

ВЛИЯНИЕ РАСПОЛОЖЕНИЯ ГРУЗА В КУЗОВЕ ГРУЗОВОГО АВТОМОБИЛЯ НА УСТОЙЧИВОСТЬ АВТОМОБИЛЯ В ПОВОРОТАХ

Рассмотрена динамическая модель движения груженого грузового автомобиля в поворотах, учитывающая несимметричное расположение груза относительно кузова автомобиля и наклоны кузова автомобиля. Определены зависимости коэффициентов устойчивости автомобиля от координат центра масс груза.

Ключевые слова: динамическая модель, устойчивость, автомобиль, поворот, центр масс, сила инерции.

Для грузовых автомобильных перевозок достаточно часто характерна такая загрузка перевозимых грузов, при которой центр масс груза не располагается в плоскости симметрии кузова автомобиля. В результате этого увеличивается вероятность потери устойчивости при движении груженого автомобиля, что наиболее вероятно при движении автомобиля в повороте. Под устойчивостью здесь следует понимать отсутствие самопроизвольного опрокидывания автомобиля под действием внешних сил в процессе движения. Опрокидывание автомобиля создает угрозу безопасности движения, сохранности грузов и транспортных сооружений [1].

Существующие динамические модели криволинейного движения грузового автомобиля не в полной мере учитывают факторы, влияющие на устойчивость движения в повороте [2, 3, 4]. Отсутствуют зависимости между коэффициентами устойчивости и координатами центра масс груза, а также в динамических моделях не учтены углы наклона кузова автомобиля, возникающие вследствие деформации рессор.

Таким образом, целью исследования являлась оценка влияния расположения груза в кузове грузового автомобиля на устойчивость движения груженого автомобиля в поворотах. Для достижения поставленной цели решались следующие задачи:

1) разработка динамической модели движения груженого грузового автомобиля в поворотах, учитывающей несимметричное расположение груза относительно кузова автомобиля и наклоны кузова автомобиля;

2) разработка методики определения зависимостей между коэффициентами устойчивости груженого грузового автомобиля и координатами центра масс перевозимого груза.

Рассмотрим груженный грузовой автомобиль,двигающийся по криволинейному наклонному участку дороги (рисунок 1). Считаем, что груз в кузове закреплен жестко, то есть движение груза относительно кузова отсутствует. Совокупность грузового автомобиля и груза представляет собой механическую систему, для исследования движения которой будем применять принцип Даламбера. В связи с этим наряду с действующими на систему внешними силами необходимо учитывать силы инерции. Силы, действующие на рассматриваемую механическую систему в предлагаемой динамической модели, показаны на рисунке 1.

На рисунке 1 использованы следующие обозначения: C_1, C_2 – центр масс груза с координатами $(y_1; z_1)$ и центр масс пустого грузового автомобиля с координатами $(0; z_2)$ (определяются известными методами [5]); G_1, G_2 – силы тяжести груза и пустого автомобиля; F_1^u, F_2^u – силы инерции груза и пустого автомобиля; N_A и N_B – нормальные реакции дороги в точках A и B контакта внешнего (относительно центра

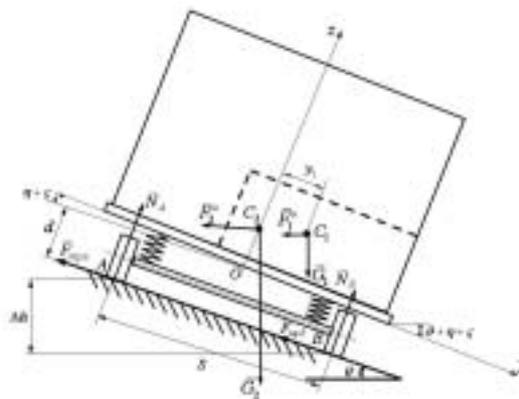


Рисунок 1. Груженный грузовой автомобиль на криволинейном участке дороги

кривизны поворота) и внутреннего колес соответственно; $F_{\text{мп}A}$ и $F_{\text{мп}B}$ – силы трения поперечного скольжения колес в точках A и B (могут быть направлены в противоположную сторону; направление сил трения зависит от количественного соотношения сил инерции и сил тяжести); η – угол наклона рамы грузового автомобиля, возникающего вследствие усадки пружин из-за возвышения внешнего колеса; ζ – угол наклона рамы грузового автомобиля, возникающего вследствие усадки пружин из-за несимметричного расположения груза; θ – угол наклона участка дороги к горизонту; d – центральное расстояние от дорожного полотна до рамы автомобиля.

Угол наклона участка дороги к горизонту определяется через возвышение наружного (относительно центра кривизны поворота) края дороги над внутренним краем Δh :

$$\theta = \arctg \frac{\Delta h}{S}. \quad (1)$$

Возвышение наружного края дороги Δh определяется по формуле:

$$\Delta h = \frac{Sv^2}{g\rho}, \quad (2)$$

где v – скорость прохождения автомобилем поворота, м/с;

ρ – радиус кривизны поворота, м.

Установим влияние положения центра масс C_1 груза на устойчивость груженого грузового автомобиля в повороте. Критерием, связывающим показатели устойчивости автомобиля с его геометрическими параметрами и условиями сцепления колес с поверхностью дороги, является коэффициент устойчивости, равный отношению стабилизирующего момента $M_{\text{стаб}}$ к возмущающему моменту $M_{\text{возм}}$ [1]:

$$\mu_A = \frac{M_{\text{стаб}(A)}}{M_{\text{возм}(A)}}, \quad \mu_B = \frac{M_{\text{стаб}(B)}}{M_{\text{возм}(B)}}, \quad (3)$$

где μ_A, μ_B – коэффициенты устойчивости автомобиля относительно точек контакта A и B соответственно.

Стабилизирующий момент относительно точки контакта с дорогой наружного колеса A будут создавать силы \bar{G}_1, \bar{G}_2 и составляющие сил \bar{F}_1^u и \bar{F}_2^u по оси z . Возмущающий момент относительно точки A будут создавать составляющие сил \bar{F}_1^u и \bar{F}_2^u по оси y . Следовательно:

$$\begin{aligned} M_{\text{стаб}(A)} = & \left[G_2 \cos(\theta + \eta + \zeta) + F_2^u \sin(\theta + \eta + \zeta) \right] \left[(0,5S - S_1) \cos(\eta + \zeta) + \right. \\ & \left. + G_2 \sin(\theta + \eta + \zeta) \left(\frac{d}{\cos(\eta + \zeta)} + (0,5S - S_1) \sin(\eta + \zeta) + z_2 \right) \right] + \\ & + \left[G_1 \cos(\theta + \eta + \zeta) + F_1^u \sin(\theta + \eta + \zeta) \right] \left[(0,5S - S_1) \cos(\eta + \zeta) + y_1 \right] + \\ & + G_1 \sin(\theta + \eta + \zeta) \left[\frac{d}{\cos(\eta + \zeta)} + (0,5S - S_1) \sin(\eta + \zeta) + z_1 \right], \quad (4) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{\text{возм}(A)} = & F_2^u \cos(\theta + \eta + \zeta) \left(\frac{d}{\cos(\eta + \zeta)} + (0,5S - S_1) \sin(\eta + \zeta) + z_2 \right) + \\ & + F_1^u \cos(\theta + \eta + \zeta) \left(\frac{d}{\cos(\eta + \zeta)} + (0,5S - S_1) \sin(\eta + \zeta) + z_1 \right) \quad (5) \end{aligned}$$

где $S_1 = d \cdot \text{tg}(\eta + \zeta)$.

Стабилизирующий момент относительно точки контакта с дорогой внутреннего колеса B будут создавать силы: \bar{F}_1^u и \bar{F}_2^u и составляющие

сил \bar{G}_1, \bar{G}_2 по оси z . Возмущающий момент относительно точки B будут создавать составляющие сил \bar{G}_1, \bar{G}_2 по оси y .

$$M_{\text{стаб(В)}} = [G_2 \cos(\theta + \eta + \zeta) + F_2^u \sin(\theta + \eta + \zeta)](0,5S - S_1) \cos(\eta + \zeta) + F_2^u \cos(\theta + \eta + \zeta) \left(\frac{d}{\cos(\eta + \zeta)} - (0,5S + S_1) \sin(\eta + \zeta) + z_2 \right) + [G_1 \cos(\theta + \eta + \zeta) + F_1^u \sin(\theta + \eta + \zeta)](0,5S + S_1) \cos(\eta + \zeta) - y_1 + F_1^u \cos(\theta + \eta + \zeta) \left[\frac{d}{\cos(\eta + \zeta)} - (0,5S + S_1) \sin(\eta + \zeta) + z_1 \right], \quad (6)$$

$$M_{\text{возм(В)}} = G_2 \sin(\theta + \eta + \zeta) \left(\frac{d}{\cos(\eta + \zeta)} - (0,5S + S_1) \sin(\eta + \zeta) + z_2 \right) + G_1 \sin(\theta + \eta + \zeta) \left(\frac{d}{\cos(\eta + \zeta)} - (0,5S + S_1) \sin(\eta + \zeta) + z_1 \right). \quad (7)$$

Полученные расчетные зависимости справедливы для всех случаев расположения груза в кузове. Если координата y_1 положительная (ось y_1 направляется к центру кривизны траектории движения), т.е. центр масс груза смещен относительно плоскости симметрии кузова в сторону внутреннего колеса, то угол ζ наклона рамы грузового автомобиля, возникающего вследствие усадки пружин из-за несимметрич-

ного расположения груза, также необходимо считать положительным (рисунок 2). Если координата y_1 отрицательная (центр масс груза смещен относительно плоскости симметрии кузова в сторону наружного колеса), то угол ζ необходимо считать отрицательным (рисунок 3). И если $y_1 = 0$, следовательно, $\zeta = 0$.

При $\mu_A > 1, \mu_B > 1$ движение автомобиля устойчиво; при $\mu_A < 1, \mu_B > 1$ – неустойчиво, с

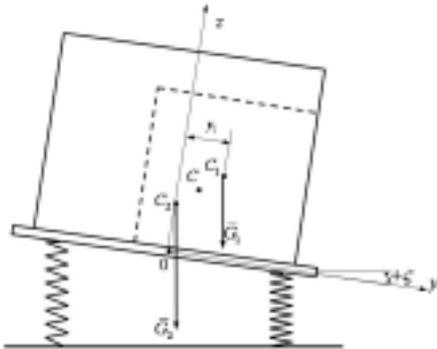


Рисунок 2. Центр масс груза смещен в сторону внутреннего колеса

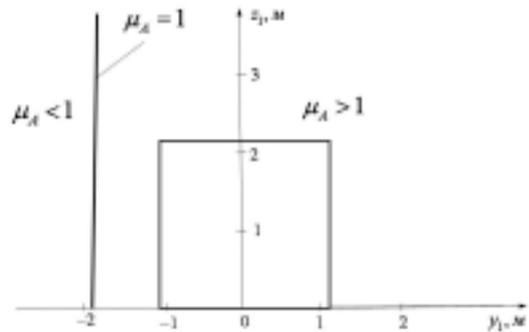


Рисунок 4. Зависимость коэффициента устойчивости μ_A от положения центра масс груза

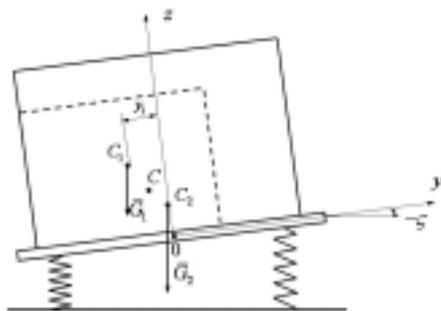


Рисунок 3. Центр масс груза смещен в сторону наружного колеса

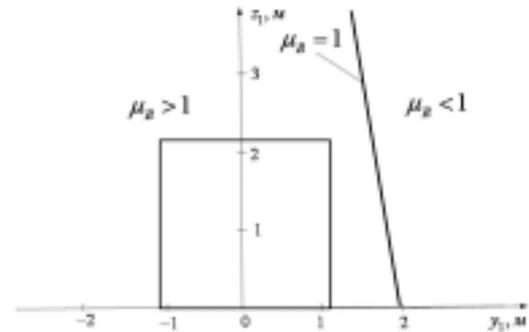


Рисунок 5. Зависимость коэффициента устойчивости μ_B от положения центра масс груза

опрокидыванием вокруг внутреннего колеса (более редкое явление); при $\mu_A > 1, \mu_B < 1$ – неустойчиво за счет опрокидывания вокруг внешнего колеса (наиболее частое явление); при $\mu_A = 1$ или $\mu_B = 1$ – автомобиль находится на грани выхода из зоны устойчивого движения. Такие условия соблюдаются для автомобилей любой компоновки и при любых режимах движения.

На основе разработанной методики определения коэффициентов устойчивости рассмотрим пример движения автомобиля КамАЗ-53212 со скоростью $v = 90$ км/ч в повороте радиусом $\rho = 200$ м. Для данного автомобиля $G_2 = 80000$ Н, $S = 2,05$ м, $d = 0,62$ м, $z_2 = 0,12$ м. Считая вес груза $G_1 = 90000$ Н, примем углы равными $\zeta = 0,11$ рад, $\eta = 0,052$ рад.

Силы инерции груза и пустого автомобиля определяем по формулам:

$$F_1^u = \frac{G_1 v^2}{g\rho}; F_2^u = \frac{G_2 v^2}{g\rho}. \quad (8)$$

Тогда согласно формулам (1), (2) и (8) получим: $\theta = 0,308$ рад, $F_1^u = 28100$ Н, $F_2^u = 25000$ Н.

Используя выражения (4) и (5), исследуем возможность потери устойчивости относительно внешнего колеса. Для случая $y_1 > 0$ получим неравенство, характеризующее устойчивость движения:

$$y_1 \geq -0,167 \cdot z_1 - 2. \quad (9)$$

Данное неравенство выполняется при любых значениях координат центра масс груза.

Для случая $y_1 < 0$ неравенство, характеризующее устойчивость движения, имеет вид:

$$|y_1| \leq 1,907 - 0,041 \cdot z_1. \quad (10)$$

Области устойчивого и неустойчивого движения автомобиля представлены на рисунке 4. При $y_1 > 0$ – движение устойчиво ($\mu_A > 1$); при $y_1 < 0$: если центр масс расположен в области ле-

вее прямой $|y_1| = 1,907 - 0,041 \cdot z_1$ – движение автомобиля неустойчиво ($\mu_A < 1$), а если в области правее данной прямой – движение автомобиля устойчиво ($\mu_A > 1$).

Аналогично с помощью выражений (6) и (7) исследуем возможность потери устойчивости относительно внутреннего колеса (рисунок 5). Для случая $y_1 > 0$ получим неравенство, характеризующее устойчивость движения:

$$y_1 \leq 1,96 - 0,167 \cdot z_1. \quad (11)$$

Для случая $y_1 < 0$ неравенство, характеризующее устойчивость движения, имеет вид:

$$|y_1| \geq -0,041 \cdot z_1 - 2. \quad (12)$$

Данное неравенство выполняется при любых значениях координат центра масс груза.

На рисунках 4 и 5 схематически изображен кузов автомобиля КамАЗ-53212, имеющий размеры: ширина – 2,32 м, высота – 2,15 м. Так как весь кузов оказался в областях $\mu_A > 1$ и $\mu_B > 1$, следовательно, для принятых в примере исходных данных устойчивость автомобиля не нарушится при любом расположении груза в кузове.

Таким образом, разработанная на базе предложенной динамической модели движения груженого грузового автомобиля в поворотах методика определения коэффициентов устойчивости позволяет:

1) на стадии проектирования определять размеры кузовов автомобилей, позволяющие для заданных условий движения при любом расположении груза обеспечивать устойчивость автомобиля;

2) для заданного расположения груза определять условия движения, при которых происходит нарушение устойчивости автомобиля.

10.12.2010

Список литературы:

1. Литвинов, А.С. Управляемость и устойчивость автомобиля / А.С. Литвинов. – М.: Машиностроение, 1971. – 416 с.
2. Подригайло, М.А. Устойчивость автомобиля против заноса в тяговом режиме движения / М.А. Подригайло, Д.М. Клец // Автомобильная промышленность. – 2009. – №12. – С. 23-26.
3. Кушвид, Р.П. Модели малой и большой размерности при исследовании криволинейного движения автомобиля / Р.П. Кушвид // Вестник машиностроения. – 2004. – №7. – С. 33-37.
4. Туранов, Х.Т. Моделирование нагруженности рельсовой колеи при несимметричном размещении общего центра тяжести негабаритного груза поперек вагона / Х.Т. Туранов, С.А. Ситников // Транспорт Урала. – 2007. – №1. – С. 97-104.
5. Тарг, С.М. Краткий курс теоретической механики / С.М. Тарг. – 8-е изд., исправл. – М.: Наука, 2002. – 480 с.

Сведения об авторах:

Власов Юрий Леонидович, старший преподаватель кафедры теоретической механики Оренбургского государственного университета, кандидат технических наук
460018, г. Оренбург, пр-т Победы, 13, ауд. 4505, тел. (3532) 372563
e-mail: ulvlasov@mail.ru

Морозов Николай Анатольевич, доцент кафедры теоретической механики Оренбургского государственного университета, кандидат технических наук
460018, г. Оренбург, пр-т Победы, 13, ауд. 4505, тел. (3532) 372563
e-mail: moroz.off.nick@yandex.ru

Бочаров Иван Александрович, ассистент кафедры теоретической механики Оренбургского государственного университета
460018, г. Оренбург, пр-т Победы, 13, ауд. 4505, тел. (3532) 372563
e-mail: ivan021279@mail.ru

Гаврилов Александр Александрович, ассистент кафедры теоретической механики Оренбургского государственного университета
460018, г. Оренбург, пр-т Победы, 13, ауд. 4505, тел. (3532) 372563
e-mail: pialex@bk.ru

UDC 629.015; 531.391.5

Vlasov Yu.L., Morozov N.A., Bocharov I.A., Gavrilov A.A.

EFFECT OF DISPOSITION OF CARGO IN THE TRUCK BODY ON THE STABILITY OF THE CAR IN TURNS

The dynamical model of a laden truck in the turns, taking into account the asymmetrical arrangement of the cargo relative to the car body and tilts the car body is regarded in this paper. The dependence of the coefficients of stability of the car from the center of mass coordinates of the goods is determined.

Key words: dynamic model, stability, car, turn, the center of mass, inertia.

References:

1. Litvinov, A.S. Steerability and stability of the car / A.S. Litvinov. – M: Mashinostroenie, 1971. – 416 p.
2. Podrigailo, M.A. Stability of the truck against skidding in traction mode of motion / M.A. Podrigailo, D.M. Klets // Avtomobilnaya promishlennost, – 2009. – № 12. – p. 23-26.
3. Kushvid R.P. Models of low and high dimensionality in study of curvilinear motion of a truck / R.P. Kushvid // Vestnik mashinostroeniya. – 2004. – № 7. – p. 33-37.
4. Turanov, H.T. Modeling of loading of a track in case of asymmetrical position of the general centre of gravity of oversize load across the carriage / H.T. Turanov, S.A. Sitnikov // Transport Urala. – 2007. – №1. – p. 97-104.
5. Targ, S.M. Short course in engineering mechanics / S.M. Targ. – M: Nauka, 2002. – 480 p.