

# К ОПРЕДЕЛЕНИЮ ПОКАЗАТЕЛЕЙ УСТОЙЧИВОСТИ ДВИЖЕНИЯ ПЕРЕОБОРУДОВАННОГО АВТОБУСА ЛАЗ-695НГ

А. Д. Бумага, к.т.н., доцент; С. В. Крахин, ст. преп.; Д. Д. Гаевой

ГОУ ВПО «Донбасская национальная академия строительства и архитектуры», г. Макеевка

**Аннотация.** В работе [1] показано, что большинство (80%) дорожно-транспортных происшествий переоборудованных транспортных средств, возникших по техническим причинам, связаны с отклонениями в работе четырех основных систем, определяющих активную безопасность транспортных средств, в том числе управляемость и устойчивость их движения. К нарушению управляемости и устойчивости движения может привести переоборудование, при котором изменяется распределение масс между осями и координата центра масс по высоте. Характерными в этом отношении является переоборудованный в газовую модификацию автобус ЛАЗ-695НГ с установкой газовых баллонов на крыше автобуса. Поэтому для такого автобуса необходима проверка показателей не только статической устойчивости, а и устойчивости движения.

**Ключевые слова:** колесо, автобус, ускорение, уравнение, скорость; wheel, bus, acceleration, equation, speed.



**Бумага**  
Александр Дмитриевич



**Крахин**  
Станислав Валерьевич



**Гаевой**  
Данил Дмитриевич

## ЦЕЛЬ

Определение показателей поперечной устойчивости при неустановившемся круговом движении автобусов.

В работе [2] рассмотрена методика и определены показатели статической устойчивости переоборудованных автобусов. Эти показатели сравниваются с показателями, регламентируемыми Правилами ЕЭК ООН N 111 «Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения автоцистерн категорий N и O в отношении их устойчивости к опрокидыванию» [3]. Максимальные поперечные ускорения для переоборудованных автобусов не превышают максимально допустимых  $4,5 \text{ м/с}^2$ .

Показатели поперечной устойчивости определялись путем решения дифференциальных уравнений движения автобуса.

При составлении уравнений движения приняты следующие обозначения (рис.1):

$V$  – ускорение автобуса в продольном направлении;  $X_1, X_2$  – продольные силы на первой и второй осях,  $\lambda$  – вынос колеса управляемого модуля;  $m_1, J_1$  – масса и момент инерции управляемого колесного модуля относительно центральной вертикальной оси;  $a, b$  – расстояние от центра масс автобуса до точек крепления передней (управляемой) оси и задней оси;  $k_f$  – коэффициент сопротивления колес автобуса;  $k_{k_1}, k_{k_2}$  – коэффициенты сопротивления уводу колес осей;  $k_k$  – приведенный коэффициент жесткости управляемого колесного модуля;  $h$  – коэффициент демпфирования по углу поворота управляемого колесного модуля,  $\text{карра}_1, \text{карра}_2$  – коэффициент сцепления колес передней и задней осей при определении боковых сил увода;  $\theta_0$  – установленный угол поворота колес управляемого модуля.

Система дифференциальных уравнений движения автобусов записана относительно следующих переменных ( $U, \omega, \theta, \Theta, \psi, x, y$ ), где  $U$  – производная

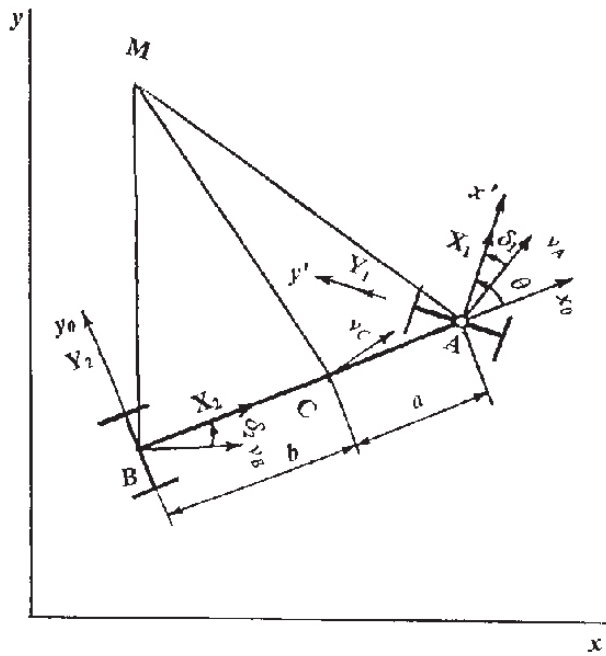


Рис. 1. Схема сил и моментов, действующих на автобус в неустановившемся повороте

боковой составляющей скорости центра масс ( $u$ ); ( $\Omega$ ) Omega – производная угловой скорости ( $\omega$ ) относительно вертикальной оси; ( $\Theta$ ) Theta – скорость изменения угла поворота управляемого модуля;  $\Gamma\Gamma$  – угловое ускорение управляемого модуля.

$$m(U + \varpi v) = Y_2 + Y_1 \cos(\theta) + \sin(\theta)X_1 + ml \cos(\theta)y\Omega + ml \cos(\theta)\Gamma\Gamma - ml a\Omega - ml \varpi v - ml \sin(\theta)\lambda \varpi^2 - ml \sin(\theta)\lambda \Theta^2 - 2ml \sin(\theta)\varpi \lambda \Theta - ml U$$

$$J\Omega = a \cos(\theta)Y_1 + a \sin(\theta)X_1 + a ml \cos(\theta)y\Omega + a ml \cos(\theta)\Gamma\Gamma - ml a^2\Omega - a ml \varpi v - a ml \sin(\theta)\lambda \varpi^2 - a ml \sin(\theta)\lambda \Theta^2 - 2 a ml \sin(\theta)\varpi \lambda \Theta - ml U - bY_2$$

$$J1(\Omega + \Gamma\Gamma) = -\sin(\theta)ml \varpi u - \sin(\theta)ml a \varpi^2 - \cos(\theta)ml a \Omega - \cos(\theta)ml a v + \sin(\theta)ml V + \lambda ml \Omega + \lambda ml \Gamma\Gamma - \cos(\theta)ml U \quad (1)$$

Углы увода колес осей автобуса определены по следующим выражениям [4]:

– передней оси:

$$\delta_1 = \theta - \frac{u + (a - \lambda \cos(\theta)) \omega}{v + \lambda \omega \sin(\theta)} \quad (2)$$

которое после преобразований запишется в виде

$$\delta_1 = - \frac{-v \sin(\theta) + (u + a \omega) \cos(\theta) - \omega \lambda}{v \cos(\theta) + (u + a \omega) \sin(\theta)} \quad (3)$$

– задней оси:

$$\delta_2 = \frac{-u + b \omega}{v} \quad (4)$$

Продольная база автобуса определена как

$$l = a + b - \lambda \quad (5)$$

Нормальные реакции опорной поверхности на колесах осей автобуса записаны в виде:

– передней оси:

$$Z_1 = ml g + \frac{m g b}{a + b - \lambda} \quad (6)$$

– задней оси:

$$Z_2 = \frac{m g (a - \lambda)}{a + b - \lambda} \quad (7)$$

Боковые силы на колесах осей автобуса записаны в виде:

– передней оси:

$$Y_1 = \frac{-kk l(-v \sin(\theta) + (u + a \omega) \cos(\theta) - \omega \lambda)}{(v \cos(\theta) + (u + a \omega) \sin(\theta)) \cdot \sqrt{1 + \frac{kk l(-v \sin(\theta) + (u + a \omega) \cos(\theta) - \omega \lambda)^2}{(v \cos(\theta) + (u + a \omega) \sin(\theta))^2 k l^2 \left( ml g + \frac{m g b}{a + b - \lambda} \right)^2}}} \quad (8)$$

– задней оси:

$$Y_2 = \frac{kk^2 (-u + b \omega)}{v \sqrt{1 + \frac{kk^2 (-u + b \omega)^2 (a + b - \lambda)^2}{v^2 k^2 m^2 g^2 (a - \lambda)^2}}} \quad (9)$$

В дальнейшем рассмотрим установившиеся круговые режимы движения, для которых скорость изменения фазовых координат равняется нулю ( $U=0$ ,  $\Omega=0$ ,  $\Gamma\Gamma=0$ ,  $\Theta=0$ ).

Из первого уравнения системы (1) следует, что центробежная поперечная сила приблизительно равняется  $m \times \omega \times v$  продольная составляющая  $m \times \omega \times u$ .

При таких условиях система дифференциальных уравнений движения (1) превращается в такую систему:

$$e_1 = (m + ml) \omega v + ml \sin(\theta) \lambda \omega^2 - Y_1 \cos(\theta) - Y_2$$

$$e_2 = a ml \omega v + a ml \sin(\theta) \lambda \omega^2 - kk(\theta - \Theta) - i \cos(\theta) Y_1 + b Y_2 \quad (10)$$

$$e_3 = -ml \lambda v \omega \cos(\theta) - ml \lambda \omega u \sin(\theta) - ml a \lambda \omega^2 \sin(\theta) + kk(\theta - \Theta) + \lambda Y_1$$

Решение системы дифференциальных уравнений движения (10) автобуса осуществлено с помощью программного обеспечения Maple по следующим исходным данным:  $g = 9,81$ ;  $m_1 = 100$ ;  $m = 12000$ ;  $a = 2,79$ ;  $b = 1,4$ ;  $h = 0$ ;  $\lambda = -0,0023$ ;  $J_1 = 3,22$ ;  $J = 0,8 \cdot m \cdot a \cdot b$ ;  $kk_1 = 160000$ ;  $kk_2 = 326000$ ;  $\kappa_1 = 0,8$ ;  $\kappa_2 = 0,8$ .

Анализ приведенных зависимостей показывает, что при приведенной жесткости управляемого колесного модуля  $kk = 100 \text{ Н/рад}$ , движение автобуса при скорости 25 м/с является неустойчивым. При увеличении жесткости управляющего колесного модуля до 2000 Н/рад величина продольного и поперечного ускорений изменяется как от скорости движения, так и от угла поворота управляющего колесного модуля. Если принять как нормативную величину бокового ускорения 4,5 м/с<sup>2</sup>, то при скорости 25 м/с угол поворота управляемого колесного модуля не должен превышать 0,05 рад (радиус поворота автобуса  $R = 83,8 \text{ м}$ ), а при скорости 8 м/с – 0,36 рад ( $R = 12,47 \text{ м}$ ). Полученные предельные углы поворота управляемого колесного модуля, радиусов поворота и скоростей движения

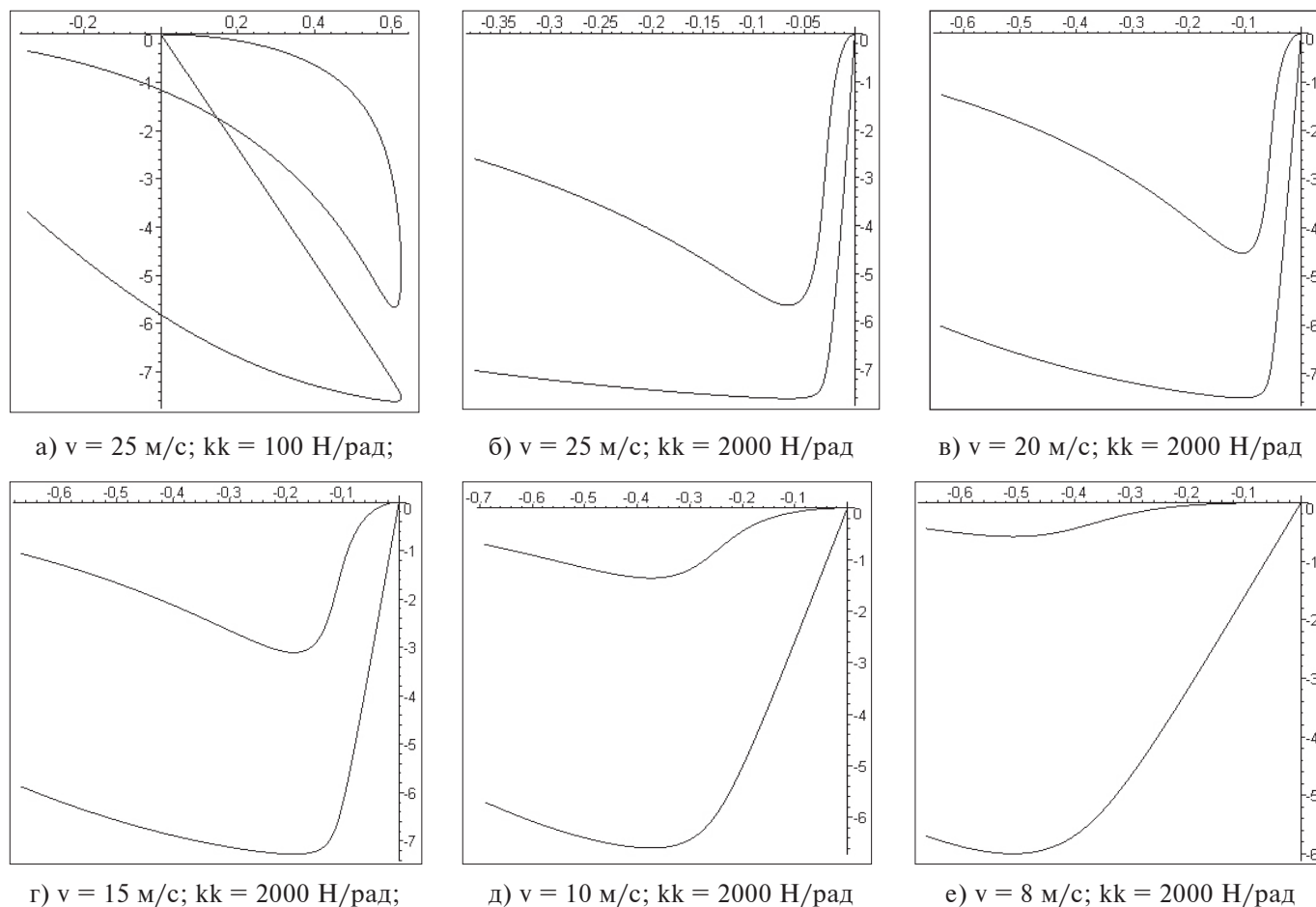


Рис. 2. Зависимость продольного и поперечного ускорений автобуса от угла поворота управляемого колесного модуля

находятся в зоне эксплуатационных параметров движения автобуса и поэтому должны быть учтены при переоборудовании автобусов.

### ВЫВОД

Проведенными исследованиями установлено, что при переоборудовании автобусов необходимо очень взвешенно выбирать приведенную жесткость управляющего модуля, которая определяет предельные величины угла поворота управляемого колесного модуля, скорость движения автобуса и его радиус поворота.

### ДАЛЬНЕЙШЕЕ РАЗВИТИЕ

Среди конструктивных параметров автобуса, влияющих на показатели его поперечной устойчивости, особого внимания заслуживают коэффициент сопротивления уводу колес осей автобуса, коэффициенты жесткости подвески, наличие стабилизаторов поперечной устойчивости и т. д. Влияние этих параметров на показатели поперечной устойчивости переоборудованных автобусов и станет предметом дальнейших исследований.

### Список литературы

1. Зубрицкий, С. Г. Переоборудование АТС и их конструктивная безопасность [Текст] / Зубрицкий С. Г. — Автомобильная промышленность, 2003. — №1. — с. 21-24.
2. Бумага, А. Д. К определению показателей устойчивости движения переоборудованного автобуса ЛАЗ-695НГ // Системные методы управления, технология и организация производства, ремонта и эксплуатации автомобилей. [Текст] / Бумага А. Д. — Киев: НТУ, ТАУ, 2003. — Вып. 17. — С. 12-17.
3. Правила ЕЭК ООН N 111 Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения автоцистерн категорий N и O в отношении их устойчивости к опрокидыванию [Электронный ресурс]. — Режим доступа: URL: <http://docs.cntd.ru/document/1200106493> (дата обращения 03.12.2020).
4. Сахно, В. П. К определению условий поперечной потери устойчивости прямолинейного движения автомобиля с управляемым колесным модулем [Текст] / Сахно В. П., Вербицкий В. Г., Веремчук О. А., Загороднов М. И. — Автошляховик України. Отдельный выпуск. Вестник Северного научного центра ТАУ. — Вып.5.2002. — С.67-69.