

ОЦЕНКА УСТОЙЧИВОСТИ НЕПОДВИЖНОГО СДВОЕННОГО АВТОМОБИЛЬНОГО КОЛЕСА ПРОТИВ БОКОВОГО СКОЛЬЖЕНИЯ

Абдулгазис А.У., кандидат технических наук
Феватов С.А.

Постановка проблемы. Устойчивость движения является одним из наиболее важных эксплуатационных свойств автомобилей, влияющих на безопасность движения. Указанное свойство в значительной степени определяется техническим состоянием шин. Наибольшее влияние на устойчивость движения автомобиля оказывает сцепление колеса с дорогой, предельная по сцеплению боковая реакция дороги. При установке сдвоенных колес на величину предельной по сцеплению боковой силы оказывает распределение нормальных реакций дороги между шинами сдвоенных колес.

Анализ последних достижений и публикаций. Вопросу исследования динамики колеса и взаимосвязи предельных по сцеплению касательной и боковой реакций на колесе автомобиля посвящены работы [1–7]. Взаимосвязи между указанными реакциями или взаимосвязи между продольным φ_x и боковым φ_y коэффициентами сцепления одиночного колеса автомобиля посвящены работы [6; 7]. Однако в этих работах не рассматривались сдвоенные колеса автомобиля.

У сдвоенных колес автомобиля наблюдается неравномерность распределения нормальных реакций дороги, что приводит, например, к неравномерности мощности трения в пятнах контакта [5]. Однако исследование предельной по сцеплению боковой реакции дороги на сдвоенных колесах в указанной работе [5] не проводились.

Цель и постановка задач исследования. Целью исследования является определение условий для обеспечения максимального бокового коэффициента сцепления сдвоенных колес автомобиля.

Для достижения указанной цели необходимо решить следующие задачи:

- построить математическую модель для определения бокового коэффициента сцепления сдвоенных колес автомобиля с дорогой;
- определить рациональное распределение нормальных реакций между шинами сдвоенных колес по условию получения максимального бокового коэффициента сцепления.

Изложение основного материала. Математическая модель для определения бокового коэффициента сцепления сдвоенных колес автомобиля с дорогой.

В работе [5] нами предложена феноменологическая модель фрикционного контакта шины с дорогой. Схема статического нагружения одиночного неподвижного колеса автомобиля приведена на рис. 1.

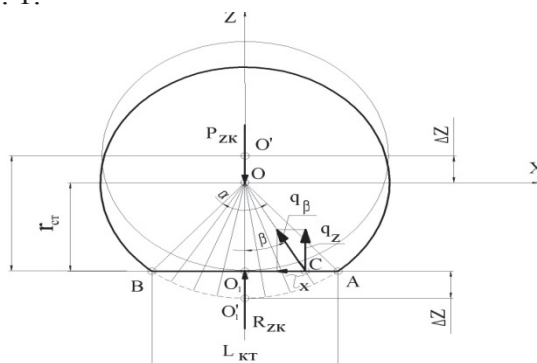


Рисунок 1. – Схема статического нагружения неподвижного колеса в продольной плоскости [5].

В работе [5] определены составляющие погонной силы упругости Q_β для одиночного колеса:

$$q_z = C_z \left(1 - \cos \frac{\alpha}{2} \right) \frac{\frac{\cos \beta}{\cos \frac{\alpha}{2}} - 1}{a - \cos \frac{a}{2} \ln \left| \frac{1 + \sin \frac{a}{2}}{1 - \sin \frac{a}{2}} \right|}; \quad (1)$$

$$q_x = C_z \left(1 - \cos \frac{\alpha}{2} \right) \frac{\operatorname{tg} \beta \frac{\cos \beta}{\cos \frac{\alpha}{2}} - 1}{a - \cos \frac{a}{2} \ln \left| \frac{1 + \sin \frac{a}{2}}{1 - \sin \frac{a}{2}} \right|}; \quad (2)$$

где C_z – радиальная жесткость шины;

α – центральный угол окружности радиусом $r_{св}$, соответствующий теоретической длине пятна контакта $L_{КТ}$ (рис. 1);

$r_{св}$ – свободный радиус колеса;

β – угловая координата точки С (текущая координата).

Зона в пятне контакта колеса с дорогой, в которой отсутствует упругое скольжение элементов шины, определяется граничной угловой координатой (рис. 2 [5]):

$$\beta \leq \frac{\alpha_0}{2} = \pm \operatorname{arctg} \mu, \quad (3)$$

где μ – коэффициент трения между шиной и дорогой.

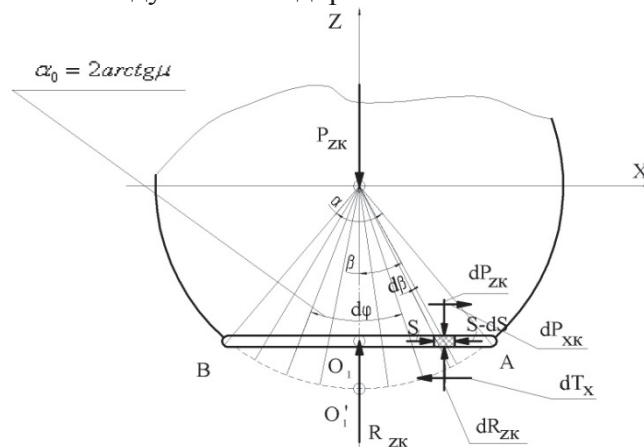


Рисунок 2. – Схема нагружения элемента одиночной шины в пятне контакта:

S – сила натяжения в элементе шины; dT_x – элементарная сила трения [5].

Сопротивление боковому смещению колеса создается в пятне контакта на участке, ограниченном координатами, определяемыми из условия (3).

Суммарная боковая погонная нагрузка, которую могут выдержать шины сдвоенных колес автомобиля без бокового смещения

$$q_y = q_{y_1} + q_{y_2} = \sqrt{\mu_1^2 q_{z_1}^2 - q_{x_1}^2} + \sqrt{\mu_2^2 q_{z_2}^2 - q_{x_2}^2}^{(*)} \quad (4)$$

Уравнение (4) с учетом (1) и (2) для внутреннего и наружного колес пары примет вид.

*) индексы «1» в формуле (4) относятся к внутреннему колесу пары, а индекс «2» - к наружному

$$\begin{aligned}
q_y = C_{z_1} \left(1 - \cos \frac{a_1}{2}\right) & \frac{\frac{\cos \beta_1}{2} - 1}{\cos \frac{a_1}{2}} \sqrt{\mu_1^2 - \operatorname{tg}^2 \beta_1} + \\
& \alpha_1 - \cos \frac{a_1}{2} \ln \left| \frac{1 + \sin \frac{\alpha_1}{2}}{1 - \sin \frac{\alpha_1}{2}} \right| \\
+ C_{z_2} \left(1 - \cos \frac{a_2}{2}\right) & \frac{\frac{\cos \beta_2}{2} - 1}{\cos \frac{a_2}{2}} \sqrt{\mu_2^2 - \operatorname{tg}^2 \beta_2} + \\
& \alpha_2 - \cos \frac{a_2}{2} \ln \left| \frac{1 + \sin \frac{\alpha_2}{2}}{1 - \sin \frac{\alpha_2}{2}} \right|. \quad (5)
\end{aligned}$$

Нормальная нагрузка, действующая на внутреннее и наружное колеса:

$$P_{z_1} = R_{z_1} = C_{z_1} \cdot r_{c\dot{a}_1} \left(1 - \cos \frac{a_1}{2}\right) = q_z P_z; \quad (6)$$

$$P_{z_2} = R_{z_2} = C_{z_2} \cdot r_{c\dot{a}_2} \left(1 - \cos \frac{a_2}{2}\right) = (1 - q_z) P_z; \quad (7)$$

где P_z – суммарная нормальная нагрузка на шины сдвоенного колеса;

q_z – коэффициент распределения суммарной нормальной нагрузки на внутреннее колесо [5] (под внутренним колесом подразумевается колесо, расположенное ближе к продольной оси автомобиля):

$$q_z = P_{z_1} / P_z. \quad (8)$$

Центральные углы α_1 и α_2 могут быть определены из уравнений (6) и (7):

$$\alpha_1 = 2 \arccos \left(1 - \frac{q_z P_z}{C_{z_1} r_{\dot{n}\dot{a}_1}}\right), \quad (9)$$

$$\alpha_2 = 2 \arccos \left(1 - \frac{(1 - q_z) P_z}{C_{z_2} r_{\dot{n}\dot{a}_2}}\right). \quad (10)$$

Уравнение (5) с учетом (6), (7), (9) и (10) примет вид:

$$q_y = P_z \left\{ \frac{q_z}{r_{\dot{n}\dot{a}_1}} \sqrt{\mu_1^2 - \operatorname{tg}^2 \beta_1} \frac{\frac{\cos \beta_1}{2} - 1}{1 - \frac{q_z \cdot P_z}{C_{z_1} \cdot r_{\dot{n}\dot{a}_1}}} + \right.$$

$$\left. 2 \arccos \left(1 - \frac{q_z \cdot P_z}{C_{z_1} \cdot r_{\dot{n}\dot{a}_1}}\right) - \left(1 - \frac{q_z \cdot P_z}{C_{z_1} \cdot r_{\dot{n}\dot{a}_1}}\right) \ln \left| \frac{1 + \sqrt{2 \frac{q_z \cdot P_z}{C_{z_1} \cdot r_{\dot{n}\dot{a}_1}} + \frac{q_z^2 \cdot P_z^2}{C_{z_1}^2 \cdot r_{\dot{n}\dot{a}_1}^2}}}{1 - \sqrt{2 \frac{q_z \cdot P_z}{C_{z_1} \cdot r_{\dot{n}\dot{a}_1}} + \frac{q_z^2 \cdot P_z^2}{C_{z_2}^2 \cdot r_{\dot{n}\dot{a}_1}^2}}} \right| \right\} +$$

$$\left. \begin{aligned} & + \frac{1 - q_z}{r_{\hat{n}\hat{a}_2}} \sqrt{\mu_2^2 - \operatorname{tg}^2 \beta_2} \cdot \frac{\frac{\cos \beta_2}{1 - (1 - q_z) \frac{P_z}{C_{z_2} \cdot r_{\hat{n}\hat{a}_2}}} - 1}{2 \arccos \left(1 - (1 - q_z) \frac{P_z}{C_{z_2} \cdot r_{\hat{n}\hat{a}_2}} \right) - \left(1 - (1 - q_z) \frac{P_z}{C_{z_2} \cdot r_{\hat{n}\hat{a}_2}} \right) \ln \left| \frac{1 + \sqrt{2(1 - q_z) \frac{P_z}{C_{z_2} \cdot r_{\hat{n}\hat{a}_2}} + (1 - q_z)^2 \frac{P_z^2}{C_{z_2}^2 \cdot r_{\hat{n}\hat{a}_2}^2}}}{1 - \sqrt{2(1 - q_z) \frac{P_z}{C_{z_2} \cdot r_{\hat{n}\hat{a}_2}} + (1 - q_z)^2 \frac{P_z^2}{C_{z_2}^2 \cdot r_{\hat{n}\hat{a}_2}^2}} \right|} \end{aligned} \right\} (11)$$

Предельная боковая реакция $R_{y_{\max}}$ по условию отсутствия бокового смещения сдвоенных колес равна:

$$R_{y_{\max}} = \int_{-\arctg \mu_1}^{+\arctg \mu_2} q_{y_1} \cdot r_1 d\beta_1 + \int_{-\arctg \mu_2}^{+\arctg \mu_2} q_{y_2} \cdot r_1 d\beta_2, \quad (12)$$

где r_1, r_2 – текущие значения радиусов колес, соответствующие различным точкам в пятнах контакта:

$$r_1 = r_{\hat{n}\hat{a}_1} \cdot \frac{\cos \frac{\alpha_1}{2}}{\cos \beta_1} = r_{\hat{n}\hat{a}_1} \frac{1 - \frac{q_z P_z}{C_{z_1} \cdot r_{\hat{n}\hat{a}_1}}}{\cos \beta_1}; \quad (13)$$

$$r_2 = r_{\hat{n}\hat{a}_2} \cdot \frac{\cos \frac{\alpha_2}{2}}{\cos \beta_2} = r_{\hat{n}\hat{a}_2} \frac{1 - (1 - q_z) \frac{P_z}{C_{z_2} \cdot r_{\hat{n}\hat{a}_2}}}{\cos \beta_1}. \quad (14)$$

Выражение (12) с учетом (11), (13) и (14) примет вид:

$$\left. \begin{aligned} & R_{y_{\max}} = P_z \left\{ \frac{q_z}{2 \arccos \left(1 - \frac{q_z \cdot P_z}{C_{z_1} \cdot r_{\hat{n}\hat{a}_1}} \right) - \left(1 - \frac{q_z \cdot P_z}{C_{z_1} \cdot r_{\hat{n}\hat{a}_1}} \right) \ln \left| \frac{1 + \sqrt{2 \frac{q_z \cdot P_z}{C_{z_1} \cdot r_{\hat{n}\hat{a}_1}} + \frac{q_z^2 \cdot P_z^2}{C_{z_1}^2 \cdot r_{\hat{n}\hat{a}_1}^2}}}{1 - \sqrt{2 \frac{q_z \cdot P_z}{C_{z_1} \cdot r_{\hat{n}\hat{a}_1}} + \frac{q_z^2 \cdot P_z^2}{C_{z_1}^2 \cdot r_{\hat{n}\hat{a}_1}^2}} \right|} \times \right. \\ & \times \int_{-\arctg \mu_1}^{+\arctg \mu_2} \left(1 - \frac{1 - \frac{q_z \cdot P_z}{C_{z_1} \cdot r_{\hat{n}\hat{a}_1}}}{\cos \beta_1} \right) \sqrt{\mu_1^2 - \operatorname{tg}^2 \beta_1} d\beta_1 + \\ & \left. + \frac{1 - q_z}{2 \arccos \left[1 - (1 - q_z) \frac{P_z}{C_{z_2} \cdot r_{\hat{n}\hat{a}_2}} \right] - \left[1 - (1 - q_z) \frac{P_z}{C_{z_2} \cdot r_{\hat{n}\hat{a}_2}} \right] \ln \left| \frac{1 + \sqrt{2(1 - q_z) \frac{P_z}{C_{z_2} \cdot r_{\hat{n}\hat{a}_2}} + (1 - q_z)^2 \frac{P_z^2}{C_{z_2}^2 \cdot r_{\hat{n}\hat{a}_2}^2}}}{1 - \sqrt{2(1 - q_z) \frac{P_z}{C_{z_2} \cdot r_{\hat{n}\hat{a}_2}} + (1 - q_z)^2 \frac{P_z^2}{C_{z_2}^2 \cdot r_{\hat{n}\hat{a}_2}^2}} \right|} \times \right. \\ & \left. \left. \left(1 - \frac{q_z \cdot P_z}{C_{z_1} \cdot r_{\hat{n}\hat{a}_1}} \right) \sqrt{\mu_1^2 - \operatorname{tg}^2 \beta_1} d\beta_1 + \right. \right. \\ & \left. \left. \int_{-\arctg \mu_2}^{+\arctg \mu_2} \left(1 - \frac{1 - (1 - q_z) \frac{P_z}{C_{z_2} \cdot r_{\hat{n}\hat{a}_2}}}{\cos \beta_2} \right) \sqrt{\mu_2^2 - \operatorname{tg}^2 \beta_2} d\beta_2 \right\} \end{aligned} \right\}$$

$$\times \int_{-\arctg\mu_2}^{+\arctg\mu_2} \left[1 - \frac{1 - (1 - q_z) \frac{P_z}{C_{z_2} \cdot r_{\hat{n}\hat{a}_2}}}{\cos \beta_2} \right] \sqrt{\mu_2^2 - \operatorname{tg}^2 \beta_2} d\beta_2 \quad (15)$$

Боковой коэффициент сцепления сдвоенных колес с дорогой:

$$\varphi_y = R_{y_{\max}} / P_z. \quad (16)$$

Таким образом,

$$\begin{aligned} \varphi_y = & \frac{q_z}{2 \arccos \left(1 - \frac{q_z P_z}{C_{z_1} \cdot r_{\hat{n}\hat{a}_1}} \right) - \left(1 - \frac{q_z P_z}{C_{z_1} \cdot r_{\hat{n}\hat{a}_1}} \right)} \ln \frac{1 + \sqrt{2 \frac{q_z \cdot P_z}{C_{z_1} \cdot r_{\hat{n}\hat{a}_1}} + \frac{q_z^2 \cdot P_z^2}{C_{z_1}^2 \cdot r_{\hat{n}\hat{a}_1}^2}}}{1 - \sqrt{2 \frac{q_z \cdot P_z}{C_{z_1} \cdot r_{\hat{n}\hat{a}_1}} + \frac{q_z^2 \cdot P_z^2}{C_{z_1}^2 \cdot r_{\hat{n}\hat{a}_1}^2}}} \times \\ & \times \int_{-\arctg\mu_1}^{+\arctg\mu_1} \left(1 - \frac{q_z \cdot P_z}{C_{z_1} \cdot r_{\hat{n}\hat{a}_1}} \right) \sqrt{\mu_1^2 - \operatorname{tg}^2 \beta_1} d\beta_1 + \\ & + \frac{1 - q_z}{2 \arccos \left[1 - (1 - q_z) \frac{P_z}{C_{z_2} \cdot r_{\hat{n}\hat{a}_2}} \right] - \left[1 - (1 - q_z) \frac{P_z}{C_{z_2} \cdot r_{\hat{n}\hat{a}_2}} \right]} \ln \frac{1 + \sqrt{2(1 - q_z) \frac{P_z}{C_{z_2} \cdot r_{\hat{n}\hat{a}_2}} + (1 - q_z)^2 \frac{P_z^2}{C_{z_2}^2 \cdot r_{\hat{n}\hat{a}_2}^2}}}{1 - \sqrt{2(1 - q_z) \frac{P_z}{C_{z_2} \cdot r_{\hat{n}\hat{a}_2}} + (1 - q_z)^2 \frac{P_z^2}{C_{z_2}^2 \cdot r_{\hat{n}\hat{a}_2}^2}}} \times \\ & \times \int_{-\arctg\mu_2}^{+\arctg\mu_2} \left[1 - \frac{1 - (1 - q_z) \frac{P_z}{C_{z_2} \cdot r_{\hat{n}\hat{a}_2}}}{\cos \beta_2} \right] \sqrt{\mu_2^2 - \operatorname{tg}^2 \beta_2} d\beta_2. \quad (17) \end{aligned}$$

Если $\frac{\alpha_1}{2} \leq \arctg\mu_1$ или $\frac{\alpha_2}{2} \leq \arctg\mu_2$, то пределы интегрирования в уравнении (17)

необходимо заменить на $\left[-\frac{\alpha_1}{2}; \frac{\alpha_1}{2} \right]$ или $\left[-\frac{\alpha_2}{2}; \frac{\alpha_2}{2} \right]$, соответственно.

Определение рационального распределения нормальных реакций между колесами.

Интегрирование уравнения (17) аналитическими методами сложно. Поэтому целесообразно использование численных методов.

Задаваясь следующими параметрами: P_z ; C_{z_1} ; C_{z_2} ; $r_{\hat{n}\hat{a}_1}$; $r_{\hat{n}\hat{a}_2}$; μ_1 ; μ_2 и варьируя величиной q_z , определяем значение указанного коэффициента, соответствующее получению $\varphi_{y_{\max}}$. В этом случае выражение (17) является целевой функцией оптимизации параметра φ_y .

На рис. 3 показан график зависимости коэффициент распределения суммарной нормальной нагрузки внутреннего колеса q_z от боковых коэффициентами сцепления φ_y . Из

графика видно, что наилучший боковой коэффициент сцепления достигается тогда, когда коэффициент распределения суммарной нормальной нагрузки внутреннего колеса равна 0,5. Если отклонения q_z происходят в большую или меньшую сторону то меняется коэффициент сцепления, следовательно, и устойчивость движения автомобиля.



На рис. 3 График зависимости коэффициент распределения суммарной нормальной нагрузки внутреннего колеса q_z от бокового коэффициентами сцепления φ_y

ВЫВОДЫ.

1. В результате проведенного исследования получена математическая модель определения бокового коэффициента сцепления неподвижных сдвоенных колес с дорогой.
2. Использование предложенной математической модели позволило определить, что максимальный боковой коэффициент сцепления неподвижных сдвоенных колес с дорогой может быть реализован при доле суммарной нормальной нагрузки, приходящейся на внутреннее колесо, равной $q_z = 0,5$

ПЕРЕЧЕНЬ ССЫЛОК.

1. Ramuw. Praftwageu und Stkabe in ihser Wechsel wirpung (Motor Vehicle and Road in theis International); VDY – Verlad Berlin, Motor Vehicle Conference, 1934.
2. Чудаков Е.А. Устойчивость автомобиля против заноса / Е.А. Чудаков. – М. : Машгиз, 1949. – 143 с.
3. Певзнер Я.М. Теория устойчивости автомобиля / Я.М. Певзнер. – М. : Машгиз, 1947. – 156 с.
4. Гуревич Л.В. Тормозное управление автомобиля / Л.В. Гуревич, Р.А. Меламуд. – М. : Транспорт, 1978. – 151 с.
5. Динамика колеса и устойчивость движения автомобиля / [У.А. Абдулгасис, А.У. Абдулгасис, Д.М. Клец, М.А. Подригало] ; под. ред. У.А. Абдулгасиса. – Симферополь : ДИАЙПИ, 2010. – 208 с.
6. Оценка устойчивости неподвижного автомобильного колеса против бокового скольжения / [У.А. Абдулгасис, А.У. Абдулгасис, М.А. Подригало, Д.М. Клец, О.А. Назарько] // Ученые записки Крымского инженерно-педагогического университета. Выпуск 27. Технические науки. – Симферополь : НИЦ КИПУ, 2011. – С. 53–59.
7. Подригало М.А. Оценка устойчивости ведущего колеса автомобиля против бокового скольжения / М.А. Подригало, Д.М. Клец, О.А. Назарько // Механіка та машинобудування. Науково-технічний журнал. – Харків : НТУ «ХАІ», 2012. – № 2. – С. 135–144.

РЕФЕРАТ

Абдулгазіс А.У., Феватов С.А. Оцінка стійкості нерухомого здвоєного автомобільного колеса проти бічного ковзання / Азіз Умеровіч Абдулгазіс, Сададін Асановіч Феватов // Вісник Національного транспортного університету. – К.: НТУ – 2013. – Вип. 27.

У статті наведені результати дослідження впливу розподілу нормальних реакцій дороги між шинами нерухомих здвоєних коліс на величину граничної по зчепленню бічної реакції дороги.

Об'єкт дослідження - здвоєне автомобільне колесо

Мета роботи - визначення умов для забезпечення максимального бічного коефіцієнта зчеплення здвоєних коліс автомобіля.

Метод дослідження - аналітичний метод визначення бокового коефіцієнта зчеплення здвоєних коліс автомобіля з дорогою.

Стійкість руху є одного з найбільш важливих експлуатаційних властивостей автомобілів, що впливають на безпеку руху. Зазначена властивість значною мірою визначається технічним станом шин. Найбільший вплив на стійкість руху автомобіля надає зчеплення колеса з дорогою, гранична по зчепленню бічна реакція дороги. При установці здвоєних коліс на величину граничної по зчепленню бічної сили має вплив розподілення нормальних реакцій дороги між шинами здвоєних коліс.

В результаті проведеного дослідження отримано математичну модель визначення бокового коефіцієнта зчеплення нерухомих здвоєних коліс з дорогою і визначено раціональні розподіли нормальних реакцій між шинами здвоєних коліс за умовою отримання максимального бічного коефіцієнта зчеплення.

Використання запропонованої математичної моделі дозволило визначити, що максимальний бічний коефіцієнт зчеплення нерухомих здвоєних коліс з дорогою може бути реалізований при частці сумарного нормального навантаження, що припадає на внутрішнє колесо, рівної 0,5

КЛЮЧОВІ СЛОВА: НЕРУХОМЕ ЗДВОЄНЕ КОЛЕСО, БІЧНИЙ КОЕФІЦІЄНТ ЗЧЕПЛЕННЯ, СТАБІЛЬНІСТЬ АВТОМОБІЛЬНОГО КОЛЕСА

ABSTRACT

Abdulgazis A.U., Fevatov S.A. Evaluation of fixed twin wheel stability against the lateral slip / Aziz Abdulgazis, Sadadin Fevatov // Herald of the National Transport University. – K.: NTU – 2013. – Issue. 27.

The article gives the results of investigation on the influence of distribution of normal road reactions the between the tires of fixed twin wheels on the rate of the limit of adherence side reaction of road.

The object of the study is a twin car wheel.

The purpose of the research is to determine the conditions for maximum lateral adhesion coefficient of twin wheels.

The method of the research is analytical method for determining the lateral adhesion coefficient of twin wheels of car and road.

Stability of movement is one of the most important performance characteristics of cars, affecting traffic safety. This property is largely determined by technical condition of tires. The greatest influence on the stability of the car is made by the adhesion of wheel and road, limit on adherence side reaction of road. Installing twin wheels on the rate of the limit of the lateral adhesion force conducts distribution of normal road reactions between the tires of twin wheels. The result of the study is the mathematical model for determining the lateral adhesion coefficient of fixed twin wheels and road and a rational distribution of normal reactions between the tires of twin wheels on the condition of obtaining the maximum lateral adhesion coefficient.

Using the mathematical model allowed us to determine that the maximum lateral adhesion coefficient of fixed twin wheels to road can be implemented with a share of the total normal load falling on the inside wheel is $q_z = 0,5$.

KEY WORDS: FIXED TWIN WHEEL, LATERAL COEFFICIENT OF ADHESION, WHEEL STABILITY.

РЕФЕРАТ

Абдулгазис А.У., Феватов С.А. Оценка устойчивости неподвижного сдвоенного автомобильного колеса против бокового скольжения / Азиз Умерович Абдулгазис, Сададин Асанович Феватов // Вестник Национального транспортного университета. – К.: НТУ – 2013. – Вып. 27.

В статье приведены результаты исследования влияния распределения нормальных реакций дороги между шинами неподвижных сдвоенных колес на величину предельной по сцеплению боковой реакции дороги.

Объект исследования – сдвоенное автомобильное колесо

Цель работы – определение условий для обеспечения максимального бокового коэффициента сцепления сдвоенных колес автомобиля.

Метод исследования – аналитический метод определения бокового коэффициента сцепления сдвоенных колес автомобиля с дорогой.

Устойчивость движения является одним из наиболее важных эксплуатационных свойств автомобилей, влияющих на безопасность движения. Указанное свойство в значительной степени определяется техническим состоянием шин. Наибольшее влияние на устойчивость движения автомобиля оказывает сцепление колеса с дорогой, предельная по сцеплению боковая реакция дороги. При установке сдвоенных колес на величину предельной по сцеплению боковой силы оказывает распределение нормальных реакций дороги между шинами сдвоенных колес. В результате проведенного исследования получена математическая модель определения бокового коэффициента сцепления неподвижных сдвоенных колес с дорогой и определены рациональные распределения нормальных реакций между шинами сдвоенных колес по условию получения максимального бокового коэффициента сцепления.

Использование предложенной математической модели позволило определить, что максимальный боковой коэффициент сцепления неподвижных сдвоенных колес с дорогой может быть реализован при доле суммарной нормальной нагрузки, приходящейся на внутреннее колесо, равной $q_z = 0,5$

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: НЕПОДВИЖНОЕ СДВОЕННОЕ КОЛЕСО, БОКОВОЙ КОЭФФИЦИЕНТ СЦЕПЛЕНИЯ, УСТОЙЧИВОСТЬ АВТОМОБИЛЬНОГО КОЛЕСА.