

УДК 629.113

Модель продольного движения транспортного средства по пересеченной местности

Н.А. Рудианов¹, Е.В. Ларкин²¹ Центральный научно-исследовательский институт Минобороны Российской Федерации, 107564, Москва, Российская Федерация, Погонный пр., д. 10² Тульский Государственный университет, 300012, Тула, Российская Федерация, Ленина пр-т, д. 92

Model of Longitudinal Travel of a Vehicle over Cross-Country Terrain

N.A. Rudianov¹, E.V. Larkin²¹ The Central Scientific and Research Institute, Ministry of Defence of the Russian Federation, 107564, Moscow, Russian Federation, Pogonny Pr., Bldg. 10² Tula State University, 300012, Tula, Russia Federation, Lenin Ave., Bldg. 92 e-mail: rudianov_1980@mail.ru

i Исследуются мобильные роботы, состоящие из корпуса, энергетической установки, трансмиссии и движителей, в качестве которых используются либо колеса с пневматическими шинами, либо гусеницы, с подрессоренными катками. Получены зависимости, определяющие пространственное положение мобильного робота как транспортного средства при его движении по пересеченной местности, а также выражения для значений положения центра масс, углов тангажа и крена в состоянии покоя. С учетом индивидуальных дорожных условий для каждого колеса четырехколесного транспортного средства сформирована динамическая модель продольного движения, представляющая собой дифференциальное уравнение первого порядка. Определена зависимость для расчета текущего угла курса при продольном движении и маневрах мобильного робота. Показано, что разгонная характеристика транспортного средства зависит от передаточного числа коробки передач.

Ключевые слова: транспортное средство, мобильный робот, моделирование, продольное движение, пересеченная местность, положение равновесия, дифференциальное уравнение, динамическая модель.

i The study determines the relationships that define a spatial attitude of a mobile robot (vehicle) when moving over cross-country terrain. Taking into account individual road conditions for each wheel of a four-wheel vehicle, a dynamic model of longitudinal travel is created and represented as a first-order differential equation. It is shown that the acceleration capability of the vehicle depends on the transmission ratio.

Keywords: vehicle, mobile robot, modelling, longitudinal travel, cross-country terrain, equilibrium, differential equation, dynamic model.

Мобильные роботы, работающие на открытой местности, в настоящее время широко используются в различных областях человеческой деятельности, в частности в антитеррористических операциях (роботы-саперы), при ликвидации последствий техногенных аварий и катастроф, в военном деле и т. п. Типовой мо-

бильный робот представляет собой транспортное средство (ТС), состоящее из корпуса, энергетической установки, трансмиссии и движителей, в качестве которых используются либо колеса с пневматическими шинами, либо гусеницы с подрессоренными катками, что обеспечивает эффективное передвижение ТС по пере-

сеченной местности [1–3]. Одним из этапов проектирования мобильного робота как ТС является этап формирования модели его движения в реалиях, определенных условиями технического задания, отражающего требования к рельефу местности, по которой перемещается мобильный робот [4, 5].

Пространственное положение ТС при его движении по пересеченной местности приведено на рис. 1. Здесь $xOyz$ — земная правая система координат, в которой определена функция рельефа

$$z = h(x, y); \quad (1)$$

$x'O'y'z'$ — система координат, связанная с ТС таким образом, что центр O' совпадает с центром масс робота; ось $O'x'$ лежит на пересечении вертикальной продольной плоскости симметрии транспортного средства и горизонтальной плоскости, проходящей через центр масс корпуса ТС, стоящего неподвижно на ровной горизонтальной поверхности (горизонтальная плоскость симметрии); ось $O'z'$ перпендикулярна горизонтальной плоскости симметрии и направлена вверх; ось $O'y'$ ортогональна вертикальной продольной плоскости симметрии и дополняет систему $x'O'y'z'$ до правой системы координат.

Пересчет координат из системы $x'O'y'z'$ в систему $xOyz$ осуществляется по зависимости

$$\begin{pmatrix} x \\ y \\ z \end{pmatrix} = \mathbf{A} \begin{pmatrix} x' \\ y' \\ z' \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} x_p \\ y_p \\ z_p \end{pmatrix}, \quad (2)$$

где \mathbf{A} — матрица направляющих косинусов системы $x'O'y'z'$ в системе $xOyz$; x_p, y_p, z_p — координаты точки O' в системе $xOyz$.

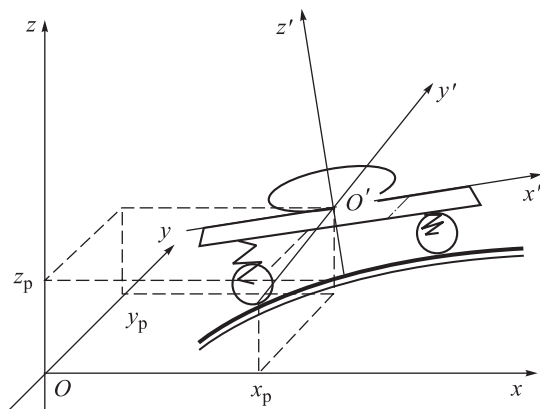


Рис. 1. Системы координат, в которых описывается движение транспортного средства

При разработке модели были сделаны следующие допущения:

- корпус мобильного робота является абсолютно жестким телом;
- направляющими в ТС являются передние колеса, имеющие номер 1, а приводными — задние колеса, имеющие номер 2;
- направляющие и приводные колеса имеют в системе координат $x'O'y'z'$ координаты по оси $O'x'$, равные L_{x1} и L_{x2} соответственно;
- колеса левого (l) и правого (r) бортов расположены симметрично и имеют координаты по оси $O'y'$, равные $\pm L_y$;
- точки подвеса колес лежат в одной плоскости, связанной с корпусом и отстоящей на расстоянии L_z от центра масс по оси $O'z'$;
- движение ТС по пересеченной местности с рельефом (1) происходит без юза, пробуксовки а также отрыва колес от грунта;

• корпус не имеет продольной и поперечной линейной степени свободы относительно подвесок колес. Таким образом, центры колес могут перемещаться только по прямой, перпендикулярной плоскости расположения точек подвеса.

В силу последнего допущения уравнения линий движения центров колес в каждый момент времени будут иметь вид:

$$\begin{pmatrix} x_{ln} \\ y_{ln} \\ z_{ln} \end{pmatrix} = \mathbf{A} \begin{pmatrix} L_{xn} \\ L_y \\ \tau \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} x_p \\ y_p \\ z_p \end{pmatrix};$$

$$\begin{pmatrix} x_{rn} \\ y_{rn} \\ z_{rn} \end{pmatrix} = \mathbf{A} \begin{pmatrix} L_{xn} \\ -L_y \\ \tau \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} x_p \\ y_p \\ z_p \end{pmatrix}, \quad n=1, 2, \quad (3)$$

где τ — параметр, определяющий высоту неровностей.

Определим следующие параметры подвесок направляющих и приводных колес: c — жесткость пружин; Q — длина пружин в недеформируемом состоянии; ρ — радиус колеса (рис. 2).

Предположим, что ТС расположено неподвижно на местности с рельефом (1), причем его положение определяется малыми углами тангажа ϑ и крена γ . Координаты точек подвески определяются, с одной стороны, положением центра масс и углами ϑ и γ :

$$\begin{cases} z_{l1} = z + \gamma L_y + \vartheta L_{x1}; \\ z_{r1} = z - \gamma L_y + \vartheta L_{x1}; \\ z_{l2} = z + \gamma L_y - \vartheta L_{x2}; \\ z_{r2} = z - \gamma L_y - \vartheta L_{x2}; \end{cases} \quad (4)$$

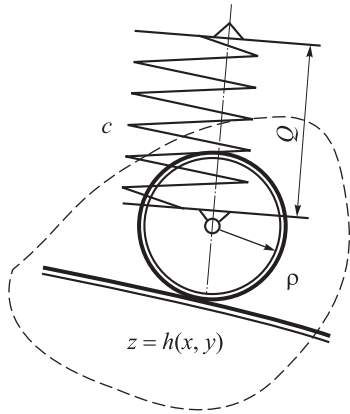


Рис. 2. Подвеска ТС

с другой стороны — параметрами подвесок, величинами деформаций пружин и высотами точек касания колес поверхности земли:

$$\begin{cases} z_{l1} = h_{l1} + Q_1 + \rho_1 + \Delta_{l1}; \\ z_{r1} = h_{r1} + Q_1 + \rho_1 + \Delta_{r1}; \\ z_{l2} = h_{l2} + Q_2 + \rho_2 + \Delta_{l2}; \\ z_{r2} = h_{r2} + Q_2 + \rho_2 + \Delta_{r2}, \end{cases} \quad (5)$$

где z — координата центра масс; $h_{l(r)1(2)}$ — высота рельефа под левым (правым) направляющим (приводным) колесом; $\Delta_{l(r)1(2)}$ — деформация подвески левого (правого) направляющего (приводного) колеса.

Выражая из (4) и (5) величины $\Delta_{l(r)1(2)}$, получим:

уравнение сил

$$\begin{aligned} 2z(c_1 + c_2) + 2\vartheta(c_1L_{x1} - c_2L_{x2}) = \\ = mg + (H_{l1} + H_{r1})c_1 + (H_{l2} + H_{r2})c_2; \end{aligned} \quad (6)$$

уравнение моментов по углу тангажа

$$\begin{aligned} 2z(c_1L_{x1} - c_2L_{x2}) + 2\vartheta(c_1L_{x1}^2 + c_2L_{x2}^2) = \\ = (H_{l1} + H_{r1})c_1L_{x1} - (H_{l2} + H_{r2})c_2L_{x2}; \end{aligned} \quad (7)$$

уравнение моментов по углу крена

$$\begin{aligned} 2\gamma(c_1 + c_2)L_y = \\ = (H_{l1}c_1 + H_{l2}c_2) - (H_{r1}c_1 + H_{r2}c_2), \end{aligned} \quad (8)$$

где m — масса корпуса; g — ускорение свободного падения;

$$H_{l(r)1(2)} = h_{l(r)1(2)} + Q_{1(2)} + \rho_{1(2)}. \quad (9)$$

Совместное решение уравнений (6)–(8) дает следующие выражения для значений положения центра масс, углов тангажа и крена в состоянии покоя:

$$\begin{aligned} z &= \frac{1}{Z} \left\{ mg(c_1L_{x1}^2 + c_2L_{x2}^2) + c_1c_2(L_{x1} + L_{x2}) \times \right. \\ &\times [L_{x2}(H_{l1} + H_{r1}) + L_{x1}(H_{l2} + H_{r2})] \left. \right\}; \\ \vartheta &= \frac{1}{Z} \left[mg(c_2L_{x2} - c_1L_{x1}) + \right. \\ &+ c_1c_2(H_{l1} + H_{r1} + H_{l2} + H_{r2})(L_{x1} + L_{x2}) \left. \right]; \\ \gamma &= \frac{(H_{l1}c_1 + H_{l2}c_2) - (H_{r1}c_1 + H_{r2}c_2)}{2(c_1 + c_2)L_y}, \end{aligned} \quad (10)$$

где

$$Z = 2 \left[(c_1 + c_2)(c_1L_{x1}^2 + c_2L_{x2}^2) - (c_1L_{x1} - c_2L_{x2})^2 \right].$$

Если ТС совершает маневры по углу курса ψ , то матрица \mathbf{A} принимает значение

$$\mathbf{A} = \mathbf{A}_\psi \mathbf{A}_\gamma \mathbf{A}_\vartheta, \quad (11)$$

где \mathbf{A}_ψ , \mathbf{A}_γ , \mathbf{A}_ϑ — матрицы поворотов ТС по углам курса, крена и тангажа соответственно,

$$\begin{aligned} \mathbf{A}_\psi &= \begin{pmatrix} \cos \psi & -\sin \psi & 0 \\ \sin \psi & \cos \psi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}; \\ \mathbf{A}_\gamma &= \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \gamma & -\sin \gamma \\ 0 & \sin \gamma & \cos \gamma \end{pmatrix}; \\ \mathbf{A}_\vartheta &= \begin{pmatrix} \cos \vartheta & 0 & \sin \vartheta \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin \vartheta & 0 & \cos \vartheta \end{pmatrix}. \end{aligned} \quad (12)$$

Таким образом, координаты точек опоры $x_{l(r)1(2)}$, $y_{l(r)1(2)}$, $h(x_{l(r)1(2)}, y_{l(r)1(2)})$ поддрессоренных колес на земную поверхность определяются совместным решением уравнений (1), (3), (10)–(12) для каждого колеса в отдельности.

Силы, действующие на ТС. Единичная нормаль к поверхности в точке опоры $(x_{l(r)1(2)}, y_{l(r)1(2)}, h(x_{l(r)1(2)}, y_{l(r)1(2)}))$ определяется направляющими косинусами

$$\begin{aligned} \mathbf{v}_{hl(r)1(2)} &= (\mathbf{v}_{hx,l(r)1(2)}, \mathbf{v}_{hy,l(r)1(2)}, \mathbf{v}_{hz,l(r)1(2)}) = \\ &= \left(\frac{-h_{x,l(r)1(2)}}{K}, \frac{-h_{y,l(r)1(2)}}{K}, \frac{1}{K} \right), \end{aligned} \quad (13)$$

где

$$\begin{aligned} h_{x,l(r)1(2)} &= \left. \frac{\partial h(x, y)}{\partial x} \right|_{\substack{x=x_{l(r)1(2)} \\ y=y_{l(r)1(2)}}}; \\ h_{y,l(r)1(2)} &= \left. \frac{\partial h(x, y)}{\partial y} \right|_{\substack{x=x_{l(r)1(2)} \\ y=y_{l(r)1(2)}}}; \end{aligned}$$

$$K = \sqrt{h_{x,l(r)1(2)}^2 + h_{y,l(r)1(2)}^2 + 1}; \quad |v_h| = 1.$$

На корпус действуют:

сила тяжести P , определяемая в системе координат $xOyz$ в виде

$$P = (P_x, P_y, P_z) = (0, 0, Mg), \quad (14)$$

где M — суммарная масса корпуса и колес; g — ускорение свободного падения;

реакции опор R_{ln} и R_{rn} , $n = 1, 2$, имеющие в связанной системе координат $x'O'y'z'$ составляющие

$$\begin{aligned} R_{ln} &= (R_{lnx'}, R_{lny'}, R_{lnz'}); \\ R_{rn} &= (R_{rnx'}, R_{rny'}, R_{rnz'}), \quad n = 1, 2. \end{aligned} \quad (15)$$

Составляющие $R_{lnz'}$, $R_{rnz'}$ направлены поперек корпуса в плоскости, близкой к вертикальной. Вследствие допущения, что в конструкции транспортного средства отсутствуют смещения подвесок опор вдоль осей $O'x'$ и $O'y'$, воздействие составляющих $R_{rnz'}$, $R_{lnz'}$, передаваемых через подвеску, вызывает поперечное линейное перемещение центра масс по координате z' , а также вращение по углам тангажа ϑ и крена γ .

Составляющие $R_{l2y'}$, $R_{r2y'}$ направлены поперек корпуса в плоскости, близкой к горизонтальной (рис. 3). Действие этих составляющих компенсируется поперечной силой трения колес о земную поверхность. Составляющие $R_{l2x'}$, $R_{r2x'}$ формируются за счет реакции поверхности на момент, приложенный со стороны приводных колес. Они направлены вдоль корпуса и создают продольные ускорения ТС.

Единичный вектор нормали к плоскости приводных колес имеет значение

$$v_{w2} = \begin{pmatrix} v_{w2x} \\ v_{w2y} \\ v_{w2z} \end{pmatrix} = A \begin{pmatrix} 0 \\ 1 \\ 0 \end{pmatrix}. \quad (16)$$

Плоскость направляющих колес (r_1 , l_1) в общем случае повернута относительно продольной вертикальной плоскости симметрии в системе

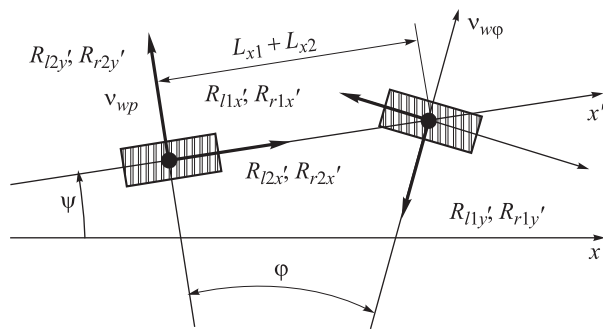


Рис. 3. Маневры ТС по углу курса

координат $x'O'y'z'$ на угол φ . Нормаль к указанной плоскости определяется выражением

$$v_{w1} = \begin{pmatrix} v_{w1x} \\ v_{w1y} \\ v_{w1z} \end{pmatrix} = A \begin{pmatrix} \cos \varphi & -\sin \varphi & 0 \\ \sin \varphi & \cos \varphi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} 0 \\ 1 \\ 0 \end{pmatrix}. \quad (17)$$

Кроме перечисленных сил, на приводные колеса действует со стороны трансмиссии транспортного средства момент μ .

Плоскость, касательная к земной поверхности, пересекается с плоскостями соответствующих колес по прямым, направляющие косинусы которых определяются следующим образом:

$$\begin{aligned} v_{hw1(r)2} &= (v_{hw1(r)2x}, v_{hw1(r)2y}, v_{hw1(r)2z}) = \\ &= \frac{1}{K_2} (v_{hyl(r)}v_{w2z} - v_{hzl(r)}v_{w2y}, v_{hzl(r)}v_{w2x} - \\ &\quad - v_{hxl(r)}v_{w2z}, v_{hxl(r)}v_{w2y} - v_{hyl(r)}v_{w2x}); \\ v_{hw1(r)1} &= (v_{hw1(r)1x}, v_{hw1(r)1y}, v_{hw1(r)1z}) = \\ &= \frac{1}{K_1} (v_{hyl(r)}v_{w1z} - v_{hzl(r)}v_{w1y}, v_{hzl(r)}v_{w1x} - \\ &\quad - v_{hxl(r)}v_{w1z}, v_{hxl(r)}v_{w1y} - v_{hyl(r)}v_{w1x}), \end{aligned} \quad (18)$$

где

$$\begin{aligned} K_2 &= \left[(v_{hyl(r)}v_{w2z} - v_{hzl(r)}v_{w2y})^2 + (v_{hzl(r)}v_{w2x} - \right. \\ &\quad \left. - v_{hxl(r)}v_{w2z})^2 + (v_{hxl(r)}v_{w2y} - v_{hyl(r)}v_{w2x})^2 \right]^{1/2}; \\ K_1 &= \left[(v_{hyl(r)}v_{w1z} - v_{hzl(r)}v_{w1y})^2 + (v_{hzl(r)}v_{w1x} - \right. \\ &\quad \left. - v_{hxl(r)}v_{w1z})^2 + (v_{hxl(r)}v_{w1y} - v_{hyl(r)}v_{w1x})^2 \right]^{1/2}. \end{aligned}$$

Прямые наклонены под углами к горизонтальной плоскости

$$\begin{aligned} \beta_{l(r)1} &= \arccos \sqrt{v_{hw1(r)1x}^2 + v_{hw1(r)1y}^2}; \\ \beta_{l(r)2} &= \arccos \sqrt{v_{hw1(r)2x}^2 + v_{hw1(r)2y}^2}. \end{aligned} \quad (19)$$

Будем считать, что $\beta_{l(r)1(2)} > 0$, если угол от направления движения до прямой откладывается против часовой стрелки (движение на подъем). Угол $\beta_{l(r)1(2)} < 0$, если угол откладывается по часовой стрелке (движение под уклон). Составляющие сил реакции $F_{l(r)1(2)}$ поверхности земли, действующие в плоскости углов β_1 и β_2 , дают нормальную силу, определяющую силу трения качения, и скатывающую силу, рассчитываемые соответственно по зависимостям

$$\begin{aligned} F_{l(r)1(2)T} &= F_{l(r)1(2)}k; \\ F_{l(r)1(2)C} &= F_{l(r)1(2)}\operatorname{tg} \beta_{l(r)1(2)}, \end{aligned} \quad (20)$$

где k — коэффициент трения.

Динамика продольного движения. Введем криволинейную координату ξ , направленную вдоль траектории движения ТС [6, 7]. Уравнение, описывающее продольное движение мобильного робота, имеет вид

$$(m + 2m_1 + 2m_2)\ddot{\xi} + (\eta + 2\eta_1 + 2\eta_2)\dot{\xi} + (F_{l1} + F_{r1} + F_{l2} + F_{r2})\text{sgn}\dot{\xi}k + (F_{l1}\text{tg}\beta_{l1} + F_{r1}\text{tg}\beta_{r1} + F_{l2}\text{tg}\beta_{l2} + F_{r2}\text{tg}\beta_{r2}) + k_\phi\phi = F_d, \quad (21)$$

где m, m_1, m_2 — массы корпуса, колес переднего ряда и колес заднего ряда соответственно; ξ — координата, направленная вдоль траектории движения подвижного наземного объекта; η, η_1, η_2 — коэффициенты вязкого трения корпуса о воздух и в подшипниках колес левого и правого рядов соответственно; F_d — величина движущей силы, формируемой в приводных колесах; k_ϕ — коэффициент, учитывающий увеличение лобового сопротивления при повороте направляющих колес:

$$F_d = \frac{\mu_p}{\rho_2}, \quad (22)$$

где μ_p — суммарный момент, создаваемый на паре приводных колес редуктором трансмиссии; ρ_2 — радиус приводного колеса.

Независимо от типа двигательная установка и трансмиссия ТС являются динамической системой с моментом инерции, моментами сопротивления, развиваемыми внешней полезной нагрузкой, и моментом трения во вращающихся частях установки [8, 9]. Система дифференциальных уравнений, описывающих двигательную установку до редуктора, имеет вид

$$J_d\dot{\omega}_d + \eta_d\omega_d + \mu_{сд} + \mu_d = k_d U_d, \quad (23)$$

где J_d — момент инерции подвижных частей двигательной установки и трансмиссии, приведенный к валу двигателя; $\dot{\omega}_d$ — угловая скорость вращения вала двигателя; η_d — коэффициент сил вязкого трения двигательной установки и трансмиссии, приведенных к валу двигателя; $\mu_{сд}$ — момент сопротивления движению подвижных частей двигательной установки и трансмиссии, приведенный к валу двигателя; μ_d — момент, создаваемой полезной нагрузкой на валу двигателя; k_d — коэффициент пропорциональности; U_d — управляющий сигнал, соответствующий текущему состоянию органов управления продольным движением мобильного робота.

Момент и угловая скорость на выходе редуктора определяются по зависимостям:

$$\mu_p = \mu_d i; \quad (24)$$

$$\dot{\omega}_p = \frac{\dot{\omega}_d}{i}, \quad (25)$$

где i — передаточное число редуктора.

Продольная скорость ТС определяется по средней угловой скорости левого и правого приводных колес:

$$\dot{\omega}_p = \frac{\dot{\xi}}{\rho_2}. \quad (26)$$

Подставляя (24)–(26) в (23), будем иметь:

$$T_{п}\ddot{\xi} + \dot{\xi} = F'_T + F'_c + k'_\phi\phi + k'_d U_d, \quad (27)$$

где $T_{п}$ — постоянная времени с учетом полезной нагрузки; F'_T — обобщенная приведенная диссипативная сила; F'_c — обобщенная состоящая сила, складывающаяся из скатывающих сил на каждом колесе ТС; k'_ϕ — приведенный коэффициент передачи по углу поворота направляющих колес; k'_d — приведенный коэффициент передачи по управляющему воздействию;

$$\begin{aligned} T_{п} &= \frac{(m + 2m_1 + 2m_2)\rho_2^2 + J_d i^2}{(\eta + 2\eta_1 + 2\eta_2)\rho_2^2 + \eta_d i^2}; \\ F'_T &= \frac{-[(F_{l1} + F_{r1} + F_{l2} + F_{r2})\text{sgn}\dot{\xi}k\rho_2 + \mu_{сд}i]\rho_2}{(\eta + 2\eta_1 + 2\eta_2)\rho_2^2 + \eta_d i^2}; \\ F'_c &= \frac{-(F_{l1}\text{tg}\beta_{l1} + F_{r1}\text{tg}\beta_{r1} + F_{l2}\text{tg}\beta_{l2} + F_{r2}\text{tg}\beta_{r2})\rho_2^2}{(\eta + 2\eta_1 + 2\eta_2)\rho_2^2 + \eta_d i^2}; \\ k'_\phi &= \frac{-k_\phi\rho_2^2}{(\eta + 2\eta_1 + 2\eta_2)\rho_2^2 + \eta_d i^2}; \\ k'_d &= \frac{k_d\rho_2 i}{(\eta + 2\eta_1 + 2\eta_2)\rho_2^2 + \eta_d i^2}. \end{aligned} \quad (28)$$

Если ТС движется в одном направлении (без реверса), то зависимость (28) может быть представлена в операторной форме:

$$\begin{aligned} \xi(s) &= \frac{F'_T(s)}{s(T_{п}s + 1)} + \frac{F'_c(s)}{s(T_{п}s + 1)} + \frac{k'_\phi\phi(s)}{s(T_{п}s + 1)} + \\ &+ \frac{k'_d U_d(s)}{s(T_{п}s + 1)}, \end{aligned} \quad (29)$$

где s — оператор дифференцирования; $\xi(s) = F'_T(s), F'_c(s), \phi(s), U_d(s)$ — изображение по Лапласу от соответствующих функций.

Зависимость (29) показывает, что передаточная функция от любого воздействия к скорости продольного движения подвижного наземного объекта представляет собой аperiodическое звено. Если одно из воздействий ме-

няется ступенчато, то скорость продольного движения меняется по экспоненте. Положительный уклон, возрастание сопротивления движению, отклонение направляющих колес от оси $O'x'$ замедляют скорость продольного движения.

Поворот направляющих колес на угол φ (см. рис. 3) вызывает движение колесного транспортного средства по радиусу

$$\rho_{\varphi} = \frac{L_{x1} + L_{x2}}{\sin \varphi}. \quad (30)$$

Скорость изменения угла курса ψ определяется скоростью продольного движения и углом поворота направляющих колес:

$$\dot{\psi} = \frac{\dot{\xi} \sin \varphi}{L_{x1} + L_{xN}}. \quad (31)$$

Текущий угол при продольном движении и маневрах подвижного наземного объекта определяется следующим образом:

$$\psi(t) = \int_0^t \frac{\dot{\xi}(\tau) \sin \varphi(\tau)}{L_{x1} + L_{xN}} d\tau. \quad (32)$$

Результаты моделирования транспортного средства с двигателем внутреннего сгорания приведены на рис. 4. Трансмиссия обеспечивает четыре передаточных числа редуктора. Моделировалась разгонная характеристика мобильного робота при ступенчатом изменении управляющего сигнала и начальной нулевой скорости.

Из графиков видно, что постоянная времени разгона тем меньше, чем больше передаточное число редуктора. Среднеквадратичное откло-

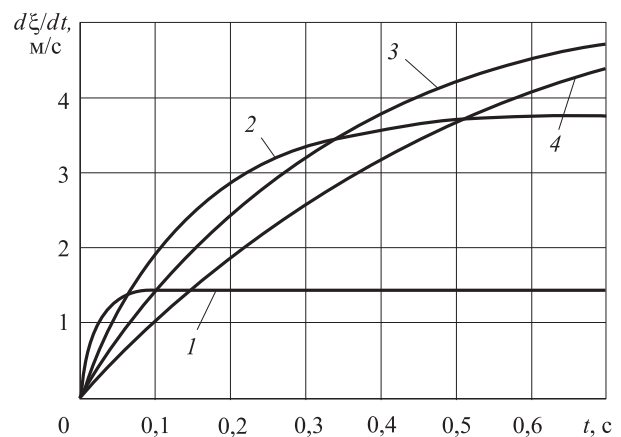


Рис. 4. Результат моделирования разгонной характеристики транспортного средства

нение соответствующих реальных величин от их расчетных значений не превышает 10 %, что лежит в пределах точности определения исходных данных модели.

Выводы

1. Получена динамическая модель продольного движения транспортного средства по сильно пересеченной местности.

2. Показано, что на скорость движения влияют индивидуальные дорожные условия под каждым колесом траектории, определяемой углом поворота направляющих колес относительно корпуса.

3. Модель предназначена для использования при проектировании систем управления мобильными роботами, а также при моделировании воздействий на обучаемого водителя на тренажерах.

Литература

- [1] Силаев А.А. *Спектральная теория поддрессирования транспортных машин*. Москва, Машиностроение, 1972. 192 с.
- [2] Курочкин С.А., Ларкин Е.В. Моделирование движения наземного объекта в тренажере. *Известия ТулГУ. Сер. Технические науки*, 2003, т. 2, вып. 6, Проблемы специального машиностроения, с. 190–197.
- [3] Ларкин Е.В., Пушкин А.В. Моделирование измерительно-информационной системы, имитирующей управление движением наземного объекта. *Известия ТулГУ. Сер. Вычислительная техника. Информационные технологии. Системы управления*, 2004, т. 1, вып. 3, Вычислительная техника, с. 117–123.
- [4] Акименко Т.А., Ларкин Е.В., Лучанский О.А., Оценка «смаза» изображения в системе технического зрения мобильного колесного робота. *Вестник РГРТУ*. Рязань: РИЦ РГРТУ, 2008, № 23, с. 84–87.
- [5] Ларкин Е.В., Рудианов Н.А. Математическая модель поперечных колебаний подвижного наземного объекта. *Вестник Рязанского государственного радиотехнического университета*. № 3 (Вып. 37). 2011, с. 43–47.

- [6] Бурдаков С.Ф., Стельмаков Р.Э., Мирошкин И.В. Системы управления движением колесных роботов. Санкт Петербург. Наука, 2001. 227 с.
- [7] Феофилов Д.О. Методика расчета внешней скоростной характеристики двигателя. *Вестник ТулГУ. Сер. Проблемы управления электротехническими объектами*, 2010, с. 254–256.
- [8] Харитонов С.А. *Автоматические коробки передач*. Москва, Астрель-АСТ, 2003. 335 с.
- [9] Дьяков И.Ф. *Теория автомобиля. Элементы расчета технико-эксплуатационных свойств автомобиля*. Ульяновск, УлГТУ, 2002. 99 с.

References

- [1] Silaev A.A. *Spektral'naiia teoriia podressorivaniia transportnykh mashin* [Spectral theory of suspension vehicles]. Moscow, Mashinostroenie publ., 1972. 192 p.
- [2] Kurochkin S.A., Larkin E.V. Modelirovanie dvizheniia nazemnogo ob'ekta v trenazhere [Simulation of ground motion of the object in the simulator.]. *Izvestiia TulGU. Ser. Tekhnicheskie nauki* [News TSU. Ser. Technical sciences]. 2003, vol. 2, iss. 6, Problemy spetsial'nogo mashinostroeniia, pp. 190–197.
- [3] Larkin E.V., Pushkin A.V. Modelirovanie izmeritel'no-informatsionnoi sistemy, imitiruiushchei upravlenie dvizheniem nazemnogo ob'ekta [Simulation of measuring and information system, simulating traffic control ground object]. *Izvestiia TulGU. Ser. Vychislitel'naiia tekhnika. Informatsionnye tekhnologii. Sistemy upravleniia* [News TSU. Ser. Computers. Information technology. Control systems]. 2004, vol. 1, iss. 3, Vychislitel'naiia tekhnika, pp. 117–123.
- [4] Akimenko T.A., Larkin E.V., Luchanskii O.A., Otsenka «smaza» izobrazheniia v sisteme tekhnicheskogo zreniia mobil'nogo kolesnogo robota [Technical Vision System Of Mobile Robot Vehicle]. *Vestnik RGRTU* [Vestnik of RSREU]. 2008, no. 23, pp. 84–87.
- [5] Larkin E.V., Rudianov N.A. Matematicheskaiia model' poperechnykh kolebanií podvizhnogo nazemnogo ob'ekta [Mathematical model of transverse vibrations of the moving ground object]. *Vestnik RGRTU* [Vestnik of RSREU]. 2011, no. 37, pp. 43–47.
- [6] Burdakov S.F., Stel'makov R.E., Miroshkin I.V. *Sistemy upravleniia dvizheniem kolesnykh robotov* [Motion Control Systems wheeled robots]. St. Peterburg, Nauka, 2001. 227 p.
- [7] Feofilov D.O. Metodika rascheta vneshnei skorostnoi kharakteristiki dvigatel'ia [The methodology for calculating the external high-speed characteristics of the engine]. *Vestnik TulGU. Ser. Problemy upravleniia elektrotekhnicheskimi ob'ektami* [Vestnik TSU. Ser. Problems of management of electrical facilities]. 2010, pp. 254–256.
- [8] Kharitonov S.A. *Avtomaticheskie korobki peredach* [Automatic Transmission]. Moscow, Astrel'-AST publ., 2003. 335 p.
- [9] D'iakov I.F. *Teoriia avtomobilia. Elementy rascheta tekhniko-ekspluatatsionnykh svoistv avtomobilia* [The theory of the car. Elements of calculation of technical properties of the car]. Ul'ianovsk, UlGTU publ., 2002. 99 p.

Статья поступила в редакцию 16.06.2015

Информация об авторах

РУДИАНОВ Николай Александрович (Москва) — кандидат технических наук, доцент, начальник отдела 3. Центральный научно-исследовательский институт Министерства обороны Российской Федерации (107564, Москва, Российская Федерация, Погонный пр., д.10, e-mail: rudianov_1980@mail.ru).

ЛАРКИН Евгений Васильевич (Тула) — доктор технических наук, профессор, зав. кафедрой «Робототехника и автоматизация производства». Тульский Государственный университет (300012, Тула, Российская Федерация, Ленина пр., д. 92).

Information about the authors

RUDIANOV Nikolay Aleksandrovich (Moscow) — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Head of Department No. 3. The Central Scientific and Research Institute, Ministry of Defence of the Russian Federation (107564, Moscow, Russian Federation, Pogonny Pr., Bldg. 10, e-mail: rudianov_1980@mail.ru).

LARKIN Evgeny Vasilievich (Tula) — Doctor of Science (Eng.), Professor, Head of Department of Robotic Engineering and Manufacturing Automation. Tula State University (300012, Tula, Russia Federation, Lenin Ave., Bldg. 92).