

ТЕХНИЧЕСКИЕ НАУКИ

Просоедов Роман Александрович

студент

Коновалов Виталий Валерьевич

студент

Гордеев Алексей Сергеевич

лаборант-исследователь, ассистент

ФГБОУ ВПО «Южно-Уральский государственный

университет» (НИУ)

г. Челябинск, Челябинская область

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ ОПИСАНИЕ СИСТЕМЫ ЭЛЕКТРОННОЙ КУРСОВОЙ УСТОЙЧИВОСТИ ГРУЗОВОГО АВТОМОБИЛЯ

Аннотация: в данной статье приведено математическое описание системы электронной курсовой устойчивости для грузового автомобиля с приложением рисунков и вычислительных формул.

Ключевые слова: электронная курсовая устойчивость, грузовой автомобиль, математическое описание.

В настоящее время количество аварий на дорогах растут, и более тяжелые последствия происходят при участии в ДТП грузовых автомобилей. Система электронной курсовой устойчивости (ЭКУ) помогает автомобилю удерживать траекторию движения, которую задает водитель, предотвращая от случаев заноса или опрокидывания.

Структурно ЭКУ состоит из электронного блока-контроллера, который постоянно обрабатывает информацию, поступающую с датчиков, которые выдают значения скорости вращения колёс, положения рулевого колеса, давления в тормозной системе, поперечного ускорения и угловой скорости, относительно вертикальной оси.

Для моделирования ЭКУ была использована «велосипедная» модель грузового автомобиля [1], которая представлена на рисунке 1.

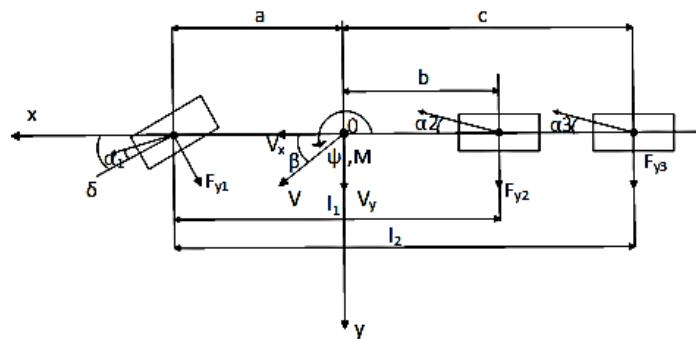


Рис. 1. «Велосипедная» модель трехосного автомобиля

Опишем все физические величины, представленные на рисунке 1.

X, Y – координаты движения центра масс автомобиля, м;

ψ – угол рыскания автомобиля относительно центра масс, рад;

β – угол скольжения автомобиля относительно центра масс, рад;

a, b, c – расстояния между осями колес и центром масс, м;

l_1 – расстояние между первой и второй осью колес, м;

l_2 – расстояние между первой и третьей осью колес, м;

F_{y1}, F_{y2}, F_{y3} – поперечные силы на колесах, возникающие при повороте, Н;

δ – угол поворота передних колес, рад; $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ – углы увода колес, рад;

V_x – продольная скорость автомобиля относительно центра масс, м/с;

V_y – поперечная скорость автомобиля относительно центра масс, м/с;

M – крутящий момент центра масс относительно вертикальной оси, Н·м.

Траектория движения описывается уравнениями [2]:

$$\dot{X} = V_x \cos(\psi + \beta), \quad (1)$$

$$\dot{Y} = V_x \sin(\psi + \beta). \quad (2)$$

Так как предполагается, что скорость остается постоянной ($V_x = \text{const}$), то траектория зависит от углов ψ и β . По второму закону Ньютона для вращательного и поступательного движения центра масс [1]:

$$J\ddot{\psi} = M + aF_{y1} - bF_{y2} - cF_{y3}, \quad (3)$$

$$mV_x \left(\frac{\partial \beta}{\partial t} + \dot{\psi} \right) = F_{y1} + F_{y2} + F_{y3} + F_{bank}, \quad (4)$$

где, J – момент инерции центра масс относительно вертикальной оси, $\text{Н}\cdot\text{м}^2$; m – масса грузового автомобиля относительно центра масс, кг;

F_{bank} – сила, возникающая при поперечном наклоне дороги, Н. Эта сила определяется по формуле:

$$F_{bank} = mg \sin(\phi), \quad (5)$$

где ϕ – угол наклона дороги относительно горизонтальной оси, рад; g – ускорение свободного падения, $\text{м}/\text{с}^2$. Поперечные силы на колесах определяются как

$$F_{y1} = C_{\alpha_1} \alpha_1, \quad (6)$$

$$F_{y2} = C_{\alpha_2} \alpha_2, \quad (7)$$

$$F_{y3} = C_{\alpha_3} \alpha_3, \quad (8)$$

где $C_{\alpha_1}, C_{\alpha_2}, C_{\alpha_3}$ – коэффициенты жесткости при прохождении поворотов, $\frac{\text{Н}}{\text{рад}}$.

Так же известно [3], что

$$\alpha_1 = \delta - \frac{V_y + a\dot{\psi}}{V_x}, \quad (9)$$

$$\alpha_2 = -\frac{V_y - b\dot{\psi}}{V_x}, \quad (10)$$

$$\alpha_3 = -\frac{V_y - c\dot{\psi}}{V_x}, \quad (11)$$

$$M = M_f + M_z, \quad (12)$$

где M_f – момент центра масс относительно вертикальной оси, создаваемый дифференциальным торможением задних колес, $\text{Н}\cdot\text{м}$; M_z – момент центра масс относительно вертикальной оси, появляющийся при внешнем воздействии, $\text{Н}\cdot\text{м}$.

Подставив в уравнение (3) уравнения (5–12), получим:

$$J\ddot{\psi} = M_f + M_z + aC_{a_1}\delta - \left(aC_{a_1} - bC_{a_2} - cC_{a_3}\right)\frac{V_y}{V_x} - \left(a^2C_{a_1} + b^2C_{a_2} + c^2C_{a_3}\right)\frac{\dot{\psi}}{V_x}. \quad (13)$$

Подставив в уравнение (4) уравнения (5–11), получим:

$$mV_x\left(\frac{\partial\beta}{\partial t} + \dot{\psi}\right) = C_{a_1}\delta + \left(cC_{a_3} + bC_{a_2} - cC_{a_1}\right)\frac{\dot{\psi}}{V_x} - \left(C_{a_1} + C_{a_2} + C_{a_3}\right)\frac{V_y}{V_x} + mg \sin(\phi), \quad (14)$$

$$\beta = \operatorname{tg}\left(\frac{V_y}{V_x}\right) \approx \frac{V_y}{V_x}. \quad (15)$$

Существует несколько способов управления ЭКУ, и одним из них является дифференциальное торможение [3].

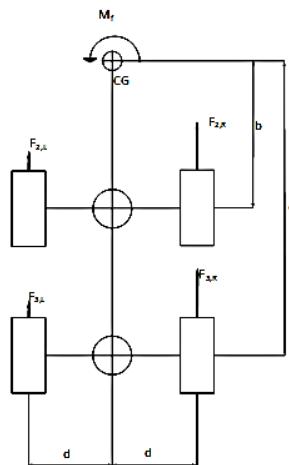


Рис. 2. Геометрические параметры задних колес грузового трехосного автомобиля.

Суть данного метода заключается в том, что, подтормаживая левые (правые) колеса на задних осях автомобиля, силы на правых (левых) колесах становятся больше противоположных [3]. Таким образом, создается момент вращения (M_f) автомобиля вокруг своего центра тяжести.

Максимальный момент может быть рассчитан, используя следующее уравнение [3]:

$$M_{f_{\max}} = -M_{f_{\min}} = \mu F_{zr} d, \quad (19)$$

где μ – коэффициент сцепления шин колес с дорогой; d – половина длины оси, м; F_{zr} – сила, определяющая нагрузку на задние оси, Н.

Эта сила рассчитывается как [2]:

$$F_{zr} = mg \frac{a}{a + \frac{b+c}{2}}. \quad (20)$$

Момент, приложенный к центру масс автомобиля, получается путем дифференциального торможения задних колес. Связь, между этим моментом и силами торможения определяется как [3]:

$$M_f = \frac{((F_{2,R} - F_{2,L}) + (F_{3,R} - F_{3,L}))(b+c)}{4}. \quad (21)$$

Учитывая, что

$$\dot{\beta} = \ddot{\psi} = M_f = M_z = \sin(\phi) = 0. \quad (22)$$

Тогда, подставив данные значения в формулы (13) и (14), получим желаемые переменные состояния:

$$\dot{\psi}_{\infty} = \frac{V_x \delta (l_2 C_{\alpha_3} C_{\alpha_1} + l_1 C_{\alpha_2} C_{\alpha_1})}{l_2^2 C_{\alpha_3} C_{\alpha_1} + l_1^2 C_{\alpha_1} C_{\alpha_2} + (c-b)^2 C_{\alpha_2} C_{\alpha_3} + m V_x^2 (b C_{\alpha_2} + c C_{\alpha_3} - a C_{\alpha_1})}, \quad (23)$$

$$\dot{\beta}_{\infty} = \frac{\delta (l_2 c C_{\alpha_3} C_{\alpha_1} + l_1 b C_{\alpha_2} C_{\alpha_1} - m V_x^2 a C_{\alpha_1})}{l_2^2 C_{\alpha_3} C_{\alpha_1} + l_1^2 C_{\alpha_1} C_{\alpha_2} + (c-b)^2 C_{\alpha_2} C_{\alpha_3} + m V_x^2 (b C_{\alpha_2} + c C_{\alpha_3} - a C_{\alpha_1})}, \quad (24)$$

где $l_1 = a+b$ – расстояние между первой и второй осью колес, м; $l_2 = a+c$ – расстояние между первой и третьей осью колес, м.

Полученные результаты необходимы для моделирования системы курсовой устойчивости и в дальнейшем для программирования электронного блока-контроллера.

Список литературы

1. Hossam R. Torque Control Strategy for Off-Road Vehicle Mobility / R. Hos-sam. – Faculty of Engineering and Applied Science University of Ontario Institute of Technology Oshawa, Ontario, Canada, 2014.
2. Rajesh R. Vehicle Dynamics and Control / R. Rajesh. – University of Minne-sota, USA 2006.
3. Andras M. Principles of the active collision miltigation system for vehicles in-volved in likght impact / M. Andras, G. Peter, S. Zoltan, S. Oliver, D. Luc. – Depart-ment of Control and Transport Automation, Faculty of Transportation Engineering and Vehicle Engineering, Budapest, 2012.