ ; б)  $\theta = 5^\circ$ ,  $v_0 = 15 \text{ м/с}$

**Рисунок 1** – Зависимость  $v(t)$  при фиксированном угле поворота управляемых колес и начальной скорости автомобиля



б)

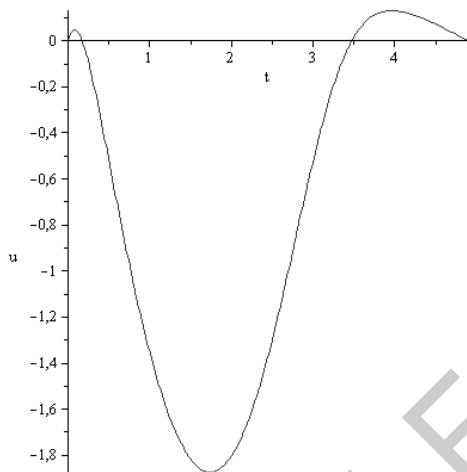
**Окончание рисунка 1**



а)

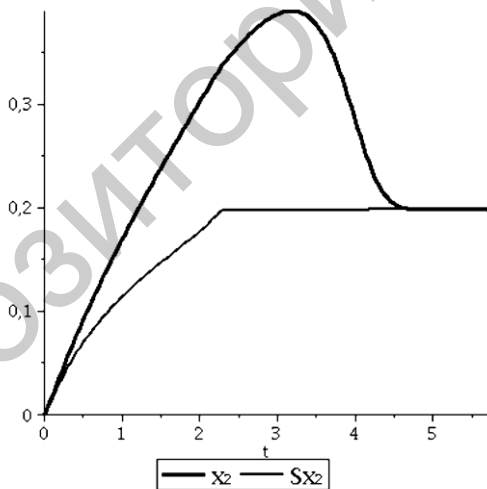
а)  $\theta = 3^\circ$ ,  $v_0 = 20$  м/с; б)  $\theta = 5^\circ$ ,  $v_0 = 15$  м/с

**Рисунок 2** – Зависимость  $u(t)$  при фиксированном угле поворота управляемых колес и начальной скорости автомобиля



б)

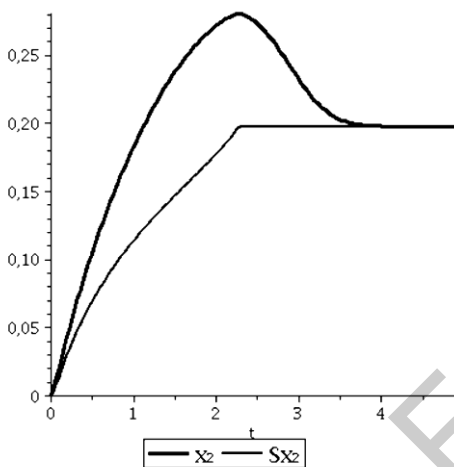
Окончание рисунка 2



а

а)  $\theta = 3^\circ$ ,  $v_0 = 20$  м/с; б)  $\theta = 5^\circ$ ,  $v_0 = 15$  м/с

**Рисунок 3** – Зависимость  $x_2(t)$ ,  $Sx_2(t)$  при фиксированном угле поворота управляемых колес и начальной скорости автомобиля



б)

*Окончание рисунка 3*

Характер сил ускорения (замедления) также меняется в зависимости от угла увода колеса, которое обуславливается появлением боковой силы в пятне контакта и ее влиянием на смену значения ускорения (замедления) автомобиля.

### **Выводы**

Использование экспериментальных зависимостей тормозного момента как функции времени, а также коэффициента сцепления в продольном направлении, как функции относительного проскальзывания позволит в дальнейшем получить более адекватную математическую модель неустановившихся режимов движения автомобиля. Данная модель будет учитывать взаимовлияние продольных и поперечных сил в пятне контакта колес, а также перераспределение вертикальных сил по осям и бортам автомобиля.

### **Литература**

1. Арнольд, В.И. Теория катастроф / В.И. Арнольд. – 3-е изд., доп. – М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1990. –128 с.
2. Певзнер, Я.М. Теория устойчивости автомобиля / Я.М. Певзнер. – М.: Машгиз, 1947. – 156 с.
3. Fiala, E. Seitenkrafte am rollenden Luftreifen / E. Fiala // VDI – Zeitschrift. – 1954. – Bd 96, № 29. – S. 973.

4. Волохов, А.С. Построение математической модели легкового автомобиля с учетом взаимовлияния продольных и поперечных сил в пятне контакта колес / А.С. Волохов, В.Г. Вербицкий, В.А. Макаров // Вестник ДИАТ. – Донецк, 2007. – № 4. – С. 38–43.

5. Оценка курсовой устойчивости грузовых автомобилей в тяговом и тормозном режимах движения / М.Б. Корсун [и др.] // Вісник східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. – 2008. – № 7(125). – С. 115–120.

6. Волохов, А.С. Моделирование динамики легкового автомобиля с учетом взаимовлияния продольных и поперечных сил в пятне контакта колес / А.С. Волохов // Вісник східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. – 2008. – №7 (125). – С. 176–179.

УДК 629.3.024.018

**СТЕНД ДЛЯ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ РАЗЛИЧНЫХ ТИПОВ  
РОБОТИЗИРОВАННЫХ КОРОБОК ПЕРЕДАЧ  
STAND FOR DIAGNOSIS OF VARIOUS TYPES ROBOTIC  
TRANSMISSION**

*Гурский А.С., Серебряков И.А.*

(Белорусский национальный технический университет)

*Gursky A., Serebryakov I.A.*

(Belarusian National Technical University)

**Аннотация.** *Описывается стенд для диагностирования роботизированных коробок передач DSG (Direct Shift Gearbox), а также вариант его усовершенствования для проведения диагностирования других роботизированных коробок передач, в частности АМТ (Automated Manual Transmission).*

**Abstract.** *A stand for the diagnosis of robotic gearbox DSG (Direct Shift Gearbox), as well as an option to improve it for diagnosis of other robotic gearbox, particularly АМТ (Automated Manual Transmission).*

**Введение**

В настоящее время всё большее распространение получают автомобили с роботизированными коробками передач. Если в середине первого десятилетия 2000-х годов такой тип трансмиссии разрабатывали и могли себе позволить устанавливать на автомобили только флагманы мирового автомобилестроения (VAG, Toyota, GM), то в сейчас такие коробки передач устанавливаются даже на автомобили начальной ценовой категории