

ВЕРТИКАЛЬНАЯ ПОДАТЛИВОСТЬ ПОДВЕСКИ И САМОПОВОРОТ УПРАВЛЯЕМОГО КОЛЕСА АВТОМОБИЛЯ

Балакина Е.В., Сарбаев Д.С., Сергиенко И.В., Кочетов М.С.

Ключевые слова: колесо, автомобиль, подвеска, поворот.

Аннотация. В данной статье рассматривается влияние вертикального линейного перемещения управляемого колеса в пределах вертикальной податливости подвески на величину вызываемого этим перемещением угла поворота колеса в плоскости, перпендикулярной оси шкворня. Авторами установлено, что для уменьшения влияния вертикальной податливости подвески на самоповорот управляемого колеса, следует увеличивать длину боковой тяги и длину поворотного рычага.

VERTICAL PLIABILITY OF THE SUSPENSION AND SELF-ROTATION OF THE STEERING WHEEL OF THE VEHICLE

Balakina E.V., Sarbaev D.S., Sergienko I.V., Kochetov M.S.

Keywords: wheel, vehicle, vehicle suspension, rotation.

Abstract. This article presents the effect of vertical linear movement of the steered wheel within the vertical pliability of the suspension on the value of the wheel angle rotation caused by this movement in the plane perpendicular to the axis of the pin. The authors found that to reduce the effect of vertical pliability of the suspension on the self-rotation of the steered wheel, it is necessary to increase the length of the side rod and the length of the rotary lever.

При вертикальных линейных перемещениях Z управляемого колеса относительно кузова по причине вертикальной неравномерности профиля дороги имеют место вертикальные линейные перемещения внешнего шарнира боковой тяги на такую же величину Z [1-8]. При этом внешний шарнир боковой тяги перемещается в поперечной вертикальной плоскости по окружности с центром в точке пересечения внутреннего шарнира боковой тяги со средней тягой (или рейкой), что не обеспечивает только поступательного вертикального перемещения колеса и вызывает его самоповорот вокруг оси шкворня.

На рисунке 1 приведена расчетная схема в двух плоскостях для определения кинематических соотношений между дополнительным углом поворота управляемого колеса вокруг оси шкворня от вертикальной податливости подвески Θ_{pz} и вертикальным линейным относительным перемещением колеса и кузова Z . Обозначим через b_2 величину рассогласования траекторий поступательного и вращательного перемещений внешнего шарнира боковой тяги в поперечной вертикальной плоскости. Это рассогласование соответствует поперечному линейному перемещению внешнего шарнира боковой тяги. Из рисунка 1(а):

$$b_2 \approx \sqrt{|Z|^2 + R_T^2} - R_T,$$

где Z – вертикальные линейные перемещения колеса относительно кузова; r – длина поворотного рычага (расстояние в горизонтальной плоскости между внешним шарниром боковой тяги и осью шкворня при нейтральном положении колеса); R_T – длина боковой тяги.

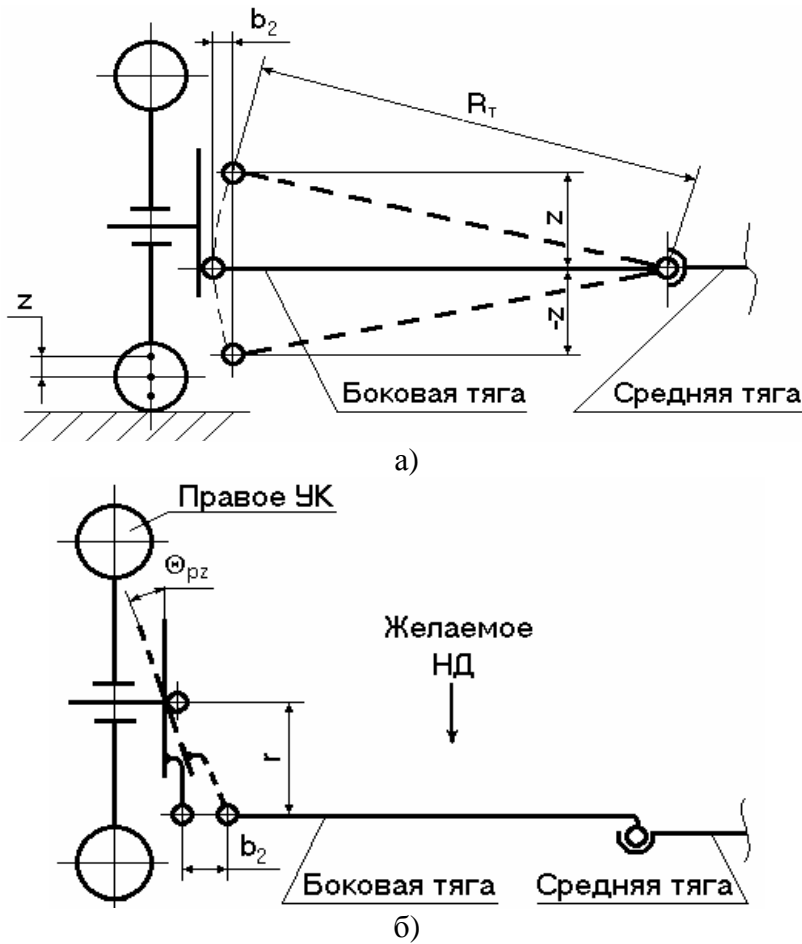


Рис. 1. Расчетная схема для определения кинематических соотношений между дополнительным углом поворота управляемого колеса вокруг оси шкворня от вертикальной податливости подвески Θ_{pz} и вертикальным линейным относительным перемещением колеса и кузова Z : а – вид спереди на рулевой привод автомобиля; б – вид сверху на рулевой привод автомобиля

Теперь рассмотрим процесс в горизонтальной плоскости. Из рисунка 1(б), отклонение внешнего шарнира боковой тяги в поперечном линейном направлении на величину b_2 вызовет поворот управляемого колеса вокруг оси шкворня на угол Θ_{pz} . Тогда:

$$\Theta_{pz} = \frac{\sqrt{|Z|^2 + R_T^2} - R_T}{r}.$$

Обозначим $w_2 = \frac{R_r}{r}$. Это отношение – безразмерная величина.

$$\Theta_{pz} = \sqrt{\frac{|Z|^2}{r} + w_2^2} - w_2.$$

Кривые зависимостей между углом Θ_{pz} и вертикальным линейным относительным перемещением колеса и кузова Z , построенные по полученной формуле для $w_2 = 5$, приведены на рисунке 2.

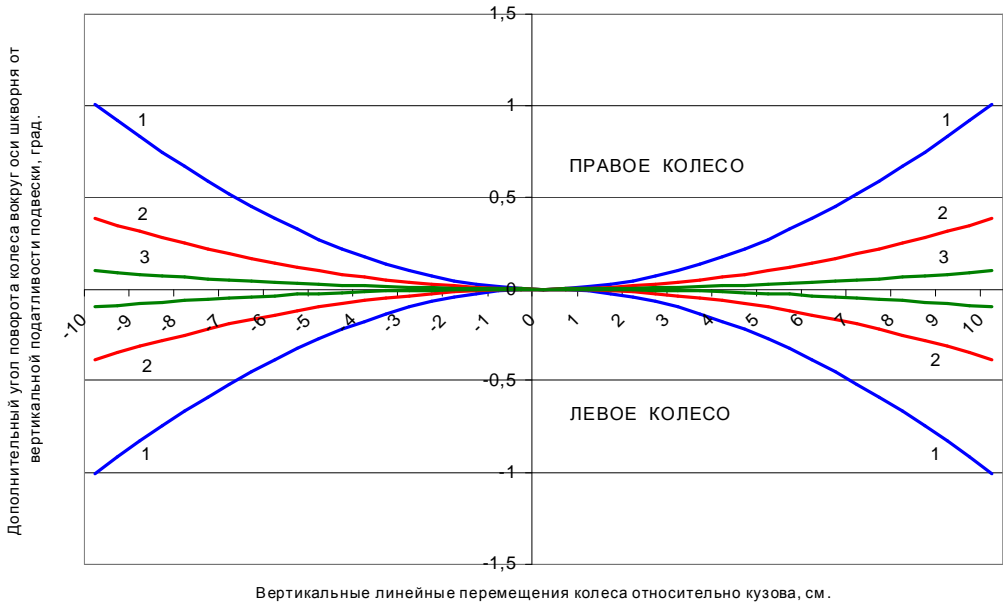


Рис. 2. Графики зависимости дополнительного угла Θ_{pz} от вертикальных линейных относительных перемещений колеса и кузова Z при $w_2 = 5$:
 1: $r = 3$ см; 2: $r = 5$ см; 3: $r = 10$ см

Выводы из анализа полученной формулы:

- при положительных и отрицательных вертикальных линейных относительных перемещениях колеса и кузова Z величина b_2 всегда имеет один и тот же знак для соответствующего колеса. При этом левое и правое управляемые колеса всегда поворачиваются навстречу друг другу (то есть сходятся) независимо от знака Z ;

- с увеличением значения w_2 при одних и тех же r и Z , управляемое колесо меньше дополнительно поворачивается вокруг оси шкворня;

- при одном и том же w_2 углы Θ_{pz} тем меньше, чем больше длина поворотного рычага рулевой трапеции.

Таким образом, для того, чтобы уменьшить влияние вертикальной податливости подвески на самоповорот управляемого колеса, следует увеличивать длину боковой тяги и длину поворотного рычага.

Рекомендуемые значения $w_2 > 6...7$. При этом величина r должна определяться взаимодействием колеса с рулевым приводом в горизонтальной плоскости при продольно-податливой подвеске.

Список литературы

1. Анализ возможных значений боковых сил, действующих на затормаживаемый автомобиль / Е.В. Балакина, Д.С. Сарбаев, И.В. Сергиенко, М.С. Кочетов, А.Е. Татаринцев // *Journal of Advanced Research in Technical Science*. – 2019. – Issue 16. – P. 77-81.
2. Балакина Е.В. К вопросу об определении коэффициента продольного скольжения колеса / Е.В. Балакина, Д.С. Сарбаев // *Автомобильная промышленность*. – 2018. – № 10. – С. 25-27.
3. Балакина Е.В. Коэффициент сцепления шины с дорожным покрытием / Е.В. Балакина, А.В. Кочетков. – М.: Инновационное машиностроение, 2017. – 292 с.
4. Балакина Е.В. Устойчивость движения колесных машин / Е.В. Балакина, Н.М. Зотов. – Волгоград: РПК «Политехник», 2011. – 464 с.
5. Кнороз В.И. Работа автомобильной шины. – М.: Изд-во «Транспорт», 1976. – 283 с.
6. К вопросу о выборе радиуса колеса / Е.В. Балакина, Р.Р. Санжапов, И.В. Сергиенко, Д.С. Сарбаев // Научные труды международной научно-практической конференции «Современные технологии на автомобильном транспорте и машиностроении» (15-18 октября 2019 г.) / Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, Автомобильный факультет. – Харьков, 2019. – С. 22-25.
7. Сальников В.И. Расчетно-экспериментальные универсальные зависимости для определения радиальной жесткости шин / В.И. Сальников, А.А. Барашков, В.Н. Задворнов, Е.В. Балакина // *Автомобильная промышленность*. – 2014. – № 7. – С. 13-14.
8. Экспериментальные исследования радиальной жёсткости шины 4.10/3.50-5 / Е.В. Балакина, Д.С. Сарбаев, И.В. Сергиенко, М.С. Кочетов, А.Ш. Барасов, А.М. Гаврилов // *Journal of Advanced Research in Technical Science*. – 2019. – № 5. – С. 77-81.

References

1. Analysis of possible values of lateral forces operating a braked vehicle / E.V. Balakina, D.S. Sarbaev, I.V. Sergienko, M.S. Kochetov, A.E. Tatarintsev // *Journal of Advanced Research in Technical Science*. – 2019. – Issue 16. – P.77-81.
2. Balakina E.V. To the question of determining the coefficient of longitudinal sliding of the wheel / E.V. Balakina, D.S. Sarbaev // *Automotive industry*. – 2018. – № 10. – P. 25-27.
3. Balakina E.V. The coefficient of the tire adhesion with the road surface / E.V. Balakina, A.V. Kochetkov. – M.: Innovative engineering, 2017. – 292 p.

4. Balakina E.V. Movement stability of wheeled vehicles / E.V. Balakina, N.M. Zotov. – Volgograd: Polytechnic, 2011. – 464 p.
5. Knoroz V.I. Car tire operation. – M.: Publishing Transport, 1976. – 283 p.
6. To the question of choosing the wheel radius / E.V. Balakina, R.R. Sanzhapov, I.V. Sergienko, D.S. Sarbaev // Scientific proceedings of the international scientific and practical conference «Modern technologies in automobile transport and engineering» (October 15-18, 2019) / Kharkov national automobile and road University, Automobile faculty. – Kharkov, 2019. – P. 22-25.
7. Salnikov V.I. Calculated and experimental universal dependencies for determining the radial rigidity of tires / V.I. Salnikov, A.A. Barashkov, V.N. Zadvornov, E.V. Balakina // Automotive industry. – 2014. – №7. – P. 13-14.
8. Experimental researches of the tire radial rigidity 4.10/3.50-5 / E.V. Balakina, D.S. Sarbaev, I.V. Sergienko, M.S. Kochetov, A.Sh. Barasov, A.M. Gavrilov // Journal of Advanced Research in Technical Science. – 2019. – Issue 5. – P. 77-81.

Балакина Екатерина Викторовна – доктор технических наук, доцент, профессор кафедры «Техническая эксплуатация и ремонт автомобилей», fahrgestell2011@yandex.ru	Balakina Ekaterina Viktorovna – doctor of technical sciences, professor of Department of «Technical operation and car repairs», fahrgestell2011@yandex.ru
Сарбаев Дмитрий Сергеевич – аспирант, sards93@gmail.com	Sarbaev Dmitriy Sergeevich – postgraduate, sards93@gmail.com
Сергиенко Иван Васильевич – аспирант, sergienko-1993@mail.ru	Sergienko Ivan Vasilyevich – postgraduate, sergienko-1993@mail.ru
Кочетов Михаил Сергеевич – аспирант	Kochetov Mikhail Sergeevich – postgraduate
Волгоградский государственный технический университет, Волгоград, Россия	Volgograd state technical university, Volgograd, Russia

Received 30.03.2020