

МАШИНОСТРОЕНИЕ И ТРАНСПОРТ: ТЕОРИЯ, ТЕХНОЛОГИИ, ПРОИЗВОДСТВО

УДК 629.33

В.В. Беляков¹, Ю.В. Палутин², А.В. Тумасов¹, Д.А. Бутин¹, А.П. Трусов¹

РАСЧЕТ УГЛОВ ПОВОРОТА УПРАВЛЯЕМЫХ КОЛЕС АВТОМОБИЛЯ С УЧЕТОМ УВОДА

Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева¹
Нижегородская государственная сельскохозяйственная академия²

Представлен способ расчета углов поворота управляемых колес автомобиля, учитывающий угол увода шин управляемой оси. Различные известные теории на практике почти не используются в связи со сложностью вычислений, при этом геометрия рулевого управления основывается на опыте и анализе существующих автомобилей. Выявлено, что теория поворота управляемых колес Фиала наиболее адекватно описывает физические процессы, протекающие в контакте пневматической шины с опорной поверхностью. Предложенная методика отличается от ранее используемых значительным упрощением расчетов. В качестве данных, требуемых для расчета углов поворота управляемых колес, используются колесная база, высоты ЦТ, ширина колеи, масса на оси, коэффициент увода шин, боковое ускорение, радиус движения. Приведенный расчет зависимости поворота управляемых колес может быть использован на стадии проектирования автомобиля.

Ключевые слова: углы поворота управляемых колес, соотношение углов поворота направляющих колес, управляемые колеса, геометрия рулевого управления, схождение.

Введение

Зависимость поворота управляемых колес автомобиля влияет на износ шин, а также на управляемость и устойчивость движения в повороте. В различные периоды развития автомобилестроения выдвигались те или иные теории поворота управляемых колес с целью уменьшения износа шин и улучшения показателей управляемости при движении в поворот. На основании анализа работ П.В. Аксенова, Д.А. Антонова, С.В. Бахмутова, Л.Л. Гинцбурга, А. Дика, Р.П. Кушвида, Э.И. Григолюка, Н.Т. Катанаева, В.Н. Кравца, К.С. Колесникова, А.А. Полунгяна, В.Ф. Платонова, В.А. Петрушова, Д.Р. Элліса, Е.О. Рыкова, Ю.В. Шемякина, Г.П. Антипова, Н.А. Алфутова, М.В. Гурьянова, В.М. Семенова, В.И. Кольцова, Я.Е. Фаробина, W.F. Milliken, D.L. Millken, Н.В. Расајка [1-14] можно выделить четыре наиболее распространенные теории поворота управляемых колес:

- *параллелограммная* – углы поворота управляемых колес всегда равны друг другу;
- *геометрическая* – соотношение углов поворота определяется по условию Аккермана;
- *система по Гауфу и Ширеру* – углы бокового увода обоих передних колес должны быть по возможности малыми, что достигается при одинаковой величине их углов бокового увода;
- *система Фиала* [12,13] – соотношения уводов пропорционально перераспределенной нагрузке;
- *система по Хассельгруберу* [7,8] – мощность бокового трения, т.е. производная боковой силы при уводе и компонента скорости, перпендикулярной к плоскости вращения шины, должны быть одинаковыми для обоих передних колес.

Для выявления наиболее оптимальной концепции необходимо представление в теории движения автомобиля и работы пневматической шины. При движении в повороте у автомобиля происходит перераспределение нормальных реакций колес. Под действием бокового ускорения на центр тяжести, нагрузка на внешнее колесо увеличивается, а на внутреннем – снижается, что представлено на схеме (рис. 1). Рулевое управление – так же, как и подвеска – должно обеспечивать оптимальное положение пневматических шин относительно опорной поверхности во время движения. Для определения оптимальных режимов работы пневматических шин передней оси необходимы данные о качении шины с уводом. На рис. 2. представлены графики, характеризующие качение шины с уводом для различных вертикальных нагрузок. Следует обратить внимание, как изменяется зависимость боковой силы от угла увода при различных вертикальных силах. При уменьшении вертикальной силы уменьшается максимальная боковая сила, развиваемая колесом, пропорционально боковой силе снижается угол увода, при котором достигается максимальное ее значение. Из графиков видно, что при изменении вертикальной силы характеристика шины на линейном участке остается неизменной.

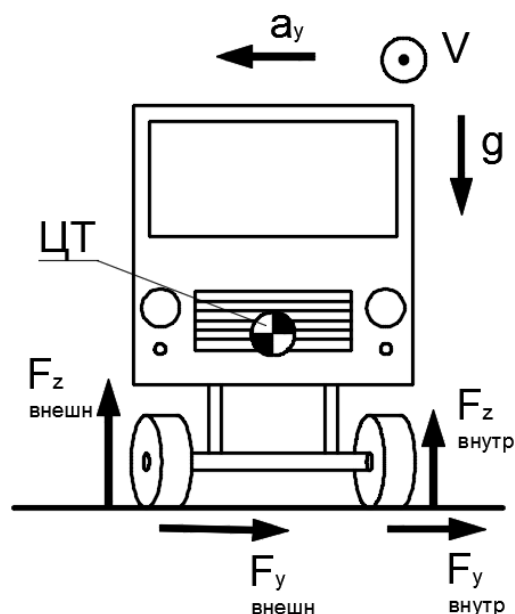


Рис. 1. Схема распределения сил в управляемых колесах

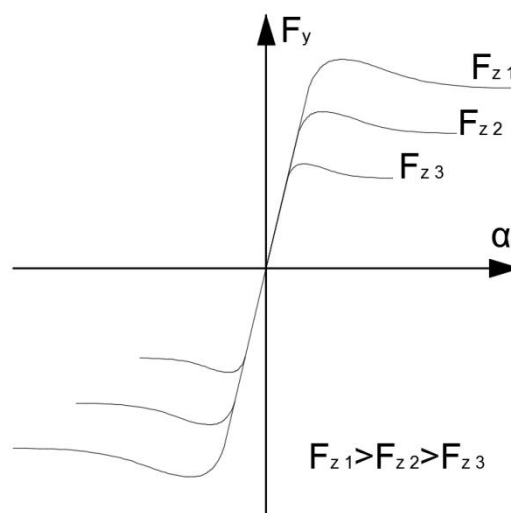


Рис. 2. Диаграмма боковой силы от угла увода

На основании данных о движении автомобиля в повороте и работы пневматической шины можно сделать выводы о теориях поворота управляемых колес. Так, теория закона Аккермана подходит для жестких не пневматических колес, катящихся без увода; система по Гауфу и Ширеру неприемлема в связи с тем, что углы увода у внешнего и внутреннего колеса будут разными из-за различных вертикальных сил; система по Хассельгруберга также не состоятельна в связи с тем, что не возможно на шинах развивать одинаковое боковое усилие, при том, что у них различные вертикальные силы; по этому самой объективной и учитывающей работу пневматической шины является система Фиала.

Расчет распределения вертикальной силы между колесами управляемой оси

Распределение вертикальных сил на управляемых колесах от действия бокового ускорения, действующего при движении автомобиля в повороте, рассчитывается по формулам (1), (2). При таком подходе перераспределения нагрузок на передней оси не учитываются многие факторы: угловая жесткость подвесок, жесткость кузова на кручение. Также эти формулы подходят только для равномерного движения без продольного ускорения.

$$F_z^{\text{внутр}} = \left(\frac{9,81 \cdot M_{\text{ось}}}{2} \right) - \left(\frac{a_y \cdot H_{\text{цт}}}{B} \right), \quad (1)$$

$$F_z^{\text{внешн}} = \left(\frac{9,81 \cdot M_{\text{ось}}}{2} \right) + \left(\frac{a_y \cdot H_{\text{цт}}}{B} \right), \quad (2)$$

где $F_z^{\text{внутр}}$, $F_z^{\text{внешн}}$ – сила вертикальная на управляемом колесе внутреннем и внешнем соответственно, Н; $M_{\text{ось}}$ – масса на управляемой оси, кг; a_y – боковое ускорение, м/с²; $H_{\text{цт}}$ – высота центра тяжести, м; B – ширина колеи, м.

Боковые силы

Суммарная боковая сила, действующая на шины управляемой оси, рассчитывается по формуле (3). При этом расчете не учитываются переходный процесс установления кругового движения.

$$\sum F_y = M_{\text{ось}} \cdot a_y. \quad (3)$$

Боковые силы между внутренним и внешним колесом будут распределяться пропорционально вертикальным силам, согласно закону силы трения. Расчет боковых сил на внутреннем и внешнем колесе производится по формулам (4), (5).

$$F_y^{\text{внутр}} = \sum F_y \cdot \frac{F_z^{\text{внутр}}}{9,81 \cdot M_{\text{ось}}}, \quad (4)$$

$$F_y^{\text{внешн}} = \sum F_y \cdot \frac{F_z^{\text{внешн}}}{9,81 \cdot M_{\text{ось}}}, \quad (5)$$

где $F_y^{\text{внутр}}$, $F_y^{\text{внешн}}$ – сила боковая на управляемом колесе внутреннем и внешнем соответственно, Н.

Характеристика качения колеса с уводом

Характеристику качения шины с уводом можно описать формулой любого из авторов теории шин Пасейки, Щадрин, Эллис, Фуфаев и других. Как правило, это функции боковой силы от угла увода, но для решения нашей задачи необходима обратная функция угла увода от боковой силы. Поскольку вывод угла увода из функции не всегда возможен или затруднен для решения данной задачи, примем, что шина работает только в зоне упругой деформации. Допущение, что при небольших углах увода шин зависимость линейна, имеется у многих авторов и часто используется при решении задач. Это допущение сильно упрощает расчетную формулу, при этом погрешность остается в рамках допустимого на режимах качения шин без жесткого скольжения. Режим жесткого скольжения в рамках оптимизации поворота управляемых колес не рассматривается. Представив зависимость угла увода от боковой силы в виде линейной зависимости выражение примет элементарный вид (6), (7):

$$\alpha^{\text{внутр}} = \frac{F_y^{\text{внутр}}}{k_{\text{увода}}}, \quad (6)$$

$$\alpha^{\text{внешн}} = \frac{F_y^{\text{внешн}}}{k_{\text{увода}}}, \quad (7)$$

где $\alpha^{\text{внутр}}$, $\alpha^{\text{внешн}}$ – угол увода внутреннего и внешнего колеса, град; $k_{\text{увод}}$ – коэффициент увода шины от боковой силы, Н/град.

Поворот управляемых колес

На первом этапе рассчитывается угол поворота управляемых колес по закону Аккермана, потому что по этой траектории будут двигаться центры управляемых колес. Схема идеального поворота управляемых колес по закону Аккермана представлена на рис. 3

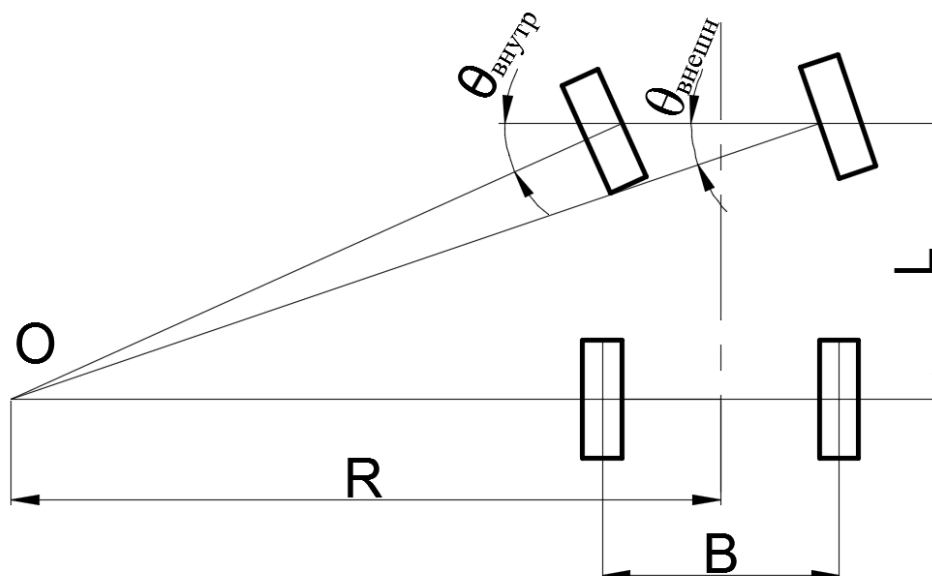


Рис. 3. Схема поворота управляемых колес

Расчет углов поворота по Аккерману производится без учета угла увода колес задней оси, а также радиус движения принимается до центра задней оси, приняв, что радиус движения ЦТ отличается не сильно, расчетные формулы (8) и (9).

$$\theta_{\text{идеал}}^{\text{внутр}} = \arctg\left(\frac{L}{R-(B/2)}\right), \quad (8)$$

$$\theta_{\text{идеал}}^{\text{внешн}} = \arctg\left(\frac{L}{R+(B/2)}\right), \quad (9)$$

Действительные углы поворота управляемых колес вычисляются по сумме идеальных углов поворота и углов увода, представлены в формулах (10) и (11).

$$\theta_{\text{действ}}^{\text{внутр}} = \theta_{\text{идеал}}^{\text{внутр}} + \alpha^{\text{внутр}}, \quad (10)$$

$$\theta_{\text{действ}}^{\text{внешн}} = \theta_{\text{идеал}}^{\text{внешн}} + \alpha^{\text{внешн}} \quad (11)$$

Результаты

В качестве примера был проведен расчет оптимальных углов поворота колес по теории Фиала. Расчет был проведен для автомобиля с параметрами, представленными в табл. 1.

Таблица 1

Параметры автомобиля

Параметр	Значение
Колесная база, м	3,145
Высота ЦТ, м	0,85
Ширина колеи передней оси, м	1,75
Масса на передней оси, кг	1273
Коэффициент увода шин, Н/град	1250

В результате расчета были получены углы поворота управляемых колес. Для наглядности зависимости поворота колес от параметров движения в повороте в табл. 2 приведены значения расхождения колес.

Таблица 2

Расхождения углов поворота управляемых колес

Радиус движения, м	Расхождение управляемых колес, град					
	Боковое ускорения, м/с ²					
	1	2	3	4	5	6
10	3,41993	3,11739	2,61316	1,90723	0,99962	-0,1097
20	0,70897	0,40643	-0,0978	-0,80373	-1,7113	-2,8207
30	0,25372	-0,04882	-0,55305	-1,25897	-2,1666	-3,2759
40	0,09756	-0,20498	-0,70921	-1,41513	-2,3228	-3,4321
50	0,02583	-0,27671	-0,78094	-1,48687	-2,3945	-3,5038

По результатам расчета оптимальных углов поворота управляемых колес выявлено две зависимости: с уменьшением радиуса движения увеличивается расхождение колес; с увеличением бокового ускорения расхождение колес уменьшается.

Исследования А.С. Добринина выявили, что при эксплуатации среднестатистического автомобиля на дорогах общего пользования боковые ускорения не превышают 3 м/с². Этот порог называют «порогом неприятных ощущений»: он вызывает чувства дискомфорта и опасности. Если принять этот фактор во внимание и сопоставить с результатами расчета оптимального расхождения колес, то видно, что от 0 до 3 м/с² угол расхождения колес крайне мал и увеличивается лишь при маневрировании и движениями с радиусами менее 20 м. Если рассматривать режимы движения с ограниченным боковым ускорением и исключить режим маневрирования, оптимальные углы поворота колес настолько близки по значениям, что зависимость поворота колес можно принять параллельной.

Если в эксплуатации автомобиля значительную часть составляет маневрирование с минимальными радиусами поворота, то наиболее адекватным теоретической конструкцией является закон поворота управляемых колес по Аккерману. Данный расчет также подтверждает правильность использования в спортивных автомобилях класса «Формула 1» и «Формула 3» кинематики рулевого управления с зависимостью Анти-Аккермана. Автомобили, двигающиеся с большими боковыми ускорениями, при определенных конструктивных параметрах имеют оптимальные углы поворота управляемых колес в положительном схождении.

Вывод

В результате анализа теорий оптимального поворота управляемых колес в качестве наиболее адекватно описывающей физические процессы, протекающие в контакте пневматической шины с опорой поверхностью, была определена теория Фиала. Основанный на ней способ расчета оптимальных углов поворота, в силу ряда допущений (линейная зависимость

увода от боковой силы, увод колес задней оси) был сведен к инженерным формулам. Полученные результаты могут быть сопоставлены с геометриями рулевых управлений, используемых на автомобилях различных эксплуатаций. Приведенный расчет зависимости поворота управляемых колес может быть использован на стадии проектирования автомобиля.

Анализ рассчитанных величин углов поворота колес показывает, что для автомобилей,двигающихся с небольшими боковыми ускорениями до 1 м/с^2 , геометрия поворота управляемых колес схожа с геометрической теорией Аккермана, а при движении с боковыми ускорениями, близкими к потере динамической устойчивости, зависимость может быть описана по теории Анти-Аккермана.

Исследования выполнены при финансовой поддержке Министерства образования и науки РФ по договору № 02.G25.31.0193 от 27.04.2016 г. (постановление Правительства Российской Федерации от 9 апреля 2010 года № 218).

Экспериментальные исследования выполнены с использованием оборудования Центра коллективного пользования НГТУ «Транспортные системы».

Библиографический список

1. **Чудаков, Е.А.** О рациональной форме рулевой трапеции // Доклады АН СССР. – М.: Изд-во АН СССР. – 1952. – Т. 88. – № 4.
2. Фрикционный износ резины / Сборник статей под ред. д.т.н. В.Ф. Евстратова. – М.: Химия, 1964, – 271 с.
3. **Фаробин, Я.Е.** О рациональной форме рулевой трапеции // Автомобильная промышленность. – Т. 2. – 1959. – С. 15-17.
4. **Фаробин, Я.Е.** Теория поворота транспортных машин / Я.Е. Фаробин. – М.: Машиностроение, 1970, – 176 с.
5. **Стефанович, Ю.Г.** Исследование рулевой трапеции автомобилей / Ю.Г. Стефанович: Дис. ... канд. техн. наук. – М., 1954. – 147 с.
6. **Кушвид, Р.П.** Исследование рулевого управления автомобиля (оптимизация по критерию минимума износа шин) / Р.П. Кушвид. – дисс. ...канд. техн. наук. – М., 1978, – 202 с.
7. **Hasselgruber, H.** Verhaiten eines Kraftfahrzeuges bei Kurveinfahrt Automobilithechn Z / H. Hasselgruber. – №7. – 1965.
8. **Hasselgruber, H.** Zweckmäßige Auslegung van Kraftfahrzeugienkungen in Hinbick auf Kurven vehaiten ung Reifengchonung / H. Hasselgruber // Automob. Ind., – № 3 (1). – 1964.
9. **Добрин, А.С.** Исследование движения автомобиля по заданной траектории / А.С. Добрин. – М.: НАМИ, 1966. – С. 35-65.
10. **Добрин, А.С.** Устойчивость и управляемость автомобиля при неустановившемся движении // Автомобильная промышленность. 1968. – № 9. – С.29-35.
11. **Schallamach, A.** The theori of dynamie rubber friction / A. Schallamach. – Wear. – 1963. – v.6. – № 5.
12. **Fiala, E.** Kraftkorrigierte Lenkanggeometrie / E. Fiala // ATZ. – 1959. – № 2.
13. **Fiala E.** Zur Fahrdunamik des Stressenfahrzeuges unter Berück gichtigung der Lenkwngelastizitet / E. Fiala // ATZ. – № 3. – 1960.
14. **Тумасов, А.В.** Способ расчета интенсивности износа шин для различных режимов движения автомобиля / А.В. Тумасов, Д.А. Бутин, А.А. Васильев // Беспилотные транспортные средства: проблемы и перспективы. Сборник материалов 94 международной научно-технической конференции Ассоциации автомобильных инженеров. – Н. Новгород: НГТУ им. Р.Е. Алексеева, 2016. – С. 123-129.

*Дата поступления
в редакцию: 07.03.2019*

V.V. Belyakov, Y.V. Palutin, A.V. Tumasov, D.A. Butin, A.P. Trusov

**CALCULATION STEETING GEOMETRY OF THE CAR TAKING
INTO ACCOUNT THE SLIP ANGLE TIRE**

Nizhny Novgorod State Technical University n.a. R.E. Alekseev

Purpose: method for calculating the steering angle of the directive wheels of a car.

Design/methodology/approach: The calculation is presented in the form of engineering formulas.

Findings: The calculation results are comparable with the geometry of the steering controls of existing cars.

Research limitations/implications: In calculating the slip of the tires of the driven axes adopted linear, and the slip of tires of the rear axle not included.

Originality/value: for the first time the theory of geometry of steering control of the car of the Fiala theory is presented in a simple mathematical form.

Key words: steering angles, steering angle difference, steering geometry, slip angle, toe in.