

ПРОСТРАНСТВЕННАЯ МОДЕЛЬ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПЕРЕДАТОЧНОГО ЧИСЛА РУЛЕВОГО ПРИВОДА

Михаил Павлович Малиновский, канд. техн. наук, доц.,
МАДИ, Россия, 125319, Москва, Ленинградский пр., 64, ntbmadi@gmail.com

Аннотация. Важнейшими свойствами транспортных средств, на которые влияет качество проектирования рулевого управления, являются маневренность, управляемость и устойчивость. Маневренность характеризуется криволинейным движением с малыми радиусами поворота на низкой скорости, а управляемость и устойчивость проявляется, главным образом, при экстренных маневрах на высокой скорости. Высокие маневренные свойства важны в сложных городских условиях, при движении в плотном транспортном потоке и при парковке. Маневренность транспортных средств специального назначения характеризуется такими параметрами как минимальное отклонение траекторий движения основной точки тягача и характерной точки полуприцепа, минимальные радиус поворота и ширина полосы движения. Управляемость и устойчивость автопоездов специального назначения существенно зависит от закона управления поворотом колёс прицепного звена. Углы установки управляемых колёс также оказывают значительное влияние на управляемость. Прогнозирование перечисленных свойств зависит от параметров рулевого управления, в частности, от его передаточного числа. При этом компоновка тягачей специального назначения предполагает расположение кабины перед передней осью, поэтому рулевой привод включает рулевой механизм с выходным звеном вращательного типа и продольную тягу, соединяющую сошку с поворотным рычагом переднего левого колеса. Проектирование рулевого управления предусматривает кинематический, силовой, динамический и прочностной виды расчёта, а также расчёт усилителя при его наличии. Традиционно определение передаточного числа производится в рамках кинематического и динамического расчётов геометрическим, векторным или аналитическим методом. Однако все три метода являются достаточно трудоёмкими и обладают низкой точностью, особенно при решении пространственной задачи. В настоящем исследовании автором разработан координатно-итерационный метод для подбора параметров рулевого привода и расчёта углов поворота управляемых колёс в трёхмерной системе координат.

Ключевые слова: транспортные средства специального назначения; уравнение сферы; уравнение окружности; координатный метод; итерационный метод

SPATIAL MODEL FOR DETERMINING THE STEERING GEAR RATIO

Malinovsky Mikhail P., associate professor,
MADI, 64, Leningradsky Prospekt, Moscow, 125319, Russia ntbmadi@gmail.com

Abstract. The most important vehicle properties that are affected by the quality of steering design are agility, handling and stability. Maneuverability is characterized by curvilinear movement with small turning radii at low speed, while controllability and stability are manifested mainly during emergency maneuvers at high speed. High maneuverability is important in difficult urban conditions, when driving in heavy traffic and when parking. The maneuverability of special-purpose vehicles is characterized by such parameters as the minimum deviation of the trajectories of the main point of the tractor and the characteristic point of the semi-trailer, the minimum turning radius and the width of the lane. The controllability and stability of special-purpose articulated vehicles substantially depends on the law of steering the wheels of the trailer link. Steering angles also have a significant impact on handling. Prediction of the listed properties depends on the steering parameters, in particular, on its gear ratio. At the same time, the layout of special-purpose tractors assumes the location of the cab in front of the front axle, therefore, the steering drive includes a steering mechanism with an output link of a rotary type and a longitudinal rod connecting the bipod with the swivel arm of the front left wheel. Steering control design provides for kinematic, power, dynamic and strength types of calculation, as well as calculation of the amplifier, if available. Traditionally, the determination of the gear ratio is carried out within the framework of kinematic and dynamic calculations by the geometric, vector or analytical method. However, all three methods are rather laborious and have low accuracy, especially when solving a spatial problem. In this study, the author has developed a coordinate-iterative method for selecting the parameters of the steering drive and calculating the angles of rotation of the steered wheels in a three-dimensional coordinate system.

Keywords: special purpose vehicles; sphere equation; circle equation; coordinate method; iterative method.

Введение

Криволинейное движение любого автотранспортного средства (АТС) характеризуется двумя основными режимами поворота, один из которых характеризует маневренность, то есть возможность «перемещаться на ограниченной площади в условиях, требующих движения по траекториям большой кривизны» [1], а второй – «с большими радиусами и высокими

скоростями, характеризующий управляемость и устойчивость» [2].

Маневренность, управляемость и устойчивость являются важнейшими свойствами АТС, на которые влияет качество проектирования рулевого управления.

Высокие маневренные свойства АТС, эксплуатируемых в сложных городских условиях, при движении в плотном транспортном потоке и особенно при парковке позволяют снизить «напряжённость по дистанции и боковому интервалу» [3]. С точки зрения маневренности расчёт системы управления поворотом транспортных средств специального назначения (ТССН) производится «с целью получения минимальных отклонений траекторий звеньев» [4], представленных «в виде траекторий движения основной точки тягача и характерной точки полуприцепа» [5].

Определяются также минимальные радиус поворота и ширина полосы движения при известных геометрических характеристиках» [6]. Ошибки при проектировании ведут «к снижению маневренности всего автопоезда, увеличению габаритной полосы движения» [7]. Закон управления поворотом колёс прицепного звена «существенно сказывается на таких параметрах автопоезда, как его управляемость и устойчивость» [8].

Современные системы электронного контроля устойчивости должны «определять фактическое поведение транспортного средства на основе значений отклонения от задаваемой траектории» [9]. Управляемость АТС в значительной мере определяется правильным «выбором оптимальных углов установки управляемых колёс» [10].

Постановка задачи

Моделирование перечисленных выше свойств ТССН зависит от ряда параметров рулевого управления, одним из которых является его передаточное число. Компоновка ТССН, как правило, предполагает расположение кабины перед передней осью, что накладывает

определённые условия на конструкцию рулевого привода. В отличие от капотной компоновки, присущей легковым автомобилям с реечным рулевым механизмом, а также грузовикам малой и средней грузоподъёмности, у которых сошка встроена в рулевую трапецию, рулевой привод бескапотных большегрузных ТССН включает рулевой механизм с выходным звеном вращательного типа и продольную тягу, соединяющую сошку с поворотным рычагом переднего левого колеса. Системам управления поворотом большегрузных ТССН присущи такие особенности, как «большое число управляемых колёс, значительные абсолютные величины нагрузок на управляемые колёса» [11], одной из составляющих которых являются стабилизирующие моменты [12].

В ходе проектирования рулевого управления выполняются следующие виды расчёта:

1. Кинематический (цель – обеспечить требуемые углы поворота управляемых колёс при заданном положении рулевого колеса).
2. Силовой (цель – получить значения усилий на рулевом колесе и элементах рулевого привода).
3. Динамический (цель – получить характер изменения углов поворота управляемых колёс при вращении рулевого колеса, то есть при переходном процессе).
4. Прочностной (цель – обеспечить заданный уровень надёжности рулевого управления и его элементов).
5. Расчёт гидроусилителя рулевого управления (при наличии).

Установившийся поворот, описываемый кинематическим расчётом, является идеальным случаем. В реальности невозможно «избежать неустановившегося движения, например, во время входа в поворот» [13], поэтому при проектировании проводят также динамический расчёт рулевого управления. Автором статьи разработан метод итерационного моделирования, который успешно применяется для расчёта переходных

процессов, например, в тормозном приводе [14] и при прогнозировании коэффициента сцепления в режиме реального времени [15].

Определение передаточного числа является одной из задач кинематического и динамического расчётов, которая традиционно решается различными методами:

1. Геометрическим (на основе анализа рулевых приводов автомобилей различных фирм).
2. Векторным (применяется в теории машин и механизмов для кинематического и силового расчётов сложных рычажных механизмов).
3. Аналитическим (основан на формулах элементарной геометрии и даже для простых трапеций является весьма громоздким и трудоёмким).

Применение перечисленных методов на ЭВМ и в электронных блоках управления приводит к существенным сложностям, поэтому автором был разработан координатно-итерационный метод для расчёта плоской рулевой трапеции [16]. Целью настоящего исследования является применение данного метода для решения пространственной задачи.

Исходными данными для расчёта являются:

B – колея, м;

$B_{ш}$ – ширина шины, м;

O_1O_2 – расстояние между сошкой рулевого механизма и передней осью, м;

U_0 – передаточное число рулевого механизма;

ℓ_c – длина сошки, м;

φ_{10} – начальный угол наклона сошки;

S_p – длина поворотного рычага, м;

φ_{20} – начальное положение поворотного рычага;

ℓ_6 – длина бокового рычага, м;

Φ_1 – угол наклона бокового рычага.

Пространственная модель продольной рулевой тяги

Расчётная схема продольной рулевой тяги представлена на рис. 1.

Чтобы обеспечить симметричность трапеции (то есть равенство максимальных углов при повороте вправо и влево), начальный угол наклона сошки должен быть $\varphi_{10} = -\varphi_{20}$.

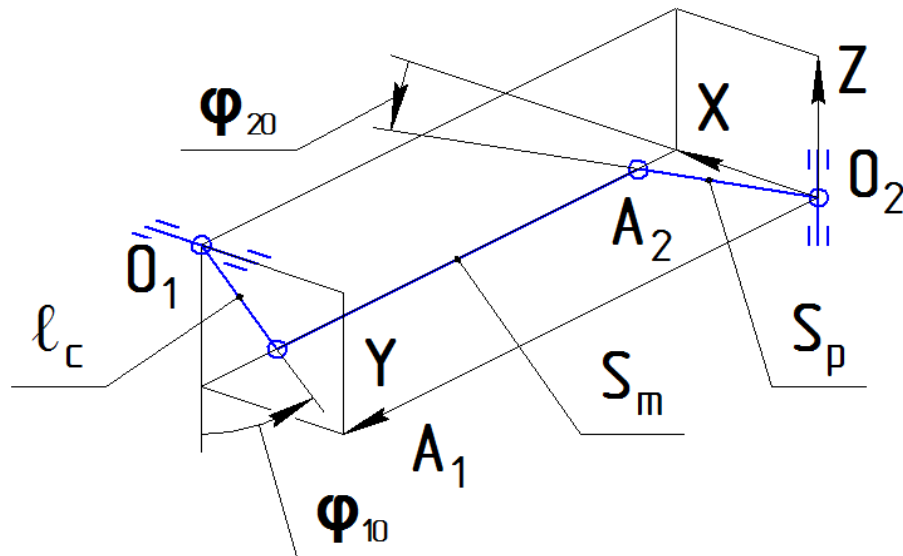


Рис. 1. Расчётная схема продольной рулевой тяги:

l_c – длина сошки; S_m – длина продольной тяги; S_p – длина поворотного рычага; φ_{10} – начальный угол поворота сошки; φ_{20} – начальное положение поворотного рычага

Пусть при нейтральном положении управляемых колёс продольная тяга параллельна оси Y (или, по крайней мере, лежит в плоскости, параллельной плоскости XYZ). Тогда координаты вала сошки O_1 , м:

$$O_{1X} = \text{const} = S_p \cdot \cos \varphi_{20};$$

$$O_{1Y} = \text{const};$$

$$O_{1Z} = \text{const} = l_c \cdot \cos \varphi_{10}.$$

Длина продольной тяги, м:

$$S_m = O_{1Y} - |l_c \sin \varphi_{10}| - S_p \sin \varphi_{20}.$$

Координаты шарнира A_1 , м:

$$A_{1X}=O_{1X}=\text{const};$$

$$A_{1Y} = O_{1Y} + \ell_c \sin(\varphi_{10} + \varphi_{1i});$$

$$A_{1Z} = O_{1Z} - \ell_c \cos(\varphi_{10} + \varphi_{1i}).$$

Чтобы определить координаты шарнира A_2 , необходимо приравнять уравнения сфер с радиусами A_1A_2 и O_2A_2 :

$$\begin{cases} (x - A_{1X})^2 + (y - A_{1Y})^2 + (z - A_{1Z})^2 = S_r^2 \\ (x - O_{2X})^2 + (y - O_{2Y})^2 + (z - O_{2Z})^2 = S_p^2 \end{cases},$$

где x, y, z – координаты точки A_2 .

На первый взгляд система уравнений не имеет решения: два уравнения, три неизвестные. Однако боковой рычаг жёстко закреплён относительно своей оси поворота и вращается исключительно в горизонтальной плоскости XO_2Y , поэтому вертикальная координата шарнира A_2 $z=0=\text{const}$. Кроме того, шарнир O_2 совпадает с началом системы координат XYZ , поэтому $O_{2X}=0, O_{2Y}=0, O_{2Z}=0$. Таким образом, система существенно упрощается:

$$\begin{cases} (x - A_{1X})^2 + (y - A_{1Y})^2 + (-A_{1Z})^2 = S_m^2 \\ x^2 + y^2 = S_p^2 \end{cases}.$$

Раскроем скобки:

$$\begin{cases} (x^2 - 2xA_{1X} + A_{1X}^2) + (y^2 - 2yA_{1Y} + A_{1Y}^2) + A_{1Z}^2 = S_m^2 \\ x^2 + y^2 = S_p^2 \end{cases}.$$

Вычтем второе уравнение из первого и выразим y :

$$-2xA_{1X} + A_{1X}^2 - 2yA_{1Y} + A_{1Y}^2 + A_{1Z}^2 - S_m^2 + S_p^2 = 0;$$

$$y = \frac{(-2 \cdot A_{1X}) \cdot x + (A_{1X}^2 + A_{1Y}^2 + A_{1Z}^2 - S_m^2 + S_p^2)}{2 \cdot A_{1Y}}.$$

Для удобства произведём замену: $y=K_1x+K_2$, где

$$K_1 = -\frac{A_{1X}}{A_{1Y}};$$

$$K_2 = \frac{A_{1X}^2 + A_{1Y}^2 + A_{1Z}^2 - S_m^2 + S_p^2}{2 \cdot A_{1Y}}.$$

Подставим у в второе уравнение системы, что значительно проще:

$$x^2 + (K_1 x + K_2)^2 - S_p^2 = 0;$$

$$(K_1^2 + 1)x^2 + (2K_1 K_2)x + (K_2^2 - S_p^2) = 0.$$

Для удобства произведём замену:

$$Ax_2 + Bx + C = 0,$$

$$\text{где } A = K_1^2 + 1; B = 2K_1 K_2; C = K_2^2 - S_p^2.$$

Решим квадратное уравнение:

$$x_{1,2} = \frac{-B \pm \sqrt{B^2 - 4 \cdot A \cdot C}}{2 \cdot A}.$$

Из двух корней выбираем положительный, подставляем x и находим $y = K_1 x + K_2$. Это и будут координаты шарнира A_2 : $A_{2X} = x$, $A_{2Y} = y$.

Положение поворотного рычага:

$$\varphi_2 = \arctg \frac{A_{2Y}}{A_{2X}}.$$

Угол поворота левого переднего колеса:

$$\alpha_{1L} = \varphi_2 - \varphi_{20}.$$

Плоская модель рулевой трапеции

Расчётная схема рулевой трапеции представлена на рис. 2. Углы наклона левого и правого боковых рычагов равны по модулю, но противоположны по знаку: $\varphi_{30} = \Phi_1$, $\varphi_{40} = -\Phi_1$.

Координаты точки A_3 в системе координат XO_2Y :

$$A_{3X} = \ell_6 \cdot \sin \varphi_3 = \ell_6 \cdot \sin(\varphi_{30} + \alpha_{1L}) = \ell_6 \cdot \sin(\Phi + \alpha_{1L});$$

$$A_{3Y} = -\ell_6 \cdot \cos \varphi_3 = -\ell_6 \cdot \cos(\varphi_{30} + \alpha_{1L}) = -\ell_6 \cdot \cos(\Phi + \alpha_{1L}).$$

Для определения координат (x, y) шарнира A_4 следует решить систему уравнений окружностей с радиусами $A_3 A_4 = \ell_T$ и $O_3 A_4 = \ell_6$.

Система уравнений упрощается, если решать её относительно системы координат с началом в шкворне ведомого рычага, то есть $X_3O_3Y_3$, так как в этом случае $C_{2X}=0$, $C_{2Y}=0$:

$$\begin{cases} (x - A_{3X})^2 + (y - A_{3Y})^2 = \ell_m^2 \\ x^2 + y^2 = \ell_\delta^2 \end{cases}$$

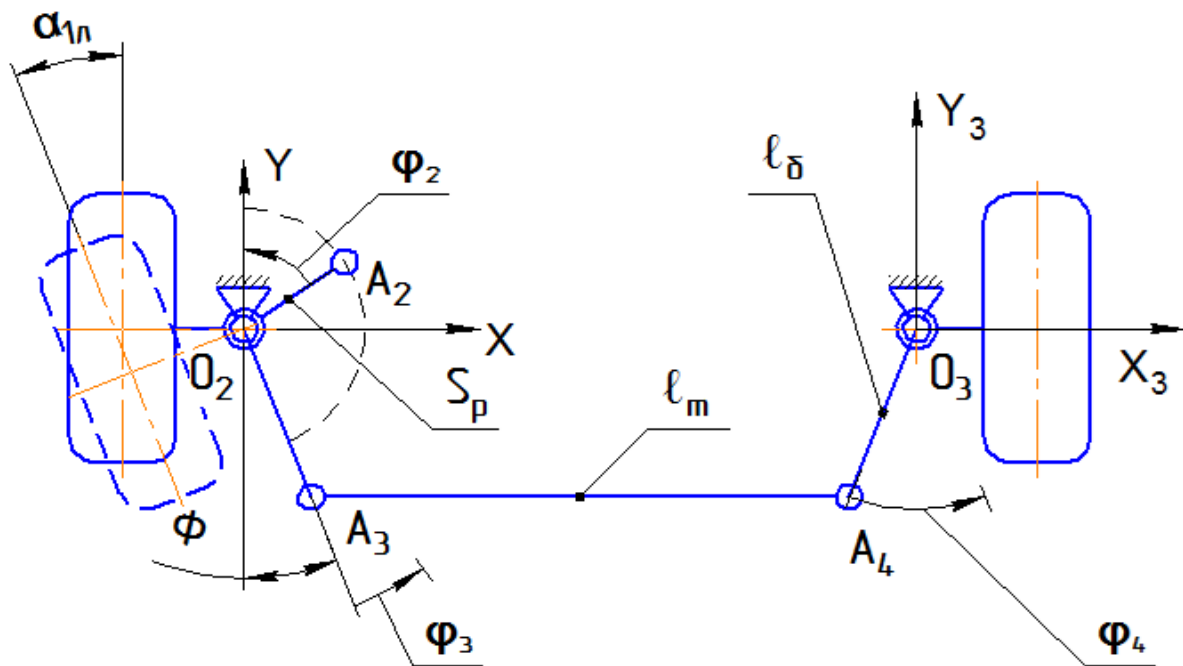


Рис. 2. Расчётная схема рулевой трапеции:

$\alpha_{1л}$ – угол поворота левого колеса; φ_2 – положение поворотного рычага; φ_3 , φ_4 – положение левого и правого боковых рычагов соответственно; Φ – угол наклона бокового рычага; S_p – длина поворотного рычага; ℓ_δ – длина бокового рычага; ℓ_m – длина поперечной тяги

Чтобы перейти к системе координат $X_3O_3Y_3$:

$$A_{3X3} = \ell_\delta \cdot \sin(\Phi + \alpha_{1л}) - \ell_m;$$

$$A_{3Y3} = A_{3Y}.$$

То есть по оси Y координата одинаковая, а по оси X сместится на расстояние между шкворнями:

$$\ell_{ш} = O_2O_3 = B - 2 \cdot b_1,$$

где b_1 – длина цапфы (приблизительно $b_1 \approx B_{ш}/2$).

Длина поперечной тяги первой оси:

$$\ell_{\tau} = \ell_{ш} - 2 \cdot \ell_{\delta} \cdot \sin \Phi.$$

Раскроем скобки, вычтем второе уравнение из первого и выразим y :

$$y = \frac{2 \cdot (-A_{3X}) \cdot x + (A_{3X}^2) + (A_{3Y}^2) + (\ell_{\delta}^2 - \ell_m^2)}{2 \cdot (A_{3Y})}.$$

Для удобства произведём замену:

$$y = K_1 x + K_2,$$

$$\text{где } K_1 = \frac{(-A_{3X})}{(A_{3Y})}, K_2 = \frac{(A_{3X}^2) + (A_{3Y}^2) + (\ell_{\delta}^2 - \ell_m^2)}{2 \cdot (A_{3Y})}.$$

Подставим y в первое уравнение системы:

$$(K_1^2 + 1)x^2 + 2(K_1 K_2 - A_{3X} - K_1 A_{3Y})x + (K_2^2 - 2K_2 A_{3Y} + A_{3X}^2 + A_{3Y}^2 - \ell_m^2) = 0.$$

Для удобства произведём замену:

$$Ax^2 + Bx + C = 0,$$

$$\text{где } A = K_1^2 + 1,$$

$$B = 2(K_1 K_2 - A_{3X} - K_1 A_{3Y}),$$

$$C = K_2^2 - 2K_2 A_{3Y} + A_{3X}^2 + A_{3Y}^2 - \ell_m^2.$$

Решим квадратное уравнение:

$$x_{1,2} = \frac{-B \pm \sqrt{B^2 - 4 \cdot A \cdot C}}{2 \cdot A}.$$

Из двух корней у нас интересует отрицательный, так как шарнир A_4 расположен ниже шкворня O_3 . Решением системы уравнений являются координаты шарнира A_4 в системе координат $X_2 O_2 Y_2$: $A_{4X2} = x$, $A_{4Y2} = y$.

Угол поворота правого рычага относительно системы координат $X_3 O_3 Y_3$:

$$\varphi_4 = \arctg \frac{\ell_{ш} - A_{4X2}}{A_{4Y2}}.$$

Угол поворота правого управляемого колеса:

$$\alpha_{1п} = \varphi_4 + \varphi_{40}.$$

Влияние параметров рулевого привода на передаточное число

Передаточное число рулевого механизма U_0 подбирают исходя из типоразмера ТССН, а геометрические параметры $\ell_{ш}$, O_1O_2 известны из его компоновки. В ходе кинематического расчёта рулевого привода подбирают значения ℓ_c , S_p , φ_{20} , φ_{10} , ℓ_6 , Φ из условий симметричности рулевой трапеции и минимизации геометрического увода.

В качестве базовых примем следующие значения параметров (ориентировочно для автомобиля КамАЗ категории N3): $U_0=21,7$; $\ell_{ш}=1,6$ м; $O_1O_2=0,8$ м; $\ell_c=0,3$ м. Исследуем, как влияет на передаточное число рулевого привода U изменение варьируемых параметров:

$$S_p=0,25; 0,3; 0,35 \text{ м};$$

$$\varphi_{20}=1; 2; \dots; 15^\circ;$$

$$\ell_6=0,25; 0,3; 0,35 \text{ м};$$

$$\Phi=9\dots 31^\circ \text{ с шагом } 0,1^\circ.$$

Асимметричность рулевой трапеции оценивается следующим образом:

$$\Delta = |\alpha_{1л}(\theta = 720^\circ) + \alpha_{1п}(\theta = -720^\circ)| + |\alpha_{1п}(\theta = -720^\circ) + \alpha_{1л}(\theta = 720^\circ)|,$$

где $\alpha_{1л}(\theta=720^\circ)$, $\alpha_{1л}(\theta=-720^\circ)$ – положение левого управляемого колёса при повороте рулевого колеса до упора влево и вправо соответственно;

$\alpha_{1п}(\theta=720^\circ)$, $\alpha_{1п}(\theta=-720^\circ)$ – положение правого управляемого колёса при повороте рулевого колеса до упора влево и вправо соответственно.

При заданных длинах ℓ_c , S_p , ℓ_6 подбирают такой угол Φ , при котором значение Δ минимально. На рис. 3 приведён пример подбора Δ графическим методом для различных сочетаний $\ell_c/S_p/\ell_6$ при $\varphi_{20}=5^\circ$.

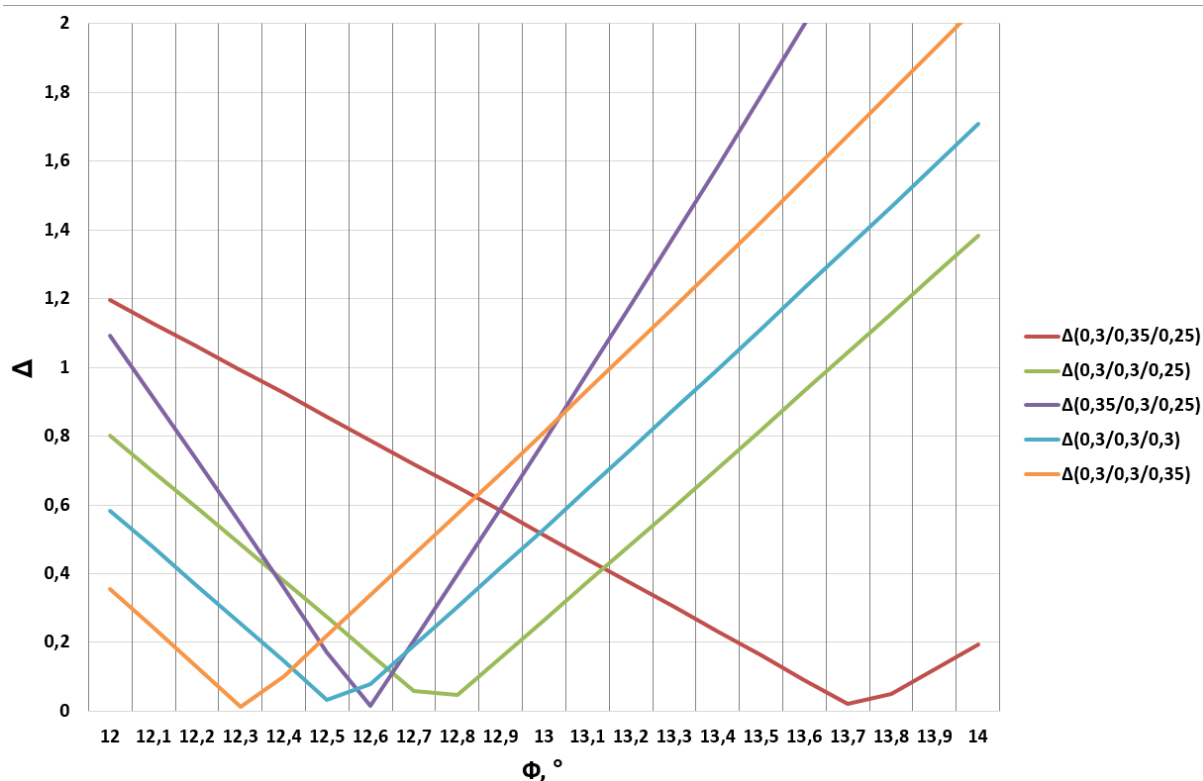


Рис. 3. Подбор угла Φ по условию симметричности рулевой трапеции

Зависимости оптимальных значений угла Φ от параметра φ_{20} для различных сочетаний $\ell_c/S_p/\ell_b$ показаны на рис. 4–5.

Передаточное число рулевого привода является величиной мгновенной, то есть изменяется на каждой итерации:

$$U = \frac{d\alpha_{1l} + d\alpha_{1n}}{2 \cdot d\theta},$$

где $\frac{d\alpha_{1l} + d\alpha_{1n}}{2}$ – приращение среднего угла поворота управляемых колёс;

$d\theta$ – приращение угла поворота рулевого колеса.

Зависимости передаточного числа рулевого привода U от положения рулевого колеса θ для различных сочетаний параметров $\varphi_{20}/\ell_c/S_p/\ell_b$ показаны на рис. 6–8.

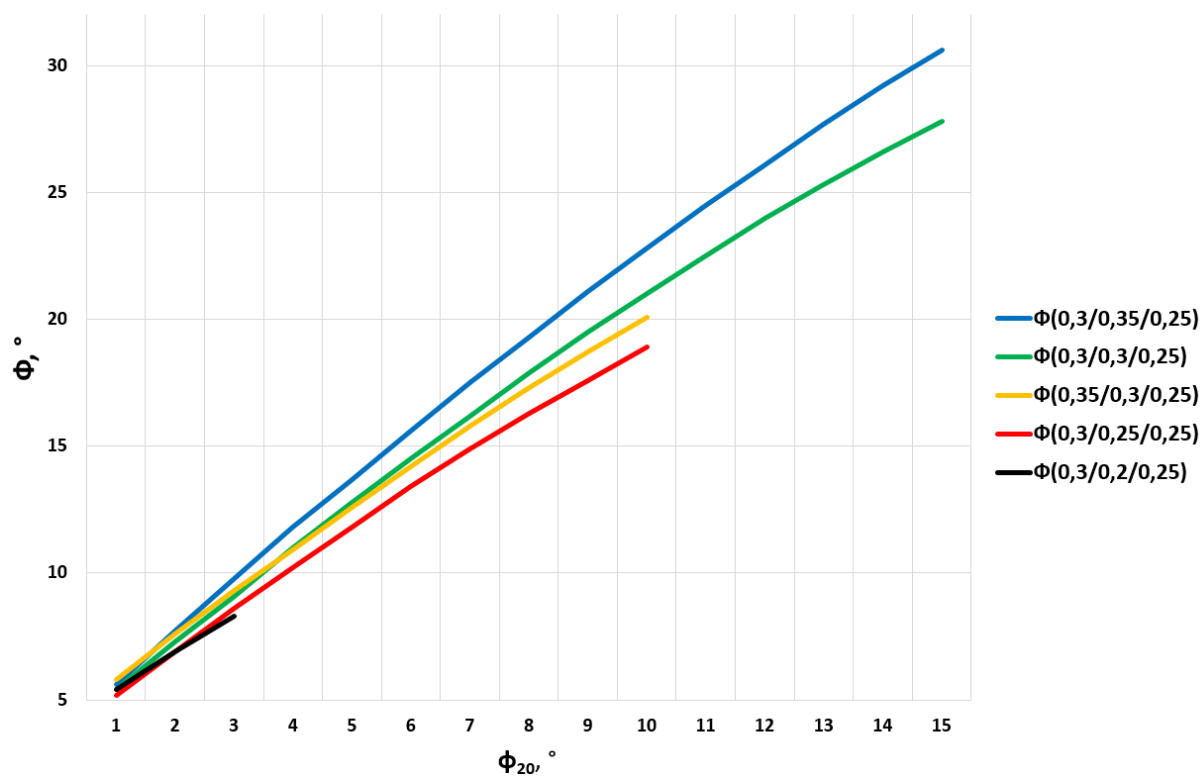


Рис. 4. Зависимость $\Phi(\varphi_{20})$ при изменении соотношения ℓ_c/S_p

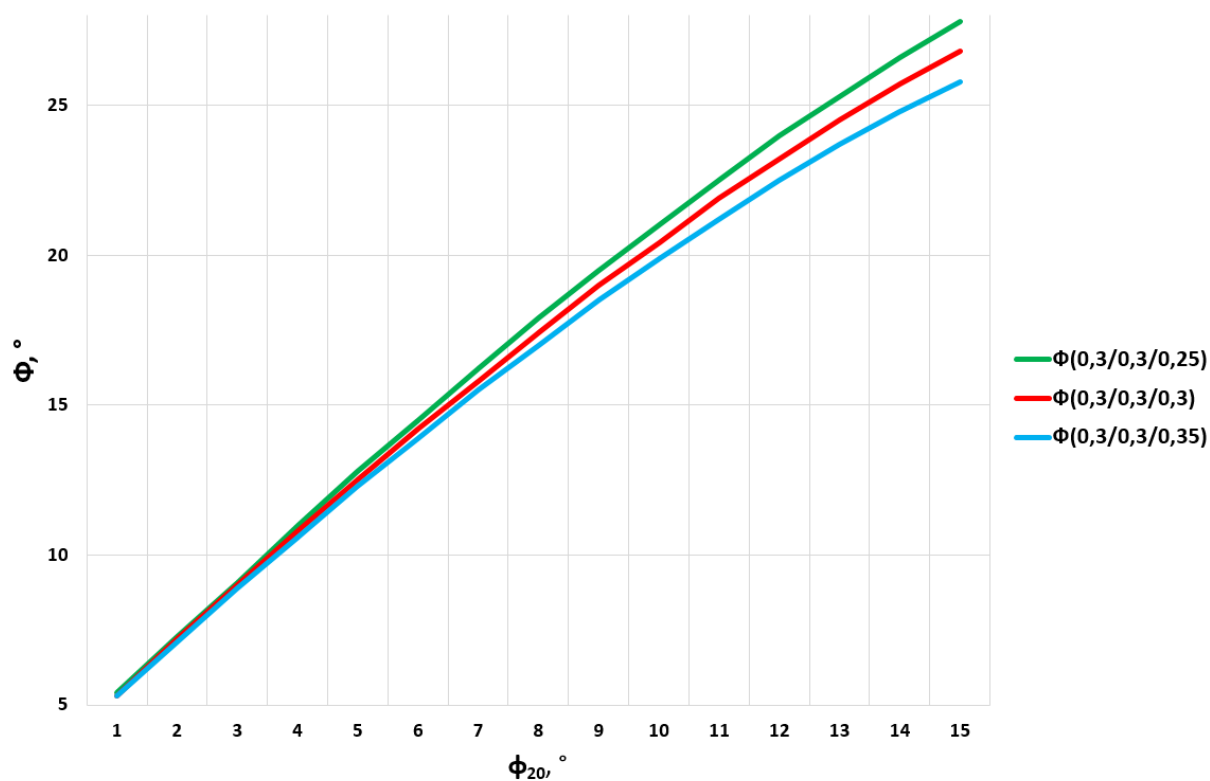


Рис. 5. Зависимость $\Phi(\varphi_{20})$ при изменении ℓ_b

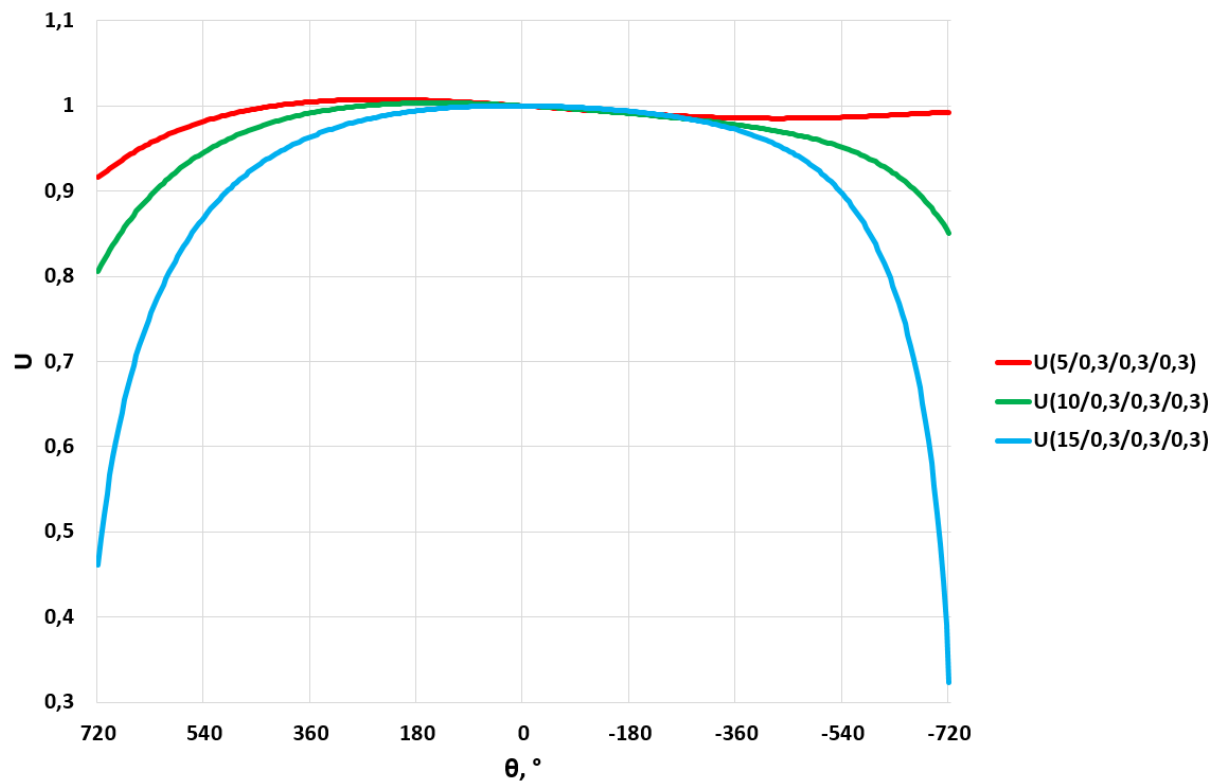


Рис. 6. Зависимость $U(\theta)$ при изменении φ_{20}

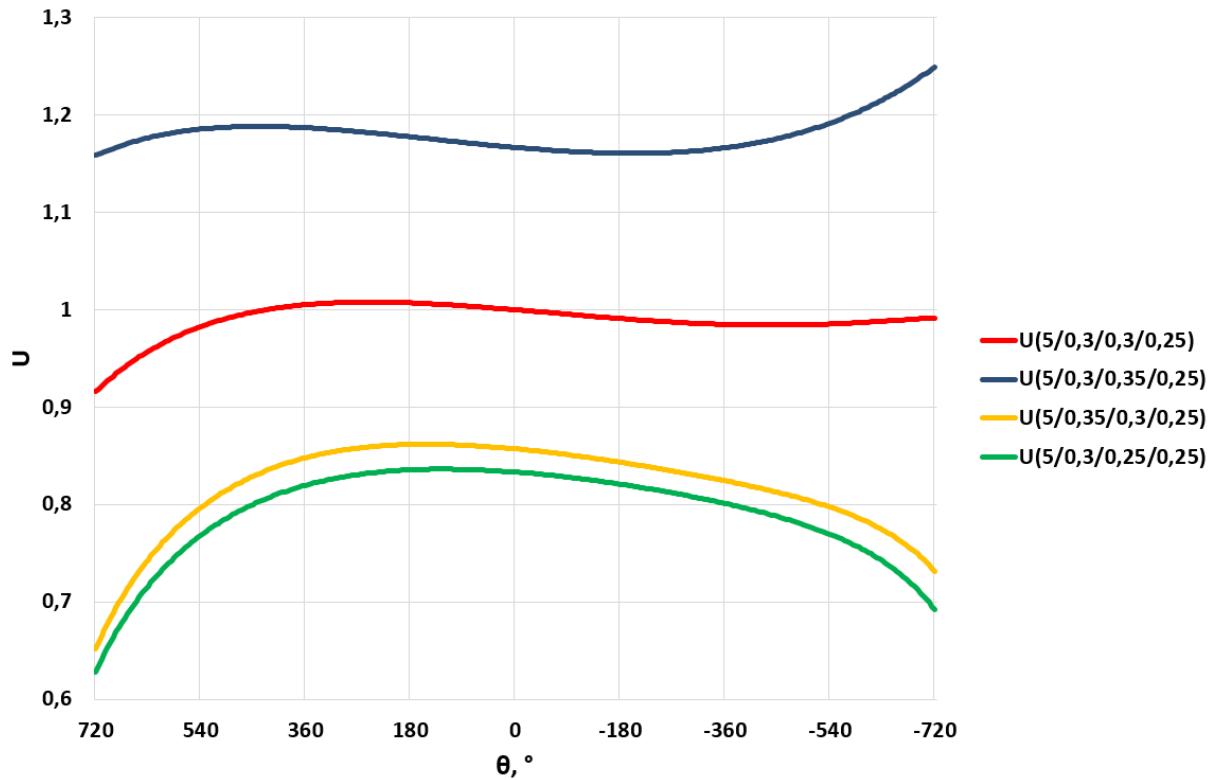


Рис. 7. Зависимость $U(\theta)$ при изменении соотношения ℓ/S_p

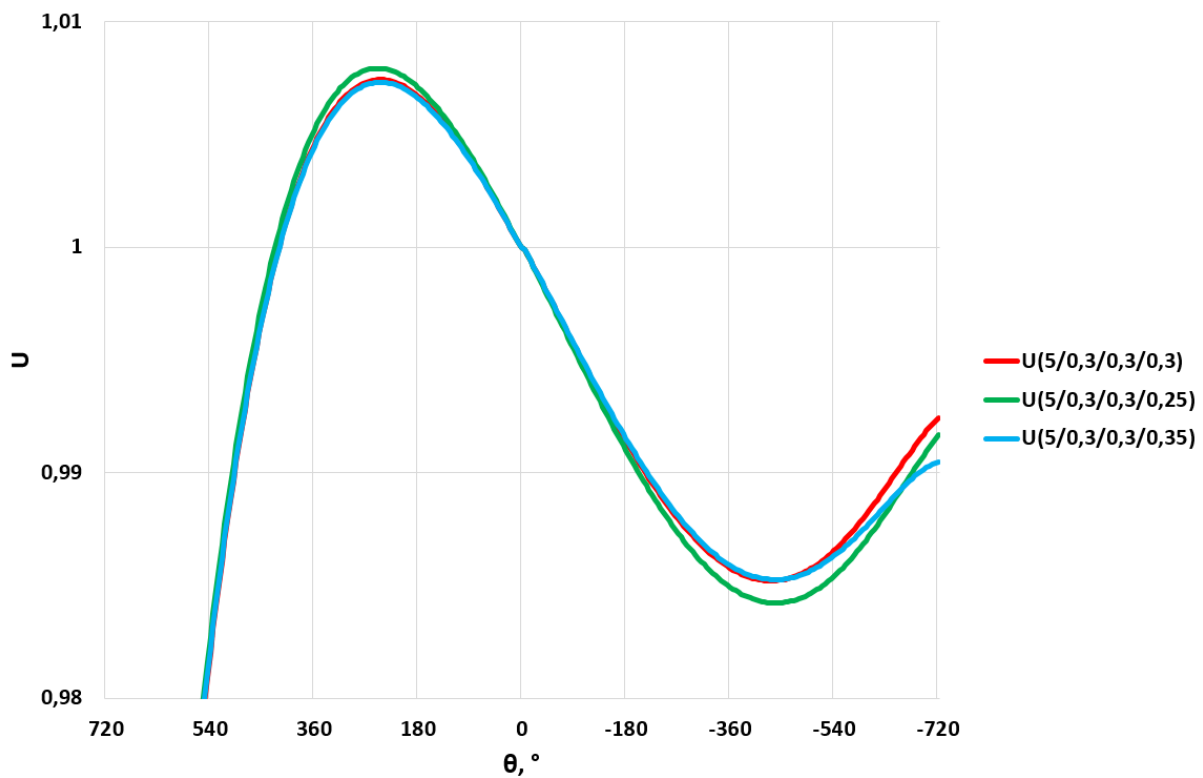


Рис. 8. Зависимость $U(\theta)$ при изменении ℓ_6

Выводы

1. Из рис. 4 следует, что с увеличением отношения ℓ/S_p больше 1 при определённом значении φ_{20} в крайних положениях рулевого колеса будет происходить разрыв кинематической связи между сошкой и поворотным рычагом.
2. Из рис. 6 следует, что с увеличением φ_{20} передаточное число рулевого привода U существенно уменьшается при повороте рулевого колеса от нейтрального положения к периферии.
3. Из рис. 7 следует, что передаточное число U при нейтральном положении рулевого колеса равно отношению S_p/ℓ_c .
4. Из рис. 5 и 8 следует, что изменение ℓ_b незначительно влияет на характеристики рулевого привода.

Заключение

Разработанный автором статьи метод позволяет на стадии проектирования рассчитать углы поворота управляемых колёс и передаточное число рулевого привода для ТССН, в том числе с бескапотной компоновкой, характерной особенностью которых является наличие продольной тяги, соединяющей сошку с поворотным рычагом переднего левого колеса. Главным отличием разработанного метода от существующих является возможность расчёта не только плоской рулевой трапеции, но и рулевой тяги при её перемещении в трёхмерной системе координат.

Список литературы

1. Демидов, Л.В. Системы улучшения маневренности городских транспортных средств / Л.В. Демидов // Вестник Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета (МАДИ). – 2013. – Вып. 4. – С. 17а-21.
2. Иванов, А.М. Потребительская оценка свойств управляемости и устойчивости автомобиля / А.М. Иванов, С.А. Лосев // Вестник Московского

автомобильно-дорожного института (государственного технического университета). – 2005. – Вып. 5. – С. 32-37.

3. Малиновский, М.П. Психическая напряжённость в транспортном потоке: причины, следствия, меры противодействия / М.П. Малиновский // Автомобиль. Дорога. Инфраструктура. – 2018. – № 4. – С. 3.

4. Гладов, Г.И. Зависимость маневренных свойств большегрузных автопоездов от параметров системы управления поворотом / Г.И. Гладов, Л.А. Пресняков // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 2007. – № 3. – С. 40-42.

5. Гладов, Г.И. Алгоритм расчёта траектории движения автопоезда и анализ результатов / Г.И. Гладов, Л.А. Пресняков // Автомобильная промышленность. – 2017. – № 7. – С. 14-16.

6. Гладов, Г.И. Параметры криволинейного движения специальных транспортных средств / Г.И. Гладов, Л.А. Пресняков // Автомобильная промышленность. – 2017. – № 5. – С. 22-23.

7. Демидов Л.В. Характеристики маневренности многоопорных транспортных средств большой грузоподъёмности специального назначения / Л.В. Демидов // Вестник Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета (МАДИ). – 2012. – Вып. 4. – С. 26а-30.

8. Гладов, Г.И. Для повышения маневренных свойств большегрузных автопоездов / Г.И. Гладов, Л.А. Пресняков, В.Д. Ролдугин. – Автомобильная промышленность. – 2007. – № 6. – С. 11-12.

9. Критерии оценки эффективности действия систем электронного контроля устойчивости автомобилей / С.Р. Кристальный, М.А. Топорков, В.А. Фомичёв, Н.В. Попов // Автомобиль. Дорога. Инфраструктура. – 2015. – № 2. – С. 2.

10. Малиновский, М.П. Взаимосвязь стабилизирующих моментов и углов установки управляемых колёс / М.П. Малиновский // Вестник Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета (МАДИ). – 2018. – Вып. 3. – С. 21-29.

11. Гладов Г.И. Для повышения точности оценки параметров системы поворота колес большегрузных автопоездов / Г.И. Гладов, Л.А. Пресняков // Автомобильная промышленность. – 2008. – № 12. – С. 19-22.

12. Malinovsky, M.P. Refinement to calculation of stabilizing moments of steerable wheels / M.P. Malinovsky // Science Journal of Transportation. – 2019. – № 9. – С. 101-112.

13. Верещагин, С.Б. Особенности процесса маневрирования многоопорных платформ / С.Б. Верещагин, Г.И. Гладов, Л.В. Демидов // Автомобильная промышленность. – 2014. – № 10. – С. 15-18.

14. Малиновский, М.П. Применение итерационного метода при расчёте тормозных свойств седельного автопоезда с учётом перераспределения вертикальных реакций / М.П. Малиновский, Е.С. Смолко // Труды НАМИ. – 2020. – № 1. – С. 36-47.

15. Малиновский, М.П. Повышение адаптивных свойств систем управления путём определения коэффициента сцепления бортовыми средствами в режиме реального времени / М.П. Малиновский // Вестник Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета (МАДИ). – 2020. – Вып. 1. – С. 43-51.

16. Малиновский, М.П. Координатный метод расчета рулевой трапеции / М.П. Малиновский, Г.И. Гладов // Тракторы и сельхозмашины. – 2015. – № 8. – С. 17–19.

References

1. Demidov L.V. *Vestnik MADI*, 2013, issue 4, pp. 17a-21.
2. Ivanov A.M., Losev S.A *Vestnik MADI*, 2005, issue 5, pp. 32-37.
3. Malinovskij M.P. *Avtomobil'. Doroga. Infrastruktura*, 2018, no. 4, p. 3.
4. Gladov G.I., Presnyakov L.A. *Izvestiya vysshih uchebnyh zavedenij. Mashinostroenie*, 2007, no. 3, pp. 40-42.
5. Gladov G.I., Presnyakov L.A. *Avtomobil'naya promyshlennost'*, 2017, no. 7, pp. 14-16.
6. Gladov G.I., Presnyakov L.A. *Avtomobil'naya promyshlennost'*, 2017, no. 5, pp. 22–23.
7. Demidov L.V. *Vestnik MADI*, 2012, issue 4, pp. 26a-30.
8. Gladov G.I., Presnyakov L.A., Roldugin V.D. *Avtomobil'naya promyshlennost'*, 2007, no. 6, pp. 11–12.
9. Kristal'nyj S.R., Toporkov M.A., Fomichjov V.A., Popov N.V. *Avtomobil'. Doroga. Infrastruktura*, 2015, no. 2, p. 2.
10. Malinovskij M.P. *Vestnik MADI*, 2018, issue 3, pp. 21-29.
11. Gladov G.I., Presnyakov L.A. *Avtomobil'naya promyshlennost'*, 2008, no. 12, pp. 19-22.
12. Malinovskij M.P. *Science Journal of Transportation*, 2019, no. 9, pp. 101-112.
13. Vereshchagin S.B., Gladov G.I., Demidov L.V. *Avtomobil'naya promyshlennost'*, 2014, no. 10, pp. 15-18.
14. Malinovskij M.P., Smolko E.S. *Trudy NAMI*, 2020, no. 1, pp. 36-47.
15. Malinovskij M.P. *Vestnik Moskovskogo avtomobil'no-dorozhnogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta (MADI)*, 2020, issue 1, pp. 43-51.
16. Malinovskij M.P., Gladov G.I. *Traktory i sel'hoz mashiny*, 2015, no. 8, pp. 17–19.

Рецензент: Н.И. Баурова, д-р техн.наук, проф., МАДИ