

КОЛИЧЕСТВЕННАЯ ОЦЕНКА ПОВОРАЧИВАЕМОСТИ АВТОМОБИЛЕЙ

Як критерій кількісної оцінки повертаємості автомобіля запропонований показник, що представляє собою різницю кривизни траєкторії руху автомобіля із твердими й еластичними в бічному напрямку колесами.

Ключові слова: повертаємість, кривизна траєкторії руху, тверді і еластичні колеса, бічний напрям.

В качестве критерия количественной оценки поворачиваемости автомобиля предложен показатель, представляющий собой разность кривизны траектории движения автомобиля с жесткими и эластичными в боковом направлении колесами.

Ключевые слова: поворачиваемость, кривизна траектории движения, твердые и эластичные колеса, боковое направление.

As criterion of automobile turning quantitative estimation is offered index that means difference between vehicles with hard and elastic wheels path crookedness.

Key words: steer, the curvature of the trajectory, solid and flexible wheel, the lateral direction.

Постановка проблеми. Степень поворачиваемости (поворачиваемость) является одним из свойств, определяющих устойчивость и управляемость автомобиля. Различают нейтральную, избыточную и недостаточную поворачиваемость автомобилей, которые определяют по разности углов увода колес задней и передней оси. Если указанная разность равна нулю, то поворачиваемость нейтральная, если больше нуля – то избыточная. Недостаточная поворачиваемость реализуется в случае, если угол увода колес передней оси больше угла увода колес задней. Однако для всех трех вариантов реализации поворачиваемости отсутствует количественная оценка указанного показателя.

Анализ последних достижений и публикаций. Степень поворачиваемости (поворачиваемость) является одним из свойств, формирующих устойчивость и управляемость автомобиля [1]. Понятие «поворачиваемость» впервые введено в теорию автомобиля в работе [2]. Определены три варианта реализации поворачиваемости: нейтральная, избыточная и недостаточная. При равенстве углов увода средин задней и передней осей реализуется нейтральная поворачиваемость, при положительной разности углов увода задней и передней осей – избыточная поворачиваемость, а при отрицательной – недостаточная. Этим оценка поворачиваемости и ограничивается.

В литературе [1–3] отсутствуют критерии, позволяющие количественно оценить степень поворачиваемости автомобиля.

В работе [4] впервые исследована возможность регулирования степени поворачиваемости колесных машин за счет применения комбинированного способа управления поворотом. Од-

нако в указанной работе отсутствуют критерии, позволяющие количественно оценить степень поворачиваемости автомобиля.

Целью статьи является обоснование критерия количественной оценки степени поворачиваемости автомобиля. Для достижения указанной цели необходимо определить критерий количественной оценки поворачиваемости автомобиля и произвести оценку поворачиваемости автомобилей с помощью предложенного критерия.

Изложение основного материала.

Определение критерия оценки поворачиваемости автомобиля. На рис. 1 показана схема поворота двухосного автомобиля с жесткими и эластичными в боковом направлении колесами.

Угловая скорость поворота автомобиля с жесткими колесами (центр поворота в точке O) определяется по известной [4] зависимости:

$$\omega'_z = \frac{V_{x1}}{R'} = V_{x1} \frac{\operatorname{tg} \bar{\alpha}}{L}, \quad (1)$$

где ω'_z – угловая скорость автомобиля с жесткими колесами в плоскости дороги;

V_{x1} – линейная скорость автомобиля в направлении его продольной оси;

R' – радиус поворота автомобиля с жесткими колесами;

$\bar{\alpha}$ – средний угол поворота управляемых колес;

L – продольная колесная база автомобиля.

Величина, обратная радиусу поворота, является кривизной траектории движения автомобиля в данной точке, т. е.:

$$K' = \frac{1}{R'} = \frac{\operatorname{tg} \bar{\alpha}}{L}. \quad (2)$$

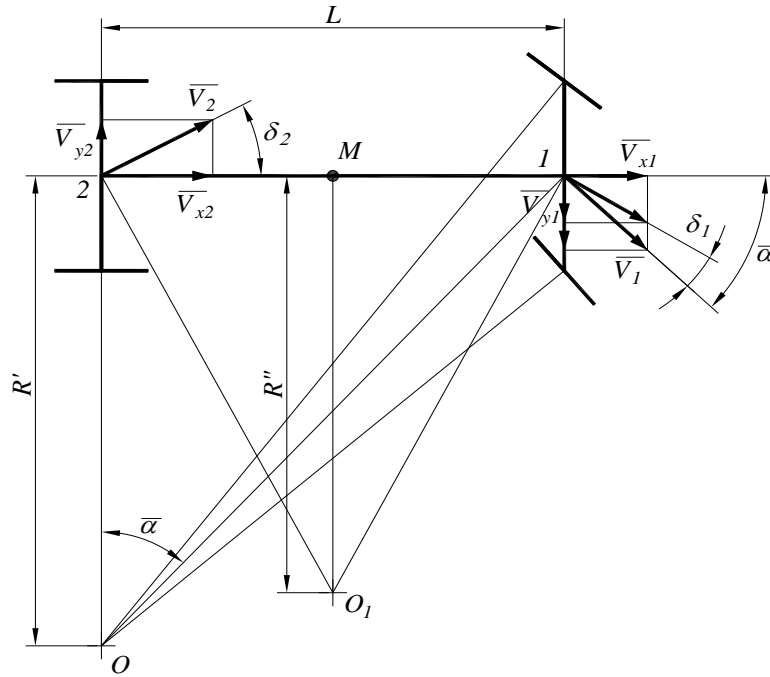


Рис. 1. Картина линейных скоростей автомобиля при движении на повороте.

Из выражения (1) определим угол поворота автомобиля в плоскости дороги:

$$\psi'_z = \int_0^t \omega'_z dt = \int_0^t V_{x1} \frac{\text{tg} \bar{\alpha}}{L} dt. \quad (3)$$

При движении автомобиля с постоянными линейной скоростью V_{x1} и средним углом $\bar{\alpha}$ поворота управляемых колес выражение (3) примет вид:

$$\psi'_z = S_{x1} \frac{\text{tg} \bar{\alpha}}{L} = S_{x1} K', \quad (4)$$

где S_{x1} – путь, проходимый автомобилем за время t по криволинейной траектории,

$$S_{x1} = \int_0^t V_{x1} dt. \quad (5)$$

При движении автомобиля с эластичными в боковом направлении шинами (см. рис. 1):

$$\Delta \omega_z = \omega''_z - \omega'_z = \frac{V_{x1}}{L} \cdot \frac{\text{tg} \delta_2 - \text{tg} \delta_1 - \text{tg} \bar{\alpha} \cdot \text{tg} \delta_1 \cdot (\text{tg} \bar{\alpha} - \text{tg} \delta_2)}{1 + \text{tg} \bar{\alpha} \cdot \text{tg} \delta_1}. \quad (9)$$

Учитывая, что углы увода δ_1 и δ_2 не превышают величины 15° , можно принять допущения о том, что $\text{tg} \delta_1 \approx \delta_1$ и $\text{tg} \delta_2 \approx \delta_2$. В этом случае выражение (9) примет вид:

$$\Delta \omega_z = \frac{V_{x1}}{L} \cdot \frac{\delta_2 - \delta_1 - \delta_1 \cdot \text{tg} \bar{\alpha} \cdot (\text{tg} \bar{\alpha} - \delta_2)}{1 + \delta_1 \cdot \text{tg} \bar{\alpha}} = \frac{V_{x1}}{L} \left(\delta_2 - \delta_1 \times \frac{\sec^2 \bar{\alpha}}{1 + \delta_1 \text{tg} \bar{\alpha}} \right). \quad (10)$$

Изменение кривизны траектории движения автомобиля за счет боковой эластичности шин:

$$\Delta K = K' - K'' = \frac{\delta_2 - \delta_1 - \delta_1 (\text{tg} \bar{\alpha} - \delta_2)}{L + (1 + \delta_1 \text{tg} \bar{\alpha})} = \frac{1}{L} \left(\delta_2 - \delta_1 \times \frac{\sec^2 \bar{\alpha}}{1 + \delta_1 \text{tg} \bar{\alpha}} \right). \quad (11)$$

Величина ΔK может являться критерием поворачиваемости автомобиля. Значение указанного критерия может быть положительным, отрицательным или равным нулю. Однако, в отли-

$$\omega''_z = \frac{V_{x1}}{R} \left[\text{tg} \delta_2 + \text{tg} (\bar{\alpha} - \delta_1) \right], \quad (6)$$

где δ_1 , δ_2 – углы увода средин передний и задней оси автомобиля соответственно.

Учитывая, что

$$\text{tg} (\bar{\alpha} - \delta_2) = \frac{\text{tg} \bar{\alpha} - \text{tg} \delta_1}{1 + \text{tg} \bar{\alpha} \times \text{tg} \delta_1}, \quad (7)$$

преобразуем уравнение (6) к виду:

$$\omega''_z = \frac{V_{x1}}{L} \times \frac{\text{tg} \delta_2 - \text{tg} \delta_1 + \text{tg} \bar{\alpha} (1 + \text{tg} \delta_1 \text{tg} \delta_2)}{1 + \text{tg} \bar{\alpha} \times \text{tg} \delta_1} = V_{x1} K'', \quad (8)$$

где K'' – кривизна траектории автомобиля с эластичными колесами.

Дополнительная угловая скорость автомобиля в плоскости дороги, обусловленная боковой эластичностью шин, может быть определена:

чие от известного подхода к оценке степени поворачиваемости, указанный критерий позволяет не только констатировать знак, но определять и величину ΔK .

Функция $\Delta K(\bar{\alpha})$ имеет максимум. В результате его определения с использованием стандартной процедуры получено выражение:

$$\bar{\alpha}_{opt} = \arctg \left[\sqrt{\frac{1}{\delta_1^2} + 1} - \frac{1}{\delta_1} \right]. \quad (12)$$

На рис. 2 приведена зависимость $\Delta K(\bar{\alpha})$ для автомобилей с различными значениями δ_1 и δ_2 , а на рис. 3 – зависимость $\bar{\alpha}_{opt}(\delta_1)$.

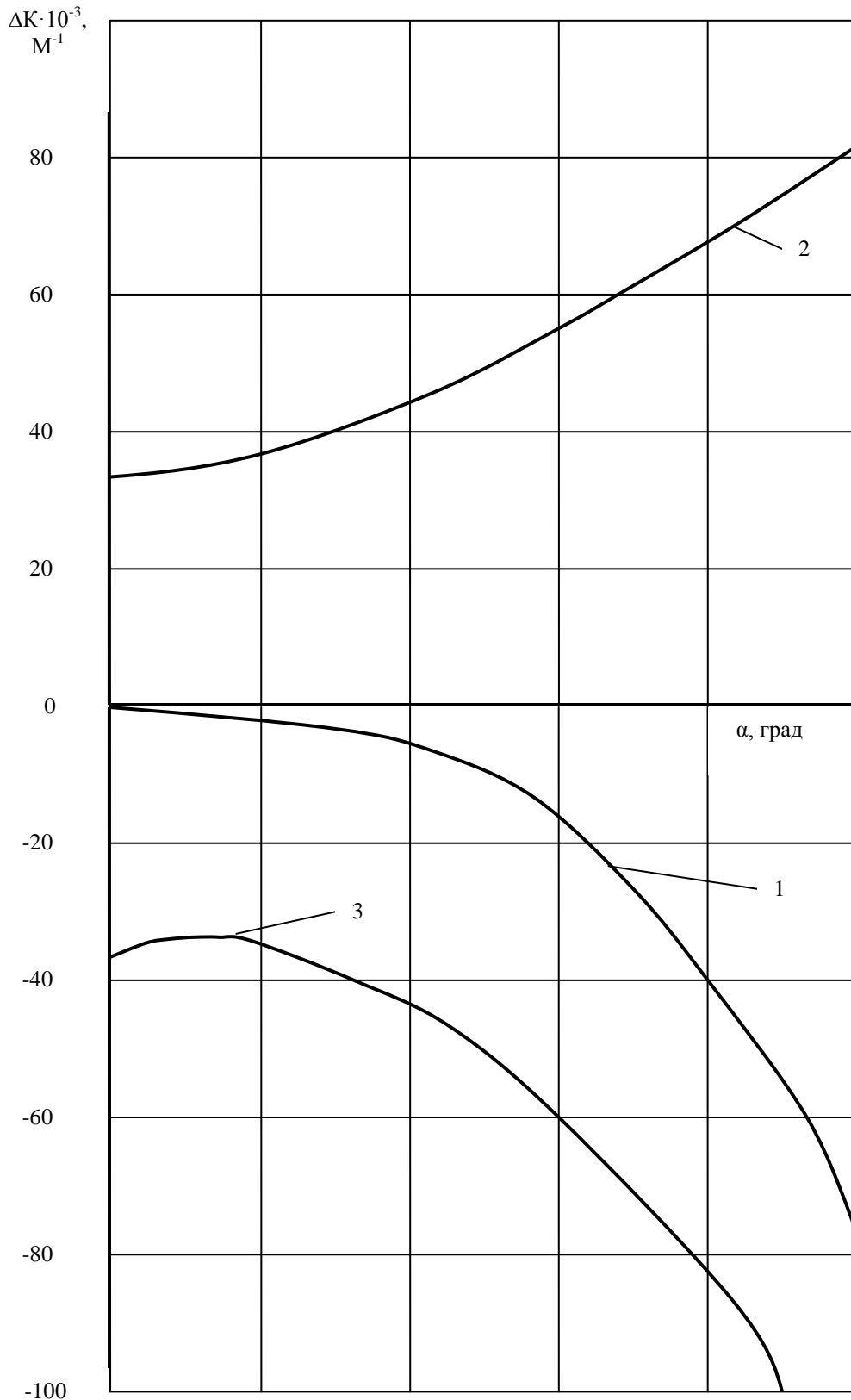


Рис. 2. Зависимость $\Delta K(\bar{\alpha})$ при $L = 2$ м: 1 – $\delta_1 = \delta_2 = 8^\circ$; 2 – $\delta_1 = 8^\circ; \delta_2 = 12^\circ$; 3 – $\delta_1 = 12^\circ; \delta_2 = 8^\circ$.

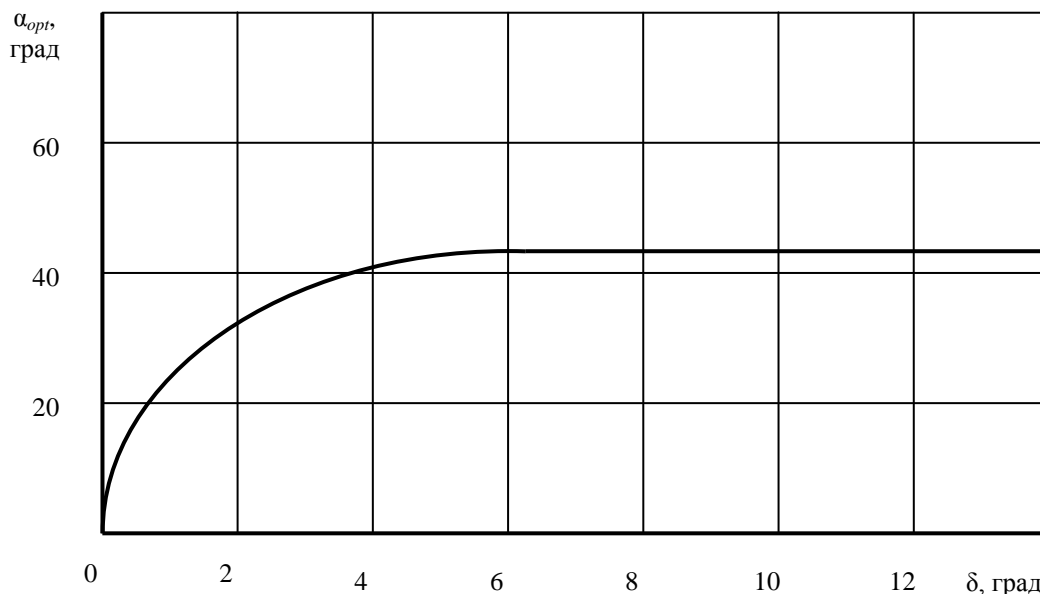


Рис. 3. Зависимость $\bar{\alpha}_{opt} = \bar{\alpha}_{opt}(\bar{\delta})$.

Анализ графиков зависимостей, приведенных на рис. 2, показывает, что с ростом среднего угла $\bar{\alpha}$ поворота управляемых колес, изменение ΔK кривизны траектории движения автомобиля, обусловленное боковой эластичностью шин, увеличивается.

Значение $\bar{\alpha}_{opt}$, соответствующее получению $\Delta K = \Delta K_{max}$, при углах увода колес передней оси $\delta_1 > 6^\circ$ является практически постоянной величиной, равной примерно 43° .

Оценка поворачиваемости автомобиля.

Из выражения (11) видно, что при повороте степень поворачиваемости автомобиля уменьшается.

При

$$\bar{\alpha} = \arccos \sqrt{\frac{\delta_1}{\delta_2}} \quad (13)$$

величина $\Delta K = 0$, т. е. автомобиль обладает нейтральной поворачиваемостью.

При

$$\bar{\alpha} < \arccos \sqrt{\frac{\delta_1}{\delta_2}} \quad (14)$$

автомобиль обладает избыточной поворачиваемостью, а при

$$\bar{\alpha} > \arccos \sqrt{\frac{\delta_1}{\delta_2}} \quad (15)$$

недостаточной.

Оценку поворачиваемости автомобиля в настоящее время осуществляют при $\bar{\alpha} = 0$. В этом случае выражение (11) примет следующий вид:

$$\Delta K = \frac{\delta - \delta_1}{L} \quad (16)$$

Автомобиль, имеющий нейтральную пово-

рачиваемость при движении по прямой (т. е. $\delta_2 = \delta_1$) на повороте с увеличением угла $\bar{\alpha}$ приобретает недостаточную поворачиваемость, абсолютная величина которой с ростом $\bar{\alpha}$ увеличивается.

Углы увода колес передней и задней осей определяются по известным зависимостям [3]:

$$\delta_1 = \frac{R_{\delta 1}}{K_{y1}}; \quad (17)$$

$$\delta_2 = \frac{R_{\delta 2}}{K_{y2}}; \quad (18)$$

где $R_{\delta 1}$ и $R_{\delta 2}$ – боковые реакции дороги на колесах передней и задней осей;

K_{y1} и K_{y2} – коэффициенты сопротивления боковому уводу колес передней и задней осей.

Подставим соотношения (17) и (18) в выражение (16), получим:

$$\Delta K = \frac{1}{L} \left(\frac{R_{\delta 2}}{K_{y2}} - \frac{R_{\delta 1}}{K_{y1}} \right). \quad (19)$$

Если допустить, что боковые реакции дороги на колесах передней и задней осей обратно пропорциональны расстояниям от указанных осей до проекции центра масс на горизонтальную плоскость, то выражение (19) примет вид:

$$\Delta K = \frac{P_{\delta}}{L^2} \left(\frac{a}{K_{y2}} - \frac{b}{K_{y1}} \right), \quad (20)$$

где a , b – расстояние от передней и задней осей до проекции центра масс на горизонтальную плоскость;

P_{δ} – боковая сила, приложенная в центре масс автомобиля.

В настоящее время на грузовых автомоби-

лях кроме дополнительного (третьего) ведущего моста устанавливаются также сдвоенные ведущие колеса задней балансирующей тележки. В этом случае (при одинаковых шинах передних и задних колес):

$$K_{y2} = 4K_{y1}. \quad (21)$$

Выражение (20) с учетом (21) примет вид:

$$\Delta K = \frac{P_6}{L^2 \cdot K_{y1}} \left(\frac{a}{4} - b \right). \quad (22)$$

Учитывая, что $b = L - a$, преобразуем к виду

$$\Delta K = \frac{P_6}{L \times K_{y1}} \left(\frac{5}{4} \times \frac{a}{L} - 1 \right). \quad (23)$$

Из выражения (23) видно, что автомобиль будет обладать недостаточной поворачиваемостью ($\Delta K < 0$) при

$$\frac{a}{L} < \frac{4}{5}, \quad (24)$$

т. е. практически при всех реальных положениях центра масс.

Как показали ранее проведенные исследования [5], недостаточная поворачиваемость приводит к ухудшению управляемости автомобиля. Стремление повысить управляемость грузовых автомобилей со сдвоенными задними колесами привело к необходимости установки дополнительного управляемого моста на некоторых моделях машин.

Выводы.

1. В настоящее время в литературе отсутствуют критерии, позволяющие количественно оценить степень поворачиваемости автомобилей. Предложенный критерий, в качестве которого принято изменение кривизны ΔK траектории движения автомобиля, позволяет количественно определить степень поворачиваемости автомобиля. При нулевом значении ΔK автомобиль обладает нейтральной поворачиваемостью,

при $\Delta K > 0$ – избыточной, а при $\Delta K < 0$ – недостаточной.

2. Полученные зависимости позволили определить, что с увеличением среднего угла $\bar{\alpha}$ поворота управляемых колес происходит уменьшение степени поворачиваемости автомобиля. Автомобили, обладающие нейтральной поворачиваемостью при движении по прямой приобретают недостаточную поворачиваемость при значительных углах поворота управляемых колес.

3. Трехосные грузовые автомобили со сдвоенными колесами ведущих мостов балансирующей тележки обладают недостаточной поворачиваемостью при всех реальных положениях центра масс. Абсолютное значение параметра ΔK в данном случае относительно велико. Для таких автомобилей с целью повышения поворачиваемости и улучшения управляемости целесообразна установка второго переднего управляемого моста.

ЛИТЕРАТУРА

1. Закин Я. Х. Маневренность автомобиля и автопоезда / Я. Х. Закин. – М. : Транспорт, 1986. – 136 с.
2. Чудаков Е. А. Теория автомобиля / Е. А. Чудаков. – М. : Машгиз, 1940. – 396 с.
3. Литвинов А. С. Устойчивость и управляемость автомобиля / А. С. Литвинов. – М. : Машиностроение, 1971. – 416 с.
4. Маневренность и тормозные свойства колесных машин / [М. А. Подригало, В. П. Волков, В. И. Кирчатый, А. А. Бобошко] ; под ред. М. А. Подригало. – Харьков : Изд-во ХНАДУ, 2003. – 403 с.
5. Динамика автомобиля / [М. А. Подригало, В. П. Волков, А. А. Бобошко, В. А. Павленко, В. Л. Файст, Д. М. Клец, В. В. Редько] ; под ред. М. А. Подригало. – Харьков : Изд-во ХНАДУ, 2008. – 424 с.