

УДК 629.33

Методика расчета угла увода автомобильного колеса с наклоненной осью вращения*

Е.В. Балакина, М.С. Кочетов

Волгоградский государственный технический университет

Method for calculating the side slip angle of a vehicle wheel with a tilted rotation axis

E.V. Balakina, M.S. Kochetov

Volgograd State Technical University

Исследование относится к области изучения упругих свойств эластичного колеса транспортного средства как деформируемого тела. Рассмотрен вопрос математического моделирования углов увода колеса при наклоне оси вращения. Исследование базируется на деформационной теории увода колеса и лабораторных экспериментах. Выполнен поиск математического выражения для определения угла увода эластичного колеса с наклоненной осью вращения. Разработана методика расчета угла бокового увода эластичного колеса с наклоненной осью вращения. Получены зависимости угла увода от коэффициентов изменения нормальной и боковой жесткостей при заданном угле наклона оси вращения. Установлено, что при внутреннем наклоне осей вращения колес транспортного средства боковой увод снижается. Определено, что при наклоне оси вращения исследованного эластичного колеса на допустимый по износу шин угол 5° угол увода можно уменьшить на 7° .

EDN: LYLPUF, <https://elibrary/lylpuf>**Ключевые слова:** эластичное колесо, наклон оси вращения, угол увода колеса, методика расчета

The paper presents a research related to studying elastic properties of the elastic vehicle wheel as a deformable body. It considers a problem of mathematical simulation of the wheel slipper angles at the rotation axis tilt. Slipper deformation theory and laboratory experiments form the research basis. Mathematical dependence for determining the elastic wheel slipper with a rotation axis tilt is identified. A method for computing the elastic wheel lateral slipper with a rotation axis tilt is developed. Mathematical dependencies are obtained of the slipper angle on coefficients of the normal and lateral rigidity alteration at a given angle of the rotation axis tilt. The paper establishes that the wheel slipper is decreasing with the wheel rotation axis internal tilt of the vehicle axle. It shows that the 5° slipper angle could be reduced by 7° with the rotation axis tilt of the wheel under study to the maximum permissible angle under the tire wear conditions.

EDN: LYLPUF, <https://elibrary/lylpuf>**Keywords:** elastic wheel, rotation axis tilt, wheel slipper, computation method

* Исследование выполнено при финансовой поддержке Волгоградского государственного технического университета в рамках научного проекта № 9/555-23.

Устойчивость движения — важное эксплуатационное свойство легковых, грузовых автомобилей, автобусов и других скоростных транспортных средств (ТС) [1–3], определяющее активную безопасность. Параметры устойчивости движения прогнозируют на этапе проектирования ТС при оптимизационном выборе конструктивных параметров шасси: геометрических размеров и углов установки эластичных колес (ЭК), подрессоренных и неподрессоренных масс, параметров рулевого управления, подвесок и др. [3, 4]. Так как угол бокового увода ЭК и угловые колебания управляемых ЭК существенно влияют на устойчивость, при математическом описании движения ТС в разных режимах эти явления необходимо моделировать.

Согласно самой распространенной деформационной теории, угол увода колеса δ рассчитывают по зависимости

$$\operatorname{tg} \delta = f(Y_t, 1/Z_t),$$

где Z_t — нормальный прогиб (нормальная или радиальная деформация) шины; Y_t — боковое упругое смещение (боковая деформация) шины.

В соответствии с рис. 1 нормальную Z_t и боковую Y_t деформации шины, возникающие под действием нормальной нагрузки (радиальной) P_z и боковой силы P_y , определяют по известным зависимостям

$$Z_t = f(P_z, C_{tz});$$

$$Y_t = f(P_y, C_{ty}),$$

где C_{tz} и C_{ty} — нормальная (радиальная) и боковая жесткости шины ЭК.

На рис. 1 введены следующие обозначения: O' — центр ЭК; V_x — поступательная скорость оси вращения ЭК; ω — угловая скорость ЭК; r_0 — свободный радиус ЭК; l_c — длина пятна контакта ЭК с опорной поверхностью; P_x — толкающая (тянущая) сила ЭК; M — момент на ЭК; R_z — нормальная реакция опорной поверхности (положение которой зависит от режима качения ЭК); R_x и R_y — продольная и боковая реакция опорной поверхности.

Помимо конструктивного наклона ось вращения ЭК может наклоняться по эксплуатационным причинам, связанным с кинематической несогласованностью направляющих элементов подвески и рулевого привода [5].

Такой наклон ЭК, названный эксплуатационным, появляется в следующих случаях:

- при движении подрессоренного ЭК по неровностям опорной поверхности;
- при крене подрессоренного кузова под действием боковой силы;
- при повороте управляемого ЭК вокруг оси, наклоненной в поперечной вертикальной плоскости;
- при принудительном бортовом автоматическом регулировании наклона ЭК [5].

При отсутствии экспериментальных данных нормальную жесткость шины ЭК с горизонтальной осью вращения можно вычислить по одной из аппроксимирующих зависимостей $C_{tz} = f(P_z)$, приведенных в табл. 1 [6]. Здесь нормальная жесткость шины C_{tz} имеет размерность Н/мм, нормальная нагрузка на ЭК P_z для квадратичной зависимости — кН, для показательной и линейной — Н.

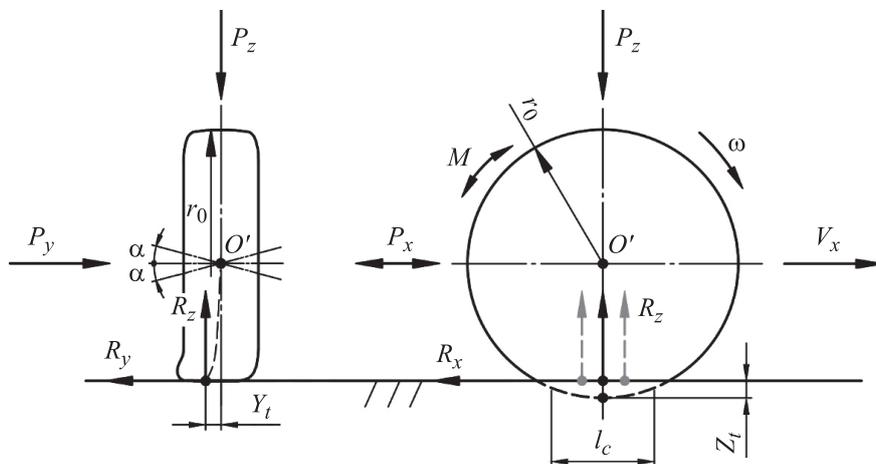


Рис. 1. Схема деформируемого ЭК

Таблица 1

**Аппроксимирующие зависимости для расчета нормальной жесткости ЭК
с горизонтальной осью вращения**

Тип шин	Аппроксимирующая зависимость		
	Квадратичная	Показательная	Линейная
Легковые радиальные	$C_{tz} = 48,2P_z - 2,89P_z^2$	$C_{tz} = 1,6221P_z^{0,544}$	$C_{tz} = 0,0324P_z$
Легковые диагональные	$C_{tz} = 42,6P_z - 0,515P_z^2$	$C_{tz} = 0,3311P_z^{0,753}$	$C_{tz} = 0,0398P_z$
Все легковые	$C_{tz} = 47,23P_z - 2,306P_z^2$	$C_{tz} = 1,0739P_z^{0,60}$	$C_{tz} = 0,0347P_z$
Грузовые радиальные	$C_{tz} = 38,24P_z - 0,263P_z^2$	$C_{tz} = 0,3240P_z^{0,773}$	$C_{tz} = 0,0315P_z$
Грузовые диагональные	$C_{tz} = 52,06P_z - 0,84P_z^2$	$C_{tz} = 6,1506P_z^{0,473}$	$C_{tz} = 0,0266P_z$
Все грузовые	$C_{tz} = 39,63P_z - 0,337P_z^2$	$C_{tz} = 0,9805P_z^{0,661}$	$C_{tz} = 0,0300P_z$
Все	$C_{tz} = 38,13P_z - 0,289P_z^2$	$C_{tz} = 0,1244P_z^{0,8616}$	Аппроксимация по линейной зависимости невозможна

При отсутствии экспериментальных данных боковую жесткость шины ЭК с горизонтальной осью вращения можно вычислить по одной из существующих зависимостей $C_{ty} = f(P_z)$ [7], приведенных в табл. 2. Здесь нормальная нагрузка на ЭК P_z имеет размерность 10^{-1} Н, боковая жесткость шины C_{ty} — Н/мм; a, b, c — постоянные безразмерные коэффициенты.

Однако экспериментальным путем установлено [8–10], что при наклоне оси вращения ЭК его жесткость меняется.

Наклон осей вращения автомобильных ЭК относительно плоскости может быть внутренним или наружным. В первом случае оси вращения ЭК одного моста ТС пересекаются ниже его оси, во втором — выше.

Наружный наклон, появившийся как необходимость компенсации зазоров в колесных

подшипниках, традиционно применяют на колесах передней оси скоростных ТС. Благодаря совершенствованию технологий машиностроения указанные узлы стали изготавливать практически без зазоров. Однако наружный наклон осей вращения передних ЭК производители сохранили с целью уменьшения плеча обкатки.

В настоящее время наблюдается тенденция устанавливать задние колеса с внутренним наклоном, что обусловлено улучшением некоторых эксплуатационных характеристик автомобиля [11–13]. Так, Н.Н. Яценко, Ю.Н. Козлов и другие российские ученые определили влияние установки задних ЭК легкового автомобиля с внутренним наклоном на некоторые оценочные параметры управляемости. Это — максимальная угловая скорость разворота ТС при смене полосы движения и повороте, время стабилизации угла поворота рулевого колеса при смене полосы движения и перемещении по кругу, время стабилизации угловой скорости поворота рулевого колеса при движении по кругу [11, 12].

Группой ученых из Великобритании определено влияние устойчивости на поперечное опрокидывание на примере трехколесного ТС [13]. Исследователи при математическом описании движения ЭК использовали известную расчетно-экспериментальную модель голландского ученого Х.Б. Пасейки [14]. В этой модели присутствует угол наклона ЭК, но только при расчете реакций опорной поверхности. Жесткости шины в модели являются постоянными величинами и не зависят от наклона ЭК.

Таблица 2

**Аппроксимирующие зависимости
для расчета боковой жесткости ЭК
с горизонтальной осью вращения**

Аппроксимирующая зависимость	Постоянные коэффициенты		
	a	b	c
Степенная $C_{ty} = aP_z^b$	1,12	0,73	–
Квадратичная $C_{ty} = aP_z + bP_z^2$	0,2	$-2,4745 \cdot 10^{-5}$	–
Функция Харриса $C_{ty} = \frac{1}{a + bP_z^c}$	0,0876	-0,0595	0,0448

Проведены некоторые немногочисленные исследования свойств наклоненного ЭК. В частности, изучено влияние наклона на устойчивость автомобиля [11, 15, 16], управляемость [11, 13] и сопротивление качению [17].

Однако ранее не были получены выражения для расчетного определения изменения жесткостей ЭК при наклоне его оси вращения, что влияет на корректность расчета угла увода при моделировании движения наклоненного ЭК. Поэтому изменение угла увода автомобильных ЭК с наклоненными осями вращения можно считать малоизученным.

Цель работы — поиск формулы для определения угла увода ЭК с наклоненной осью вращения.

Методы и подходы. Для достижения поставленной цели предложена следующая методика.

Согласно деформационной теории пластичности, тангенс угла увода ЭК определяется выражением

$$\operatorname{tg} \delta \approx \frac{Y_t}{l_c/2} (1 - s_x). \quad (1)$$

Здесь s_x — коэффициент продольного скольжения ЭК, который согласно ГОСТ 17697-72 «Автомобили. Качение колеса. Термины и определения» имеет вид

$$s_x = \frac{V_x - \omega r_r}{V_x},$$

где r_r — радиус качения ЭК.

Длина пятна контакта ЭК с опорной поверхностью [18]

$$l_c = 2K_h \sqrt{Z_t(2r_0 - Z_t)}, \quad (2)$$

где K_h — коэффициент учета уменьшения длины пятна контакта, для низкопрофильных шин $K_h = 0,6$, для всех остальных $K_h = 0,7$.

Коэффициент продольного скольжения ЭК s_x в пятне контакта составляет $-1 \dots 1$, в ведомом режиме $s_x = 0$, в тормозном режиме $0 \leq s_x \leq 1$.

Деформации и жесткости шины связаны выражениями

$$Y_t = \frac{P_y}{C_{ty}}; \quad (3)$$

$$Z_t = \frac{P_z}{C_{tz}}. \quad (4)$$

Назовем нормальной жесткостью шины с наклоненной осью вращения ЭК эффективной

нормальной жесткостью и обозначим через C_{tze} . Ее связь с нормальной жесткостью шины с горизонтальной осью вращения ЭК (без наклона) C_{tz} определяется как

$$C_{tze} = K_{\alpha z} C_{tz}, \quad (5)$$

где $K_{\alpha z}$ — коэффициент изменения нормальной жесткости шины с наклоненной осью вращения ЭК.

Назовем боковую жесткость шины с наклоненной осью вращения ЭК эффективной боковой жесткостью и обозначим через C_{tye} . Она связана с боковой жесткостью шины с горизонтальной осью вращения C_{ty} выражением

$$C_{tye} = K_{\alpha y} C_{ty}, \quad (6)$$

где $K_{\alpha y}$ — коэффициент изменения боковой жесткости шины при наклоне оси вращения ЭК.

С учетом формул (1)–(6) угол бокового увода ЭК с наклоненной осью вращения δ_α можно найти из соотношения

$$\operatorname{tg} \delta_\alpha = \frac{P_y / (K_{\alpha y} C_{ty})}{K_h \sqrt{\frac{P_z}{K_{\alpha z} C_{tz}} \left(2r_0 - \frac{P_z}{K_{\alpha z} C_{tz}} \right)}} (1 - s_x). \quad (7)$$

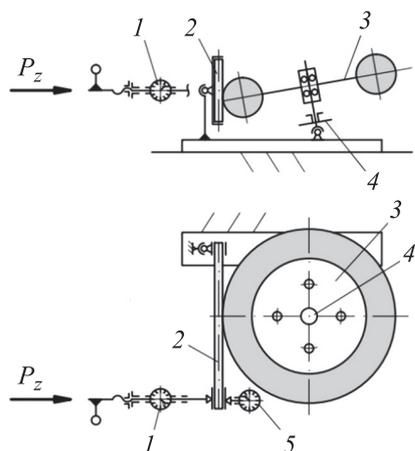
Значения нормальной и боковой жесткостей шины ЭК C_{ty} и C_{tz} можно рассчитать по выражениям, указанным в табл. 1 и 2.

Анализ формулы (7) позволяет заключить, что угол увода ЭК прямо пропорционален боковой деформации шины и обратно пропорционален ее боковой жесткости, т. е. чем жестче шина в боковом направлении, тем меньше угол увода. Так как внутренний наклон осей вращения колес ТС увеличивает эффективную боковую жесткость шин при повороте автомобиля [10], угол бокового увода снижается.

Нормальная жесткость шины также зависит от угла наклона оси вращения ЭК α [8]. Независимо от направления наклона (знака α) нормальная жесткость шины всегда снижается, удлиняя пятно контакта, т. е. при $\alpha \neq 0$ числитель формулы (7) уменьшается, а знаменатель увеличивается. Таким образом, наличие внутреннего наклона осей вращения ЭК всегда способствует снижению угла увода.

Для определения коэффициентов изменения жесткостей $K_{\alpha z}$ и $K_{\alpha y}$ проведены экспериментальные исследования.

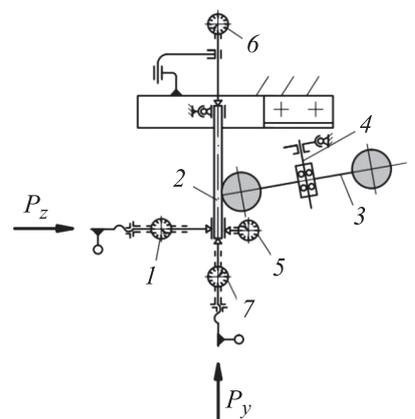
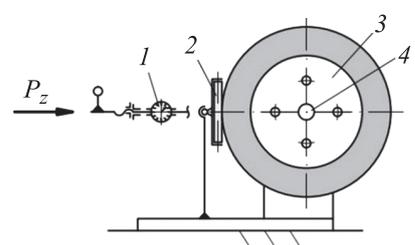
Описание экспериментальной установки. Для измерения сил и деформаций ЭК по разным



а



б



в



г

Рис. 2. Кинематические схемы (а, в) и внешний вид (б, г) экспериментальной установки для определения нормальных (а, б) и боковых (в, г) сил и деформаций ЭК

координатам, в том числе с наклоненной осью вращения, создана экспериментальная установка. На рис. 2, а–г показаны кинематические схемы и внешний вид экспериментальной установки для определения нормальных и боковых сил и деформаций ЭК.

Экспериментальная установка содержит ЭК 3, установленное на ступицу 4 с возможностью изменения наклона оси вращения ЭК. В качестве модели опорной плоскости (дороги) использовано многослойное стекло 2. К системе ЭК — дорога прикладывают нормальные и боковые силы. Прилагаемые нагрузки измеряют

образцовыми динамометрами 1 и 7. Деформации ЭК в пятне контакта контролируют индикаторами часового типа 5 и 6.

Описание методики эксперимента. Исследования проводили на шине 3.50-5 модели В25 2PR, техническая характеристика которой приведена в табл. 3.

Сначала устанавливали ЭК с расположением оси вращения параллельно опорной плоскости. Давление в шине соответствовало номинальному значению. Колесо нагружали усилиями, измеряемыми динамометрами. При экспери-

Таблица 3

**Техническая характеристика
шины 3.50-5 модели B25 2PR**

Параметр	Значение
Свободный радиус ЭК, мм	140
Посадочный диаметр ЭК, мм	127
Ширина беговой дорожки ЭК, мм	76
Номинальное давление в шине, атм	0,8
Номинальная нагрузка на ЭК, Н	800

ментальном исследовании нормальной жесткости шины измеряемыми параметрами являлись нормальные перемещения центра пятна контакта, при исследовании боковой жесткости — его боковые перемещения. Измерения выполняли при оси вращения ЭК, параллельной опорной плоскости и наклоненной на угол $\alpha = -10, -5, 0, 5$ и 10° .

Для определения жесткостей шины при различном расположении оси вращения ЭК использовали методику, предложенную в работах [8–10]. Коэффициенты $K_{\alpha z}$ и $K_{\alpha y}$ вычисляли как соотношения жесткостей ЭК с наклоненной и горизонтальной осями вращения:

$$K_{\alpha z} = \frac{C_{tze}}{C_{tz}}; \quad K_{\alpha y} = \frac{C_{tye}}{C_{ty}}$$

Расчетно-экспериментальным путем получены следующие выражения для вычисления искомых коэффициентов:

$$K_{\alpha z} = 1 - 0,052|\alpha| + 0,00002\alpha^2 + 0,00044|\alpha|^3 - 0,00005\alpha^4; \quad (8)$$

$$K_{\alpha y} = 1 - 0,0158\alpha + 0,00048\alpha^2. \quad (9)$$

Графическая интерпретация зависимостей (8) и (9) при различных значениях угла наклона оси вращения ЭК показана на рис. 3.

Расчеты проводили до $\alpha = 5^\circ$, так как это значение угла наклона оси вращения ЭК является допустимым по износу шин. Известно, что при $\alpha < 3,5^\circ$ укол наклона оси вращения ЭК не влияет на износ шин, а при $\alpha = 3,5 \dots 5,0^\circ$ — существенно влияет [19]. При наклоне оси вращения ЭК (независимо от направления) нормальная жесткость шины уменьшается. Например, при угле наклона $\alpha < 3,5^\circ$ она снижается до 15%.

Напротив, боковая жесткость при наклоне оси вращения ЭК изменяется по-разному, в зависимости от сочетания вектора боковой силы и

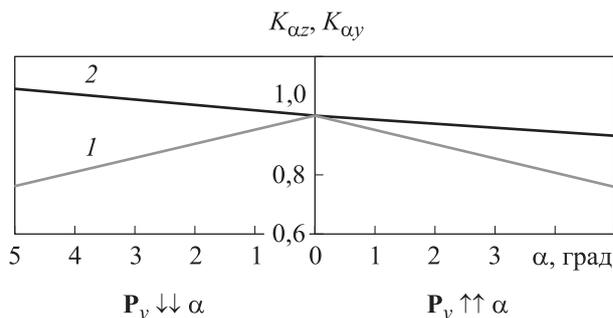


Рис. 3. Зависимости коэффициентов изменения нормальной $K_{\alpha z}$ (1) и боковой $K_{\alpha y}$ (2) жесткостей шины от угла наклона оси вращения ЭК α

направления наклона. Это видно из левой и правой частей рис. 3. При угле наклона $\alpha < 3,5^\circ$ изменение боковой жесткости может достигать 5%.

Результаты и их обсуждение. С помощью разработанной методики рассчитаны углы бокового увода объекта исследования — шины 3.50-5 модели B25 2PR — по формуле (7) с учетом вы-

Таблица 4

Значения угла увода ЭК при различных значениях боковой силы и угла наклона оси вращения ЭК

$P_y, \text{Н}$	Угол увода ЭК δ_α , град, при угле наклона оси вращения ЭК α , град			
	0	1	3	5
0	0	0	0	0
40	2,75	2,64	2,42	2,21
80	5,49	5,26	4,83	4,42
120	8,20	7,86	7,22	6,61
160	10,87	10,44	9,59	8,78
200	13,50	12,96	11,92	10,93
240	16,07	15,44	14,22	13,05
280	18,58	17,86	16,47	15,13
320	21,01	20,22	18,67	17,17
360	23,37	22,51	20,81	19,17
400	25,65	24,72	22,90	21,12
440	27,84	26,86	24,92	23,02
480	29,95	28,92	26,88	24,87
520	31,98	30,90	28,77	26,66
560	33,91	32,81	30,60	28,40
600	35,77	34,63	32,36	30,09
640	37,54	36,38	34,05	31,72

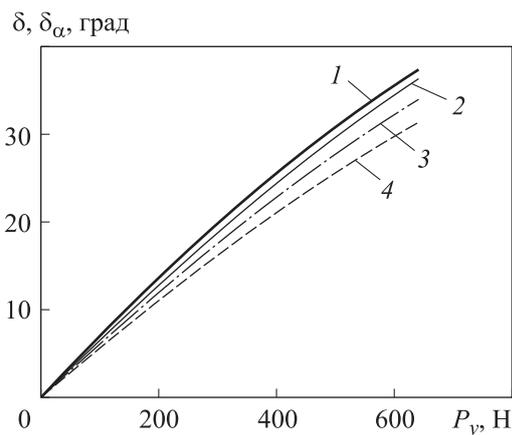


Рис. 4. Зависимости угла увода ЭК от боковой силы P_y при угле наклона оси вращения ЭК $\alpha = 0$ (1), 1 (2), 3 (3) и 5° (4)

ражений (5), (6), (8) и (9) для внутреннего наклона оси вращения ЭК с углами $\alpha = 0, 1, 3$ и 5° . Результаты расчета приведены в табл. 4 и на рис. 4. Графически угол увода показан в зависимости от боковой силы P_y . Теоретически она может расти неограниченно. На практике ограничивающим фактором при расчете было условие начала бокового скольжения ЭК $P_y \leq f_{sk} P_z$, где f_{sk} — коэффициент трения скольжения. Для сухого асфальта $f_{sk} = 0,8$, т. е. для рассматриваемой шины максимальная боковая сила $P_y \approx 640$ Н.

Литература

- [1] Jazar R.N. *Vehicle dynamics. Theory and application*. Springer, 2008. 1015 p.
- [2] Тарасик В.П. *Теория движения автомобиля*. Санкт-Петербург, БХВ-Петербург, 2022. 576 с.
- [3] Кравец В.Н., Селифонов В.В. *Теория автомобиля*. Москва, Гринлайт+, 2011. 884 с.
- [4] Ларин В.В. *Теория движения полноприводных колесных машин*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010. 391 с.
- [5] Балакина Е.В., Кочетов М.С., Сарбаев Д.С. и др. Углы наклона колес. Анализ их взаимосвязей со свойствами шин и эксплуатационными свойствами автомобиля. *Автомобильная промышленность*, 2021, № 9, с. 9–13.
- [6] Балакина Е.В., Задворнов В.Н., Березовский М.С. и др. Исследования коэффициентов жесткости шин. Коэффициент радиальной жесткости. *Автомобильная промышленность*, 2020, № 8, с. 7–10.
- [7] Балакина Е.В., Задворнов В.Н., Березовский М.С. и др. Исследования коэффициентов жесткости шин. Коэффициент боковой жесткости. *Автомобильная промышленность*, 2020, № 9, с. 18–19.
- [8] Балакина Е.В., Кочетов М.С. Упругие свойства наклоненного колеса. Коэффициент нормальной жесткости. *Автомобильная промышленность*, 2022, № 7, с. 8–11.
- [9] Балакина Е.В., Кочетов М.С. Упругие свойства наклоненного колеса. Коэффициент продольной жесткости. *Автомобильная промышленность*, 2022, № 8, с. 2–5.
- [10] Балакина Е.В., Кочетов М.С. Экспериментальные исследования боковой жесткости автомобильного колеса с наклоненной осью вращения. *Автомобильная промышленность*, 2023, № 9, с. 9–12.

Как видно из рис. 4, при отсутствии наклона оси вращения ЭК максимальный угол бокового увода диагональной шины составляет приблизительно 37° . Эта значение соответствует боковой силе, максимальной по условиям бокового скольжения на сухом асфальтобетоне. Кривые 2–4 показывают, что при увеличении внутреннего наклона оси вращения ЭК угол увода уменьшается, что связано с повышением боковой жесткости шины. При допустимом по износу шин угле наклона оси вращения ЭК $\alpha = 5^\circ$ [19] максимальный угол увода ЭК можно снизить до 30° .

Выводы

1. Разработана методика расчета угла бокового увода ЭК с наклоненной осью вращения.
2. Получена математическая взаимосвязь угла увода с коэффициентами изменения нормальной и боковой жесткостей при заданном угле наклона оси вращения.
3. Установлено, что при внутреннем наклоне осей вращения ЭК моста ТС угол бокового увода снижается.
4. Определено, что при наклоне оси вращения ЭК на допустимый по износу шин угол 5° угол увода можно уменьшить на 7° .

- [11] Яценко Н.Н., Никульников Э.Н., Балакина Е.В. и др. Отрицательный развал задних колес и управляемость легкового автомобиля. *Автомобильная промышленность*, 2008, № 10, с. 22–23.
- [12] Козлов Ю.Н. *Влияние углов установки задних колес на управляемость легкового автомобиля*. Дисс. ... канд. тех. наук. Москва, НАМИ, 2013. 219 с.
- [13] Berote J., Darling J., Plummer A. Lateral dynamics simulations of a three-wheeled tilting vehicle. *Proc. Inst. Mech. Eng. D*, 2015, vol. 229, no. 3, pp. 342–356, doi: <https://doi.org/10.1177/0954407014542625>
- [14] Pacejka H.B. *Tire and vehicle dynamics*. Elsevier, 2012. 672 p.
- [15] Балабин И.В., Чабунин И.С. К вопросу повышения устойчивости мобильной машины путем применения отрицательного развала колес. *Автомобильная промышленность*, 2020, № 7, с. 8–9.
- [16] Морозов С.А. К вопросу об условиях потери курсовой устойчивости легкового автомобиля с активно изменяемым положением плоскостей вращения колес передней и задней осей. *Журнал автомобильных инженеров*, 2011, № 6, с. 22–27.
- [17] Балабин И.В. Углы установки управляемых колес и их количественное влияние на сопротивление движению автомобиля. *Автомобильная промышленность*, 2016, № 9, с. 21–24.
- [18] Balakina E.V., Sarbaev D.S., Sergienko I.V. et al. The calculation method of the length of contact of car tires with the road surface. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.*, 2019, vol. 632, art. 012022, doi: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/632/1/012022>
- [19] Задворнов В.Н. *Влияние параметров установки колес на износ шин в задней независимой подвеске легкового автомобиля*. Дисс. ... канд. тех. наук. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2000. 235 с.

References

- [1] Jazar R.N. *Vehicle dynamics. Theory and application*. Springer, 2008. 1015 p.
- [2] Tarasik V.P. *Teoriya dvizheniya avtomobilya* [Theory of car motion]. Sankt-Petersburg, BKhV-Peterburg, 2022. 576 p. (In Russ.).
- [3] Kravets V.N., Selifonov V.V. *Teoriya avtomobilya* [Car theory]. Moscow, Grinlayt+, 2011. 884 p. (In Russ.).
- [4] Larin V.V. *Teoriya dvizheniya polnoprivodnykh kolesnykh mashin* [Motion theory of all-wheel drive wheeled vehicles]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2010. 391 p. (In Russ.).
- [5] Balakina E.V., Kochetov M.S., Sarbaev D.S. et al. Wheel inclination angles and analysis of their relationship with the tire properties and operating vehicle properties. *Avtomobilnaya promyshlennost*, 2021, no. 9, pp. 9–13. (In Russ.).
- [6] Balakina E.V., Zadvornov V.N., Berezovskiy M.S. et al. Tires stiffness research. Part 1. Radial stiffness coefficient. *Avtomobilnaya promyshlennost*, 2020, no. 8, pp. 7–10. (In Russ.).
- [7] Balakina E.V., Zadvornov V.N., Berezovskiy M.S. et al. Tires stiffness research. Lateral stiffness coefficient. *Avtomobilnaya promyshlennost*, 2020, no. 9, pp. 18–19. (In Russ.).
- [8] Balakina E.V., Kochetov M.S. Tilt wheel elastic properties. Normal stiffness coefficient. *Avtomobilnaya promyshlennost*, 2022, no. 7, pp. 8–11. (In Russ.).
- [9] Balakina E.V., Kochetov M.S. Tilt wheel elastic properties. Normal stiffness coefficient. *Avtomobilnaya promyshlennost*, 2022, no. 8, pp. 2–5. (In Russ.).
- [10] Balakina E.V., Kochetov M.S. Experimental studies of car wheel lateral stiffness with rotation axis tilt. *Avtomobilnaya promyshlennost*, 2023, no. 9, pp. 9–12. (In Russ.).
- [11] Yatsenko N.N., Nikulnikov E.N., Balakina E.V. et al. Negative rear wheel camber and passenger car handling. *Avtomobilnaya promyshlennost*, 2008, no. 10, pp. 22–23. (In Russ.).
- [12] Kozlov Yu.N. *Vliyaniye uglov ustanovki zadnikh koles na upravlyayemost legkovogo avtomobilya*. Diss. kand. tekhn. nauk [Effect of rear wheels installation angles on passenger car controllability. Kand. tech. sci. diss.]. Moscow, NAMI Publ., 2013. 219 p. (In Russ.).
- [13] Berote J., Darling J., Plummer A. Lateral dynamics simulations of a three-wheeled tilting vehicle. *Proc. Inst. Mech. Eng. D*, 2015, vol. 229, no. 3, pp. 342–356, doi: <https://doi.org/10.1177/0954407014542625>
- [14] Pacejka H.B. *Tire and vehicle dynamics*. Elsevier, 2012. 672 p.

- [15] Balabin I.V., Chabunin I.S. On the issue of increasing the stability of a mobile machine by using negative camber of wheels. *Avtomobilnaya promyshlennost*, 2020, no. 7, pp. 8–9. (In Russ.).
- [16] Morozov S.A. On the conditions of loss of directional stability of a passenger car with actively variable position of rotation planes of wheels of front and rear axles. *Zhurnal avtomobilnykh inzhenerov*, 2011, no. 6, pp. 22–27. (In Russ.).
- [17] Balabin I.V. Angles of setting the steering wheels and its quantitative influence by road resistance. *Avtomobilnaya promyshlennost*, 2016, no. 9, pp. 21–24. (In Russ.).
- [18] Balakina E.V., Sarbaev D.S., Sergienko I.V. et al. The calculation method of the length of contact of car tires with the road surface. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.*, 2019, vol. 632, art. 012022, doi: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/632/1/012022>
- [19] Zadvornov V.N. *Vliyanie parametrov ustanovki koles na iznos shin v zadney nezavisimoy podveske legkovogo avtomobilya*. Diss. kand. tekhn. nauk [Influence of wheel mounting parameters on tyre wear in rear independent suspension of passenger car. Kand. tech. sci. diss.]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2000. 235 p. (In Russ.).

Статья поступила в редакцию 30.01.2024

Информация об авторах

БАЛАКИНА Екатерина Викторовна — доктор технических наук, профессор кафедры «Техническая эксплуатация и ремонт автомобилей». Волгоградский государственный технический университет (400005, Волгоград, Российская Федерация, пр-т им. Ленина, д. 28, e-mail: fahrgestell2011@yandex.ru).

КОЧЕТОВ Михаил Сергеевич — младший научный сотрудник кафедры «Техническая эксплуатация и ремонт автомобилей». Волгоградский государственный технический университет (400005, Волгоград, Российская Федерация, пр-т им. Ленина, д. 28, e-mail: kochetov_m.s.1995@mail.ru).

Information about the authors

BALAKINA Ekaterina Viktorovna — Doctor of Science (Eng.), Professor, Professor of the Department of Technical Operation and Vehicles Repair. Volgograd State Technical University (400005, Volgograd, Russian Federation, Lenin Ave., Bldg. 28, e-mail: fahrgestell2011@yandex.ru).

KOCHETOV Mikhail Sergeevich — Junior Researcher, Department Technical Operation and Vehicles Repair. Volgograd State Technical University (400005, Volgograd, Russian Federation, Lenin Ave., Bldg. 28, e-mail: kochetov_m.s.1995@mail.ru).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Балакина Е.В., Кочетов М.С. Методика расчета угла увода автомобильного колеса с наклоненной осью вращения. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2024, № 11, с. 14–22.

Please cite this article in English as:

Balakina E.V., Kochetov M.S. Method for calculating the side slip angle of a vehicle wheel with a tilted rotation axis. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2024, no. 11, pp. 14–22.