

О ВАЖНОСТИ УЧЁТА УВОДА ШИН И КРЕНА НЕСУЩЕЙ СИСТЕМЫ ПРИ РАСЧЁТЕ КРИТИЧЕСКОЙ СКОРОСТИ ПО ОПРОКИДЫВАНИЮ ГРУЗОВОГО АВТОМОБИЛЯ

Михаил Павлович Малиновский, канд. техн. наук, доц.,
МАДИ, Россия, 125319, Москва, Ленинградский пр., 64, ntbmadi@gmail.com,

Аннотация. Одним из важнейших эксплуатационных свойств для любых транспортных средств является устойчивость. Различают продольную и поперечную, статическую и динамическую, курсовую и траекторную устойчивость. Статическая устойчивость характеризует состояние транспортного средства во время стоянки или движения на малой скорости, а динамическая устойчивость – при прямолинейном движении по неровностям или при криволинейном движении. В данной статье рассматривается динамическая устойчивость грузового автомобиля при криволинейном движении по горизонтальной поверхности под действием боковой силы. Автор статьи отмечает, что во многих случаях при расчёте критической скорости по опрокидыванию не учитываются увод эластичных шин и крен несущей системы, что приводит в ряде случаев к существенной погрешности результата. Углы увода и крен неподрессоренных масс зависят преимущественно от жёсткости шин, а на крен поддрессоренных масс влияют характеристики и состояние упругих элементов подвески и амортизаторов, а также положение центра тяжести груза. В рамках настоящего исследования обоснована необходимость учёта перечисленных параметров при оценке динамической поперечной устойчивости транспортного средства. Автором разработана математическая модель для кинематического расчёта поворота, позволяющая учесть увод шин, а также крен неподрессоренных и поддрессоренных масс с применением метода итерационного приближения. Произведена оценка относительной погрешности расчёта критической скорости по опрокидыванию без учёта и с учётом перечисленных выше параметров движения.

Ключевые слова: установившееся криволинейное движение; центр тяжести; деформационная теория увода шин; теория нелинейного увода шин; крен несущей системы; метод итерационного приближения.

ON THE IMPORTANCE OF ACCOUNTING THE TIRE SLIP AND THE CARRIER SYSTEM ROLL WHEN CALCULATION OF THE ROLLOVER CRITICAL SPEED FOR A CARGO VEHICLE

Malinovsky Mikhail P., Ph.D., associate professor,
MADI, 64, Leningradsky Prosp., Moscow, 125319, Russia, ntbmadi@gmail.com,

Abstract. One of the most important operational properties for any vehicle is stability. There are longitudinal and transverse, static and dynamic, directional and trajectory stability. Static stability characterizes the state of the vehicle during parking or movement at low speed, and dynamic stability - during rectilinear movement over bumps or during curvilinear movement. This article discusses the dynamic stability of a truck during curvilinear movement on a horizontal surface under the action of a lateral force. The author of the article notes that in many cases, when calculating the critical speed for overturning, the withdrawal of elastic tires and the roll of the carrier system are not taken into account, which in some cases leads to a significant error in the result. The slip angles and roll of the unsprung masses depend mainly on the stiffness of the tires, and the roll of the sprung masses is influenced by the characteristics and condition of the elastic elements of the suspension and shock absorbers, as well as the position of the center of gravity of the load. In the framework of this study, the need to take into account the listed parameters when assessing the dynamic transverse stability of a vehicle is substantiated. The author has developed a mathematical model for the kinematic calculation of the turn, which allows taking into account tire slip, as well as the roll of unsprung and sprung masses using the iterative approximation method. An estimate of the relative error in the calculation of the critical speed for overturning is made without taking into account and taking into account the motion parameters listed above.

Key words: steady curvilinear motion; center of gravity; deformation theory of tire slip; theory of nonlinear tire slip; carrier system roll; method of iterative approximation.

Введение и постановка задачи

Устойчивость – одно из важнейших эксплуатационных свойств для любого транспортного средства, включая мотоциклы [1–2], гусеничные [3] и амфибийные [4–5] машины, железнодорожный транспорт [6], строительно-дорожную технику [7–8], а также колёсные автотранспортные средства (АТС), в том числе автопоезда [9–10]. С точки зрения надёжности, «транспортные средства представляют собой технические

системы, обладающие структурной устойчивостью всех элементов» [11]. Потеря поперечной устойчивости АТС может приводить либо к скольжению (заносу), либо к опрокидыванию. Основными параметрами, влияющими на вид потери устойчивости, являются высота центра тяжести $h_{\text{цм}}$ и колея B . Их соотношение определяет, какой вид потери устойчивости наступит раньше. Как правило, легковые автомобили более склонны к заносу, грузовые большегрузные АТС – к опрокидыванию. Для повышения устойчивости при криволинейном движении применяются системы динамической стабилизации [12–13].

Актуальность проблемы повышения устойчивости АТС против опрокидывания подтверждается статистикой аварийности, как мировой, так и отечественной. По данным Национальной администрации безопасности дорожного движения (NHTSA) США, хотя дорожно-транспортные происшествия (ДТП) с опрокидыванием АТС составляют только 3% от общего числа, на них приходится свыше 30% всех погибших водителей и пассажиров. Согласно официальной статистике ГИБДД, которая ведётся по видам ДТП с 2012 г. в Москве и Московской области, а с 2014 г. – на территории всей Российской Федерации (табл. 1–2), за прошедшие годы ДТП, связанные с опрокидыванием, составляют 7,25%, при этом на них приходится 9,74% всех погибших и 7,31% всех раненных (включая пешеходов), а если отбросить статистику в период пандемии коронавируса (2020–2022 гг.), которую едва ли можно считать адекватной, то эти показатели равны 8,72%, 11,77% и 8,85% соответственно. Стоит также отметить, что ДТП с опрокидыванием, особенно фатальные, чаще происходят вне населённых пунктов, особенно, на скоростных автомагистралях. Так, если в Москве число подобных ДТП, а также число погибших и раненных в них составляют около 1,2...1,3% от общего числа, то для Московской области те же показатели равны примерно 5...6%.

Таблица 1

Общая статистика аварийности

Год	ДТП			Погибло			Ранено		
	РФ	Мск	МО	РФ	Мск	МО	РФ	Мск	МО
2012	203597	12010	9241	27991	810	1706	258618	14000	11434
2013	204068	11319	9287	27025	841	1578	258437	12951	11521
2014	199720	11312	9044	26963	888	1691	251785	12770	11167
2015	184000	10396	7884	23114	673	1389	231197	11903	9458
2016	173694	9045	6832	20308	561	1181	221140	10326	8225
2017	169432	8907	6705	19088	494	1064	215374	10168	8039
2018	168099	9157	5933	18214	465	938	214853	10469	7259
2019	164358	9296	5847	16981	443	844	210877	10723	6913
2020	145073	7986	4913	16152	376	760	183040	8990	5782
2021	133331	8516	4582	14874	358	778	167856	9650	5365
2022 (I-X)	103912	6494	3280	11501	245	588	130698	7413	3783

Таблица 2

Статистика аварийности по ДТП с опрокидыванием

Год	ДТП			Погибло			Ранено		
	РФ	Мск	МО	РФ	Мск	МО	РФ	Мск	МО
2012	н.д.	162	643	н.д.	10	103	н.д.	179	824
2013	н.д.	196	598	н.д.	6	106	н.д.	219	760
2014	22443	188	608	3700	14	118	28694	205	765
2015	16348	164	395	2774	11	69	20953	177	487
2016	14103	105	350	2234	6	67	18241	109	414
2017	12617	95	299	1938	6	46	16451	104	377
2018	13401	80	274	2052	6	54	17262	83	328
2019	13405	109	315	1973	9	56	17481	114	376
2020	6195	101	129	924	5	23	7502	102	143
2021	3228	86	83	376	3	8	3783	90	98
2022 (I-X)	2799	83	49	314	5	7	3212	94	49

Для количественной оценки поперечной устойчивости используется критическая скорость по опрокидыванию $v_{кр.н}$, которая в первом приближении рассчитывается без учёта увода шин и крена несущей системы. Углы увода δ приводят к изменению радиуса поворота $R_{цм}$, в результате чего увеличиваются или уменьшаются боковое ускорение a_y и опрокидывающий момент $M_{опр}$, а крен – к смещению центра масс и, как следствие, к уменьшению плеча восстанавливающего момента $M_{вос}$. Таким образом, полученное значение $v_{кр.н}$ оказывается завышенным.

Крен подрессоренных масс зависит, прежде всего, от характеристик и состояния упругих элементов подвески и амортизаторов [14–15]. Дополнительно к снижению устойчивости АТС может привести смещение центра тяжести подвижного, жидкого или деформируемого (сыпучего) груза [16]. Смещение центра тяжести АТС при крене, на первый взгляд, относительно невелико и может показаться незначительным при решении некоторых задач устойчивости [17]. Целью настоящего исследования является численное обоснование необходимости учёта крена при расчёте критической скорости по опрокидыванию для грузового АТС.

Массово-геометрические характеристики

Рассмотрим трёхосный грузовой автомобиль с рессорами в качестве упругих элементов подвески, параметры которого приведены в табл. 3. Вертикальная координата (Z) для неподрессоренных масс отсчитывается от дорожного покрытия, для подрессоренных (Z^*) – от оси X^* , проходящей по верхней кромке рамы.

Сначала необходимо определить расстояние $X_{цм}$ от передней оси до центра масс АТС и высоту центра масс $h_{цм}$, м, а также величину подрессоренных масс $m_{пм}$, кг, при полной массе $m_{п}$:

$$X_{цм.п} = L \frac{m_{п2+3}}{m_n}; \quad (1)$$

$$h_{цм.п} = Z_{x^*n} + Z_{цпм^*n}; \quad (2)$$

$$m_{п.п} = m_n - m_{пм}. \quad (3)$$

Таблица 3

Исходные данные (параметры грузового автомобиля)

Параметр	Обозн.	Разм.	Значение
Полная масса:	$m_{п}$	кг	13325
на переднюю ось	$m_{п1}$	кг	4360
на заднюю тележку	$m_{п2+3}$	кг	8965
Снаряжённая масса:	$m_{с}$	кг	8025
на переднюю ось	$m_{с1}$	кг	4015
на заднюю тележку	$m_{с2+3}$	кг	4010
Масса людей (водителя и пассажиров)	$m_{чел}$	кг	300
Грузоподъёмность	$m_{гр}$	кг	5000
Жёсткость передней рессоры	$C_{р1}$	кг/см	230
Жёсткость задней рессоры	$C_{р2}$	кг/см	180
Максимальный угол поворота внутреннего колеса	$\alpha_{в.мах}$	град	32
Колёсная база	L	м	4,225
Колея	$B_1=B_2$	м	2
Высота оси X^* от дороги по заднему торцу рамы:			
при полной массе	$Z_{x^*п}$	м	1,170
при снаряжённом состоянии	$Z_{x^*с}$	м	1,254
Высота центра подрессоренных масс над осью X^* :			
при полной массе	$Z_{цпм^*п}$	м	0,657
при снаряжённом состоянии	$Z_{цпм^*с}$	м	0,193
Неподрессоренная масса:	$m_{нм}$	кг	3420
на переднюю ось	$m_{нм1}$	кг	1155
на заднюю тележку	$m_{нм2+3}$	кг	2265
Число шин на оси	$k_{ши}$	—	2
Шины 14,00–20:			
свободный радиус	$r_{св}$	м	0,63
статический радиус	$r_{ст}$	м	0,583
при номинальной нагрузке	$m_{ном}$	кг	2860
Высота оси крена подрессоренных масс от осей колёс	h_p	м	0,32
Расстояние между правой и левой рессорами	B_p	м	1,2

То же при снаряжённой массе:

$$X_{цм.с} = L \frac{m_{c2+3}}{m_c}; \quad (4)$$

$$h_{цм.с} = Z_{x^*c} + Z_{цм.с}^* c; \quad (5)$$

$$m_{н.с} = m_c - m_{нм} . \quad (6)$$

Нормальная жёсткость шины, Н/м:

$$C_{шZ} = \frac{m_{ном} g}{r_{св} - r_{см}} . \quad (7)$$

Зависимость боковой жёсткости шин можно считать линейно зависимой от её нормальной жёсткости, Н/м:

$$C_{шY} = 0,5 * C_{шZ} . \quad (8)$$

Кинематический расчёт поворота

1. Трапеция считается идеальной, то есть геометрический увод отсутствует [18–19].
2. При расчёте углов увода передних колёс длина цапф не учитывается.
3. Углы увода колёс задней тележки заменяются средним углом увода $\delta_{2н.ср}$.
4. Боковая сила P_Y по осям распределяется пропорционально нагрузке, приходящейся на них.
5. Поперечный эксцентриситет центра масс не учитывается.
6. Несущая система считается абсолютно жёсткой.

1. Расчёт без учёта увода и крена (первое приближение)

Пусть X_1 – расстояние от передней оси до проекции полюса поворота, X_2 – от задней оси, R_N – длина нормали, опущенной из полюса поворота на продольную ось АТС (рис. 1).

С учётом допущений 1 и 2:

$$R_N = \frac{L}{\operatorname{tg} \alpha_6} + 0,5B_1. \quad (9)$$

Тогда радиус поворота центра масс АТС, м:

$$R_{ц.м.} = \sqrt{R_N^2 + (L - X_{ц.м.})^2}. \quad (10)$$

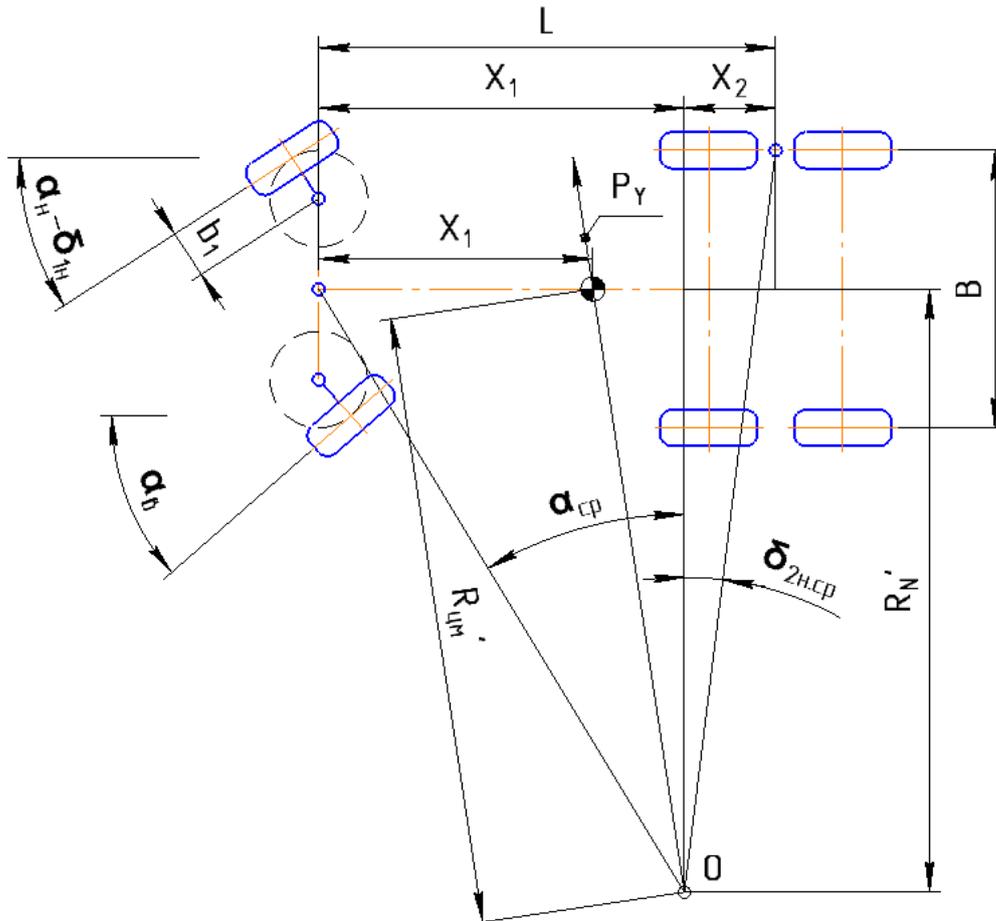


Рис. 1. Расчётная схема поворота

Опрокидывающий момент возникает под действием боковой силы, Нм:

$$M_{опр} = m_i a_Y h_{ц.м.} \quad (11)$$

Восстанавливающий момент действует от силы тяжести, Нм:

$$M_{вос} = m_i g \cdot 0,5B. \quad (12)$$

Критическое боковое ускорение, равное центробежному, определяется из равенства $M_{опр} = M_{вос}$ и будет постоянным для данного АТС при данной загрузке, $м/с^2$:

$$a_{Y.кр} = \frac{v^2}{R_{цм}} = \frac{gB}{2h_{цм}}. \quad (13)$$

Критическая скорость по опрокидыванию, $м/с$:

$$v_{кр.н} = \sqrt{R_{цм} \cdot a_{Y.кр}}, \quad м/с^2. \quad (14)$$

2. Учёт увода (второе приближение)

Согласно допущению (4), боковая сила будет различаться по осям, $Н$:

$$P_{Yi} = m_i a_Y, \quad (15)$$

где $i=1$ – для передней оси, $i = 2+3$ – для задней тележки.

Для переходных процессов удобно использовать деформационную теорию [20], определяющую угол увода δ через деформацию шины, обусловленную реакцией опорной поверхности в пятне контакта и жёсткостью шины в боковом направлении.

Боковая деформация шины Δ_{Yi} , $м$:

$$\Delta_{Yi} = \frac{P_{Yi}}{C_{шY} k_{шi}}. \quad (16)$$

Очевидно, что углы увода также будут постоянными.

Требуется решить систему уравнений моментов относительно точек опоры, чтобы определить нормальные реакции на колёсах, $Н$ (рис. 2):

$$\begin{cases} N_{i.н} B = M_{вос} + M_{опр} \\ N_{i.г} B = M_{вос} - M_{опр} \end{cases}. \quad (17)$$

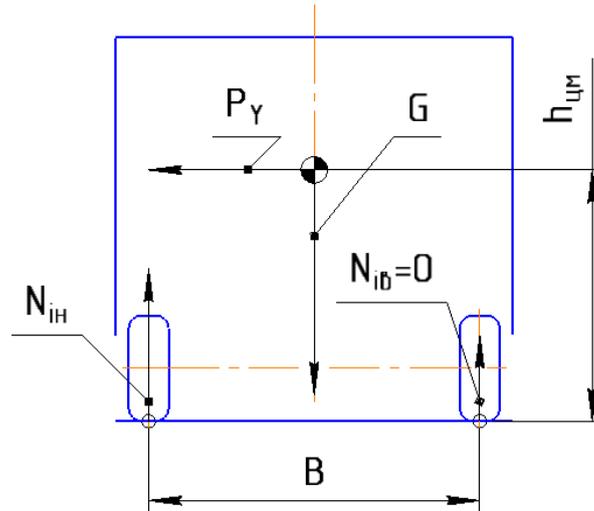


Рис. 2. Расчёт вертикальных реакций при действии боковой силы

Учитывая равенство $M_{вос} = M_{опр}$, в момент отрыва колеса нормальные реакции на внутренних колёсах $N_{i.B} = 0$, что соответствует физике процесса. Наружные колёса будут воспринимать целиком нормальную нагрузку, приходящуюся на данную ось, N :

$$N_{i.H} = \frac{M_{вос} + M_{опр}}{B} = m_i \frac{g \cdot 0,5B + a_{Y.кр} h_{цм}}{B}. \quad (18)$$

В момент отрыва внутренних колёс от дорожной поверхности их радиус будет равен свободному $r_{кив} = r_{св}$. Радиус наружных колёс будет зависеть от нормальной нагрузки, m :

$$r_{киH} = r_{св} - \frac{N_{i.H}}{k_{шбi} C_{шZ}}, \quad (19)$$

где $k_{шбi} = k_{ши}/2$ – число шин по борту данной оси или тележки.

Полудлина пятна контакта шины с дорожной поверхностью $\lambda_{пк}$, m :

$$\lambda_{пкi} = \sqrt{r_{св}^2 - r_{ки}^2}. \quad (20)$$

Угол увода на данном колесе δ , рад:

$$\delta_i = \arctg \frac{\Delta_Y}{\lambda_{пкi}}. \quad (21)$$

При установившемся повороте допустимо использовать также нелинейную теорию увода [21]. Для шины 14.00–20 существует экспериментальная зависимость коэффициента увода от нормальной нагрузки, кН/рад [22, с. 26]:

$$K_{y0э} = 1,55R_{Zэ} + 67, \quad (22)$$

где $R_{Zэ}$ – нормальная нагрузка, кН.

Угол увода, рад:

$$\delta_i = P_{Yi} / K_{y0э}. \quad (23)$$

Угол поворота наружного колеса с учётом допущений 1 и 2, рад:

$$\alpha_n = \arctg \frac{L}{R_N + 0,5B}. \quad (24)$$

Смещение полюса поворота X_1 и X_2 , м:

$$X_1 = \frac{L}{\frac{\operatorname{tg} \delta_{2н.ср}}{\operatorname{tg}(\alpha_n - \delta_{1н})} + 1}; \quad (25)$$

$$X_2 = L - X_1. \quad (26)$$

Радиус нормали с учётом увода, м:

$$R'_N = \frac{X_1}{\operatorname{tg}(\alpha_n - \delta_{1н})} - 0,5B. \quad (27)$$

Радиус поворота центра масс с учётом увода, м:

$$R'_{цм} = \sqrt{(R'_N)^2 + (X_1 - X_{цм})^2}. \quad (28)$$

Критическая скорость по опрокидыванию с учётом увода, м/с:

$$v'_{кр.н} = \sqrt{R'_{цм} \cdot a_{Y.кр}}, \text{ м/с}^2. \quad (29)$$

3. Учёт крена (третье приближение)

Радиусы колёс передних и задних колёс различаются, поэтому с учётом допущения 6 необходимо найти усреднённый радиус колёс, который будет минимальным под действием полного веса АТС на один борт, м (рис. 3):

$$r_{\min} = \frac{r_{k1} + r_{k2+3}}{2} \quad (30)$$

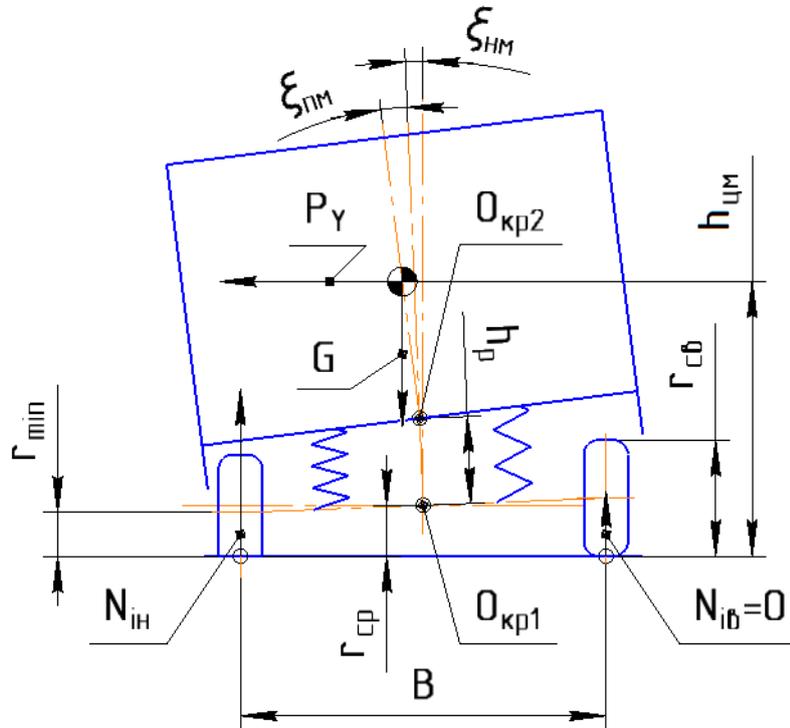


Рис. 3. Расчёт эксцентриситета центра масс при крене

Высота оси $O_{кр1}$ крена неподрессоренных масс будет равна среднему двух радиусов – наружного и внутреннего колёс, м:

$$h_{окр1} = r_{cp} = \frac{r_{\min} + r_{ce}}{2} . \quad (31)$$

Разность радиусов внутреннего (при отрыве от поверхности равен свободному $r_{св}$) и наружного (принимает минимальное значение r_{\min}) колёс создаёт крен неподрессоренных масс $\xi_{нм}$, рад:

$$\xi_{нм} = \arctg \frac{r_{ce} - r_{\min}}{B} . \quad (32)$$

Ось крена неподрессоренных масс лежит в осевой плоскости АТС ($E_{окр1}=0$). Что касается центра крена, здесь имеются разночтения: по одной версии «при зависимой подвеске колес (неразрезная ось) центр крена

подрессоренных масс лежит примерно в плоскости верхних опорных площадок рессор (пружин)» [23, с.8-9], а в другой работе утверждается, что центр крена находится «посередине высоты крепления рессор к остову и мосту» [24].

Радиус поворота центра подрессоренных масс относительно оси их крена, м:

$$r_{цм} = h_{цм} - h_p - r_{сп}. \quad (33)$$

Опрокидывающий момент, действующий на подрессоренные массы, Нм:

$$M_{опр} = m_{нм} \cdot a_{Y.кр} \cdot r_{цм}. \quad (34)$$

Восстанавливающий момент пропорционален деформации рессор, Нм [25]:

$$M_{вос} = (C_{p1} + C_{p2}) \cdot (f_{pв}(0,5B_p + E) + f_{pн}(0,5B_p - E)), \quad (35)$$

где E – эксцентриситет подрессоренных масс, м.

При крене подрессоренных масс деформация сжатия наружного упругого элемента будет по модулю равна деформации растяжения внутреннего, то есть $f_{pв} = f_{pн} = f_p$. Отсюда следует:

$$M_{вос} = (C_{p1} + C_{p2}) \cdot f_p (0,5B_p + E + 0,5B_p - E). \quad (36)$$

То есть восстанавливающий момент не зависит от E:

$$M_{вос} = (C_{p1} + C_{p2}) \cdot f_p \cdot B_p. \quad (37)$$

Из равенства $M_{опр} = M_{вос}$ следует деформацию упругих элементов, м:

$$f_p = \frac{m_{нм} \cdot a_{Y.кр} \cdot r_{цм}}{(C_{p1} + C_{p2}) \cdot B_p}. \quad (38)$$

Крен подрессоренных масс, рад:

$$\xi_{нм} = \arctg \frac{2f_p}{B_p}. \quad (39)$$

Новые координаты оси $O_{кр2}$ крена подрессоренных масс $\xi_{гм}$, м:

$$E_{окр2} = h_p \sin \xi_{нм}; \quad (40)$$

$$h_{окр2} = h_{окр1} + h_p \cos \xi_{нм}. \quad (41)$$

Новые координаты центра подрессоренных масс, м:

$$E = E_{окр2} + r_{цм} \sin(\xi_{нм} + \xi_{пм}); \quad (42)$$

$$h_{цм}' = h_{окр2} + r_{цм} \cos(\xi_{нм} + \xi_{пм}). \quad (43)$$

Новое критическое ускорение, м/с²:

$$a_{Y.кр}' = \frac{g \cdot (0,5 \cdot B - E)}{h_{цм}'}. \quad (44)$$

Новая критическая скорость по опрокидыванию, м/с:

$$v_{кр.h}'' = \sqrt{R_{цм}' \cdot a_{Y.кр}'}, \text{ м/с}^2. \quad (45)$$

4. Метод итерационного приближения

Очевидно, что силовые параметры (углы увода) не соответствуют новому критическому ускорению, рассчитанному по формуле (44).

Поэтому необходимо применить метод итерационного приближения для определения истинных значений.

1. Пересчитать заново формулы (15–16).

2. Опрокидывающий момент, Нм:

$$M_{опр}' = m_i a_{Y.кр}' h_{цм}'. \quad (46)$$

Восстанавливающий момент, Нм:

$$M_{вос}' = m_i g \cdot (0,5B - E). \quad (47)$$

Новые нормальные нагрузки на наружные колёса, Н:

$$N_{i,n}' = m_i \frac{g \cdot (0,5B - E) + a_{Y.кр}' h_{цм}'}{B}. \quad (48)$$

3. Пересчитать формулы (19–21) или (22–23), затем (24–28).

4. Пересчитать формулы (30–33) и (38–45).

Итерации повторяются до тех пор, пока значение $v_{кр.h}''$ не станет условно постоянным.

Выводы

1. На малых углах поворота углы увода превышают их, то есть получается, что вектор наружного колеса направлен в сторону, противоположную повороту! Причём по нелинейной теории значения углов увода получились ещё больше, чем по деформационной теории. Объяснение данного феномена выходило за рамки настоящего исследования, поэтому оценивались результаты только для углов поворота от $9...10^\circ$ и выше.

2. Для полной массы m_n на первой итерации изменение $v_{кр,h}''$ исчисляется целыми единицами км/ч, на второй итерации – десятными долями, то на третьей итерации – сотыми, а на четвёртой и пятой итерациях – тысячными долями км/ч (табл. 4). Выбор числа итераций зависит от необходимой точности решения задачи, но для большинства случаев трёх итераций будет достаточно. Для снаряжённой массы m_c требуется ещё меньше приближений: изменение исчисляется тысячными долями км/ч уже на третьей итерации.

Таблица 4

Уточнение критической скорости методом итерационного приближения

α_B	$v_{кр,h}''$	$v_{кр,h}''(1)$	$v_{кр,h}''(2)$	$v_{кр,h}''(3)$	$v_{кр,h}''(4)$	$v_{кр,h}''(5)$	$v_{кр,h}''(6)$	$v_{кр,h}''(7)$
9	37,97548	40,15358	39,98557	40,01779	40,01162	40,01280	40,01258	40,01262
10	36,08827	38,15292	37,99427	38,02470	38,01887	38,01999	38,01977	38,01981
11	34,45787	36,42472	36,27411	36,30299	36,29747	36,29852	36,29832	36,29836
12	33,02956	34,91085	34,76727	34,79480	34,78953	34,79054	34,79035	34,79039
13	31,76356	33,56909	33,43172	33,45806	33,45302	33,45399	33,45380	33,45384
14	30,63015	32,36792	32,23610	32,26138	32,25654	32,25747	32,25729	32,25732
15	29,60666	31,28328	31,15646	31,18079	31,17613	31,17702	31,17685	31,17688
16	28,67544	30,29644	30,17417	30,19762	30,19313	30,19399	30,19383	30,19386

17	27,82250	29,39257	29,27447	29,29712	29,29278	29,29362	29,29346	29,29349
18	27,03662	28,55977	28,44550	28,46742	28,46322	28,46402	28,46387	28,46390
19	26,30865	27,78833	27,67761	27,69885	27,69479	27,69557	27,69542	27,69544
20	25,63106	27,07029	26,96288	26,98348	26,97954	26,98029	26,98015	26,98018
21	24,99759	26,39900	26,29468	26,31469	26,31086	26,31159	26,31145	26,31148
22	24,40300	25,76889	25,66747	25,68693	25,68320	25,68392	25,68378	25,68381
23	23,84281	25,17524	25,07656	25,09549	25,09187	25,09256	25,09243	25,09245
24	23,31324	24,61402	24,51793	24,53637	24,53284	24,53351	24,53338	24,53341
25	22,81101	24,08177	23,98814	24,00610	24,00267	24,00332	24,00320	24,00322
26	22,33329	23,57550	23,48420	23,50172	23,49837	23,49901	23,49888	23,49891
27	21,87763	23,09258	23,00352	23,02061	23,01734	23,01796	23,01784	23,01787
28	21,44187	22,63075	22,54382	22,56050	22,55731	22,55792	22,55780	22,55782
29	21,02410	22,18797	22,10310	22,11938	22,11627	22,11686	22,11675	22,11677
30	20,62265	21,76248	21,67958	21,69549	21,69244	21,69303	21,69292	21,69294
31	20,23601	21,35269	21,27169	21,28723	21,28426	21,28483	21,28472	21,28474
32	19,86286	20,95718	20,87802	20,89321	20,89030	20,89086	20,89075	20,89077

3. На рис. 4 приведены зависимости критической скорости по опрокидыванию от угла поворота внутреннего управляемого колеса для четырёх вариантов: без учёта увода и крена, с учётом увода, с учётом крена и с учётом крена после 5 итераций.

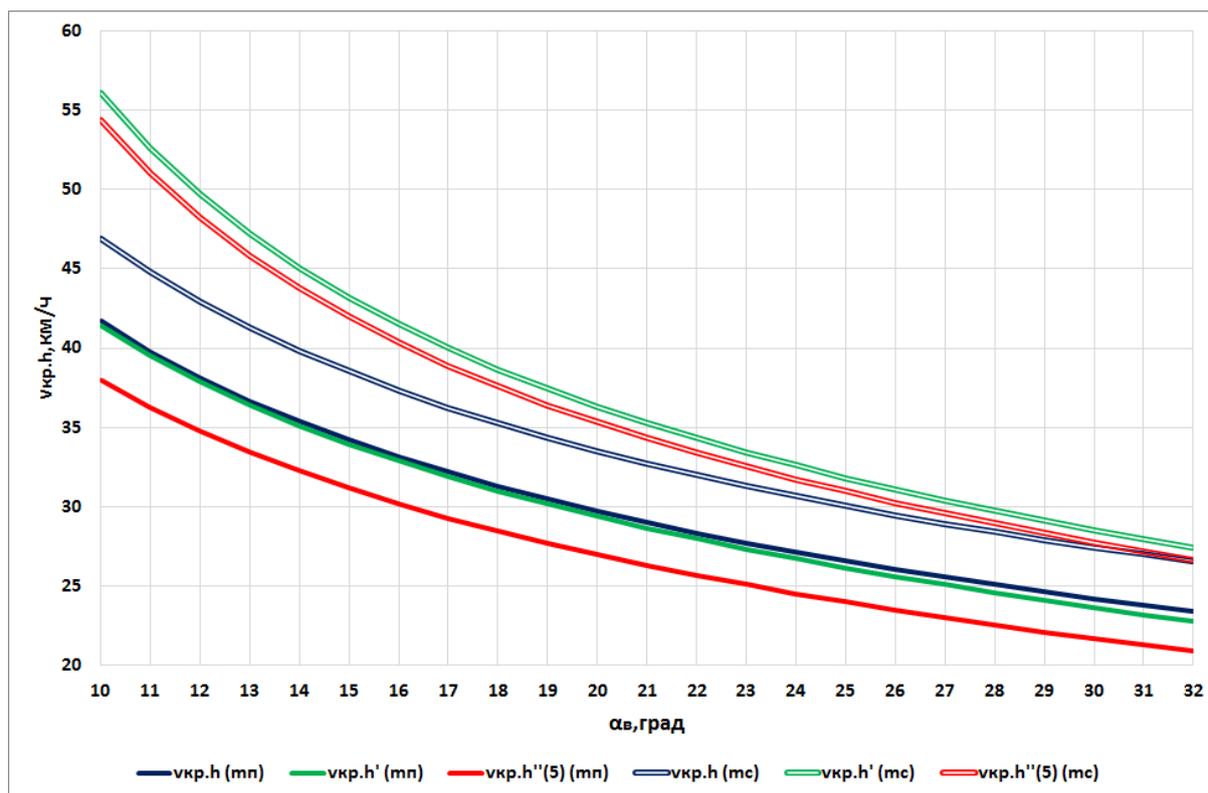


Рис. 4. Зависимости критической скорости по опрокидыванию от угла поворота внутреннего управляемого колеса (при полной массе m_n и снаряжённой массе m_c):

$v_{кр,h}$ – без учёта увода и крена; $v_{кр,h'}$ – с учётом увода; $v_{кр,h''(5)}$ – с учётом крена после 5 итераций

4. Оценка погрешности расчёта с учётом увода и крена относительно расчёта без их учёта показала следующее:

а) для полной массы при изменении α_b от 9 до 32° учёт увода уточняет значение критической скорости на 0,7...2,8%, учёт крена – на 8,8...10,8%;

б) при снаряжённой массе изменяется соотношение углов увода таким образом, что при учёте увода критическая скорость становится больше, чем в первом приближении, на –3,0...–19,6%, а при учёте крена снижается до погрешности –0,3...–15,8%;

в) при повышении жёсткости упругих элементов ($C_{p1,2} = +20$ кг/см) учёт крена уточняет значение критической скорости на 8,4...10,3% (так как

крен становится меньше), а при снижении жёсткости ($C_{p1,2} = -20$ кг/см) – на 9,4...11,3% (так как крен увеличивается), то есть разница незначительна.

Заключение

В ходе проведённого исследования разработана математическая модель, позволившая подтвердить необходимость учёта увода шин и крена несущей системы при расчёте критической скорости по опрокидыванию грузового АТС. Произведена оценка погрешности расчёта с учётом и без учёта данных параметров для различных значений загрузки и жёсткости рессор. Определено рекомендуемое число итераций приближения для достижения необходимой точности решения задачи.

Список литературы

1. Сатер, Г. Устойчивость компактных транспортных средств против бокового опрокидывания и скольжения / Г. Сатер, В.В. Гаевский // Вестник Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета (МАДИ). – 2021. – № 3 (66). – С. 19-26.
2. Сатер, Г. Моделирование и расчет параметров систем активного контроля крена компактных транспортных средств с механизмами наклона / Г. Сатер, В.В. Гаевский, Ф.К. Дьяков // Вестник Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета (МАДИ). – 2022. – № 2 (69). – С. 42-52.
3. Павлов, В.В. Теоретические основы взаимодействия гусениц с грунтом при повороте машины / В.В. Павлов // Вестник Московского автомобильно-дорожного института (государственного технического университета). – 2005. – № 5. – С. 38-45.
4. Кладов, Д.Ю. Остойчивость машины-амфибии при движении по воде / Д.Ю. Кладов, О.И. Трифонова, В.В. Буренин // Наука, техника и образование. – 2017. – Т. 2, № 5 (35). – С. 18-26.
5. Малахов, Д.Ю. Амфибийная роторно-винтовая платформа для рейдовой разгрузки судов / Д.Ю. Малахов, С.В. Зайцев, С.А. Карасева // Вестник Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета (МАДИ). – 2021. – № 3 (66). – С. 27-34.
6. Романова, А.Т. Влияние триботехнических процессов в системе колесо-рельс на экономические показатели железнодорожного транспорта / А.Т. Романова, Ю.М. Лужнов // Транспортное дело России. – 2022. – № 2. – С. 10-15.

7. Мандровский, К.П. Оптимизация опорного контура колесной машины, оснащенной манипуляторным оборудованием, для повышения ее устойчивости / К.П. Мандровский, Я.И. Тюрин // Вестник машиностроения. – 2017. – № 10. – С. 33-34.
8. Тюрин, Я.И. Исследование устойчивости колёсно-шагающих экскаваторов при помощи системы автоматизированного проектирования / Я.И. Тюрин, К.П. Мандровский // Вестник Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета (МАДИ). – 2018. – № 4 (55). – С. 34-38.
9. Разработка принципов повышения устойчивости автопоездов от бокового опрокидывания в повороте / Г.Г. Анкинович, А.Н. Вержицкий, М.М. Жилейкин, Г.И. Скотников // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 2016. – № 2 (671). – С. 28-35.
10. Повышение курсовой устойчивости за счет совершенствования динамической системы автопоезда / П.П. Гамаюнов, Ш.М. Игитов, И.С. Золин, Е.К. Песков // Приоритеты развития автотранспортного и дорожного комплекса: сборник научных трудов Международной научно-практической конференции. – М., 2021. – С. 95-99.
11. Зорин, В.А. Развитие теории и практики обеспечения технической и технологической безопасности транспортных средств / В.А. Зорин, Н.С. Севрюгина // Информационные технологии и инновации на транспорте: материалы 2-ой Международной научно-практической конференции / под общ. ред. А.Н. Новикова. – 2016. – С. 294-305.
12. Малиновский, М.П. "Отскок подвески" и прогнозирующие свойства системы динамической стабилизации автопоезда / М.П. Малиновский // Автомобильная промышленность. – 2021. – № 12. – С. 12-16.
13. Malinovsky, M.P. Experimental study of an articulated vehicle performing a lane changing maneuver / M.P. Malinovsky // Science Journal of Transportation. – 2022. – № 12. – С. 188-197.
14. Мальцев, А.В. Влияние остаточной деформации пружин подвески на эксплуатационные показатели автомобилей / А.В. Мальцев, Д.А. Тихов-Тинников, А.И. Федотов // Безопасность колёсных транспортных средств в условиях эксплуатации: материалы 110-й Международной научно-технической конференции. – 2021. – С. 182-186.
15. Малиновский, М.П. Учёт бортовыми средствами дифферента подрессоренных масс транспортного средства при определении его загрузки / М.П. Малиновский // Автомобильная промышленность. – 2022. – № 10. – С. 18-23.
16. Плавельский, Е.П. НИЦИАМТ НАМИ: решение проблем исследования и подтверждение соответствия колесных машин с высоким центром масс и подвижным грузом / Е.П. Плавельский, Э.Н. Никульников, А.Е. Плавельский // Автомобильная промышленность. – 2009. – № 7. – С. 9-11.

17. Балакина, Е.В. Нужно ли учитывать крен и дифферент кузова при оценке устойчивости движения АТС при торможении? / Е.В. Балакина, Н.М. Зотов // Автомобильная промышленность. – 2012. – № 2. – С. 17-19.
18. Малиновский, М.П. Основные положения теории геометрического увода / М.П. Малиновский // Автомобильная промышленность. – 2021. – № 1. – С. 19-23.
19. Малиновский, М.П. Разработка плоской модели геометрического увода при повороте транспортного средства с двумя управляемыми мостами / М.П. Малиновский // Труды НАМИ. – 2021. – № 2 (285). – С. 34-45.
20. Балакина, Е.В. Сравнительная оценка результатов определения углов увода эластичного колеса по деформационной теории и теории нелинейного увода / Е.В. Балакина, А.А. Ревин, Н.М. Зотов // Вестник Московского автомобильно-дорожного института (государственного технического университета). – 2006. – № 6. – С. 100-105.
21. Подригало, М.А. Оценка устойчивости движения колесных машин с учетом нелинейного бокового увода шин / М.А. Подригало, Д.М. Клец, Н.П. Артемов // Научно-технический прогресс в сельскохозяйственном производстве: материалы Международной научно-технической конференции. – 2014. – С. 103-108.
22. Антонов, Д.А. Расчёт устойчивости движения многоосных автомобилей. – М.: Машиностроение, 1984. – 168 с.
23. Петренко, А.М. Устойчивость специальных транспортных средств: учебное пособие / МАДИ. – М., 2013. – 41 с.
24. Ходес, И.В. Поперечные угловые колебания двухосной колесной машины в режиме периодических подруливаний / И.В. Ходес, М.Ю. Илюхин // Известия Волгоградского государственного технического университета. Серия: Наземные транспортные системы. – 2004. – № 3. – С. 91-96.
25. Павлов, В.В. Теория движения многоцелевых гусеничных и колесных машин: учебник для вузов / В.В. Павлов, В.В. Кувшинов. – Чебоксары: ООО «Чебоксарская типография №1», 2011. – 424 с.

References

1. Sater G., Gaevskij V.V. *Vestnik Moskovskogo avtomobil'no-dorozhnogo gosudarstvennogo tehničeskogo universiteta (MADI)*, 2021, no. 3, pp. 19-26.
2. Sater G., Gaevskij V.V., D'jakov F.K. *Vestnik Moskovskogo avtomobil'no-dorozhnogo gosudarstvennogo tehničeskogo universiteta (MADI)*, 2022, no. 2, pp. 42-52.
3. Pavlov V.V. *Vestnik Moskovskogo avtomobil'no-dorozhnogo instituta (gosudarstvennogo tehničeskogo universiteta)*, 2005, no. 5, pp. 38-45.
4. Kladov D.Ju., Trifonova O.I., Burenin V.V. *Nauka, tehnika i obrazovanie*, 2017, vol. 2, no. 5, pp. 18-26.

5. Malahov D.Ju., Zajcev S.V., Karaseva S.A. *Vestnik Moskovskogo avtomobil'no-dorozhnogo gosudarstvennogo tehničeskogo universiteta (MADI)*, 2021, no. 3, pp. 27-34.
6. Romanova A.T., Luzhnov Ju.M. *Transportnoe delo Rossii*, 2022, no. 2, pp. 10-15.
7. Mandrovskij K.P., Tjurin Ja.I. *Vestnik mashinostroenija*, 2017, no. 10, pp. 33-34.
8. Tjurin Ja.I., Mandrovskij K.P. *Vestnik Moskovskogo avtomobil'no-dorozhnogo gosudarstvennogo tehničeskogo universiteta (MADI)*, 2018, no. 4, pp. 34-38.
9. Ankinovich G.G., Verzhbickij A.N., Zhilejkin M.M., Skotnikov G.I. *Izvestija vysshih uchebnyh zavedenij. Mashinostroenie*, 2016, no. 2, pp. 28-35.
10. Gamajunov P.P., Igitov Sh.M., Zolin I.S., Peskov E.K. *Prioritety razvitija avtotransportnogo i dorozhnogo kompleksa*, Moscow, 2021, pp. 95-99.
11. Zorin V.A., Sevrjugina N.S. *Informacionnye tehnologii i innovacii na transporte*, 2016, pp. 294-305.
12. Malinovskij M.P. *Avtomobil'naja promyshlennost'*, 2021, no. 12, pp. 12-16.
13. Malinovskij M.P. *Science Journal of Transportation*, 2022, no. 12, pp. 188-197.
14. Mal'cev A.V., Tihov-Tinnikov D.A., Fedotov A.I. *Bezopasnost' koljosnyh transportnyh sredstv v uslovijah jekspluatacii*, 2021, pp. 182-186.
15. Malinovskij M.P. *Avtomobil'naja promyshlennost'*, 2022, no. 10, pp. 18-23.
16. Plavel'skij E.P., Nikul'nikov Je.N., Plavel'skij A.E. *Avtomobil'naja promyshlennost'*, 2009, no. 7, pp. 9-11.
17. Balakina E.V., Zotov N.M. *Avtomobil'naja promyshlennost'*, 2012, no. 2, pp. 17-19.
18. Malinovskij M.P. *Avtomobil'naja promyshlennost'*, 2021, no. 1, pp. 19-23.
19. Malinovskij M.P. *Trudy NAMI*, 2021, no. 2, pp. 34-45.
20. Balakina E.V., Revin A.A., Zotov N.M. *Vestnik Moskovskogo avtomobil'no-dorozhnogo instituta (gosudarstvennogo tehničeskogo universiteta)*, 2006, no. 6, pp. 100-105.
21. Podrigalo M.A., Klec D.M., Artemov N.P. *Nauchno-tehničeskij progress v sel'skohozjajstvennom proizvodstve*, 2014, pp. 103-108.
22. Antonov D.A. *Raschjot ustojchivosti dvizhenija mnogoosnyh avtomobilej* [Calculation of the stability of the movement of multi-axle vehicles]. Moscow, Mashinostroenie, 1984, 168 p.
23. Petrenko A.M. *Ustojchivost' special'nyh transportnyh sredstv* [Stability of special vehicles]. Moscow, MADI, 2013, 41 p.
24. Hodes I.V., Iljuhin M.Ju. *Izvestija Volgogradskogo gosudarstvennogo tehničeskogo universiteta. Serija: Nazemnye transportnye sistemy*, 2004, no. 3, pp. 91-96.
25. Pavlov V.V., Kuvshinov V.V. *Teorija dvizhenija mnogocelevyh gusenichnyh i kolesnyh mashin* [Theory of movement of multi-purpose tracked and wheeled vehicles]. Cheboksary, ООО «Cheboksarskaja tipografija 1», 2011, 424 p.

Рецензент: Н.И. Баурова, д-р. техн. наук, проф., МАДИ