

УДК 631.331.54

05.20.01 - Технологии и средства механизации сельского хозяйства (технические науки)

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ КУРСОВОГО ДВИЖЕНИЯ ДВУХОСНОГО СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА С УЧЕТОМ СКОЛЬЖЕНИЯ КОЛЕС

Московский Максим Николаевич
д.т.н., проф. РАН, гл. науч. сотр.
SPIN-код: 8965-1389
Scopus ID: 57204678201

Литвинов Максим Алексеевич
мл. науч. сотр.
SPIN-код: 6638-2918
Scopus ID: 57204664703
ФГБНУ Федеральный научный агроинженерный центр ВИМ, г. Москва, Россия

Белоусов Сергей Витальевич
ст. преподаватель
SPIN – код: 6847-7933
sergey_belousov_87@mail.ru
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Кубанский государственный аграрный университет имени И.Т. Трубилина», Краснодар, Россия

Проблема линейного движения сельскохозяйственного транспортного средства (СТС) без спутниковых систем является комплексной и сложной задачей. Последствия нелинейного движения связаны с неравномерным внесением семенного материала, несоответствием междурядий и неравномерностью заглабления сошников, которые приводят к излишним затратам на эксплуатационные материалы, и нанесут значительный экономический ущерб сельскохозяйственным предприятиям. В данной статье представлены теоретические основы имитационного моделирования курсового движения СТС с учетом буксования колес для анализа эффектов нелинейного движения и приведены результаты проверки их адекватности по результатам испытаний

Ключевые слова: СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЕ ТРАНСПОРТНОЕ СРЕДСТВО, КУРСОВОЕ ДВИЖЕНИЕ, СКОЛЬЖЕНИЕ КОЛЕС, ТЕОРИЯ ЛИНЕЙНОГО ДВИЖЕНИЯ, АВТОМАТИЗАЦИЯ СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА, МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ, АЛГОРИТМ, МАТЕМАТИЧЕСКИЙ АППАРАТ

DOI: <http://dx.doi.org/10.21515/1990-4665-154-010>

UDC 631.331.54

05.20.01 - Technologies and means of agricultural mechanization (technical sciences)

THEORETICAL BASES OF A COURSE MOTION FOR A TWO AXLES AGRICULTURAL VEHICLE ACCORDING TO WHEELS SLIPPING

Moskovsky Maxim Nikolaevich
Dr.Sci.Tech., Professor of RAS, chief researcher
RSCI SPIN-code: 8965-1389
Scopus ID: 57204678201

Litvinov Maksim Alekseevich
junior researcher
RSCI SPIN-code: 6638-2918
Scopus ID: 57204664703
Federal scientific Agroengineering center VIM, Moscow, Russia

Belousov Sergey Vitalievich
Senior lecturer, Department of Mechanization
RSCI SPIN-code: 6847-7933
sergey_belousov_87@mail.ru
Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education "Kuban State Agrarian University named after I.T. Trubilin", Krasnodar, Russia

The problem of linear motion of agricultural transporting vehicle (ATV) without satellite systems is a complex and difficult task. The consequences of non-linear movement associated with irregularity fertilizing, non-compliance between the rows and irregularity plowing leads which will leads to unnecessary costs for operating materials, which will causes significant economics damage to agricultural enterprises. In this case. In this article, we have presented theoretical foundations of simulation modeling of the course motion of the ATV taking into account wheel slipping for analyzing the effects of non-linear motion. There were also some results of checking their adequacy from field tests

Keywords: AGRICULTURAL VEHICLE, COURSE MOVEMENT, SLIDING WHEELS, THEORY OF LINEAR MOVEMENT, AUTOMATION OF AGRICULTURE, MATHEMATICAL MODEL, ALGORITHM, MATHEMATICAL APPARATUS

ВВЕДЕНИЕ

В обстановке, характеризующейся высокой интенсивностью нарастания автоматизации сельскохозяйственного транспорта, линейность движения становится одной из серьезнейших социально-экономических проблем. От ее успешного решения в значительной степени зависят не только снижение трудозатратности, но и развитие экономики страны.

Следует отметить, что за последние семь лет парк сельскохозяйственной техники заметно потерял в объеме[1]. В частности, количества тракторов снизилось с 174287 штук (2012 г.) до 125134 (2018 г.), а зерноуборочных комбайнов сократился с 41581 до 3313. При этом, очевидно, что в этом списке имеется техника, возраст которой превышает 10 лет. В этих условиях становится особо актуальным качественный анализ управляемости данной техники.

Таким образом, в практике расследования и экспертизы характерных технологических операций необходимо существенное уточнение аналитических выражений для описания движения СТС. Эти уточнения должны учитывать «нелинейности» процессов, связанных с люфтом рулевого колеса и жесткостью рулевого привода, поперечным креном рамы, а также явления «заноса» и «юз». При этом недостаточно изученными являются процессы криволинейного движения при выполнении маневра с переменной скоростью движения.

По тематике исследования представленного в статье ведутся разработки, так в статье Danwei Wang и Feng Qi[2] представлено моделирование курсового перемещения полноприводного транспортного средства. Авторы статьи прибегли к разработке модели курсовой устойчивости по кинематической схеме велосипеда с двумя управляемыми колесами. Данный способ оценки курсовой устойчивости пригоден для моделирования агрегатов с четырьмя управляемыми колесами, но

применение данной модели к агрегату с двумя управляемыми колесами будет являться не корректным, поскольку не учтены силы трения неуправляемых колес при повороте и снос задней оси.

Наиболее точно кинематика органов управления и динамика транспортных средств отображены в Compendium for Course MMF062 [3]. В книге автор учел все силы действующие на транспортное средство, в частности на автомобиль. Поэтому за основу разработки модели курсовой устойчивости сельскохозяйственного транспортного средства возьмем методологию представленную в данной книге.

Цель и новизна исследования состоит в разработке теоретических основ расчета курсового движения двухосного сельскохозяйственного транспортного средства с учетом скольжения колес. Полученные результаты рекомендуется использовать при создании роботов сельскохозяйственного назначения.

Материалы и методы исследований

Свойства механической системы (сельскохозяйственного транспортного средства) не зависят от выбора системы отсчета. Поэтому предлагается наиболее естественный выбор систем координат, который изначально никак не связан с конкретными свойствами системы: положение центра масс и кинематика ходовой части:

- ось XO - горизонтальная продольная ось, связанная с рамой СТС, расположенная в опорной плоскости дороги;
- ось YO - горизонтальная поперечная ось, связанная с рамой СТС, расположенная в опорной плоскости дороги и проходящая через переднюю ось рамы;
- ось ZO вертикальная ось, связанная с рамой СТС, расположенная в вертикальной плоскости, проходящей через переднюю ось СТС.

При этом варианте есть возможность составления уравнений при ограниченных величинах угловых и линейных скоростей СТС и

возможность исследования курсового движения СТС при произвольных значениях его угловых и линейных перемещений.

В базисе $\{ Y_H, X_H \}$ для обобщенных координат дифференциальные уравнения движения можно записать, используя любой аналитический метод (например, уравнения Лагранжа 2-го рода); (рис.1) :

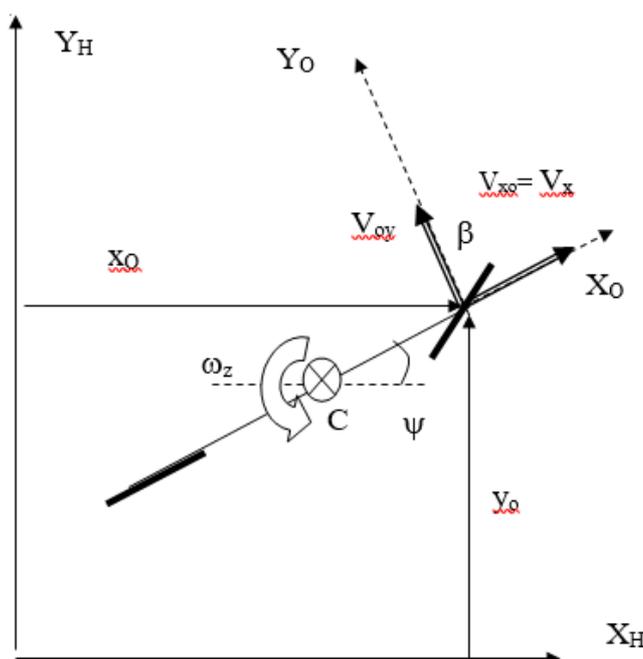


Рисунок 1 - Схема и дифференциальные уравнения курсового движения СТС.

$$m \cdot \ddot{y}_o - m \cdot L_1 \cdot \ddot{\psi} = R_1 + R_2; \quad (1)$$

$$-m \cdot L_1 \cdot \ddot{y}_o + I_{z1} \cdot \ddot{\psi} = -R_2 \cdot (L_1 + L_2); \quad (2)$$

$$\dot{y}_o = V_x \cdot \psi + V_{cy} + L_1 \cdot \dot{\psi}; V_{oy} = V_{cy} + L_1 \cdot \dot{\psi}; \quad (3)$$

$$\ddot{y}_o = V_x \cdot \dot{\psi} + \dot{V}_{cy} + L_1 \cdot \ddot{\psi}; \ddot{y}_o = V_x \cdot \dot{\psi} + \dot{V}_{oy}; \quad (4)$$

$$\delta_1 = \frac{V_{oy}}{V} - \beta; \quad R_1 = -k_1 \cdot \delta_1; \quad (5)$$

$$\delta_2 = \frac{V_{oy} - (L_1 + L_2) \cdot \omega_z}{V}; \quad R_2 = -k_2 \cdot \delta_2; \quad (6)$$

Выполнив преобразования, получаем следующий алгоритм составления уравнений движения для транспортного средства, имеющего

одну циклическую координату ψ (курсовой угол), при этом выбирается базис координат состояния системы (по числу степеней свободы)[4]:
и вектор псевдоскоростей - базисный вектор

$$\mu = \begin{bmatrix} y_o \\ \psi \\ \phi \\ \beta_1 \\ \beta_2 \\ \theta \\ x_o \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \text{поперечное_перемещение_направляющей_точки} \\ \text{курсовой_угол} \\ \text{поперечный_крен} \\ \text{угол_поворота_управляемого_колеса-1} \\ \text{угол_поворота_управляемого_колеса-2} \\ \text{поворот_рулевого_колеса} \\ \text{продольное_перемещение_направляющей_точки} \end{bmatrix} \quad (7)$$

$$\eta = \begin{bmatrix} V_{oy} \\ \omega_z \\ \omega_\phi \\ \omega_{\beta_1} \\ \omega_{\beta_2} \\ \omega_\theta \\ V_{ox} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \text{поперечная_скорость_направляющей_точки} \\ \text{угловая_скорость_рыскания} \\ \text{угловая_скорость_поперечного_крена} \\ \text{угловая_скорость_поворота_управляемого_колеса-1} \\ \text{угловая_скорость_поворота_управляемого_колеса-2} \\ \text{угловая_скорость_поворота_рулевого_колеса} \\ \text{путевая_скорость_автомобиля} \end{bmatrix} \quad (8)$$

Кинематические и силовые параметры состояния СТС в процессе курсового движения показаны на рис. 2.

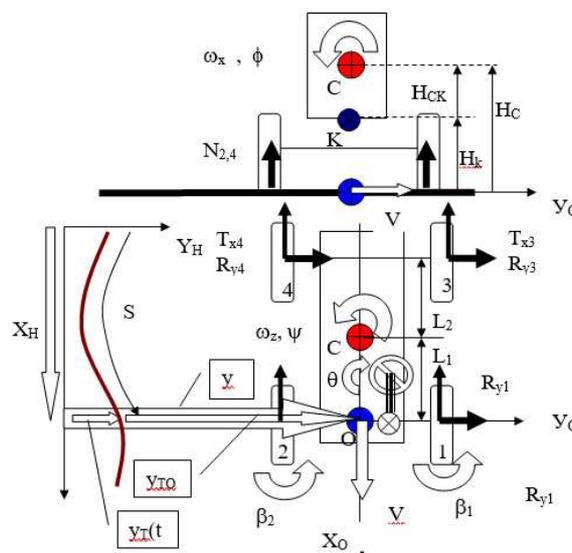


Рисунок 2 - Кинематические и силовые параметры состояния СТС.

Структура глобальной математической модели АТС.

Таким образом, вектор состояния системы принят в виде

$$\bar{q} = \begin{bmatrix} \bar{\eta} \\ \bar{\mu} \end{bmatrix}. \quad (9)$$

В соответствии с поставленной задачей в системе уравнений не накладываются ограничения на все степени свободы по курсовому движению, то есть положение СТС может быть абсолютно произвольным на опорной плоскости. Переход к абсолютным координатам от «псевдоскоростей» производится на основе вспомогательной системы дифференциальных уравнений:

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_o \\ \dot{y}_o \\ \dot{\psi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(\psi) & -\sin(\psi) & 0 \\ \sin(\psi) & \cos(\psi) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} V_{Ox} \\ V_{Oy} \\ \omega_z \end{bmatrix} \quad (10)$$

Для построения вычислительного алгоритма на основе стандартных программ решения систем дифференциальных уравнений полученная система приводится к нормализованному виду системы дифференциальных уравнений первого порядка:

$$\dot{\bar{q}} = \begin{Bmatrix} A^{-1} \cdot \bar{Q} \\ [D_\psi(v, \psi)] \cdot \bar{q} \end{Bmatrix} \quad (11)$$

где A - инерционная матрица;

A^{-1} - обратная матрица;

$[D_\psi(v, \psi)]$ - матрица перехода к обобщенным координатам от обобщенных скоростей;

\bar{Q} - вектор обобщенных сил, который состоит из следующих составляющих:

$$\bar{Q} = \bar{Q}_{M\phi} + \bar{Q}_{py} + \bar{Q}_\phi + \bar{Q}_\Phi + \bar{Q}_{pk} + \bar{Q}_{Tx} + \bar{Q}_{Ry} \quad (12)$$

Содержание отдельных составляющих формулы (14) для их вычис-

ления, а также основные обозначения приведены в работах автора [5].

Таким образом, глобальная структура математической модели АТС сформирована в следующем виде:

$$\{E_I, D_\psi(v, \psi), X_{pk}, X_N(\beta_1, \beta_2, \theta), X_{pk} X_\phi, G_\delta(v), C_R, M_{Ry}(\delta, N_{dim}), M_K(\delta, N), Ry_K(\delta, N), R_y, P_{RM}, N_{dim}, M_{cp}(\beta_1, \beta_2, \theta), M_{pk}(t), F_{py} Tx(t), M_\beta(\beta, N_{dim})\}. \quad (13)$$

Учет поперечного скольжения СТС. Учет скольжения относительно дороги осуществлен следующим образом [6,7]:

– действием реактивного момента от дорожной поверхности на управляемые колеса в точке контакта (с учетом частичного и полного скольжения):

$$M_K(\delta, N) = \frac{N_{dim} \cdot k_m \cdot e^{-C_\delta \cdot \delta^2}}{C_\delta \cdot N_{zr0} \cdot \sigma} \arctg(C_\delta \cdot \delta) \quad (14)$$

- поперечной реакцией от дорожной поверхности на колеса (с учетом частичного и полного скольжения):

$$Ry_K(\delta, N) = \frac{N_{dim} \cdot k_\delta}{C_\delta \cdot N_{zr0} \cdot \sigma} \arctg(C_\delta \cdot \delta) \quad (15)$$

- кинематическими коэффициентами структуры увода колес (остальные нулевые элементы матрицы не записаны):

$$G_\delta(v) = \begin{matrix} \frac{1}{v} & \frac{L_1 \cdot (1-SK)}{v} & \frac{-H_\theta}{v} & \dots & -(1-SK) & \lambda_1 & -(1-BK) & 0 & \dots & -BK \\ \frac{1}{v} & \frac{L_1 \cdot (1-SK)}{v} & \frac{-H_\theta}{v} & \dots & -(1-SK) & \lambda_1 & 0 & -(1-BK) & \dots & -BK \\ \frac{1}{v} & \frac{-L_2 - L_1 \cdot SK}{v} & \frac{-H_\theta}{v} & \dots & -(1-SK) & \lambda_2 & 0 & 0 & \dots & 0 \\ \frac{1}{v} & \frac{-L_2 - L_1 \cdot SK}{v} & \frac{-H_\theta}{v} & \dots & -(1-SK) & \lambda_2 & 0 & 0 & \dots & 0 \end{matrix} \quad (16)$$

Фрагмент анимации маневра «вход в поворот – отворот от препятствия» показан на рис. 3.

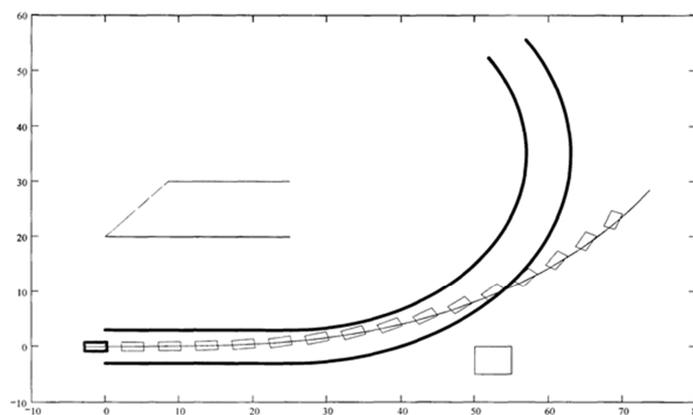


Рисунок 3 - Кадр анимации маневра «вход в поворот – отворот от препятствия» при скорости 12 км/ч и наступившем скольжении.

Результаты исследований

Адекватность математических моделей проверена на основе анализа в программе Matlab, что иллюстрируют табл. 1 и рис. 4.

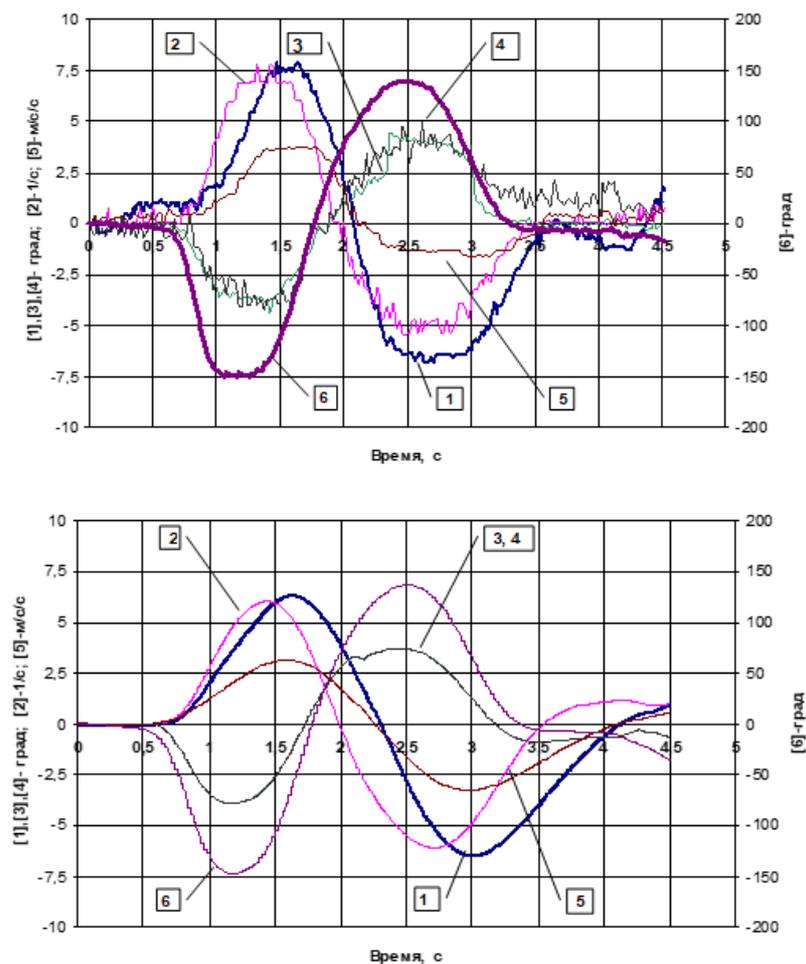


Рисунок 4 - Зависимости изменения параметров

1- поперечный крен рамы, 2 – угловая скорость АТС, 3 и 4 - углы поворота правого и левого УК, 5- поперечное ускорение, 6- угол поворота РК от времени в: а) – полигонных испытаниях, б) – имитационном моделировании маневра «переставка» (длина 20м, ширина 3,5м, скорость СТС – 12км/час.)

Таблица 1 - Результаты проверки адекватности модели курсового движения

Параметры маневра		Проверка адекватности	Угол попер. крена, град	Угл. скор. СТС, рад/с	Угол прав. УК, град	Угол лев. УК, град	Угол пов. РК, град	Попер. ускор. (с коррекцией попер. крена), м/с ²
Параметры СТС								
Жесткость РУ	15000 Н/рад	Полигон. испыт.	7,36	0,33	4,44	4,57	145,3	3,86
Люфт РК	10 град							
Боковое смещение в переставке	4,02 м	Имитацион. моделир.	6,40	0,30	3,83	3,83	141,8	3,22
Скорость СТС	12 км/ч	Расхождение, %	12,9	8,6	13,7	16,0	2,4	16,5

Выводы

Предложенный математический аппарат может быть применен для создания ПО для сельскохозяйственных самоходных роботов поскольку учитывает сложные физические процессы динамики криволинейного движения СТС – полного или частичного скольжения его колес, т.е. «юз» или «заноса», что особенно актуально для сохранения линейности движения в полевых условиях.

Математическая модель также может использоваться как вспомогательная подпрограмма для корректировки подруливания в таких

системах как Trimble и LD-Agro UniDrive, потому что данные системы при работе ориентируются в основном на спутниковую навигацию.

Библиографический список

1. Maksim A. Litvinov, Maksim N. Moskovskiy, Igor G. Smirnov / Automatic system of intelligent seed rate control for selection seeders / 16th IEEE East-West Design & Test Symposium (EWDTS): 14-17 September 2018 г, Kazan, Russia. pp. 722-726 URL: <https://ieeexplore.ieee.org/document/8524657/metrics#metrics>.
2. Danwei Wang Feng Qi. Trajectory Planning for a Four-Wheel-Steering Vehicle/ School of Electrical and Electronic/ Engineering Nanyang Technological University/May 21-26, 2001/ Singapore.
3. Bengt Jacobson. Vehicle Dynamics/ Göteborg, 2015
4. Жилейкин М.М. Теоретические основы повышения показателей устойчивости и управляемости колесных машин на базе методов нечеткой логики. – М. МГТУ, 2016. – 238 р.
5. О. Назарко, В.Болдовский Оценка устойчивости транспортного средства от заноса в тяговом режиме с помощью компьютера // Дорожный транспорт. М. 2012. № 31. С. 26-27.
6. Prof. R.G. Longoria / Vehicle directional stability / Department of Mechanical Engineering The University of Texas at Austin: April 7, 2015, United States
7. Жилейкин М.М. Стабилизация движения двухосных колесных транспортных средств за счет перераспределения крутящего момента между ведущими колесами // Известия высших учебных заведений. М. 2017. № 3. С. 31–39.

References

1. Maksim A. Litvinov, Maksim N. Moskovskiy, Igor G. Smirnov 16th IEEE East-West Design & Test Symposium (EWDTS): 722-726, 14-17 September 2018 г, Kazan, Russia. pp. 722-726 URL: <https://ieeexplore.ieee.org/document/8524657/metrics#metrics>.
2. Danwei Wang Feng Qi. Trajectory Planning for a Four-Wheel-Steering Vehicle/ School of Electrical and Electronic/ Engineering Nanyang Technological University/May 21-26, 2001/ Singapore.
3. Bengt Jacobson. Vehicle Dynamics/ Göteborg, 2015
4. Zhileykin M.M. Teoreticheskie osnovy povysheniya pokazateley ustoychivosti i upravlyaemosti kolesnykh mashin na baze metodov nechetkoy logiki. – М. MSTU. 2016 p. 238
5. O. Nazarko, V.Boldovsky Ocenka ustojchivosti transportnogo sredstva ot zanosa v tjavovom rezhime s pomoshh'ju komp'yutera // Road transport. M. 2012. vol. 31. p. 26-27.
6. Prof. R.G. Longoria / Vehicle directional stability / Department of Mechanical Engineering The University of Texas at Austin: April 7, 2015, United States
7. Zhileykin M.M. Stabilizacija dvizhenija dvuhosnyh kolesnyh transportnyh sredstv za schet pereraspredelenija krutjashhego momenta mezhdvu vedushhimi kolesami // Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. M. 2017. no. 3. pp. 31–39.