

РАЗРАБОТКА МЕТОДА ПОЛУАВТОМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ УПРАВЛЯЕМОСТИ АВТОПОЕЗДОВ. ЧАСТЬ II.

Актуальность проблемы. Современные научные работы в области динамики автомобиля предлагают разнообразное количество динамических моделей транспортных средств: плоских, псевдопространственных, пространственных. Математически сложные модели позволяют избегать необходимости введения внутренних сил, но качество описания внешних контактных сил будет определять реалистичность поведения имитационных моделей. Проблема усложняется тем, что аналитических моделей шин не существует и модель шины может быть на порядок сложнее модели самого транспортного средства.

Анализ исследований. Наибольший вклад в создание эмпирических и полуэмпирических моделей внешних сил, действующих на движущийся автомобиль, оказали работы ведущих специалистов, таких как Н. В. Рачеjка [1], Р. W. Zegelaar, Д. Р. Эллис [7], М. Gipsер.

Постановка задачи. Вычисление сил и моментов, действующих на автопоезд, должно соответствовать автоматическому составлению дифференциальных уравнений (ДУ) движения.

Основной материал. В системе ДУ остаются неизвестными силовые параметры, то есть непосредственно внешние силы, моменты внешних сил и чистые внешние моменты. Внешние силы имеют точки k приложения к звеньям n модели и действуют в главных системах координат, привязанных к центрам колес. Приведение сил к глобальному базису для каждого звена осуществляется следующим образом:

$$\sum_k F_{n_k X}^{(e)} = \sum_n \left(\sum \sum F_{nX} \right) = \sum_n \left(\sum \sum \left(F_{n\xi} \otimes \overline{\text{Cos}}(\Theta_n + \phi_n) - F_{n\mu} \otimes \overline{\text{Sin}}(\Theta_n + \phi_n) \right) \right), \quad (1, a)$$

$$\sum_k F_{n_k Y}^{(e)} = \sum_n \left(\sum \sum F_{nY} \right) = \sum_n \left(\sum \sum \left(F_{n\xi} \otimes \overline{\text{Sin}}(\Theta_n + \phi_n) + F_{n\mu} \otimes \overline{\text{Cos}}(\Theta_n + \phi_n) \right) \right), \quad (1, б)$$

где $F_{n\xi}$, $F_{n\mu}$ - матрицы продольных и поперечных сил на колесах звена n соответственно; ϕ_n - курсовой угол звена n модели; Θ_n - матрица углов поворота колес звена n модели.

Суммирование в (1) производится по строкам, столбцам матриц и по звеньям.

Формирование матриц сил $F_{n\xi}$, $F_{n\mu}$ в главных системах координат удобно осуществлять введением логических матриц T_n наличия силы тяги на колесах звеньев n :

$$T_1 = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 1 & 1 & 1 \\ 1 & 1 & 1 & 1 \end{bmatrix}, \quad T_2 = [0 \ 0 \ 0 \ 0], \quad T_3 = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}. \quad (2)$$

Продольные силы на колесах определяются разницей тяговых и сил сопротивления качению (без учета продольного скольжения):

$$F_{n\xi} = F_T \cdot T_n / \sum \sum T_n - F_{nZ} \cdot \psi_n \quad \text{или} \quad F_{n\xi} = w_{T_n} \cdot F_T - F_{nZ} \cdot \psi_n, \quad (3)$$

где F_T - суммарная окружная сила тяги на ведущих колесах; F_{nZ} - матрица вертикальных реакций на колесах звена n (принимаются равными статическим); $w_{T_n} = T_n / \sum \sum T_n$ - матрица распределения удельной тяги по колесам звена n ; ψ_n - суммарный приведенный коэффициент сопротивления качению звена n .

Боковые силы и стабилизирующие моменты на колесах в главных системах координат рассчитываются по упрощенной зависимости на основе модели Х. Б. Пасейки [1], [3]:

$$F_{n\mu} = -F_{nZ} \otimes f_F(\delta_n) \otimes \varphi_{y_{max}}, \quad M_{n\mu} = M_{nZ_{max}} \otimes f_M(\delta_n) \cdot \otimes \varphi_{y_{max}}, \quad (4)$$

где $f_F(\delta)$, $f_M(\delta)$ - функции зависимости удельной боковой силы и стабилизирующего момента от угла увода шины (рис. 1); $M_{nZ_{max}}$ - матрица максимальных значений стабилизирующих моментов звена n ; $\varphi_{y_{max}}$ - мгновенный предельный коэффициент сцепления шины с дорогой в боковом направлении; δ_n - матрица углов увода колес звена n .

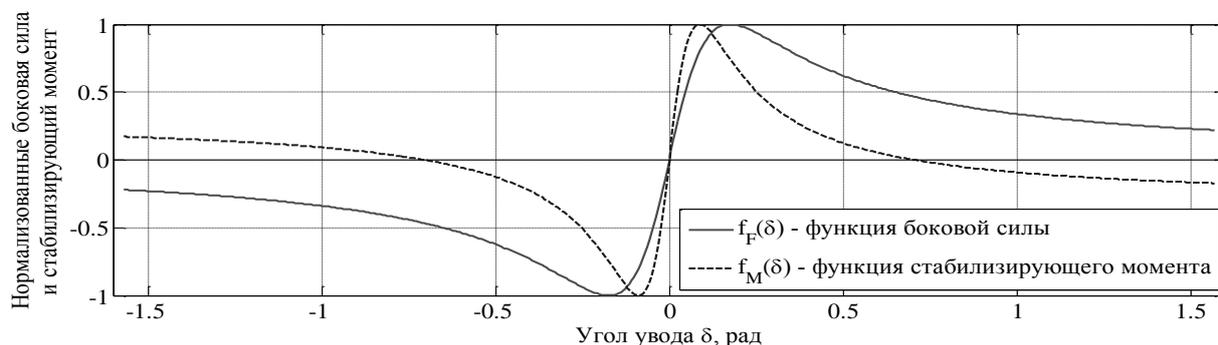


Рис. 1. Зависимости нормализованных боковой силы и стабилизирующего момента от угла увода шины.

Распределение коэффициентов сцепления φ_x и φ_y соответствует закону эллипса [1], [3], [7], тогда

$$\varphi_{y_{max}} = \sqrt{\varphi_{max}^2 - \varphi_x^2}, \quad (5)$$

где $\varphi_{x_{ij}} = F_{n\bar{z}_{ij}} / F_{nz_{ij}}$ - коэффициент сцепления в продольном направлении; φ_{max} - максимально возможное значение сцепления на данном дорожном покрытии.

Итогом определения сил являются векторы:

$$F_X = \left[\sum_k F_{1kx} \quad \sum_k F_{2kx} \quad \sum_k F_{3kx} \right]^T; \quad F_Y = \left[\sum_k F_{1ky} \quad \sum_k F_{2ky} \quad \sum_k F_{3ky} \right]^T. \quad (6)$$

Еще одна не определенная в уравнениях динамики величина - сумма векторных произведений векторных координат точек системы и сил, действующих в этих точках. Результатом, как известно, является главный момент внешних сил, действующий на систему из n звеньев.

$$M_n^{(e)} = \sum_j \vec{L}_j \times \vec{F}_j = \sum_n \left(\sum_k \vec{L}_{n,k} \times \vec{F}_{n,k} \right) + \sum_n \sum M_{nz} \cdot \vec{u}_z. \quad (7)$$

После ёмких преобразований, получаем универсальную векторно-матричную запись:

$$M_n^{(e)} = \{r\} \cdot C_A \cdot (E_X \cdot G_n \cdot F_Y - E_Y \cdot G_n \cdot F_X) \cdot \vec{u}_z + \sum_n \left(\left(\sum_p \sum_l l_n \otimes F_{ny} \right) - \left(\sum_p \sum_l k_n \otimes F_{nx} \right) \right) \cdot \vec{u}_z + \sum_n \sum M_{nz} \cdot \vec{u}_z, \quad (8)$$

где l_n , k_n - матрицы продольных и поперечных координат центров колес звена n соответственно; F_{nx} , F_{ny} - матрицы сил, действующих на звено n и приведенных к местным системам координат; E_X , E_Y - разреженные единичные матрицы; $\{r\}$ - вектор модулей радиусов. Геометрия и кинематика динамических звеньев. Сформируем матрицы l_n продольных и k_n поперечных координат контактных точек, где x_{n_k} , y_{n_k} - продольная и поперечная координаты контактной точки шины оси k звена n соответственно; $K_{n_k}^{(e)}$, $K_{n_k}^{(i)}$ - колеса внешних и внутренних колес оси k звена n соответственно. Матрица W_n характеризует расположение и наличие шин на осях по бортам звена.

Абсолютные скорости колес ориентируются относительно продольной оси каждого звена n матрицей углов Ξ_n [5]:

$$\Xi_{n_{ij}} = \arctg \left(\left(V_{y_n} + l_{n_{ij}} \cdot \omega_n \right) / \left(V_{x_n} - k_{n_{ij}} \cdot \omega_n \right) \right), \quad (9)$$

где V_{x_n} , V_{y_n} - проекции абсолютной скорости центра масс n -го звена в местной системе координат; ω_n - угловая скорость n -го звена.

Для звена 1:

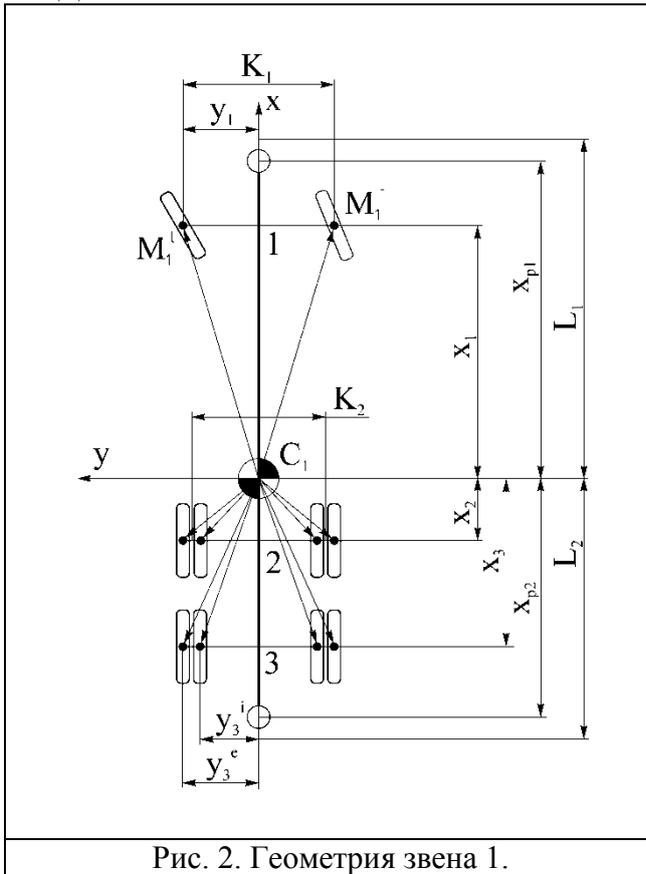


Рис. 2. Геометрия звена 1.

$$l_1 = \begin{bmatrix} x_{1_1} & x_{1_1} & x_{1_1} & x_{1_1} \\ x_{1_2} & x_{1_2} & x_{1_2} & x_{1_2} \\ x_{1_3} & x_{1_3} & x_{1_3} & x_{1_3} \end{bmatrix},$$

$$k_1 = \frac{1}{2} \begin{bmatrix} K_{1_1}^{(e)} & K_{1_1}^{(i)} & -K_{1_1}^{(i)} & -K_{1_1}^{(e)} \\ K_{1_2}^{(e)} & K_{1_2}^{(i)} & -K_{1_2}^{(i)} & -K_{1_2}^{(e)} \\ K_{1_3}^{(e)} & K_{1_3}^{(i)} & -K_{1_3}^{(i)} & -K_{1_3}^{(e)} \end{bmatrix},$$

$$w_1 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 1 \\ 1 & 1 & 1 & 1 \\ 1 & 1 & 1 & 1 \end{bmatrix},$$

$$\Theta_1 = \begin{bmatrix} \Theta_{1_1}^{(el)} & 0 & 0 & \Theta_{1_1}^{(er)} \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix},$$

$$\delta_1 = \begin{bmatrix} \delta_{1_1}^{(el)} & \delta_{1_1}^{(il)} & \delta_{1_1}^{(ir)} & \delta_{1_1}^{(er)} \\ \delta_{1_2}^{(el)} & \delta_{1_2}^{(il)} & \delta_{1_2}^{(ir)} & \delta_{1_2}^{(er)} \\ \delta_{1_3}^{(el)} & \delta_{1_3}^{(il)} & \delta_{1_3}^{(ir)} & \delta_{1_3}^{(er)} \end{bmatrix}.$$

Для звена 2:

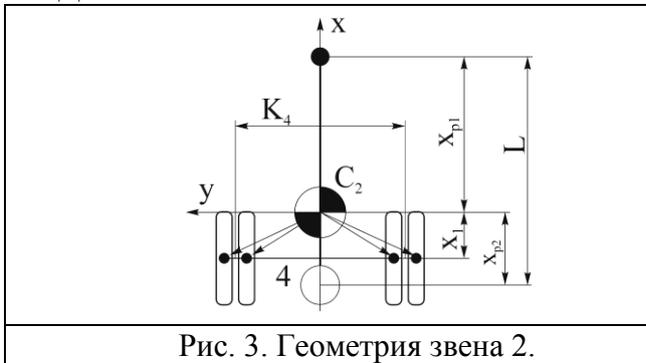


Рис. 3. Геометрия звена 2.

$$l_2 = \begin{bmatrix} x_{2_1} & x_{2_1} & x_{2_1} & x_{2_1} \end{bmatrix},$$

$$k_2 = \begin{bmatrix} K_{2_1}^{(e)} & K_{2_1}^{(i)} & -K_{2_1}^{(i)} & -K_{2_1}^{(e)} \end{bmatrix},$$

$$w_2 = \begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 \end{bmatrix},$$

$$\Theta_2 = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix},$$

$$\delta_2 = \begin{bmatrix} \delta_{2_1}^{(el)} & \delta_{2_1}^{(il)} & \delta_{2_1}^{(ir)} & \delta_{2_1}^{(er)} \end{bmatrix}.$$

Для звена 3:

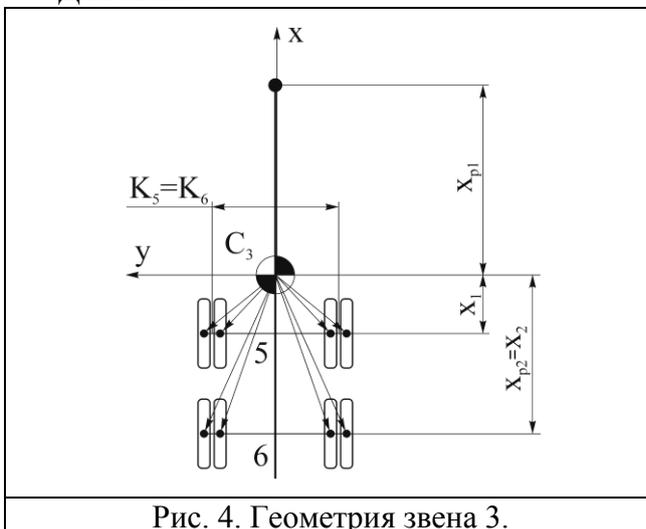


Рис. 4. Геометрия звена 3.

$$l_3 = \begin{bmatrix} x_{3_1} & x_{3_1} & x_{3_1} & x_{3_1} \\ x_{3_2} & x_{3_2} & x_{3_2} & x_{3_2} \end{bmatrix},$$

$$k_3 = \frac{1}{2} \begin{bmatrix} K_{3_1}^{(e)} & K_{3_1}^{(i)} & -K_{3_1}^{(i)} & -K_{3_1}^{(e)} \\ K_{3_2}^{(e)} & K_{3_2}^{(i)} & -K_{3_2}^{(i)} & -K_{3_2}^{(e)} \end{bmatrix},$$

$$w_3 = \begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 \\ 1 & 1 & 1 & 1 \end{bmatrix},$$

$$\Theta_3 = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix},$$

$$\delta_3 = \begin{bmatrix} \delta_{3_1}^{(el)} & \delta_{3_1}^{(il)} & \delta_{3_1}^{(ir)} & \delta_{3_1}^{(er)} \\ \delta_{3_2}^{(el)} & \delta_{3_2}^{(il)} & \delta_{3_2}^{(ir)} & \delta_{3_2}^{(er)} \end{bmatrix}.$$

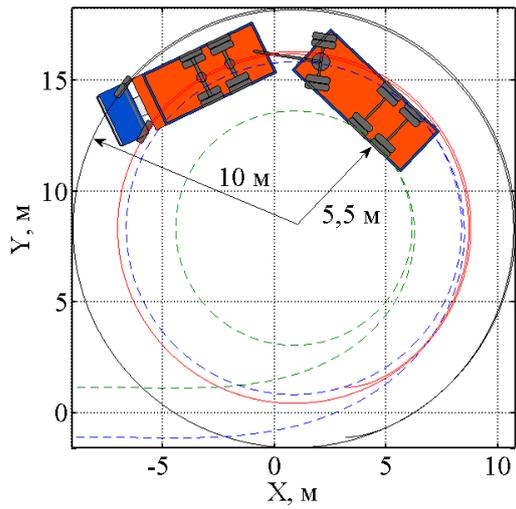


Рис. 5. Траектория движения автопоезда по кругу на малой скорости.

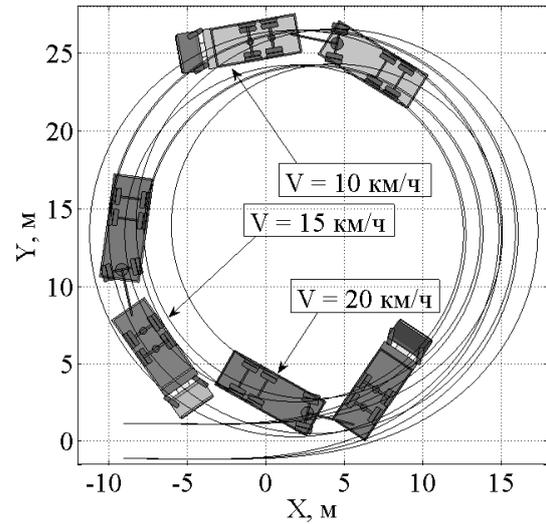


Рис. 6. Траектория движения автопоезда по кругу с различными скоростями.

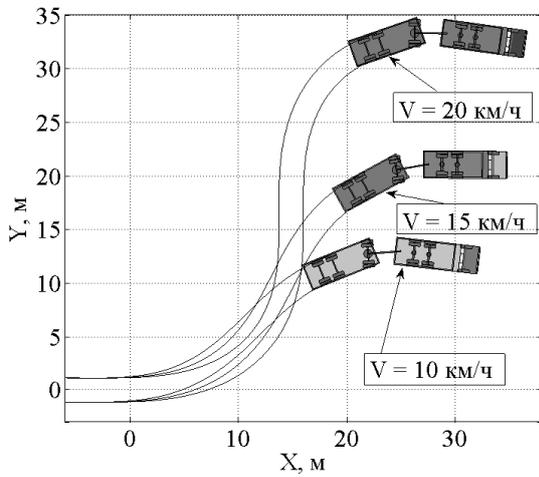


Рис. 7. Траектории движения при остановке.

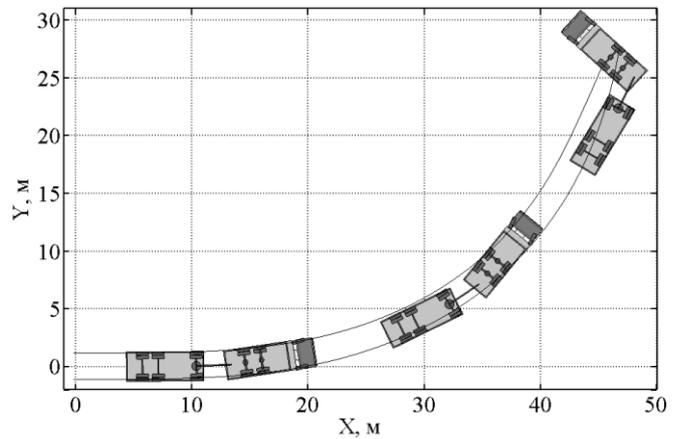


Рис. 8. Траектория движения автопоезда при потере курсовой устойчивости.

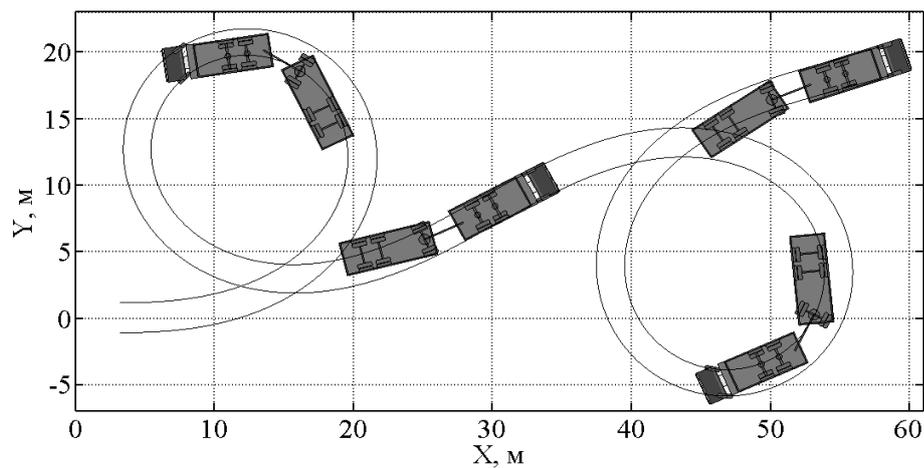


Рис. 9. Траектория движения автопоезда при синусоидальном законе угла поворота рулевого колеса.

Углы увода получаются как разность между углами абсолютных скоростей контактных точек шин Ξ_n и углами поворота колес Θ_n [5]:

$$\delta_n = \Xi_n - \Theta_n. \quad (10)$$

Результаты исследований. На основе предложенного метода автором составлены программные модули в системе MATLAB, позволяющие численно решать задачу динамики криволинейного движения трехзвенного автопоезда. Ниже представлены примеры условий и решений на основные формы движения сочлененного ТС [4].

1. Круговое движение.

Исходные условия движения: начальная скорость – 5 км/час, циклическая скорость гармоника – $\pi/25$, амплитуда поворота рулевого колеса – $4,5\pi$ рад, время движения – 30 сек, степень использования предельного сцепления – 100%. (Рис. 5).

Исходные условия движения: начальная скорость – 5, 10, 15 км/час, циклическая скорость гармоника – $\pi/10$, амплитуда поворота рулевого колеса – $4,0\pi$ рад, время движения – 25 сек, степень использования предельного сцепления – 80%. (Рис. 6).

2. Перестановка на различной скорости.

Исходные условия движения: начальная скорость – 10, 15, 20 км/час, циклическая скорость гармоника – $\pi/5$, амплитуда поворота рулевого колеса – $3,0\pi$ рад, время движения – 10 сек, степень использования предельного сцепления – 80%. (Рис. 7).

3. Криволинейное движение с потерей курсовой устойчивости.

Исходные условия движения: начальная скорость – 30 км/час, циклическая скорость гармоника – $\pi/10$, амплитуда поворота рулевого колеса – $1,5\pi$ рад, время движения – 10 сек, степень использования предельного сцепления – 20%. (Рис. 8).

4. Криволинейное движение с синусоидальным законом поворота рулевого колеса.

Исходные условия движения: начальная скорость – 15 км/час, циклическая скорость гармоника – $\pi/20$, амплитуда поворота рулевого колеса – $4,0\pi$ рад, время движения – 40 сек, степень использования предельного сцепления – 90%. (Рис. 9).

Выводы. Разработан математический аппарат, позволяющий формировать векторы внешних силовых факторов, действующих на модель автопоезда, в автоматическом режиме. Основной задачей являлась проверка адекватности моделирования по предложенному методу с целью оценки его эффективности. Тестирование реакций модели автопоезда на основные примитивные формы движения показывают хорошую визуальную воспроизводимость. Моделирование различных комбинаций условий движения позволяет воссоздавать критические режимы: потерю курсовой и траекторной устойчивостей, боковое скольжение, занос, ситуационное воздействие водителя на органы управления.

Данные изыскания послужат фундаментом для разработки метода автоматического моделирования пространственной динамики ТС.

ЛИТЕРАТУРА

1. H. B. Pacejka. Tyre and vehicle dynamics. Butterworth-Heinemann, SAE, 2006. - 622 p. - ISBN 0 7506 5141 5.
2. R. Rajamani. Vehicle dynamics and control. University of Minnesota, USA, 2006. – 485 p. - ISBN 9780387263960.
3. Вонг Дж. Теория наземных транспортных средств: Пер. с англ. – М.: Машиностроение, 1982. – 284 с.
4. Литвинов А. С. Управляемость и устойчивость автомобиля. М.: Машиностроение, 1971, 416 с.
5. Моделювання керованості автопотяга / Дячук М.В., Петренко Д.І. // Зб. наук. пр.: Інтенсифікація робочих процесів будівельних та дорожніх машин; Вип. 51 - Дн-ськ: ПДА-БА, 2009, С. 199-209.
6. Т. Леви-Чевита, У. Амальди. Курс теоретической механики. Пер. с итал. Д. И. Кутилина. – М.: Издательство иностранной литературы, 1951. 200 с.
7. Эллис Д.Р. Управляемость автомобиля. Пер. с англ. - М., «Машиностроение». 1975, 216 с.

УДК 53.082.4

**Г.М. КОВШОВ, докт. техн. наук, О.В. САДОВНИКОВА, канд.техн.наук,
О.А. ПОНОМАРЬОВА, ас.**

Придніпровська державна академія будівництва та архітектури

МЕТОД ВИЗНАЧЕННЯ ПРОСТОРОВИХ КООРДИНАТ ОБ'ЄКТУ В ХОДІ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ

Застосування нових технологій в галузі автоматизації технологічних процесів, у будівництві, геологорозвідці й на виробництві ставить проблему розробки нового підходу до одержання й обробки інформації від первинних перетворювачів, що забезпечував би використання датчиків невисокої вартості з поліпшеними точнісними показниками, а також максимальною швидкістю одержання інформації про досліджуваний процес.

Технологічні процеси використання будівельної, дорожньої, бурової геофізичної техніки характеризуються впливом високих вібраційних й ударних навантажень, широким