

# Транспортное и энергетическое машиностроение

УДК 629.33

## Разработка принципов повышения устойчивости движения многоосных колесных машин

**М.М. Жилейкин, В.А. Середюк, В.А. Шинкаренко**

*Наряду с повышением эксплуатационных свойств многоосных колесных машин (МКМ), таких как подвижность, проходимость, маневренность, новые технические возможности машин обуславливают новые проблемы и ставят новые задачи перед разработчиками. В статье качественно исследованы устойчивость и управляемость МКМ и найдены принципиальные решения по способам управления движением машин, обеспечивающие повышение их курсовой и траекторной устойчивости. Обоснованы способы формирования стабилизирующих воздействий на МКМ, проведено исследование устойчивости разработанных законов управления. Методами имитационного математического моделирования доказана работоспособность и эффективность предложенных законов управления систем активной безопасности.*

**Ключевые слова:** колесная машина, активная безопасность, закон управления, математическая модель, имитационное моделирование, устойчивость, управляемость.

## The principles for improving dynamic stability of multi-wheeled vehicles

**M.M. Zhileykin, V.A. Seredyuk, V.A. Shinkarenko**

*The principles for improving stability of motion of multi-wheeled vehicles (MWW) are first developed. Along with the improved performance, such as mobility, cross-country capability, and maneuverability, new technical capabilities of vehicles issue new problems and challenges for designers. Thus, the increase in average cruising speed (not only on roads with rigid pavement, but also on rough ground) imposes high requirements not only to suspension systems, but also to the stability of course and trajectory motion, rollover stability, and handling. In this paper, the stability and handling of*



**ЖИЛЕЙКИН**  
Михаил Михайлович  
(МГТУ им. Н.Э. Баумана)  
**ZHILEYKIN**  
Mikhail Mikhaylovich  
(Moscow, Russian Federation,  
Bauman Moscow State  
Technical University)



**СЕРЕДЮК**  
Валентин Анатольевич  
(ОАО «Камаз»)  
**SEREDYUK**  
Valentin Anatol'evich  
(Naberezhnye Chelny, Russian  
Federation, JSC «KAMAZ»)



**ШИНКАРЕНКО**  
Владимир Александрович  
(ОАО «Камаз»)  
**SHINKARENKO**  
Vladimir Aleksandrovich  
(Naberezhnye Chelny, Russian  
Federation, JSC «KAMAZ»)

*MWVs are studied and the principles for controlling the motion of vehicles that provide the enhanced course and trajectory stability are established. The techniques for stabilizing MWVs are verified and the developed control laws are checked for stability. The mathematical simulation methods used prove the efficiency and effectiveness of the proposed control laws of active safety systems. The results of research will be useful for designing and manufacturing various classes of MWVs in the automotive industry. They can also be used by designers developing control systems for wheeled vehicles.*

**Keywords:** wheeled vehicle, active safety, control law, mathematical model, simulation, stability, handling.

В последние годы многоосные колесные машины (МКМ) претерпевают период радикального изменения технического облика. Это обусловлено бурным развитием средств бортовой электроники, что позволяет создавать элементы искусственного интеллекта на борту, а также появлением новых типов приводов (тягового, рулевого), обеспечивающих возможность управления каждым колесом машины по индивидуальному алгоритму. Наряду с ростом мощности силовых установок, развитием адаптивных систем поддрессоривания все указанные факторы способствуют повышению эксплуатационных свойств МКМ, таких как подвижность, проходимость, маневренность и др. В свою очередь, новые технические возможности машин обуславливают новые проблемы и ставят новые задачи перед разработчиками. Так, рост средних эксплуатационных скоростей (причем как на дорогах с твердым дорожным покрытием, так на пересеченной местности) предъявляет повышенные требования не только к системам поддрессоривания в плане обеспечения нормативных требований по вибронегруженности экипажа и перевозимого груза, но и к показателям устойчивости (курсовой, траекторной, от опрокидывания) и управляемости.

Теоретические основы теории управляемости и устойчивости движения МКМ были за-

ложены советскими учеными Д.А. Антоновым, Я.С. Агейкиным, П.В. Аксеновым, А.С. Литвиновым и Я.Е. Фаробиним еще в 1970-е годы.

В настоящее время вопросами устойчивости систем активной безопасности автомобилей, обеспечивающих повышение устойчивости и управляемости, активно занимаются за рубежом. Исследования ведутся по двум направлениям. Во-первых, создаются системы динамической стабилизации, принцип действия которых основан на изменении крутящих моментов, подводимых к ведущим колесам. Разработке этих методов посвящены работы [1–3]. Во-вторых, повышение устойчивости и управляемости обеспечивается за счет введения автоматического корректирующего изменения угла поворота управляемых колес (подруливания) [4–6]. Возможно комбинированное управление на основе указанных подходов [7, 8]. Однако все эти работы посвящены двухосным колесным машинам с различным типом привода (переднеприводные, заднеприводные, полноприводные). Машины с количеством осей три и более в литературе не описываются.

Целью данной работы является качественное исследование устойчивости и управляемости МКМ и принятие принципиальных решений по способам управления движением машин, обеспечивающих повышение их курсовой и траекторной устойчивости.

**Исследование управляемости и устойчивости МКМ с малыми углами поворота управляемых колес.** В общем виде аналитическое исследование управляемости и устойчивости МКМ представляет большие трудности. Поэтому, как рекомендовано в работах А.С. Литвинова, разделим общую задачу на две частных:

- 1) движение с большими скоростями и малыми углами поворота управляемых колес;
- 2) движение с малыми скоростями и большими углами поворота управляемых колес (режим маневрирования).

У многоосных многоприводных машин, в отличие от двухосных, углы увода колес при малых скоростях движения могут быть

значительными. В связи с этим явление увода может оказывать большое влияние как на величину минимального радиуса поворота, так и на все процессы поворота машины.

При решении данной задачи, согласно рекомендациям А.С. Литвинова, примем следующие допущения:

- 1) углы увода правого и левого колес каждой оси одинаковые;
- 2) углы поворота управляемых колес и углы увода колес малы, т. е. не превышают  $10^\circ$ ;
- 3) касательные реакции, действующие на правое и левое колеса одной оси, одинаковые;
- 4) углы поворота правого и левого управляемых колес одной оси одинаковые;
- 5) коэффициенты сопротивления уводу всех колес одной оси одинаковые.

Допущение 3 в большинстве случаев, как показано в работах А.С. Литвинова, не оказывает значительного влияния на точность решения, поскольку на подавляющем большинстве МКМ устанавливаются симметричные межколесные дифференциалы. Допущения 2 и 5 сводят пространственную модель МКМ к плоской, что в ряде случаев существенным образом может сказываться на результатах исследования устойчивости и управляемости МКМ.

Расчетная схема сил, действующих на МКМ, приведена на рис. 1.

Уравнения движения МКМ в соответствии с принятыми допущениями, в общем виде можно представить следующим образом:

$$\frac{G_a}{g} j_x = \sum_{i=1}^n X_{ki} - \sum_{i=1}^n Y_{ki} \Theta_{i \text{ cp}}, \quad (1)$$

$$Y_{ki} = K_{yi} \delta_i;$$

$$\frac{G_a}{g} j_y = \sum_{i=1}^n X_{ki} \Theta_{i \text{ cp}} + \sum_{i=1}^n Y_{ki} - P_y; \quad (2)$$

$$G_a = \sum_{i=1}^n Z_{ki}; \quad (3)$$

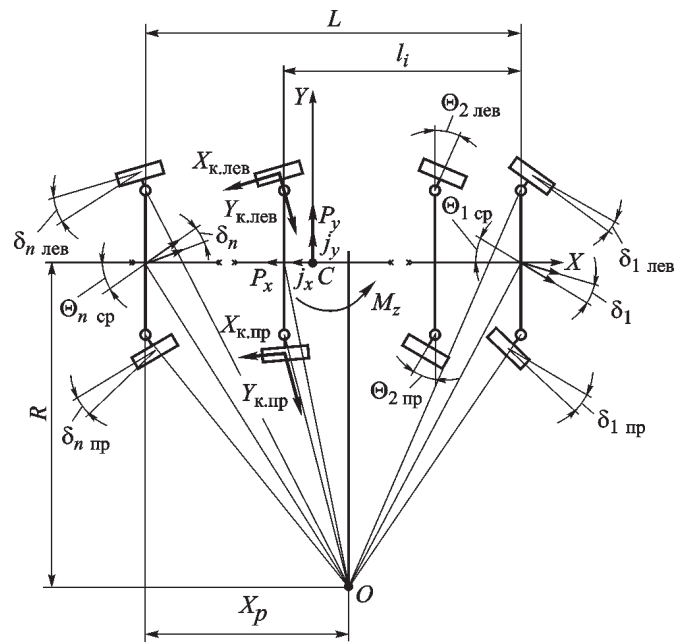


Рис. 1. Схема сил, действующих на МКМ

$$J_z \frac{d\omega_a}{dt} = 0,5 \left[ \sum_{i=1}^{n/2} X_{ki} B_{ki} - \sum_{i=\frac{n}{2}+1}^n X_{ki} B_{ki} - \sum_{i=1}^{n/2} Y_{ki} \Theta_{1 \text{ cp}} B_{ki} + \sum_{i=\frac{n}{2}+1}^n Y_{ki} \Theta_{1 \text{ cp}} B_{ki} \right] + \sum_{i=1}^n X_{ki} \Theta_{1 \text{ cp}} (a - l_i) + \sum_{i=1}^n Y_{ki} (a - l_i) - M_z; \quad (4)$$

$$\frac{G_a}{g} j_x h_g = \quad (5)$$

$$= G_a b - \sum_{i=1}^n [(Z_{ki \text{ пр}} + Z_{ki \text{ лев}})(L - l_i)] - \sum_{i=1}^n M_{fi};$$

$$\frac{G_a}{g} j_y h_g = 0,5 G_a B_{\text{cp}} - \sum_{i=1}^n Z_{ki \text{ пр}} B_{ki} - P_y h_g; \quad (6)$$

$$\omega_a = \frac{V_a}{L} [(\Theta_{1 \text{ cp}} - \delta_1) - (\Theta_{n \text{ cp}} - \delta_n)]; \quad (7)$$

$$V_y = \frac{V_a}{L} [b(\Theta_{1 \text{ cp}} - \delta_1) + a(\Theta_{n \text{ cp}} - \delta_n)]; \quad (8)$$

$$j_x = j_a - \frac{V_a^2}{L^2} [b(\Theta_{1 \text{ cp}} - \delta_1) + a(\Theta_{n \text{ cp}} - \delta_n)] \times [(\Theta_{1 \text{ cp}} - \delta_1) - (\Theta_{n \text{ cp}} - \delta_n)]; \quad (9)$$

$$j_y = \frac{V_a^2}{L^2} [(\Theta_{1\text{cp}} - \delta_1) - (\Theta_{n\text{cp}} - \delta_n)] + \frac{j_a}{L} [b(\Theta_{1\text{cp}} - \delta_1) + a(\Theta_{n\text{cp}} - \delta_n)] + \frac{V_a}{L} [b(\Omega_{k1} - \dot{\delta}_1) + a(\Omega_{kn} - \dot{\delta}_n)]; \quad (10)$$

$$\varepsilon_a = \frac{j_a}{L} [(\Theta_{1\text{cp}} - \delta_1) - (\Theta_{n\text{cp}} - \delta_n)] + \frac{V_a}{L} [(\Omega_{k1} - \dot{\delta}_1) + (\Omega_{kn} - \dot{\delta}_n)]; \quad (11)$$

$$R_\delta = \frac{L}{(\Theta_{1\text{cp}} - \delta_1) - (\Theta_{n\text{cp}} - \delta_n)}; \quad (12)$$

$$\beta_a = \frac{1}{L} \int V_a [(\Theta_{1\text{cp}} - \delta_1) - (\Theta_{n\text{cp}} - \delta_n)] dt, \quad (13)$$

где  $G_a$  — вес автомобиля (МКМ);  $n$  — число осей МКМ;  $L$  — база МКМ;  $l_i$  — расстояние от передней до  $i$ -й оси МКМ;  $a, b$  — расстояние от центра тяжести МКМ до первой и последней оси соответственно;  $B_i$  — колея колес  $i$ -й оси МКМ;  $\Theta_{i\text{cp}} = \frac{\Theta_{i\text{лев}} + \Theta_{i\text{пр}}}{2}$  — средний угол поворота колес  $i$ -й оси;  $X_{ki}$  — продольная сила, действующая на колеса  $i$ -й оси со стороны дороги;  $Y_{ki}$  — боковая сила, действующая на колеса  $i$ -й оси со стороны дороги;  $Z_{ki}$  — нормальная сила, действующая на колеса  $i$ -й оси со стороны дороги;  $\delta_i = \frac{\delta_{i\text{лев}} + \delta_{i\text{пр}}}{2}$  — средний угол увода колес  $i$ -й оси;  $P_y$  — суммарная внешняя

боковая сила, приложенная к центру масс МКМ;  $M_z$  — суммарный внешний момент, действующий на МКМ относительно вертикальной оси  $Z$ , проходящей через центр масс машины;  $\sum_{i=1}^n M_{fi}$  — сумма всех моментов сопротивления, действующих на колеса МКМ;  $j_x$  — проекция ускорения центра тяжести МКМ на продольную ось машины,  $j_x = \frac{dV_a}{dt}$ ;  $j_y$  — проекция ускорения центра тяжести МКМ на поперечную ось машины;  $h_g$  — высота центра тяжести (ЦТ) МКМ;  $\omega_a$  — угловая скорость поворота продольной оси МКМ относительно оси  $Z$ ;  $V_a$  — скорость движения автомобиля;  $V_y$  — проекция линейной скорости центра тяжести МКМ на ось  $Y$ ;  $\Omega_{ki}$  — угловая скорость поворота управляемых колес  $i$ -й оси;  $R_\delta$  — радиус поворота МКМ с учетом увода колес крайних осей;  $J_z$  — момент инерции МКМ относительно вертикальной оси, проходящей через центр тяжести машины;  $\beta_a$  — угол поворота продольной оси МКМ.

Для зависимостей (1) — (12) А.С. Литвиновым получены дифференциальные уравнения для определения средних углов увода крайних осей МКМ с любым числом осей и любой комбинацией ведущих и управляемых колес. Запишем эти уравнения для машины с колесной формулой 8×8 и формулами рулевого управления 1—2—0—0 и 1—2—3—4.

Для формулы рулевого управления 1—2—0—0:

$$\begin{aligned} \dot{\delta}_1 = & \frac{V_a}{L} (\Theta_{1\text{cp}} + \delta_4 - \delta_1) - \frac{K_{y1}}{V_a} \left( \frac{g}{G_a} + \frac{a^2}{J_z} \right) \delta_1 - \frac{K_{y2}}{V_a} \left( \frac{g}{G_a} + a \frac{a-l_n}{J_z} \right) \times \\ & \times \left[ \Theta_{2\text{cp}} - \frac{L-l_n}{L} (\Theta_{1\text{cp}} - \delta_1) + \frac{l_n}{L} \delta_4 \right] + \frac{K_{y3}}{V_a} \left( \frac{g}{G_a} + a \frac{l_3-b}{J_z} \right) \left[ \frac{l_3}{L} (\Theta_{1\text{cp}} - \delta_1) - \frac{L-l_3}{L} \delta_4 \right] - \\ & - \frac{K_{y4}}{V_a} \left( \frac{g}{G_a} + \frac{ab}{J_z} \right) \delta_4 + \frac{j_a}{V_a} (\Theta_{1\text{cp}} - \delta_1) + \frac{g}{G_a V_a} P_y + \frac{a}{J_z V_a} M_z - \frac{\Theta_{1\text{cp}}}{V_a} \left( \frac{g}{G_a} + \frac{a^2}{J_z} \right) X_1 - \\ & - \frac{\Theta_{2\text{cp}}}{V_a} \left( \frac{g}{G_a} + a \frac{a-l_n}{J_z} \right) X_2 + \Omega_{k1}; \end{aligned} \quad (14)$$

$$\begin{aligned} \dot{\delta}_4 = & \frac{V_a}{L} (\Theta_{1\text{cp}} + \delta_4 - \delta_1) - \frac{K_{y1}}{V_a} \left( \frac{g}{G_a} + \frac{a^2}{J_z} \right) \delta_1 - \frac{K_{y2}}{V_a} \left( \frac{g}{G_a} - b \frac{a-l_n}{J_z} \right) \times \\ & \times \left[ \Theta_{2\text{cp}} - \frac{L-l_n}{L} (\Theta_{1\text{cp}} - \delta_1) + \frac{l_n}{L} \delta_4 \right] + \frac{K_{y3}}{V_a} \left( \frac{g}{G_a} - b \frac{l_3-b}{J_z} \right) \left[ \frac{L-l_3}{L} (\Theta_{1\text{cp}} - \delta_1) - \frac{l_3}{L} \delta_4 \right] - \\ & - \frac{K_{y4}}{V_a} \left( \frac{g}{G_a} + \frac{b^2}{J_z} \right) \delta_4 - \frac{j_a}{V_a} \delta_4 + \frac{g}{G_a V_a} P_y - \frac{b}{J_z V_a} M_z - \frac{\Theta_{1\text{cp}}}{V_a} \left( \frac{g}{G_a} - \frac{ab}{J_z} \right) X_1 - \frac{\Theta_{2\text{cp}}}{V_a} \left( \frac{g}{G_a} - b \frac{a-l_n}{J_z} \right) X_2, \end{aligned} \quad (15)$$

где  $l_n$  — база передней тележки МКМ (расстояние между 1-й и 2-й осями);  $l_3$  — база задней тележки МКМ (расстояние между 3-й и 4-й осями).

Для формулы рулевого управления 1—2—3—4:

$$\begin{aligned} \dot{\delta}_1 = & \frac{V_a}{L} [(\Theta_{1\text{cp}} - \delta_1) - (\Theta_{4\text{cp}} - \delta_4)] + \frac{\Theta_{4\text{cp}} - \delta_4}{LV_a} [K_{y2} l_2 \left( \frac{g}{G_a} + a \frac{a-l_2}{J_z} \right) + K_{y3} l_3 \left( \frac{g}{G_a} + a \frac{a-l_3}{J_z} \right) + \\ & + K_{y4} l_4 \left( \frac{g}{G_a} + a \frac{a-l_4}{J_z} \right)] + \left\{ \frac{1}{LV_a} \left[ K_{y1} L \left( \frac{g}{G_a} + \frac{a^2}{J_z} \right) + K_{y2} (L-l_2) \left( \frac{g}{G_a} + a \frac{a-l_2}{J_z} \right) + K_{y3} (L-l_3) \left( \frac{g}{G_a} + \right. \right. \\ & \left. \left. + a \frac{a-l_3}{J_z} \right) \right] + \frac{j_a}{V_a} \right\} (\Theta_{1\text{cp}} - \delta_1) - \frac{1}{V_a} \left\{ K_{y1} \Theta_{1\text{cp}} \left( \frac{g}{G_a} + \frac{a^2}{J_z} \right) + K_{y2} \Theta_{2\text{cp}} \left( \frac{g}{G_a} + a \frac{a-l_2}{J_z} \right) + K_{y3} \Theta_{3\text{cp}} \left( \frac{g}{G_a} + \right. \right. \\ & \left. \left. + a \frac{a-l_3}{J_z} \right) + K_{y4} \Theta_{4\text{cp}} \left( \frac{g}{G_a} + a \frac{a-l_4}{J_z} \right) - \left[ X_1 \Theta_{1\text{cp}} \left( \frac{g}{G_a} + \frac{a^2}{J_z} \right) + X_2 \Theta_{2\text{cp}} \left( \frac{g}{G_a} + a \frac{a-l_2}{J_z} \right) + X_3 \Theta_{3\text{cp}} \left[ \left( \frac{g}{G_a} + \right. \right. \right. \\ & \left. \left. \left. + a \frac{a-l_3}{J_z} \right) + X_4 \Theta_{4\text{cp}} \left( \frac{g}{G_a} + a \frac{a-l_4}{J_z} \right) \right] \right\} + \frac{1}{V_a} \left( \frac{g}{G_a} P_y + \frac{a}{J_z} M_z \right) + \Omega_{k1}; \end{aligned} \quad (16)$$

$$\begin{aligned} \dot{\delta}_4 = & \frac{V_a}{L} [(\Theta_{1\text{cp}} - \delta_1) - (\Theta_{4\text{cp}} - \delta_4)] + \frac{\Theta_{4\text{cp}} - \delta_4}{LV_a} [K_{y2} l_2 \left( \frac{g}{G_a} - b \frac{a-l_2}{J_z} \right) + K_{y3} l_3 \left( \frac{g}{G_a} - b \frac{a-l_3}{J_z} \right) + \\ & + K_{y4} l_4 \left( \frac{g}{G_a} - b \frac{a-l_4}{J_z} \right) + \frac{j_a}{V_a}] + \left\{ \frac{1}{LV_a} \left[ K_{y1} L \left( \frac{g}{G_a} - \frac{ab}{J_z} \right) + K_{y2} (L-l_2) \left( \frac{g}{G_a} - b \frac{a-l_2}{J_z} \right) + K_{y3} (L-l_3) \times \right. \right. \\ & \left. \left. \times \left( \frac{g}{G_a} - b \frac{a-l_3}{J_z} \right) \right] \right\} (\Theta_{1\text{cp}} - \delta_1) - \frac{1}{V_a} \left\{ K_{y1} \Theta_{1\text{cp}} \left( \frac{g}{G_a} - \frac{ab}{J_z} \right) + K_{y2} \Theta_{2\text{cp}} \left( \frac{g}{G_a} - b \frac{a-l_2}{J_z} \right) + K_{y3} \Theta_{3\text{cp}} \left( \frac{g}{G_a} - \right. \right. \\ & \left. \left. - b \frac{a-l_3}{J_z} \right) + K_{y4} \Theta_{4\text{cp}} \left( \frac{g}{G_a} - b \frac{a-l_4}{J_z} \right) \right\} + \left[ X_1 \Theta_{1\text{cp}} \left( \frac{g}{G_a} - \frac{ab}{J_z} \right) + X_2 \Theta_{2\text{cp}} \left( \frac{g}{G_a} - b \frac{a-l_2}{J_z} \right) + X_3 \Theta_{3\text{cp}} \left( \frac{g}{G_a} - \right. \right. \\ & \left. \left. - b \frac{a-l_3}{J_z} \right) + X_4 \Theta_{4\text{cp}} \left( \frac{g}{G_a} - b \frac{a-l_4}{J_z} \right) \right] + \frac{1}{V_a} \left( \frac{g}{G_a} P_y - \frac{b}{J_z} M_z \right) + \Omega_{k4}. \end{aligned} \quad (17)$$



**Исследование движения МКМ.** Объект исследования. Исследованию методами имитационного моделирования подвергалась МКМ, технические характеристики которой представлены в табл. 1.

Таблица 1

Технические характеристики МКМ

Параметр	Обозначение	Размерность	Значение
Коэффициент сопротивления боковому уводу шин для оси МКМ	$K_y$	кН/рад	472
Расстояние:			
от 1-й оси до 2-й	$l_2$	м	2,35
от 1-й оси до 3-й	$l_3$		6,25
от 1-й оси до 4-й	$l_4$		8,45
от 1-й оси до ЦТ	$a$		3,9
от 4-й оси до ЦТ	$b$		4,55
База МКМ	$L$		8,45
Колея МКМ	$B$		2,6
База передней тележки	$l_n$		2,35
База задней тележки	$l_3$		2,2
Момент инерции МКМ относительно вертикальной оси, проходящей через ЦТ	$J_z$	кг·м <sup>2</sup>	30 400
Вес МКМ	$G_a$	Н	423 360

**Исследование движения МКМ в повороте.** Для установившегося движения в повороте ( $V_a = \text{const}$ ,  $R = \text{const}$ ,  $\Theta_{1\text{cp}} = \text{const}$ ) исследованы зависимости разности углов увода колес крайних осей ( $\delta_1 - \delta_4$ ) от угла поворота управляемых колес задающей оси ( $\Theta_{1\text{cp}}$ ) и от скорости движения  $V_a$  для МКМ с колесной формулой 8×8 и формулами рулевого управления 1—2—0—0 (рис. 2) и 1—2—3—4 (рис. 3).

Проанализировав рис. 2, можно сделать следующие выводы. Разность углов увода колес крайних осей ( $\delta_1 - \delta_4$ ) увеличивается с ростом скорости движения и углом поворота управляемых колес (уменьшением радиуса поворота). При этом знак разности всегда остается неизменным, т. е. машина с заданными параметрами, имеющая недостаточную поворачиваемость, обладает таковой при любых параметрах движения в установившемся повороте. Следует отметить, что у МКМ с передними управляемыми колесами величина ( $\delta_1 - \delta_4$ ) на порядок

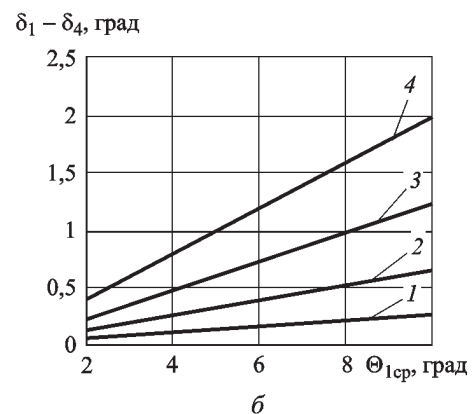
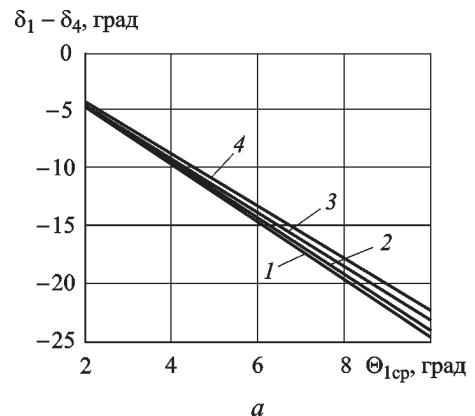


Рис. 2. Зависимость разности углов увода колес крайних осей от величины угла поворота управляемых колес задающей оси для МКМ (Движение в повороте с постоянной скоростью):

- а — с формулой рулевого управления 1—2—0—0; (1 — 10 км/ч; 2 — 20 км/ч; 3 — 30 км/ч; 4 — 40 км/ч);
- б — с формулой рулевого управления 1—2—3—4 (1 — 5 км/ч; 2 — 10 км/ч; 3 — 15 км/ч; 4 — 20 км/ч)

больше, чем у МКМ с формулой управления 1—2—3—4.

**Исследование движения МКМ при действии внешней боковой силы.** К внешним силам и моментам будем относить все силы и моменты, возникновение которых не связано с поворотом управляемых колес. Например, аэродинамические силы, действующие на корпус МКМ; моменты, возникающие вследствие неравенства коэффициентов сопротивления качению колес правого и левого бортов; моменты, обусловленные неравенством касательных реакций на ведущих колесах (в том числе и в случае создания стабилизирующих воздействий за счет изменения крутящих моментов на ведущих колесах) и др.

Пусть внешняя боковая сила  $P_y$  приложена в центре тяжести МКМ. Для определенности

принято, что циклограмма действия удельной боковой силы в зависимости от времени имеет вид, изображенный на рис. 3.

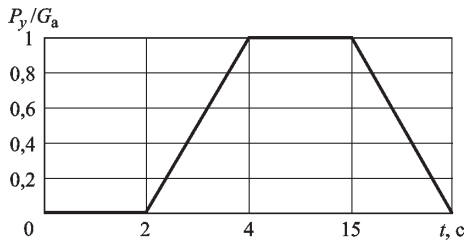


Рис. 3. Циклограмма действия удельной боковой силы

Проведено исследование зависимости угла поворота  $\beta_a$  продольной оси МКМ при действии боковой силы  $P_y$  для прямолинейного равномерного движения МКМ.

Зависимости угла поворота  $\beta_a$  продольной оси многоосной колесной машины 8×8 от скорости движения и удельной боковой силы при действии боковой силы в случае прямолинейного равномерного движения показаны на рис. 4.

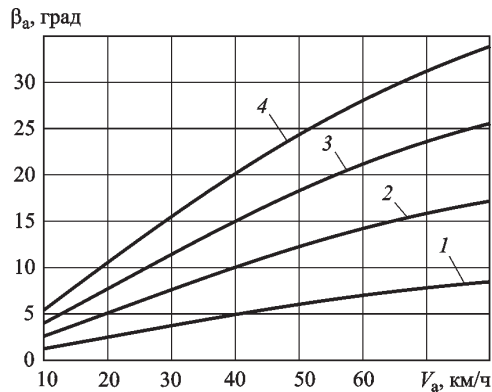


Рис. 4. Зависимость угла поворота  $\beta_a$  продольной оси машины от скорости движения и удельной боковой силы при действии боковой силы в случае прямолинейного равномерного движения МКМ:

$$1 - P_y/G_a = 0,1; \quad 2 - P_y/G_a = 0,2; \quad 3 - P_y/G_a = 0,3; \\ 4 - P_y/G_a = 0,4$$

Из результатов приведенных выше исследований можно сделать вывод о том, что МКМ на эластичных шинах склонны к потере курсовой и траекторной устойчивости. Характер протекания процессов изменения разности углов увода осей ( $\delta_1 - \delta_n$ ) для машин с различным типом привода и схемой рулевого управления разный, но именно эти процессы являются определяющими с точки зрения потери устойчи-

вости движения. Для повышения устойчивости движения необходимо разрабатывать системы динамической стабилизации курсовой и траекторной устойчивости, алгоритм работы которых должен быть адаптирован к многообразию характера протекания процессов потери устойчивости, и при этом должен иметь достаточно универсальный характер. Такой алгоритм должен включать в себя несколько составляющих:

1) алгоритм сбора информации о текущих параметрах движения МКМ, на основе которой можно судить о том, какой поворачиваемостью (избыточной или недостаточной) обладает управляемое транспортное средство в текущий момент времени;

2) алгоритм принятия решения о необходимости вмешательства системы управления с целью корректировки параметров движения МКМ;

3) алгоритм расчета управляющих воздействий, обеспечивающих курсовую и траекторную стабилизацию МКМ;

4) алгоритм реализации управляющих воздействий с помощью исполнительных устройств (рулевой привод, тяговый привод, тормозные механизмы) системы управления. Этот алгоритм должен разрабатываться специалистами по управлению системами и не рассматривается в данной работе.

**Обоснование принципов стабилизации движения МКМ.** Обзор исследований в области разработки алгоритмов работы систем, стабилизирующих движение колесных машин [1–8], позволяют сделать вывод о перспективности разработки трех алгоритмов стабилизации движения МКМ:

- 1) подтормаживание машины;
- 2) корректирующее воздействие путем создания стабилизирующего момента за счет подтормаживания отдельных колес;
- 3) корректирующее подруливание.

Наряду с корректирующим стабилизирующим воздействием на МКМ (подруливание, создание стабилизирующего момента за счет подтормаживания отдельных колес) при действии внешних сил и моментов и угрозы потери курсовой и траекторной устойчивости необходимо снижать скорость движения за счет снижения мощности, подводимой к ведущим ко-

лесам от двигателя, или подтормаживания. Эта мера предоставляет следующие преимущества при стабилизации движения уменьшать МКМ:

- при том же уводе появляется возможность воспринимать дополнительную боковую силу, что равносильно повышению коэффициента сопротивления боковому уводу;

- повышается запас устойчивости по критерию критической скорости движения, особенно при боковом опрокидывании МКМ;

- при торможении за счет перераспределения нормальных реакций дополнительно нагружаются колеса передних осей, что позволяет проводить стабилизацию движения методами подруливания передних управляемых колес.

Для парирования «ухода» двухосной колесной машины с траектории под действием внешней боковой силы, которая вызывает поворот продольной оси автомобиля на угол  $\beta_a$  (формула (13)) с угловой скоростью  $\omega_a$  (формула (7)), необходимо приложить стабилизирующий момент в направлении, противоположном направлению угловой скорости. Согласно рекомендациям работы [9], будем искать выражение для главного вектора стабилизирующего момента  $M_{д.с} = M_z$  в следующем виде:

$$M_z = -K_1(\delta_n - \delta_1) - K_2(\dot{\delta}_n - \dot{\delta}_1), \quad (18)$$

где  $K_1$  и  $K_2$  — коэффициенты усиления.

В работах, посвященных разработке алгоритмов стабилизации колесных машин методом подруливания [4–6] предлагается определять углы подруливания на основе выполнения условия

$$\Theta_{1\text{ подр}} - \Theta_{n\text{ подр}} + \delta_n - \delta_1 = 0. \quad (19)$$

Здесь  $\Theta_{1\text{ подр}}$  — угол подруливания управляемых колес передней оси;  $\Theta_{n\text{ подр}}$  — угол подруливания управляемых колес задней оси.

Идея корректирующего подруливания заключается в компенсации разности углов увода передней и задней осей колесной машины. В этом случае траектория движения машины будет совпадать с идеальной. Рассмотрим способы вычисления углов подруливания:

- для передних управляемых колес

$$\Theta_{1\text{ подр}} = \delta_1 - \delta_n = \frac{V_y}{V_x} + \frac{a\omega_a}{V_x} - \frac{V_y}{V_x} + \frac{b\omega_a}{V_x} = \frac{L\omega_a}{V_x}; \quad (20)$$

- для задних управляемых колес

$$\Theta_{n\text{ подр}} = \delta_n - \delta_1 = -\frac{V_y}{V_x} - \frac{a\omega_a}{V_x} + \frac{V_y}{V_x} - \frac{b\omega_a}{V_x} = -\frac{L\omega_a}{V_x}; \quad (21)$$

- для передних и задних управляемых колес

$$\Theta_{1\text{ подр}} = \delta_1 = \frac{V_y + a\omega_a}{V_x},$$

$$\Theta_{n\text{ подр}} = \delta_n = \frac{V_y - b\omega_a}{V_x}. \quad (22)$$

**Исследование устойчивости движения МКМ при действии внешних сил и стабилизирующих воздействий.** Проведем исследование устойчивости решения дифференциальных уравнений (15)–(18) при действии боковых сил  $P_y$  для прямолинейного равномерного движения.

Аналитическое исследование устойчивости движения МКМ весьма затруднительно ввиду громоздких преобразований дифференциальных уравнений движения. Это влечет за собой необходимость вводить многочисленные упрощающие допущения, что существенным образом сказывается не только на точности решения, но и приводит порой к необоснованным выводам об устойчивости и управляемости колесных машин на качественном уровне. Однако такой анализ достаточно просто и наглядно для случая создания стабилизирующих воздействий путем подруливания можно провести с помощью методов построения диаграммы устойчивости движения колесных машин, аппарат которых достаточно подробно проработан отечественными учеными [10].

Диаграмма устойчивости движения МКМ представляет собой зависимость удельной боковой силы, действующей на машину, от относительной кривизны поворота, вызванного совместным действием всех факторов, порожденных этой боковой силой.

Любую удельную боковую силу  $\eta_y$ , действующую на МКМ, можно оценить по формуле



$$\eta_y = \frac{P_y}{G_a} = \frac{m_a j_y}{m_a g} = \frac{j_y}{g}, \quad (23)$$

где  $P_y$  — боковая сила;  $m_a$  — масса автомобиля;  $j_y$  — боковое ускорение.

Пусть боковая сила — это центробежная сила, возникающая при движении центра масс МКМ по криволинейной траектории. В этом случае

$$\eta_y = \frac{P_y}{G_a} = \frac{V_a^2}{gL} \frac{L}{R}. \quad (24)$$

При  $V_a = \text{const}$  получается линейная зависимость между удельной боковой силой и относительной кривизной траектории движения центра масс. Соответствующий этому случаю вид диаграммы поворачиваемости (колесная машина с ярко выраженной избыточной общей поворачиваемостью) показан на рис. 5. Структура этой диаграммы позволяет определить составляющие поворачиваемости при заданном режиме движения МКМ. На машину с базой  $L$ ,двигающуюся по траектории с относительной кривизной  $OB$ , действует относительная боковая сила  $BA$ . Это движение характеризуется креновой поворачиваемостью  $CD$  и шинной поворачиваемостью  $DE$ . Суммарная нерулевая поворачиваемость МКМ (или самоповорачиваемость) соответствует отрезку  $CE$ . Нерулевая поворачиваемость не контролируется водителем и возникает самопроизвольно как следствие самого факта криволинейности траектории движения центра масс МКМ.

Очевидно, что для удержания МКМ на криволинейной траектории заданной относительной кривизны необходимо повернуть управляемые колеса, создав дополнительную рулевую поворачиваемость, характеризуемую отрезком  $EA$ . При этом линии  $OF$  и  $OG$  определяют пово-

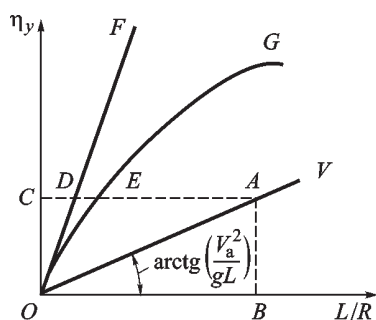


Рис. 5. Диаграмма устойчивости движения МКМ

рачиваемость колесной машины только за счет креновой и шинной составляющих соответственно. Прямая  $OV$  характеризует общую поворачиваемость машины. Длина отрезка  $EA$  равна углу поворота управляемых колес  $\alpha = \Theta_n - \Theta_1$ , длина отрезка  $CE$  —  $(\delta_n - \delta_1)$  [10, 15], длина отрезка  $CA$  —  $(\alpha + \delta_n - \delta_1)$ . Линия  $OG$  представляет собой границу устойчивого движения МКМ с уводом при угле поворота управляемых колес  $\alpha=0$ .

Таким образом, если ввести стабилизирующее управление путем коррекции угла поворота управляемых колес ( $\delta_n - \delta_1 = 0$ ), то длина отрезка  $CE$  будет равна нулю, т. е. линия  $OG$  совпадет с осью ординат. Такая МКМ будет обладать нейтральной поворачиваемостью и будет устойчива всегда.

Для исследования устойчивости замкнутой системы, у которой стабилизирующее управление обеспечивается методом создания стабилизирующего момента за счет подтормаживания отдельных колес, проведем линеаризацию расчетных уравнений движения МКМ.

В работах А.С. Литвинова показано, что при малых углах поворота управляемых колес пренебрежение в уравнениях (15) — (18) членами, содержащими касательные реакции, не приводит к существенным ошибкам. Следовательно, в ряде случаев можно не только исключить члены, содержащие касательные реакции, но и пренебречь влиянием этих реакций на коэффициенты сопротивления боковому уводу шин. Тогда дифференциальные уравнения для изменения углов увода МКМ в общем виде можно представить следующим образом:

$$\begin{aligned} \dot{\delta}_1 = & \frac{V_a}{L} (\delta_n - \delta_1) - \frac{K_y}{LV_a} \times \\ & \times \left[ \sum_{i=1}^n l_i \left( \frac{g}{G_a} + a \frac{a-l_i}{J_z} \right) \right] \delta_n - \\ & - \frac{K_y}{LV_a} \left[ \sum_{i=1}^n (L-l_i) \left( \frac{g}{G_a} + a \frac{a-l_i}{J_z} \right) \right] \delta_1 + \\ & + \frac{g}{G_a V_a} P_y + \frac{a}{J_z V_a} M_z; \end{aligned} \quad (25)$$

$$\begin{aligned} \dot{\delta}_n &= \frac{V_a}{L}(\delta_n - \delta_1) - \frac{K_y}{LV_a} \times \\ &\times \left[ \sum_{i=1}^n l_i \left( \frac{g}{G_a} - b \frac{a-l_i}{J_z} \right) \right] \delta_n - \\ &- \frac{K_y}{V_a} \left[ \sum_{i=1}^n (L-l_i) \left( \frac{g}{G_a} - b \frac{a-l_i}{J_z} \right) \right] \delta_1 + \\ &+ \frac{g}{G_a V_a} P_y - \frac{b}{J_z V_a} M_z. \end{aligned} \quad (26)$$

Далее эти уравнения можно привести к линейному уравнению второго порядка с постоянными коэффициентами:

$$\ddot{\delta}_1 + m\dot{\delta}_1 + p\delta_1 = q_1; \quad (27)$$

$$\ddot{\delta}_n + m\dot{\delta}_n + p\delta_n = q_n. \quad (28)$$

Выражения для  $m, p, q_1, q_n$  для разомкнутой системы (без стабилизирующего управления) получены в работах А.С. Литвинова.

Характеристическое уравнение, одинаковое для уравнений (27) и (28), имеет вид

$$\lambda^2 + m\lambda + p = 0. \quad (29)$$

Любое решение однородной системы дифференциальных уравнений устойчиво тогда и только тогда, когда устойчиво тривиальное решение. Отсюда следует, что в линейной однородной системе с непрерывными коэффициентами из устойчивости хотя бы одного решения вытекает устойчивость всех остальных решений, и наоборот, если неустойчиво хотя бы одно решение, то все остальные решения также неустойчивы [11].

Однородная система дифференциальных уравнений, все решения которой устойчивы, называется устойчивой системой.

Необходимое условие устойчивости — положительность всех коэффициентов характеристического уравнения. Если один из коэффициентов отрицателен, линейную систему нельзя считать устойчивой.

Для уравнений первого и второго порядка условие положительности коэффициентов характеристического уравнения является, кроме необходимого, еще и достаточным условием. Это можно охарактеризовать тем, что уравнения первого и второго порядка просты для нахождения корней.

Подставим в уравнения (25) и (26) выражение для стабилизирующего момента (18). Тогда уравнения (25) и (26) приводятся к виду

$$\dot{\delta}(t) = A\delta(t) + bu(t).$$

Здесь  $u(t)$  — управляющее воздействие.

В теории управления доказано [9], что, введя модальное управление вида (18), можно обеспечить любое заданное распределение корней характеристического уравнения (29), что гарантирует устойчивость управляемого движения. В таком случае на основании необходимого и достаточного условия устойчивости уравнения (29) с управлением (18), получим область определения коэффициента  $K_1$ :

$$\begin{aligned} K_1 < \frac{K_y}{L^2 J_z} \left[ \sum_{i=1}^n l_i \left( \frac{g}{G_a} - b \frac{a-l_i}{J_z} \right) + \right. \\ \left. + \sum_{i=1}^n (L-l_i) \left( \frac{g}{G_a} + a \frac{a-l_i}{J_z} \right) \right]. \end{aligned}$$

**Исследование эффективности алгоритмов работы систем динамической стабилизации курсовой и траекторной устойчивости МКМ.** Для доказательства эффективности разработанных алгоритмов работы систем динамической стабилизации курсовой и траекторной устойчивости МКМ проведем исследование зависимости угла поворота  $\beta_a$  продольной оси машины при действии боковой силы  $P_y$  для прямолинейного равномерного движения МКМ. В качестве базы для сравнения будем использовать МКМ, не оснащенную системами стабилизации.

Рассмотрим следующие варианты сочетания алгоритмов работы систем стабилизации движения:

- только подруливание передними управляемыми колесами (1—2—0—0);
- только подруливание задними управляемыми колесами (1—2—3—4);
- только подруливание всеми управляемыми колесами (1—2—3—4);
- только приложение стабилизирующего момента;
- подруливание передними управляемыми колесами (1—2—0—0) и приложение стабилизирующего момента;

- подруливание задними управляемыми колесами (1—2—3—4) и приложение стабилизирующего момента;
- подруливание всеми управляемыми колесами (1—2—3—4) и приложение стабилизирующего момента.

В качестве критерия эффективности работы каждого из алгоритмов используем параметр  $\gamma$ , который будет характеризовать на сколько процентов в среднем уменьшается угол  $\beta_a$  при работе того или иного алгоритма стабилизации:

$$\gamma = \frac{\sum_{i=1}^n \left( 1 - \frac{\beta_{a_{0i}}}{\beta_{a_{yi}}} \right) 100\%}{n}$$

Здесь  $\beta_{a_{0i}}$  — угол поворота машины без системы стабилизации для  $i$ -й скорости движения;  $\beta_{a_{yi}}$  — угол поворота машины, оснащенной системой стабилизации для  $i$ -й скорости движения;  $n$  — количество скоростных режимов движения МКМ.

Результаты исследования эффективности разработанных принципов стабилизации приведены ниже:

Способ стабилизации движения МКМ	Значение критерия эффективности $\gamma$ , %
Только подруливание передними управляемыми колесами (1—2—0—0) .....	52
Только подруливание задними управляемыми колесами (1—2—3—4) .....	33,2
Только подруливание всеми управляемыми колесами (1—2—3—4) .....	56
Только приложение стабилизирующего момента .....	99,6
Подруливание передними управляемыми колесами (1—2—0—0) и приложение стабилизирующего момента .....	99,8
Подруливание задними управляемыми колесами (1—2—3—4) и приложение стабилизирующего момента .....	70,6
Подруливание всеми управляемыми колесами (1—2—3—4) и приложение стабилизирующего момента .....	81

Анализ результатов моделирования позволяет сделать следующие выводы. Наиболее эффективным способом стабилизации движения МКМ при действии боковой силы является:

- 1) приложение стабилизирующего момента и подруливание передними управляемыми колесами (1—2—0—0);
- 2) только приложение стабилизирующего момента.

Однако, поскольку данное исследование было проведено на основе линеаризованных уравнений движения, оно не может претендовать на адекватные количественные оценки эффективности различных способов управления. Окончательное суждение об эффективности различных методов стабилизации движения может быть сделано только после проведения имитационных испытаний на базе нелинейных уравнений движения.

**Обоснование состава информационного поля, обеспечивающего работу законов динамической стабилизации движения МКМ.** При криволинейном движении колесных транспортных средств в зависимости от соотношения между углами увода колес передней и задней осей принято различать автомобили с избыточной поворачиваемостью ( $\delta_n > \delta_1$ ), с недостаточной поворачиваемостью ( $\delta_n < \delta_1$ ) и нейтральной поворачиваемостью ( $\delta_n = \delta_1$ ).

Следует отметить, что соотношение углов увода  $\delta_n$  и  $\delta_1$  не характеризует полностью границу перехода от устойчивого по А.М. Ляпунову движения к неустойчивому.

Во многих работах Д.А. Антонова и А.С. Литвинова показано, что движение может быть устойчиво как при  $\delta_n < \delta_1$ , так и при  $\delta_n > \delta_1$ . В первом случае движение устойчиво при любой скорости автомобиля, а во втором — при скоростях меньше критической. Границей перехода от устойчивого движения к неустойчивому является критическая скорость.

В работах А.С. Литвинова предлагается распространить понятие поворачиваемости на неустановившееся движение автомобилей. При этом указанное понятие определяет уже не только конструктивные особенности автомобиля, а также и условия движения. При такой трактовке один и тот же автомобиль, в зависимости от характера движения, может обладать и недостаточной, и избыточной, и нейтральной поворачиваемостью.

При любых способах определения коэффициентов сопротивления уводу  $K_{yi}$  для реального автомобиля понятие поворачиваемости, по сути, перестает быть чисто конструктивным критерием. В связи с зависимостью коэффици-

ентов сопротивления уводу колес от перераспределения нормальных нагрузок, от величины боковых сил, а также от величины и направления продольных сил коэффициенты  $K_{yi}$  зависят от многих чисто эксплуатационных параметров (скорости движения, кривизны траектории, сопротивления движению и др.). В результате этого автомобиль в одних условиях движения обладает избыточной, а в других — недостаточной поворачиваемостью.

При разработке системы управления курсовой и траекторной стабилизации движения МКМ в процессе управления необходимо определять параметры, которые достаточно надежно характеризуют свойство поворачиваемости в текущий момент времени. К таким параметрам можно отнести угловую скорость вращения автомобиля  $\omega_a$ , продольное  $j_x$  и боковое  $j_y$  ускорения центра масс, разность углов увода крайних осей ( $\delta_n - \delta_1$ ). Последний параметр в процессе движения вообще невозможно измерить.

В качестве параметра, характеризующего степень поворачиваемости МКМ, предлагается использовать угол  $\beta = \Theta_T - \Theta_\Phi \neq 0$  между векторами линейных скоростей центра масс — теоретической  $V_T$  и фактической  $V_\Phi$  (рис. 6).

Для обеспечения работы системы динамической стабилизации необходимо определять текущую скорость автомобиля. Скорость автомобиля ( $V_x, V_y$ ) находится путем интегрирования производных  $dV_x / dt$  и  $dV_y / dt$ :

$$dV_x / dt = a_x + \omega_z V_y;$$

$$dV_y / dt = a_y - \omega_z V_x.$$

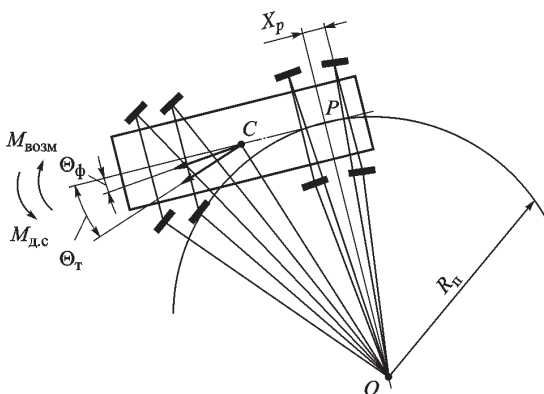


Рис. 6. Угол отклонения вектора скорости от продольной оси МКМ

После этого определяется текущее значение тангенса угла между вектором скорости и продольной осью автомобиля  $\text{tg}\Theta_\Phi$  (см. рис. 6), а также теоретическое значение тангенса этого угла  $\text{tg}\Theta_T$ . Курсовая устойчивость автомобиля будет обеспечиваться при равенстве этих углов, а, значит, и их тангенсов.

Значение  $\text{tg}\Theta_\Phi$  рассчитывается по формуле

$$\text{tg}\Theta_\Phi = V_y / V_x,$$

где  $V_x, V_y$  — проекции вектора скорости центра масс автомобиля на оси подвижной системы координат.

Значение  $\text{tg}\Theta_T$  вычисляется по формуле

$$\text{tg}\Theta_T = \frac{l_{1n} - x_p}{L - x_p + B/2} \text{tg}\Theta_1,$$

где  $L$  — база автомобиля;  $x_p$  —  $x$ -координата смещения полюса поворота относительно задней оси МКМ в подвижной системе координат;  $l_{1n}$  — расстояние от центра масс корпуса транспортного средства до задней оси в подвижной системе координат;  $\Theta_1$  — угол поворота задающего (внутреннего переднего) управляемого колеса.

Установление факта возникновения недостаточной или избыточной поворачиваемости проводится исходя из следующих условий:

1) если  $\text{sign}(\Theta_T - \Theta_\Phi)\text{sign}(\Theta_1) > 0$ , то система диагностирует наступление недостаточной поворачиваемости (в дальнейшем будем считать это заносом передних осей);

2) если  $\text{sign}(\Theta_T - \Theta_\Phi)\text{sign}(\Theta_1) < 0$ , то система диагностирует наступление избыточной поворачиваемости (в дальнейшем будем считать это заносом задних осей).

Несовпадение углов направлений теоретического и фактического векторов скорости означает, что на транспортное средство действует динамический возмущающий момент  $M_{\text{возм}}$  (см. рис. 6), стремящийся «увести» машину с заданной водителем траектории движения. Для компенсации этого возмущающего воздействия необходимо создать динамический стабилизирующий момент  $M_{\text{д.с.}}$ , который не позволит МКМ сойти с траектории.

Покажем, что угол  $\beta$  связан с разностью углов увода ( $\delta_n - \delta_1$ ). Для этого рассмотрим схему дви-



жения МКМ, поворот которой определяется только поворачиваемостью шин (рис. 7). Тогда отклонение от прямолинейной траектории зависит только от разности углов увода ( $\delta_n - \delta_1$ ). Запишем выражение для определения угла  $\beta$ :

$$R_\delta \approx \frac{L}{\delta_1 + \delta_n};$$

$$X_p \approx R_\delta \delta_n = \frac{L}{\delta_1 + \delta_n} \delta_n;$$

$$\beta \approx \frac{b - L \frac{\delta_n}{\delta_1 + \delta_n}}{L \frac{\delta_n}{\delta_1 + \delta_n}} = \left[ b - L \frac{\delta_n}{\delta_1 + \delta_n} \right] \times$$

$$\times (\delta_1 + \delta_n) = \frac{b}{L} \delta_1 + \left( \frac{b}{L} - 1 \right) \delta_n.$$

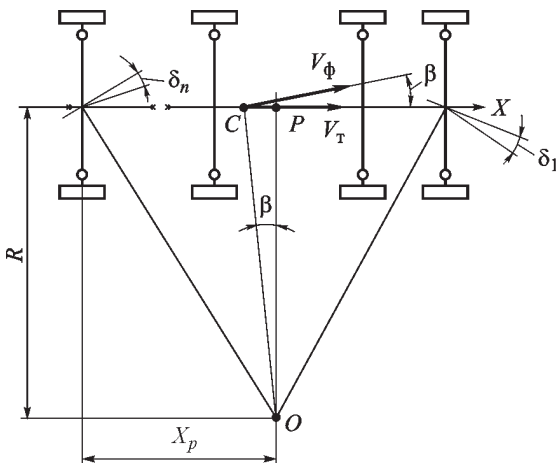


Рис. 7. Схема поворота МКМ за счет поворачиваемости шин

Пусть  $b/L \approx 0,5$ , т. е. центр тяжести МКМ находится посередине базы, тогда  $\beta = 0,5(\delta_n - \delta_1)$ . Таким образом, установлено, что  $\beta \sim (\delta_n - \delta_1)$ . Значит, по величине параметра  $\beta$  в процессе управления можно судить о том, какой поворачиваемостью обладает МКМ в текущий момент времени.

В работах Д.А. Антонова рекомендовано проектировать МКМ с небольшой недостаточной поворачиваемостью, поскольку показано, что при этом такие машины обладают большей устойчивостью движения. Следовательно, в процессе управления стабилизацией движения необходимо поддерживать небольшую недостаточную поворачиваемость, т. е. должно выпол-

няться условие  $0 < \text{abs}(\Theta_T - \Theta_\phi) < 3^\circ$ . В случае невыполнения этого условия система управления должна активироваться и обеспечивать создание стабилизирующих движущих воздействий.

### Выводы

1. Методами имитационного моделирования установлено, что наиболее эффективным способом стабилизации движения МКМ при действии внешней боковой силы является только приложение стабилизирующего момента, а также подруливание передними управляемыми колесами (1—2—0—0) и приложение стабилизирующего момента. Окончательное суждение об эффективности различных методов стабилизации движения может быть сделано только после проведения имитационных испытаний на базе нелинейных уравнений движения.

2. На основе анализа диаграмм устойчивости движения МКМ установлено, что введение корректирующего изменения угла поворота управляемых колес по принципу компенсации разности углов увода крайних осей обеспечивает устойчивое движение МКМ при криволинейном движении и действии внешних боковых сил.

3. Методами аналитического исследования устойчивости движения МКМ, у которых управляющее воздействие обеспечивается методом создания стабилизирующего момента за счет подтормаживания отдельных колес, установлено, что, используя методы модального управления, можно обеспечить устойчивость управляемого движения в любых условиях.

4. В качестве параметра, характеризующего степень поворачиваемости МКМ в процессе управления стабилизацией ее движения, предлагается использовать угол между векторами линейных скоростей центра масс: теоретической и фактической. Установлено, что данный параметр примерно пропорционален разности углов увода колес крайних осей МКМ. Следовательно, по значению данного параметра в процессе управления можно судить о том, какой поворачиваемостью обладает МКМ в текущий момент времени.



## Литература

- [1] Canale M., Fagiano L., Milanese M., Borodani P. Robust Vehicle Yaw Control Using Active Differential and Internal Model Control Techniques. *Control Engineering Practice*, 2007, vol. 15, pp. 923–941.
- [2] Hattori Y. *Optimum Vehicle Dynamics Control Based on Tire Driving and Braking Forces*, Toyota CRDL, 2003, vol. 38, no. 4.
- [3] Morselli R., Zanasi R., Sandoni G. *Mechanical and Active Car Differentials: Detailed and Reduced Dynamic Models*. Vienna, February 5–7, 2003, pp. 1011–1020.
- [4] Mammari S., Baghdassarian V.B. Two-degree-of-freedom formulation of vehicle handling improvement by active steering. *Proceedings of the American Control Conference*, 2000, vol. 1, pp. 105–109.
- [5] Fukao T., Miyasaka S., Mori K., Adachi N., Osuka K. Active steering systems based on model reference adaptive nonlinear control. *IEEE Conference on Intelligent Transportation Systems, Proceedings*, 2001, pp. 502–507.
- [6] Rodrigues A.O. *Evaluation of an active steering system. Master degree project*. URL: [http://www.s3.kth.se/~kallej/grad\\_students/rodriguez\\_orozco\\_thesis04.pdf](http://www.s3.kth.se/~kallej/grad_students/rodriguez_orozco_thesis04.pdf) (accessed 30 November 2013). Sweden, 2004.
- [7] Lionel L., Richard P. *Method and System for Controlling a Vehicle Equipped with a Controlled Braking System and with a Four-Wheel Steering System*, Renault, European Patent Office Publ. No. WO2008040889 Feb 04/2008.
- [8] Mokhiamar O, Abe M. Active wheel steering and yaw moment control combination to maximize stability as well as vehicle responsiveness during quick lane change for active vehicle handling safety. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 2002, vol. 216(2), pp. 115–124.
- [9] Андриевский Б.Р., Фрадков А.Л. *Избранные главы теории автоматического управления с примерами на языке MATLAB*. Санкт-Петербург, Наука, 2000. 475 с.
- [10] Белоусов Б.Н., Попов С.Д. *Колесные транспортные средства особо большой грузоподъемности. Конструкция. Теория. Расчет*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2006. 728 с.
- [11] Алфутов Н.А., Колесников К.С. *Устойчивость движения и равновесия*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2002. 256 с.

## References

- [1] Canale M., Fagiano L., Milanese M., Borodani P. Robust Vehicle Yaw Control Using Active Differential and Internal Model Control Techniques, *Control Engineering Practice*, 2007, vol.15, pp. 923–941.
- [2] Hattori Y. *Optimum Vehicle Dynamics Control Based on Tire Driving and Braking Forces*, Toyota CRDL, 2003, vol. 38, no. 4.
- [3] Morselli R., Zanasi R., Sandoni G. *Mechanical and Active Car Differentials: Detailed and Reduced Dynamic Models*, 4<sup>th</sup> Mathmod, Vienna, February 5–7, 2003, pp. 1011–1020.
- [4] Mammari S., Baghdassarian V.B. Two-degree-of-freedom formulation of vehicle handling improvement by active steering. *Proceedings of the American Control Conference*, 2000, vol. 1, pp. 105–109.
- [5] Fukao T., Miyasaka S., Mori K., Adachi N., Osuka K. Active steering systems based on model reference adaptive nonlinear control. *IEEE Conference on Intelligent Transportation Systems, Proceedings*, 2001, pp. 502–507.
- [6] Rodrigues A.O. *Evaluation of an active steering system. Master degree project*, available at: [http://www.s3.kth.se/~kallej/grad\\_students/rodriguez\\_orozco\\_thesis04.pdf](http://www.s3.kth.se/~kallej/grad_students/rodriguez_orozco_thesis04.pdf) (accessed 30 November 2013). Sweden, 2004.
- [7] Lionel L., Richard P. *Method and System for Controlling a Vehicle Equipped with a Controlled Braking System and with a Four-Wheel Steering System*, Renault, European Patent Office Publ., no. WO2008040889 Feb 04/2008.
- [8] Mokhiamar O, Abe M. Active wheel steering and yaw moment control combination to maximize stability as well as vehicle responsiveness during quick lane change for active vehicle handling safety. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 2002, vol. 216(2), pp. 115–124.
- [9] Andrievskii B.R., Fradkov A.L. *Izbrannye glavy teorii avtomaticheskogo upravleniia s primerami na iazyke MATLAB* [Selected chapters of control theory with examples in MATLAB]. St.Petersburg, Nauka publ., 2000. 475 p.
- [10] Belousov B.N., Popov S.D. *Kolesnye transportnye sredstva osobo bol'shoi gruzopod'emnosti. Konstruktsiia. Teoriia. Rasche* [Wheeled vehicles especially big load capacity. Design. Theory. Payment]. Moscow, Bauman Press, 2006. 728 p.
- [11] Alfutov N.A., Kolesnikov K.S. *Ustoichivost' dvizheniia i ravnovesiia* [Resistance movement and balance]. Moscow, Bauman Press, 2002. 256 p.

Статья поступила в редакцию 06.11.2013

## Информация об авторах

- ЖИЛЕЙКИН Михаил Михайлович** (Москва) — доктор технических наук, профессор кафедры «Колесные машины». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: jileykin\_m@mail.ru).
- СЕРЕДЮК Валентин Анатольевич** (Набережные Челны) — главный специалист ОАО «КАМАЗ» (423827, Набережные Челны, Республика Татарстан, Российская Федерация, Автозаводский пр., д. 2, e-mail: seredyuk\_kmz@mail.ru).
- ШИНКАРЕНКО Владимир Александрович** (Набережные Челны) — инженер ОАО «КАМАЗ» (423827, Набережные Челны, Республика Татарстан, Российская Федерация, Автозаводский пр., д. 2, e-mail: vl\_shinkarenko@mail.ru).

## Information about the authors

- ZHILEYKIN Mikhail Mikhaylovich** (Moscow) — Dr. Sc. (Eng.), Professor of «Wheeled Vehicles» Department. Bauman Moscow State Technical University (BMSTU, building 1, 2-nd Baumanskaya str., 5, 105005, Moscow, Russian Federation, e-mail: jileykin\_m@mail.ru).
- SEREDYUK Valentin Anatol'evich** (Naberezhnye Chelny) — Chief Specialist of JSC «KAMAZ» (Avtozavodskiy prosp., 2, 423827, Naberezhnye Chelny, Republic of Tatarstan, Russian Federation, e-mail: seredyuk\_kmz@mail.ru).
- SHINKARENKO Vladimir Aleksandrovich** (Naberezhnye Chelny) — Engineer of JSC «KAMAZ» (Avtozavodskiy prosp., 2, 423827, Naberezhnye Chelny, Republic of Tatarstan, Russian Federation, e-mail: vl\_shinkarenko@mail.ru).