

Клец Д.М.

*Национальный аэрокосмический университет имени Н. Е. Жуковского***МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ЗАНОСА КОЛЕСНЫХ МАШИН
В ТОРМОЗНОМ РЕЖИМЕ ДВИЖЕНИЯ**

Разработан метод определения параметров движения автомобиля при заносе в тормозном режиме с учетом условий его эксплуатации. Выполнена оценка влияния параметров автомобиля и дорожной среды на угловое ускорение при заносе автомобиля. Определено, что с ростом начальной скорости заноса автомобиля его угловое ускорение в плоскости дороги увеличивается, а с ростом угла увода – уменьшается. Снижение коэффициента сцепления колес с дорогой, рост угловой скорости поворота и относительного буксования ведущих колес увеличивают угловое ускорение автомобиля в плоскости дороги. Полученные зависимости позволяют определять интервал скоростей автомобиля, при движении с которыми в начальный момент заноса возникает отрицательное угловое ускорение, стабилизирующее курсовой угол автомобиля. При заносе автомобиля,двигающегося на скоростях выше максимально допустимой, собственной устойчивости для стабилизации недостаточно, поэтому необходимо вмешательство водителя или системы курсовой устойчивости.

Ключевые слова: колесная машина, тормозной режим, занос, блокирование колес, угловое ускорение.

Постановка проблемы. По данным Всемирной организации здравоохранения, в результате дорожно-транспортных происшествий (ДТП) на нашей планете ежегодно погибает более 1 млн. человек и более 2 млн. человек получают ранения, а глобальные ежегодные экономические издержки составляют около 600 млрд. долл. США [1]. Водитель транспортного средства (ТС) физически не в состоянии постоянно поддерживать величину относительного скольжения колеса в необходимом диапазоне, поэтому с целью повышения безопасности движения на современные автомобили устанавливаются системы динамической стабилизации. Исследования [2–4] показывают, что внедрение средств автоматизации управления ТС позволяет существенно уменьшить риск ДТП и сократить количество аварий, связанных с гибелью людей. Таким образом, вопрос создания системы динамической стабилизации курсового угла ТС является актуальной научной проблемой.

Анализ последних исследований и публикаций. Согласно Глобальным техническим правилам № 8, электронные системы контроля устойчивости позволяют значительно сократить число аварий ТС (табл. 1).

Таблица 1 – Снижение вероятности потери контроля над транспортным средством в случае, если оно оснащено электронной системой курсовой устойчивости [1]

Вид транспортного средства	Европа и Япония	США
Одиночные легковые автомобили	34%	71%
Sport Utility Vehicle (SUV)	59%	84%

Мобильный регистрационно-измерительный комплекс, предложенный авторами работы [5] позволяет без применения дорогостоящего оборудования оценивать эксплуатационные свойства ТС. Однако данный комплекс не позволяет вносить управляющие воздействия на основе проведенной оценки эксплуатационных свойств. Управляющие сигналы с целью контроля динамики автомобиля позволяют создавать электронная система Vehicle Dynamic Control (VDC). Система VDC устанавливается в настоящее время на автомобили Nissan, Subaru, Alfa Romeo и др. Принцип работы указанной системы [6] приведен на рис. 1. В работе [6] VDC приводится как составная часть системы «водитель-автомобиль-дорожная среда» (ВАДС).

Разработке систем динамической стабилизации курсового угла ТС посвящен ряд работ отечественных [7, 8] и зарубежных [9–12] исследователей. В работе [13] проанализированы причины потери и условия сохранения курсовой устойчивости легковых автомобилей при торможении. Работы [9, 10] посвящены разработке систем стабилизации ТС в процессе движения. Авторами работы [14] выполнено моделирование динамики транспортных потоков на скоростных автомагистралях с целью разработки алгоритмов их контроля и стабилизации в режиме реального времени. Автор работы [15] выделяет четыре основные системы динамической стабилизации

курсового угла ТС при его заносе: система антиблокировки тормозов (ABS), система блокировки дифференциала ведущего моста (EDS), система перераспределения тормозных усилий между передним и задним мостами автомобиля (EBV) и система антипробуксовки ведущих колес (ASR или TCS).

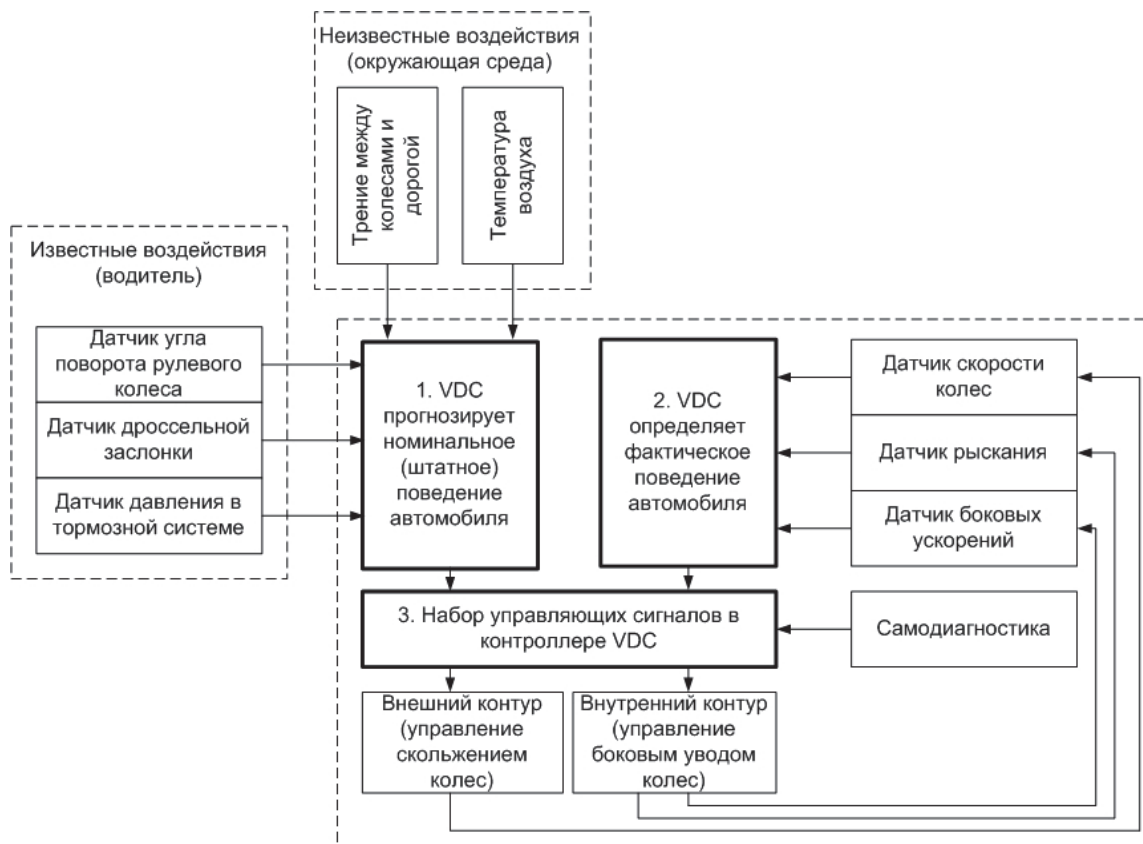


Рисунок 1 – Принцип действия системы VDC

Немецкой фирмой Continental Automotive Systems предложена программа «эффективное торможение и интеллектуальная разветвленная тормозная система – залог исключения несчастных случаев» [11]. Для курсовой стабилизации автомобиля в критических ситуациях электронная система контроля – ESC на одном или нескольких колесах создает точно рассчитанный тормозной момент, который поворачивает колесо или колеса в направлении, противоположном задаваемому рулевым управлением. Благодаря этому система ESC управляет не только процессом торможения, но и управляемостью, согласованно осуществляя электронно-регулируемые воздействия не только на передние направляющие, но и на задние колеса. Этому способствует и система активной кинематики независимой подвески колес задней оси – ARK. В работе [16] предложена методика анализа и выбора распределения тормозных сил между осями автомобилей категории M_1 , в соответствии с которой обеспечивается минимально допустимая и нормативная интенсивность их торможения согласно требованиям Правил № 13 ЕЭК ООН.

В работе [7] получены зависимости, позволяющие оценить изменение во времени линейной и угловой скорости колеса, а также – относительного буксования колеса. В работе [17] определены условия обеспечения устойчивости движения автомобиля при бортовой неравномерности коэффициентов сцепления и различной степени блокировки дифференциала.

В работе [18] описывается система курсовой устойчивости и динамической стабилизации ТС с электронной поддержкой раздельного управления тормозными механизмами отдельных колес. Система автоматического управления, предлагаемая в работе [18], обеспечивает сглаженное начало движения на поверхности дороги с малым фрикционным сопротивлением, на основе выполняемого расчета ускорения и распределения усилия к колесам. В работе [8] проанализированы перспективные направления в развитии систем управления динамикой ТС.

Проведенный анализ показал широкое распространение систем зарубежного производства, повышающих устойчивость при заносе, а также обеспечивающих управляемость и динамичность ТС.

Однако, как указывают авторы работ [6, 8], подсистемы известных систем стабилизации курсового угла ТС имеют тенденцию развиваться отдельно друг от друга, что снижает эффективность эксплуатации ТС. Кроме того, в системах стабилизации для определения параметров плоскопараллельного движения ТС необходимо использование не менее двух акселерометров, а разработанная система должна обладать высоким быстродействием и низкой стоимостью.

Для создания алгоритма работы системы стабилизации необходима разработка адаптивной модели процесса заноса ТС при движении по прямолинейной и криволинейной траектории. Таким образом, вопросы моделирования движения автомобиля при заносе в тормозном режиме требуют дополнительных исследований.

Цель статьи. Целью статьи является разработка метода определения параметров движения автомобиля при заносе в тормозном режиме.

Результаты исследований. Разработка надежного и безопасного автомобиля предполагает построение и анализ соответствующих математических моделей на начальном этапе проектирования [19] и в процессе его эксплуатации. Использование нелинейных моделей процесса заноса автомобиля позволяет оценить влияние параметров системы ВАДС на его движение и разработать эффективные алгоритмы работы систем динамической стабилизации. Составим дифференциальные уравнения движения автомобиля при опережающем блокировании колес его задней, передней оси и всех заблокированных колесах.

Рассмотрим движение автомобиля при заблокированных задних колесах (на рис. 2 – заштрихованы) и незаблокированных передних колесах.

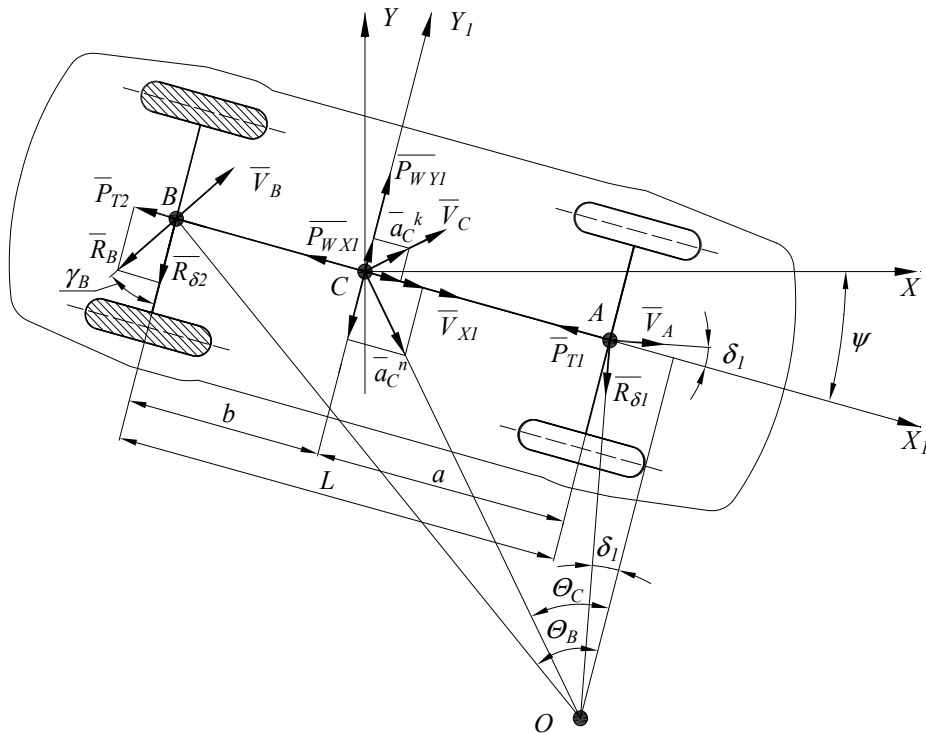


Рисунок 2 – Схема сил, действующих на автомобиль при опережающем блокировании колес задней оси

На рис. 2 приняты следующие обозначения: P_{Wx1} и P_{Wy1} – продольная и боковая составляющие силы сопротивления воздуха; ψ – курсовой угол автомобиля; P_{T1} , P_{T2} – тормозная сила на передней и задней осях соответственно; R_B – суммарная реакция в плоскости дороги на колесах задней оси; γ_B – угол между направлением вектора реакции \bar{R}_B и осью CY_1 ; d^2x_1/dt^2 , d^2y_1/dt^2 – линейное ускорение автомобиля соответственно в продольной и поперечной плоскостях; a_c^n, a_c^k – нормальная и касательная компонента ускорения центра масс автомобиля; θ_C – угол между направлением вектора \bar{a}_c^n и осью OY_1 ; δ_1 – угол увода шин передней оси; V_B – скорость относительного скольжения задних

колес; $R_{\delta_1}, R_{\delta_2}$ – суммарные боковые реакции на колесах передней и задней осей; L – продольная колесная база автомобиля; a, b – расстояние от передней и задней осей до проекции центра масс машины на горизонтальную плоскость.

Система дифференциальных уравнений, описывающих плоскопараллельное движение автомобиля при заносе (см. рис. 2), имеет следующий вид

$$\begin{cases} m_a \cdot \frac{d^2 x_1}{dt^2} = -P_{T_1} + R_{\delta_1} \cdot \sin \delta_1 - R_B \cdot \sin \gamma_B - P_{W_{X1}}; & (1) \\ m_a \cdot \frac{d^2 y_1}{dt^2} = -R_{\delta_1} \cdot \cos \delta_1 - R_B \cdot \cos \gamma_B + P_{W_{Y1}}; & (2) \\ I_{zc} \cdot \frac{d^2 \psi}{dt^2} = R_{\delta_1} \cdot a \cdot \cos \delta_1 - R_B \cdot b \cdot \cos \gamma_B. & (3) \end{cases}$$

Решая совместно зависимости (2) – (3), получим выражение для определения угловой скорости заноса автомобиля при опережающем блокировании задней оси

$$\frac{d\omega_z}{dt} = \frac{a \cdot \omega_z \cdot V_{X1} - L \cdot \frac{R_B}{m_a} \cdot \cos \gamma_B + a \cdot \frac{P_{W_{Y1}}}{m_a}}{a^2 + i_z^2 + a \cdot \frac{V_{X1}}{\omega_z} \cdot \operatorname{tg} \delta_1}. \quad (4)$$

где m_a – общая масса автомобиля.

Нормальные реакции при заблокированных колесах

$$R_{Z_1} = G \cdot \frac{b}{L} + (P_T - P_{W_{X1}}) \cdot \frac{h}{L}; \quad (5)$$

$$R_{Z_2} = G \cdot \frac{a}{L} - (P_T - P_{W_{X1}}) \cdot \frac{h}{L}, \quad (6)$$

где P_T – суммарная тормозная сила автомобиля;

G, h – вес и высота центра масс автомобиля.

В этом случае справедливы соотношения [7]

$$P_{T_1} = \xi \cdot \varphi \cdot R_{Z_1}; \quad (7)$$

$$P_{T_2} = \xi \cdot \varphi \cdot R_{Z_2}; \quad (8)$$

$$P_T = P_{T_1} + P_{T_2} = \xi \cdot \varphi \cdot G, \quad (9)$$

где ξ – коэффициент, учитывающий снижение коэффициента сцепления при блокировании колеса.

Нормальные реакции при незаблокированных колесах

$$R_{Z_1} = G \cdot \frac{b}{L} + (P_T - P_{W_{X1}}) \cdot \frac{h - r_\delta}{L} = G \cdot \frac{b}{L} + (m_x \cdot \varphi - P_{W_{X1}}) \cdot \frac{h - r_\delta}{L}; \quad (10)$$

$$R_{Z_2} = G \cdot \frac{a}{L} - (P_T - P_{W_{X1}}) \cdot \frac{h - r_\delta}{L} = G \cdot \frac{a}{L} - (m_x \cdot \varphi - P_{W_{X1}}) \cdot \frac{h - r_\delta}{L}, \quad (11)$$

где r_δ – динамический радиус колес автомобиля.

Окончательно получим

$$\frac{d\omega_z}{dt} = \frac{a \cdot \omega_z \cdot V_{X1} - \varphi \cdot \cos \gamma_B \cdot \left(g \cdot a - g \cdot \xi \cdot \varphi \cdot h + \frac{P_{W_{X1}}}{m_a} \cdot h \right) + a \cdot \frac{P_{W_{Y1}}}{m_a}}{a^2 + i_z^2 + a \cdot \frac{V_{X1}}{\omega_z} \cdot \operatorname{tg} \delta_1}. \quad (12)$$

Система дифференциальных уравнений, описывающих плоскопараллельное движение автомобиля в случае опережающего блокирования колес передней оси (см. рис. 3), имеет вид

$$\left\{ \begin{aligned} m_a \cdot \frac{d^2 x_1}{dt^2} &= -P_{T2} + R_{\delta_2} \cdot \sin \delta_2 - R_A \cdot \sin \gamma_A - P_{W_{X1}}; \\ m_a \cdot \frac{d^2 y_1}{dt^2} &= -R_{\delta_2} \cdot \cos \delta_2 - R_A \cdot \cos \gamma_A + P_{W_{Y1}}; \\ I_{zc} \cdot \frac{d^2 \psi}{dt^2} &= R_{\delta_2} \cdot b \cdot \cos \delta_2 - R_A \cdot a \cdot \cos \gamma_A. \end{aligned} \right. \quad (13)$$

$$\left\{ \begin{aligned} m_a \cdot \frac{d^2 y_1}{dt^2} &= -R_{\delta_2} \cdot \cos \delta_2 - R_A \cdot \cos \gamma_A + P_{W_{Y1}}; \\ I_{zc} \cdot \frac{d^2 \psi}{dt^2} &= R_{\delta_2} \cdot b \cdot \cos \delta_2 - R_A \cdot a \cdot \cos \gamma_A. \end{aligned} \right. \quad (14)$$

$$\left\{ \begin{aligned} m_a \cdot \frac{d^2 y_1}{dt^2} &= -R_{\delta_2} \cdot \cos \delta_2 - R_A \cdot \cos \gamma_A + P_{W_{Y1}}; \\ I_{zc} \cdot \frac{d^2 \psi}{dt^2} &= R_{\delta_2} \cdot b \cdot \cos \delta_2 - R_A \cdot a \cdot \cos \gamma_A. \end{aligned} \right. \quad (15)$$

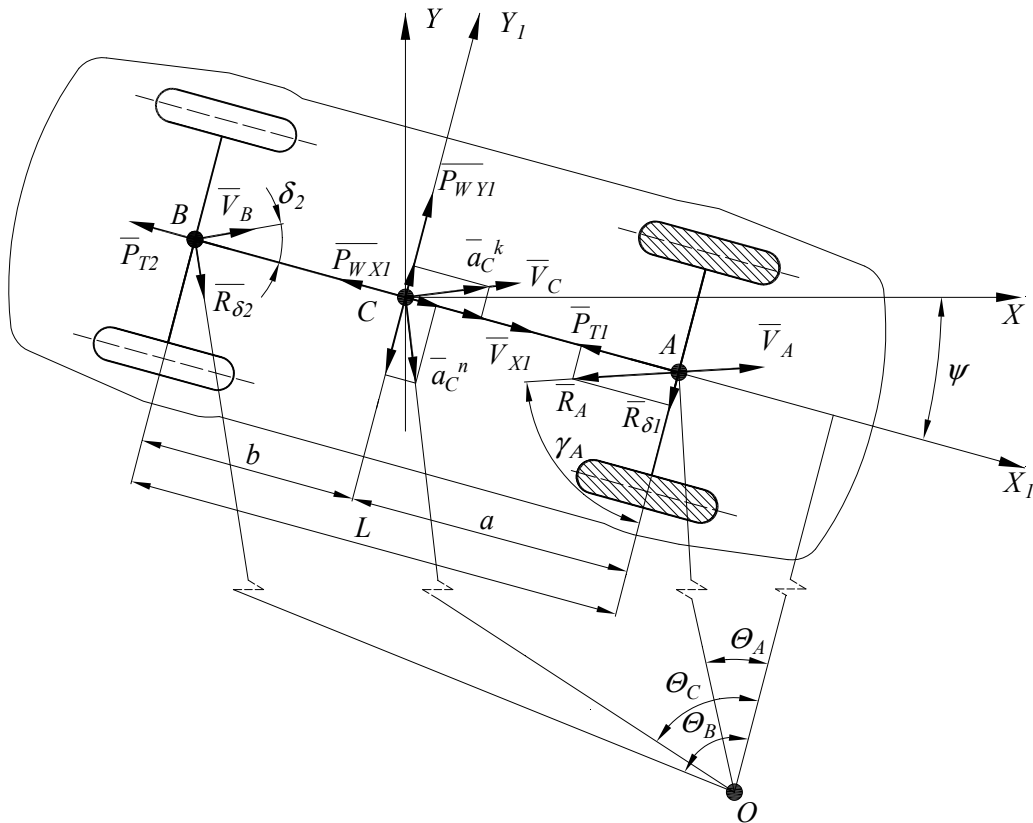


Рисунок 3 – Схема сил, действующих на автомобиль при опережающем блокировании передней оси

Выражение для определения угловой скорости заноса автомобиля при опережающем блокировании передней оси имеет следующий вид

$$\frac{d\omega_z}{dt} = \frac{b \cdot \omega_z \cdot V_{X1} - L \cdot \frac{R_A}{m_a} \cdot \cos \gamma_A + b \cdot \frac{P_{W_{Y1}}}{m_a}}{a \cdot b + i_z^2 + b \cdot \frac{V_{X1}}{\omega_z} \cdot \operatorname{tg} \delta_1}. \quad (16)$$

Окончательно получим

Наиболее опасным случаем является торможении автомобиля с заблокированными задними колесами и незаблокированными передними колесами. Условия прекращения заноса в данном случае

$$\frac{d\omega_z}{dt} \leq \frac{a \cdot \omega_z \cdot V_{x1} - \varphi \cdot \cos \gamma_B \cdot \left(g \cdot a - g \cdot \xi \cdot \varphi \cdot h + \frac{P_{W_{x1}}}{m_a} \cdot h \right) + a \cdot \frac{P_{W_{y1}}}{m_a}}{a^2 + i_z^2 + a \cdot \operatorname{tg} \delta_1 \cdot V_{x1} / \omega_z} \leq 0. \quad (23)$$

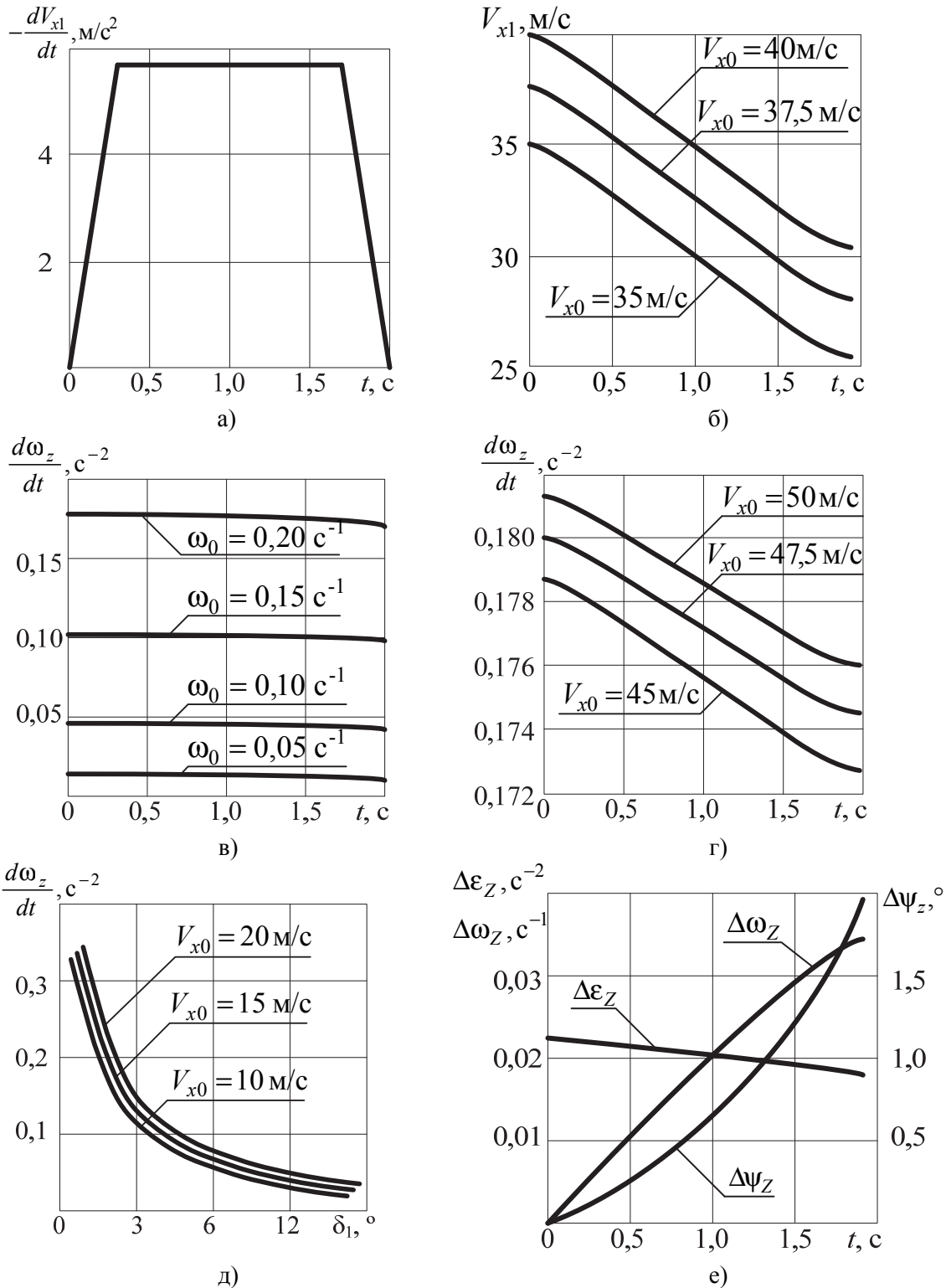


Рисунок 5 – Зависимости линейных и угловых скоростей и ускорений от времени движения ТС при опережающем блокировании колес задней оси:

$$a - \frac{dV_{x1}}{dt}(t); б - V_{x1}(t, V_{x0}); в - \frac{d\omega_z}{dt}(t, \omega_0); г - \frac{d\omega_z}{dt}(t, V_{x0}); д - \frac{d\omega_z}{dt}(\delta_1, V_{x0}); е - \Delta \frac{d^2\Psi_z}{dt^2}(t), \Delta \frac{d\Psi_z}{dt}(t), \Delta\Psi_z(t)$$

Условие прекращения заноса выполняется в случае

$$a \cdot \omega_z \cdot V_{x1} - \varphi \cdot \cos \gamma_B \cdot (g \cdot a - g \cdot \xi \cdot \varphi \cdot h + P_{W_{X1}} \cdot h / m_a) + a \cdot P_{W_{Y1}} \cdot h / m_a \leq 0. \quad (24)$$

Решая выражение (24) относительно максимальной линейной скорости, получим

$$V_{x1} \leq \frac{\varphi \cdot \cos \gamma_B}{a \cdot \omega_z} \cdot \left(g \cdot a - g \cdot \xi \cdot \varphi \cdot h + \frac{P_{W_{X1}}}{m_a} \cdot h \right) - \frac{1}{\omega_z} \cdot \frac{P_{W_{Y1}}}{m_a}. \quad (25)$$

Максимальная угловая скорость определяется следующим образом

$$\omega_z \leq \frac{\varphi \cdot \cos \gamma_B}{a \cdot V_{x1}} \cdot \left(g \cdot a - g \cdot \xi \cdot \varphi \cdot h + \frac{P_{W_{X1}}}{m_a} \cdot h \right) - \frac{1}{V_{x1}} \cdot \frac{P_{W_{Y1}}}{m_a}. \quad (26)$$

На рис. 6 приведены зависимости, построенные с помощью выражений (25) – (26) для условного автомобиля В-класса при его торможении.

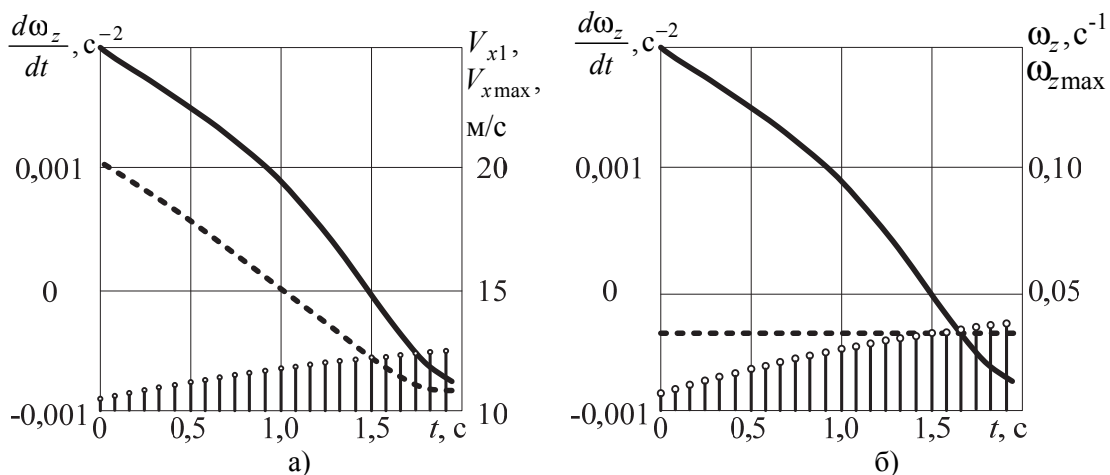


Рисунок 6 – Зависимости максимально допустимых линейной и угловой скоростей от времени движения автомобиля в процессе заноса:

$$a - \frac{d\omega_z}{dt}(t, V_x); б - \frac{d\omega_z}{dt}(t, \omega_z); \text{ — } \frac{d\omega_z}{dt}; \text{ - - - } V_{x1} \text{ и } \omega_z; \square\square\square\square V_{x_{\max}} \text{ и } \omega_{z_{\max}}$$

Анализ рис. 6 показывает, что занос исследуемого условного автомобиля В-класса прекращается при $V_{x1} \leq 12,13$ м/с или $\omega_z \leq 4 \cdot 10^{-4}$ с⁻¹.

Выводы. С ростом начальной скорости заноса автомобиля его угловое ускорение в плоскости дороги ε_z увеличивается, а с ростом угла увода – уменьшается. Снижение коэффициента сцепления колес с дорогой, рост угловой скорости поворота и относительного буксования ведущих колес увеличивают ε_z . Полученные зависимости позволяют определять интервал скоростей автомобиля $V_{X_{ycm}}$, при движении с которыми в начальный момент заноса возникает отрицательное угловое ускорение, стабилизирующее курсовой угол автомобиля. При заносе автомобиля, двигающегося на скоростях выше $V_{X_{ycm}}$, собственной устойчивости для стабилизации недостаточно, поэтому необходимо вмешательство водителя или системы курсовой устойчивости. Для исследуемого автомобиля В-класса $V_{X_{ycm}} = 14...24$ км/ч при $\omega_z = 0,1$ с⁻¹ в зависимости от углов увода шин.

1. Глобальные технические правила ООН № 8 «Электронные системы контроля устойчивости» – [26 июня 2008 г.] – (ECE TRANS 180 GE.08–24699.) – Офиц. изд. – Женева : ООН, 2008. – 116 с.
2. Антипов С. И. Нечеткая логика и возможность ее применения в системах управления современного автомобиля / С. И. Антипов, Ю. В. Демментьев, А. Е. Калинин // Материалы междунар. науч.–техн. конф. «Автомобиле– и тракторостроение в России: приоритеты развития и подготовка кадров». – М.: МГТУ «МАМИ», 2010. – С. 11–20.
3. Fürster H. J. Der Fahrzeugfurer als Bindeglied zwischen Reifen. Fahrwerk und Fahrbahn / H. J. Fürster // VDI Berichte. – № 916. – 1991. – P. 1–51.
4. Altrock C. Fuzzy Logic in Automotive Engineering / Constantin von Altrock // Circuit cellar INK. Computer application magazine, Santa Clara, 1997. – 9 p.
5. Пат. 51031 Україна, МПК G01P 3/00. Система для визначення параметрів руху автотранспортних засобів при динамічних (кваліметричних) випробуваннях / Подригало М. А., Коробко А. И., Клец Д. М., Файст В. Л.; заявник та патентовласник ХНАДУ. – № u 2010 01136; заявл. 04.02.10 ; опубл. 25.06.10, Бюл. № 12.
6. Соснин Д. А. Новейшие автомобильные электронные системы: учеб. пособ. [для специалистов по ремонту автомобилей, студентов и преподавателей вузов и колледжей] / Д. А. Соснин, В. Ф. Яковлев. – М.: СОЛОН–Пресс, 2005. – 240 с.
7. Подригало М. А. Динамика одиночного колеса автомобиля при срыве в полное буксование / М. А. Подригало, Д. М. Клец, О. А. Назарко // Автомоб. трансп. – 2010. – Вып. 26. – С. 35–38.
8. Серикова И. А. Информационно–измерительная система управления динамикой движения автомобиля / И. А. Серикова // Автомоб. трансп. – 2011. – Вып. 28. – С. 155–157.
9. Taeyoung C. Design and evaluation of side slip angle–based vehicle stability control scheme on a virtual test track / Chung Taeyoung, Yi Kyongsu // IEEE Trans. Contr. Syst. Technol. – 2006. – № 2. – P. 224–234.
10. Huiyi W. Qinghua daxue xuebao. Ziran kexue ban / Wang Huiyi, Song Jian // Journal of Tsinghua University. Science and Technology. – 2007. – № 2. – P. 224–227.
11. Besser bremsen // Auto, Mot., Zubehör. Hannover: AMZ, 2007. – № 10. – P. 40–41.
12. Hillenbrand S. Optimierung der Reibwertausnutzung der Reifen durch aktive Antriebsmomentenverteilung / Hillenbrand Stefan, Stolpe Ingo // Automatisierungstechnik. – 2009. – № 11. – P. 223–229.
13. Подригало М.А. Причины снижения курсовой устойчивости легковых автомобилей в процессе эксплуатации / М. А. Подригало, В. И. Назаров // Автомоб. трансп. – 2010. – Вып. 26. – С. 39–42.
14. Tang H. Kongzhi yu juece / Tang Hui, Liu Xiao–ming, He Yu–long // Control and Decision. – 2002. – С. 823–825.
15. Борщенко Я. А. Электронные и микропроцессорные системы автомобилей : учебное пособие / Я. А. Борщенко, В. И. Васильев – Курган: Изд–во Курганского гос. ун–та, 2007. – 207 с.
16. Туренко А. Н. К методике анализа и выбора распределения тормозных сил между осями автомобиля с учетом требований правил № 13 ЕЭК ООН / А. Н. Туренко, В. И. Клименко, С. И. Ломака [и др.] // Автомоб. трансп. – 2011. – Вып. 29. – С. 29–36.
17. Подригало М. А. Устойчивость автомобиля при бортовой неравномерности коэффициентов сцепления колес с дорогой / М. А. Подригало, Н. С. Корчан, Д. М. Клец // Автомоб. трансп. – 2008. – Вып. 22. – С. 38–41.
18. Pat. 6493623 US, МКИ7 G 06 F 7/00. Driving force control system for four–wheel drive vehicles / Honda Giken Kogyo, Nishida Kenzo, Nihanda Norihisa. – № 09/816410; Заявл. 26.03.2001; Опубл. 26.03.2001.
19. Смирнов И. А. Математическое моделирование заноса автомобиля : автореф. дис. на соискание уч. степени канд. физ.–мат. наук : спец. 01.02.01 «Теоретическая механика» / И. А. Смирнов. – Москва, 2011. – 167 с.

REFERENCES

1. Electronic Stability Control Systems. (2008). *Global Technical Regulation № 8 of United Nations*. Geneva, United Nations Publ. 116 p.
2. Antipov S., Dement'ev Ju., Kalinin A. (2010). Fuzzy logic and the possibility of its application in the control systems of a modern automobile [Nechetkaja logika i vozmozhnosti ee primenenija v sistemah upravlenija sovremennogo avtomobilja]. *Proc. of international scientific and technical conference «Automobile and tractors building in Russia: development priorities and trainings» [Materialy mezhdunar. nauch.–tehn. konf. «Avtomobile– i traktorostroenie v Rossii: prioritety razvitija i podgotovka kadrov»]*. Moscow, MSTU Publ., pp. 11 – 20.
3. Fürster H. (1991). Der Fahrzeugfurer als Bindeglied zwischen Reifen. *Fahrwerk und Fahrbahn. VDI Berichte*. Vol. 916, pp. 1–51.
4. Altrock C. (1997). Fuzzy Logic in Automotive Engineering. *Circuit cellar INK. Computer application magazine*. Santa Clara. 9 p.
5. Podrigalo M., Korobko A., Klets D., Feist V. (2010). System for determining of vehicle movement parameters during dynamic (qualimetric) testing [Sistema dlja viznachennja parametriv ruhu avtotransportnih zasobiv pri dinamichnih (kvalimetricnih) viprobuvannjah]. *Pat. 51031 Ukraine, MPC G01P 3/00*. Kharkiv. 5 p.
6. Sosnin D., Jakovlev V. (2005). The latest automotive electronic systems [Novejschie avtomobil'nye jelektronnye sistemy]. *Study Guide [Uchebnoe posobie]*. Moscow, Solon–Press Publ. 240 p.
7. Podrigalo M., Klets D., Nazarko O. (2010). Dynamics of a single automobile wheel during stalling to a full slippage [Dinamika odinochnogo kola avtomobilja pri sryve v polnoe buksovanie]. *Automobile transport*. Vol. 26. Kharkiv, KhNAHU Publ., pp. 35–38.

8. Serikova I. (2011). Information-measuring system of the vehicle dynamics control [Informacionno–izmeritel'naja sistema upravlenija dinamikoj dvizhenija avtomobilja]. *Automobile transport*. Vol. 28. Kharkiv, KhNAHU Publ., pp. 155–157.
9. Taeyoung S. (2006). Design and evaluation of side slip angle–based vehicle stability control scheme on a virtual test track. *IEEE Trans*. Vol. 2, pp. 224–234.
10. Huiyi W. (2007). Qinghua daxue xuebao. Ziran kexue ban. *Journal of Tsinghua University. Science and Technology*. Vol. 2, pp. 224–227.
11. Besser bremsen. (2007). *Auto, Mot., Zubehor*. Hannover, AMZ. Publ., Vol. 10, pp. 40–41.
12. Hillenbrand S. (2009). Optimierung der Reibwertausnutzung der Reifen durch aktive Antriebsmomentenverteilung. *Automatisierungstechnik*. Vol. 11, pp. 223–229.
13. Podrigalo M., Nazarov V. (2010). Causes of declining of vehicle course stability during the operation [Prichiny snizhenija kursovoj ustojchivosti legkovyh avtomobilej v processe jekspluatacii]. *Automobile transport*. Vol. 26. Kharkiv, KhNAHU Publ., pp. 39–42.
14. Tang H. (2002). Kongzhi yu juece. *Control and Decision*, pp. 823–825.
15. Borshhenko Ja., Vasil'ev V. (2007). Automobile electronic and microprocessor systems [Jelektronnye i mikroprocessornye sistemy avtomobilej. *Study Guide [Uchebnoe posobie]*. Kurgan, KSU Publ., 207 p.
16. Turenko A., Klimenko V., Lomaka S. (2011). By the method of analysis and selection of brake force distribution between the axles of the car to meet the requirements of 13 UNECE rules [K metodike analiza i vybora raspredelenija tormoznyh sil mezhdju osjami avtomobilja s uchetom trebovanij pravil № 13 OON]. *Automobile transport*. Vol. 29. Kharkiv, KhNAHU Publ., pp. 29–36.
17. Podrigalo M., Korchan N., Klets D. (2008). Autiomobile stability at the on-board traction coefficient non-uniformity [Ustojchivost' avtomobilja pri bortovoj neravnomernosti koeficientov sčeplenija koles s dorogoj]. *Automobile transport*. Vol. 22. Kharkiv, KhNAHU Publ., pp. 38–41.
18. Kogyo H., Nishida K., Nihanda N. (2010). Driving force control system for four–wheel drive vehicles. *Pat. 6493623 US, MKI7 G 06 F 7/00*. Kharkiv. 5 p.
19. Smirnov I. (2011) *Mathematical modeling of automobile skidding [Matematicheskoe modelirovanie zanosa avtomobilja]*. Ph.D. Diss. Moscow, MSU Publ., 167 p.

Клец Д. М. Моделивання процесу заносу колісних машин у гальмівному режимі руху.

В процесі руху транспортного засобу водій фізично не в змозі постійно підтримувати величину відносного ковзання коліс в необхідному діапазоні. Тому з метою підвищення безпеки руху на сучасні автомобілі встановлюють системи динамічної стабілізації.

Розробка надійного і безпечного автомобіля передбачає побудову і аналіз відповідних математичних моделей на початковому етапі проектування і в процесі його експлуатації. Використання нелінійних моделей процесу заносу автомобіля дозволяє оцінювати вплив показників системи «водій-автомобіль-дорожнє середовище» на параметри його руху. Для створення ефективного алгоритму роботи системи динамічної стабілізації необхідна розробка адаптивної моделі процесу заносу ТЗ в тяговому і гальмівному режимах, при русі прямилоїною і кривоїною траєкторією.

Розроблена модель дозволяє визначити параметри руху автомобіля при заносі в гальмівному режимі з урахуванням умов його експлуатації. У роботі запропоновано системи диференціальних рівнянь руху автомобіля при випереджальному блокуванні коліс його задньої, передньої осі та всіх заблокованих колесах.

Виконано оцінку впливу параметрів автомобіля та дорожнього середовища на кутове прискорення при заносі автомобіля. Визначено, що зі зростанням початкової швидкості заносу автомобіля його кутове прискорення в площині дороги збільшується, а зі зростанням кута відведення – зменшується. Зниження коефіцієнта зчеплення коліс з дорогою, зростання кутової швидкості повороту і відносного буксування ведучих коліс збільшують кутове прискорення автомобіля в площині дороги.

Отримані залежності дозволяють визначити інтервал швидкостей автомобіля, при русі з якими в початковий момент заносу виникає негативне кутове прискорення, що стабілізує курсовий кут автомобіля. При заносі автомобіля, що рухається на швидкостях вище максимально допустимої, власної стійкості для стабілізації недостатньо, тому необхідне втручання водія або системи курсової стійкості. Впровадження засобів автоматизації керування транспортними засобами дозволяє істотно зменшити ризик дорожньо-транспортних пригод і скоротити кількість аварій, що пов'язані зі загибеллю людей.

Ключові слова: колісна машина, гальмівної режим, занос, блокування коліс, кутове прискорення.

D. Klets. Simulation of vehicle skidding at braking movement mode.

A driver hasn't an opportunity to maintain wheels relative sliding in the desired range during vehicle movement. Therefore, we can install dynamic stabilization systems on modern vehicles to improve movement safety.

Development of reliable and safe automobile involves the construction and analysis of mathematical models corresponding to the design phase and during its operation. Using of nonlinear skidding process models allows evaluating of «driver-vehicle-road environment» system parameters impact on the parameters of its movement. For creation of efficient dynamic stabilization system algorithm, it is necessary to develop an adaptive vehicle skidding process model in traction and braking modes, during motion at rectilinear and curvilinear trajectory.

Developed model allows determining the vehicle motion parameters during skidding at braking mode, taking into account operating conditions. In this paper, it is offered the system of differential equations of vehicle motion during its rear axle outstripping lock, front axle outstripping lock and at all blocked wheels.

It is estimated the influence of vehicle parameters and road environment parameters on the angular acceleration during vehicle skidding. It's determined that with increasing of vehicle drift initial speed its angular acceleration in the road plane increases and with increasing of withdrawal angle - reduces. Reducing of road adhesion coefficient, increasing of rotation angular velocity and increasing of relative driving wheels slipping increases vehicle angular acceleration in the road plane.

Obtained dependences allow determining vehicle speed range, during the motion at this range at skidding initial point occurs negative angular acceleration, which stabilizes vehicle course angle. During automobile skidding, that moving at speeds above maximum, own resistance to stabilize is deficiency, so it is necessary the driver or course stability system intervention. Introduction of vehicles control automation system can significantly reduce the risk of accidents and reduce the number of accidents involving the loss of life.

Key words: vehicle, braking mode, skidding, wheel locking, angular acceleration.

АВТОР:

КЛЕЦ Дмитрий Михайлович, доктор технических наук, профессор кафедры автомобилей и транспортной инфраструктуры, Национальный аэрокосмический университет имени Н.Е. Жуковского, e-mail: d.m.klets@gmail.com

AUTHOR:

Dmitri KLETS, Doctor of Science in Engineering, Professor of Cars and Transport Infrastructure Department, National Aerospace University named after N. Ye. Zhukovskiy, Kharkiv, Ukraine, e-mail: d.m.klets@gmail.com

Стаття надійшла в редакцію 03.09.2015р.