

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 м².

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
связи» (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 μ , 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 μ_{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.

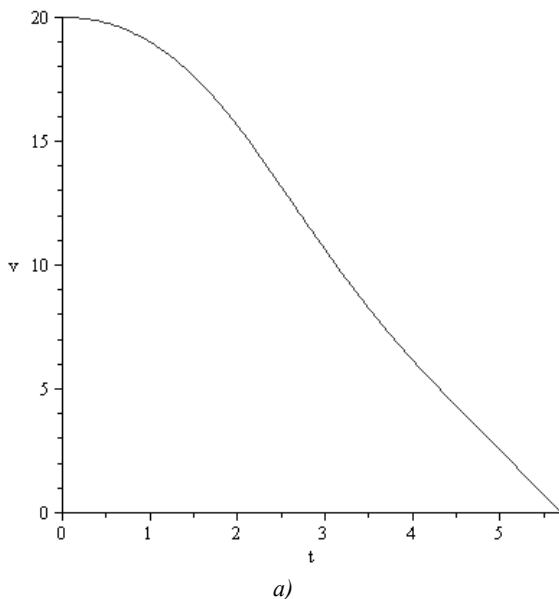
Физические параметры модели: $g = 9,81 \text{ м/с}^2$; $a = 2,3 \text{ м}$; $b = 2,7 \text{ м}$; $k_1 = 23000 \text{ Н/рад}$; $k_2 = 15000 \text{ Н/рад}$; $m = 1317 \text{ кг}$; $J = 0,4 \cdot m \cdot a \cdot b$; $m_k = 15 \text{ кг}$; $J_k = 1 + 0,5 mkR^2$; $R = 0,287 \text{ м}$.

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

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

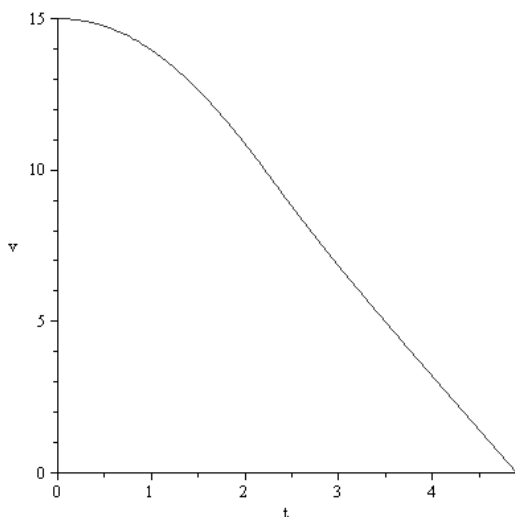
Зависимость относительного проскальзывания в продольном направлении и суммарного относительного проскальзывания, учитывающего продольную и боковую составляющую приведена ниже (рисунок 3).

Анализируя графики (рисунок 3 а, б), следует отметить существенное взаимовлияние продольных и поперечных сил в пятне контакта колес за счет эффективного коэффициента трения скольжения μ_{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.



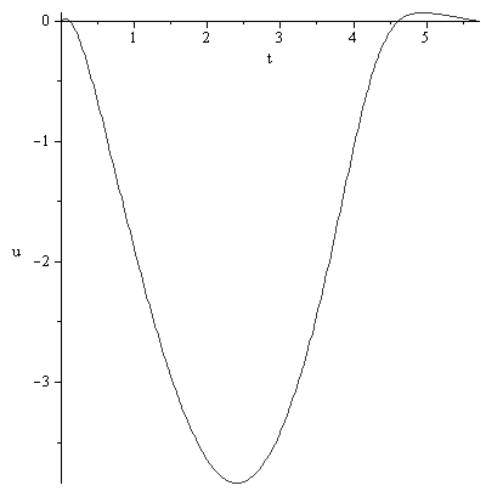
а) $\theta = 3^\circ$, $v_0 = 20 \text{ м/с}$; б) $\theta = 5^\circ$, $v_0 = 15 \text{ м/с}$

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



б)

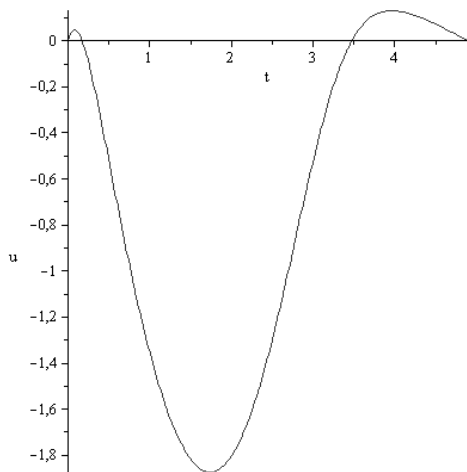
Окончание рисунка 1



а)

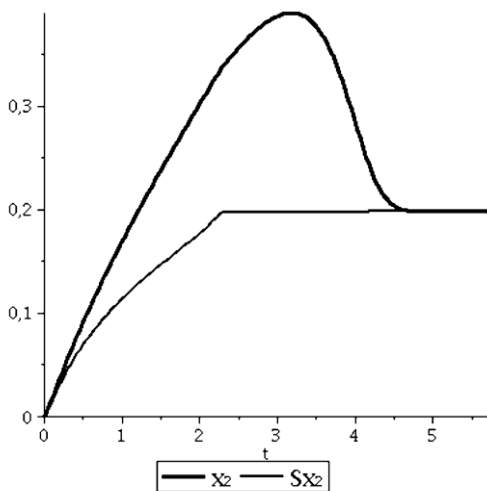
а) $\theta = 3^\circ$, $v_0 = 20$ м/с; б) $\theta = 5^\circ$, $v_0 = 15$ м/с

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



б)

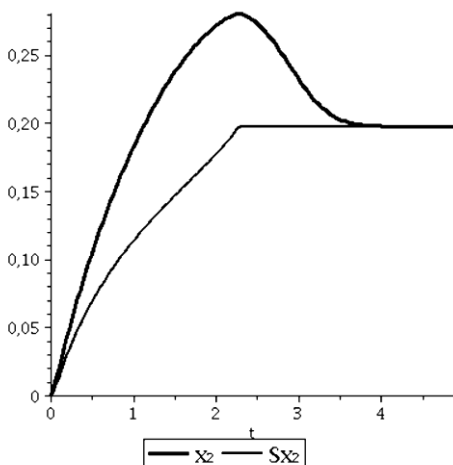
Окончание рисунка 2



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 AMT (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