

DOI: <https://doi.org/10.17816/0321-4443-627756>

Оригинальное исследование



Исследование кинематики поворота колёсной машины с изменяемой колеёй

А.Н. Беляев, А.В. Химченко, Т.В. Тришина, П.В. Шередекин

Воронежский государственный аграрный университет имени императора Петра I, Воронеж, Российская Федерация

АННОТАЦИЯ

Обоснование. Трапецеидальный рычажный механизм, применяемый в рулевом приводе поворота управляемых колёс для изменения направления движения колёсной машины, не в полной мере удовлетворяет условиям соблюдения чистого качения колёс и соответствия кинематики правильного поворота, что особенно проявляется при регулировке колеи.

Цель работы — оценка степени несоответствия фактической кинематики поворота и кинематики правильного поворота при изменении колеи трактора.

Материалы и методы. В работе использовались аналитические методы, позволившие получить некоторые расчётные зависимости, выполнить численный анализ криволинейного движения трактора с изменяемой колеёй для разных параметров рулевой трапеции, и на этой основе установить закономерности между геометрическими характеристиками рулевой трапеции и кинематическими параметрами поворота.

Результаты. Рациональные геометрические характеристики рулевой трапеции, позволяющие получить наиболее близкие к требуемым кинематические параметры поворота, устанавливаются для чаще всего используемой величины ширины шкворневой колеи. Для трактора Беларус-80.1 она соответствует 1,02 м. При этом, например, при угле поворота внутреннего управляемого колеса 25° минимальный радиус поворота, реализуемого рулевой трапецией на 0,6521 м (10,44%), а при 40° на 0,2829 м (9,27%) отличается от аналогичных величин, полученных из условия чистого качения. При изменении ширины колеи машины происходит нарушение исходных геометрических характеристик трапеции и соответствующее рассогласование кинематических параметров поворота, осуществляемого рулевой трапеции и правильного поворота, увеличивается. Сравнение минимальных радиусов поворота при угле 25° и шкворневой колее 1,42 м показало его увеличение на 3,2340 м (35,83%), а при 40° — на 0,8956 м (20,21%).

Заключение. Для обеспечения правильного поворота необходимо проведение тщательного теоретического анализа рычажного механизма рулевой трапеции и совершенствование на этой основе ее конструкции.

Ключевые слова: колёсная машина; правильный поворот; чистое качение; рулевая трапеция; поворотные рычаги; геометрические параметры; кинематика.

Как цитировать:

Беляев А.Н., Химченко А.В., Тришина Т.В., Шередекин П.В. Исследование кинематики поворота колёсной машины с изменяемой колеёй // Тракторы и сельскохозяйственные машины. 2024. Т. 91, № 5. С. 542–552. DOI: <https://doi.org/10.17816/0321-4443-627756>

DOI: <https://doi.org/10.17816/0321-4443-627756>

Original Study Article

Study of the turn kinematics of a wheeled vehicle with a variable track

Alexander N. Belyaev, Arkady V. Khimchenko, Tatyana V. Trishina, Pavel V. Sheredekin

Voronezh State Agrarian University named after Emperor Peter the Great, Voronezh, Russian Federation

ABSTRACT

BACKGROUND: The trapezoidal lever mechanism used in the steering linkage for turning steerable wheels to change the motion direction of a wheeled vehicle does not fully meet the conditions for ensuring pure wheels rolling and corresponding to the correct turn kinematics, which is especially evident when adjusting the track.

AIM: Assessment of the degree of discrepancy between the actual turn kinematics and the correct turn kinematics when changing the track of the tractor.

METHODS: Analytical methods were used in the study, which made it possible to obtain some computational dependencies, to perform a numerical analysis of the curvilinear motion of a tractor with a variable track for different parameters of the steering linkage, and on this basis to establish patterns between the geometric characteristics of the steering linkage and the kinematic parameters.

RESULTS: Reasonable geometric characteristics of the steering linkage, which ensure the turn kinematic parameters closest to the required ones, are set for the most commonly used value of the width of the kingpin track. For the Belarus-80.1 tractor, it corresponds to 1.02 m. At the same time, for example, at a steer angle of the inner steerable wheel of 25°, the minimum turning radius ensured by the steering linkage differs by 0.6521 m (10.44%) and at the steer angle of 40° by 0.2829 m (9.27%) from their values obtained from the pure rolling condition. When changing the track width of the machine, there is a violation of the initial geometric characteristics of the linkage and the corresponding mismatch of the turn kinematic parameters ensured with the steering linkage and the correct turn kinematics increases. A comparison of the minimum turning radii at an angle of 25° and a kingpin track of 1.42 m showed an increase by 3.2340 m (35.83%), and at 40° — by 0.8956 m (20.21%).

CONCLUSION: To ensure the correct turn, it is necessary to conduct a thorough theoretical analysis of the steering linkage and to improve its design on this basis.

Keywords: wheeled vehicle; correct turn; pure rolling; steering linkage; pivot arms; geometric parameters; kinematics.

To cite this article:

Belyaev AN, Khimchenko AV, Trishina TV, Sheredekin PV. Study of the turn kinematics of a wheeled vehicle with a variable track. *Tractors and Agricultural Machinery*. 2024;91(5):542–552. DOI: <https://doi.org/10.17816/0321-4443-627756>

Received: 16.03.2024

Accepted: 20.11.2024

Published online: 20.11.2024

ВВЕДЕНИЕ

Наиболее распространённым способом криволинейного движения современных автомобилей и тракторов является изменение направления движения поворотом, в ту или иную сторону относительно остова машины, передних управляемых колёс, за счёт чего на них возникают боковые реакции со стороны опорной поверхности [1–3].

Для изменения направления движения колёсной машины служит механизм рулевого привода, основным и необходимым предъявляемым требованием, к которому является обеспечение качения колёс по полотну дороги без проскальзывания [4, 5]. В том случае, когда система рулевого управления обеспечивает чистое качение колёс при повороте, касательные к траекториям движения колёс должны быть перпендикулярны к направлению их осей, а продолжение осей колёс — пересекаться в одной точке, являющейся центром поворота колёсной машины (точки O_1 и O_2 на рис. 1).

Соблюдение указанных условий, очевидно, требует различных углов поворота управляемых колёс. Причем, как видно из кинематической схемы поворота на рис. 1, внешнее (наружное) колесо должно поворачиваться на угол α_H , который меньше, чем угол поворота внутреннего колеса α_B . В этом случае между углами α_H и α_B существует следующая очевидная зависимость [6, 7]:

$$\operatorname{ctg} \alpha_{\text{H}} - \operatorname{ctg} \alpha_{\text{B}} = \frac{B}{L}, \quad (1)$$

где L — продольная (колёсная) база машины; B — расстояние между осями шкворней (шкворневая колея).

Выполнение равенства (1) является подтверждением условия соблюдения правильной кинематики поворота, при которой все колёса машины катятся по концентрическим окружностям. Невыполнение же требования (1) приводит к скольжению шин по дороге, быстрому их износу, излишнему расходу мощности двигателя и топлива. Кроме того, при этом появляются дополнительные нагрузки на систему рулевого управления, что ведет к преждевременному возникновению в сочленениях между её деталями больших люфтов, вызывающих плохое держание колёсной машиной дороги, к её вилянию, особенно при движении на высоких скоростях и на ухабистых дорогах. В этом случае, также снижается степень надёжности действия рулевой системы, поскольку, в отличие от многих других агрегатов и механизмов выход из строя даже одной её детали в большинстве случаев может привести к аварии или катастрофе [8].

Следует отметить, что правильная кинематика при криволинейном движении машины, представленная на рис. 1, естественно, нарушается в условиях реальной эксплуатации из-за эластичных свойств шин, поэтому выбор

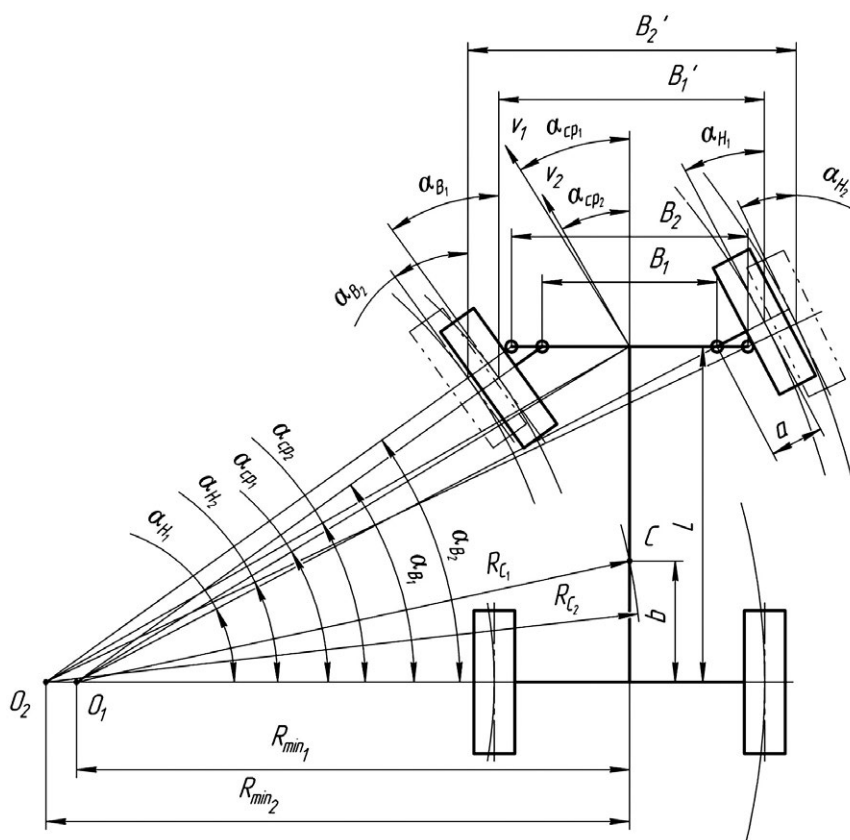


Рис. 1. Кинематическая схема поворота машины при условии чистого качения колёс.

Fig. 1. Kinematic scheme of turning the machine under the condition of pure rolling of the wheels.

и обоснование параметров звеньев механизма рулевого привода, осуществляется с некоторыми допущениями, предполагающими управляемые колеса абсолютно жесткими в боковом направлении [6, 7, 9–11].

В конструкциях большинства современных автомобилей и тракторов соблюдение положения (1), достижение при этом вполне определенного соотношения между углами поворота управляемых колес во всем диапазоне их изменения, обеспечивается рулевым приводом, в качестве которого применяется рычажный механизм рулевой трапеции (рис. 2) [7, 9–12].

Однако, рулевая трапеция (см. рис. 2), применяемая в приводе управляемых колес, не позволяет достичь полного согласования с исходной общей кинематикой правильного поворота (см. рис. 1) и, соответственно, чистого качения колес, т.е. не обеспечивает следующие из его геометрии требуемые соотношения между углами поворота управляемых колес α_H и α_B . Боковая эластичность шин лишь в отдельных случаях, при некоторых эпизодически возникающих соответствующих условиях, может компенсировать это несоответствие.

Существует ряд методик подбора геометрических параметров звеньев рулевой трапеции аналитическими, графическими и графоаналитическими способами, дающих, в конечном итоге, примерно равноценные результаты [6, 7, 13]. Например, в работе [4, 13], из рассмотрения геометрии рулевой трапеции, установлена следующая аналитическая взаимосвязь между углами α_H и α_B :

$$\alpha_H = \varphi + \arctg \left(\frac{m \cos(\varphi + \alpha_B)}{B - m \sin(\varphi + \alpha_B)} \right) - \arcsin \left(\frac{m + 2B \sin \varphi - 2m \sin^2 \varphi - B \sin(\varphi + \alpha_B)}{\sqrt{B^2 + m^2 - 2Bm \sin(\varphi + \alpha_B)}} \right), \quad (2)$$

где φ — углы наклона боковых поворотных рычагов 1 (см. рис. 2) к передней оси машины 2; m — длина боковых поворотных рычагов 1 (см. рис. 2).

Сравнение выражений (1) и (2) позволяет сделать вывод о том, что они не тождественные, и, следовательно, между теоретически необходимыми углами поворота колес α_H и α_B , полученными согласно кинематике правильного поворота (1), и фактическими, реализуемыми рулевой трапецией (2), будет неизбежно существовать разность.

При выполнении сельскохозяйственных операций, в зависимости от агротехнических требований, существует необходимость в регулировке колеи трактора, при которой изменяется длина поперечной тяги трапеции. Очевидно, при этом будут изменяться кинематические характеристики криволинейного движения машины [6–8, 13].

ЦЕЛЬ РАБОТЫ

В связи с вышесказанным *целью исследования* является оценка степени несоответствия фактической

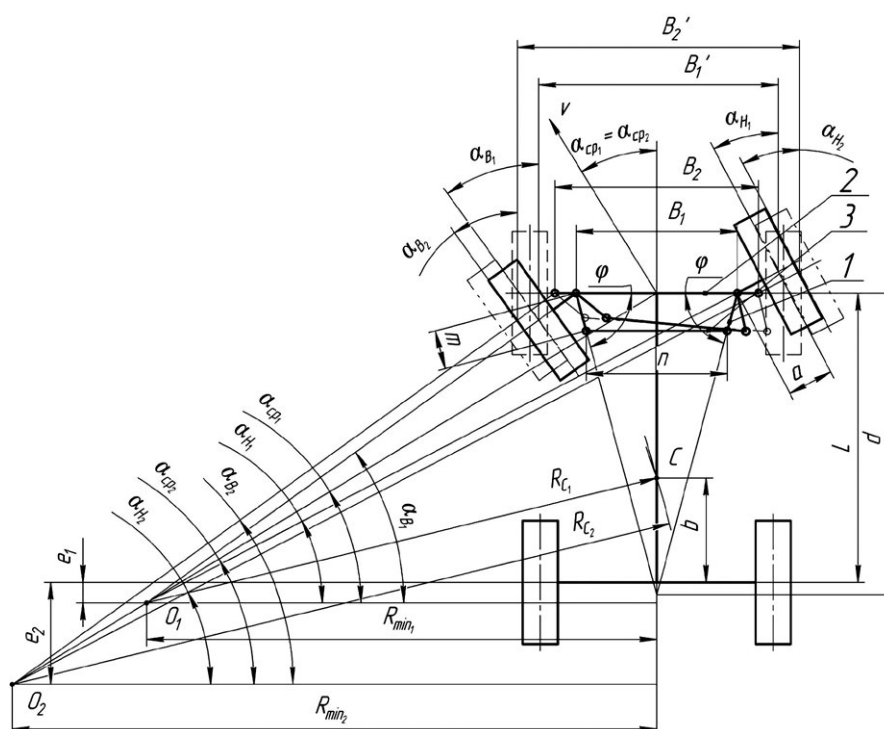


Рис. 2. Кинематическая схема поворота машины, реализуемого рулевой трапецией: 1 — боковой поворотный рычаг; 2 — передняя ось машины; 3 — поперечная тяга рулевой трапеции.

Fig. 2. The kinematic scheme of the turning of the machine ensured with the steering linkage: 1 — a side pivot arm; 2 — a front axle of the machine; 3 — a transverse rod of the steering linkage.

кинematики поворота и кинematики правильного поворота при изменении колеи трактора.

МАТЕРИАЛЫ И МЕТОДЫ

Для достижения поставленной цели использовались аналитические методы, позволившие получить некоторые расчетные закономерности, и провести численный анализ кинематики поворота трактора с изменяемой колеёй для разных параметров рулевой трапеции.

Проведем анализ работоспособности рулевого привода колёсного трактора Беларус-80.1, у которого согласно техническим характеристикам и данным, полученным измерениями, колёсная база $L = 2,37$ м, ширина колеи передних колёс изменяется в пределах $B' = 1,35 \dots 1,75$ м с интервалами 0,10 м, шкворневая колея также варьируется дискретно через 0,10 м от $B = 1,02$ м до $B = 1,42$ м, длина рычагов $1m = 0,2066$ м и углы их наклона $\varphi = 73,83^\circ$, отношение $m/n = 0,228$, где n — длина поперечной рулевой тяги 3 [14]. Для наглядности конструктивных изменений и сравнения результатов исследований на рис. 1 и 2 представлены схемы поворота для двух вариантов B и B' .

ПАРАМЕТРЫ ПРАВИЛЬНОГО ПОВОРОТА ПРИ ИЗМЕНЕНИИ КОЛЕИ

Увеличение или уменьшение шкворневой колеи B согласно условию чистого качения (1) приводит к очевидному изменению необходимого для его соблюдения соотношения между углами α_H и α_B , и, как следствие, — геометрических и кинематических параметров правильного поворота (см. рис. 1): среднего угла поворота управляемых колёс α_{cp} , положения мгновенного центра поворота на продолжении задней оси машины (точки O_1, O_2), минимального теоретического радиуса поворота (R_{min1}, R_{min2}) и теоретического радиуса кривизны траектории, описываемой центром тяжести (R_{c1}, R_{c2}), которые рассчитаны по следующим формулам [7, 15]:

$$\operatorname{ctg} \alpha_{cp} = \frac{\operatorname{ctg} \alpha_H + \operatorname{ctg} \alpha_B}{2}; \quad (3)$$

$$\alpha_H = \arctg \left(\frac{L \operatorname{tg} \alpha_B}{L + B \operatorname{tg} \alpha_B} \right); \quad (4)$$

$$R_{min} = \frac{L}{\operatorname{tg} \alpha_B} + \frac{1}{2}B = \frac{L}{\operatorname{tg} \alpha_H} - \frac{1}{2}B; \quad (5)$$

$$R_c = \sqrt{b^2 + L^2 \operatorname{ctg}^2 \alpha_{cp}}, \quad (6)$$

где b — расстояние от центра тяжести C до задней оси машины (см. рис. 1).

По (1, 3–6), например, при $B = 1,02$ м и $\alpha_B = 25^\circ$ получено $\alpha_{cp} = 22,9664^\circ$, $\alpha_H = 21,2245^\circ$, $R_{min} = 5,5925$ м,

$R_c = 5,6480$ м; при $B = 1,02$ м и $\alpha_B = 40^\circ$ — $\alpha_{cp} = 35,4037^\circ$, $\alpha_H = 31,6527^\circ$, $R_{min} = 3,3345$ м, $R_c = 3,4268$ м; при $B = 1,42$ м и $\alpha_B = 25^\circ$ — $\alpha_{cp} = 22,2520^\circ$, $\alpha_H = 20,0256^\circ$, $R_{min} = 5,7925$ м, $R_c = 5,8461$ м; при $B = 1,42$ м и $\alpha_B = 40^\circ$ — $\alpha_{cp} = 33,8435^\circ$, $\alpha_H = 29,1779^\circ$, $R_{min} = 3,5345$ м, $R_c = 3,6217$ м (рис. 3, табл. 1).

Таким образом, с увеличением B на 0,4 м, R_{min} и R_c также увеличиваются, примерно на 0,2 м, во всем диапазоне изменения углов поворота управляемых колёс, что в процентном отношении при $B = 1,02$ м составляет около 3,5%, а при $B = 1,42$ м — 5,5%.

ПАРАМЕТРЫ ФАКТИЧЕСКОГО ПОВОРОТА ПРИ ИЗМЕНЕНИИ КОЛЕИ

С изменением межколёсной колеи B' пропорционально ей изменяются шкворневая колея B и длина n поперечной тяги 3 рулевой трапеции, а длина m поворотных рычагов 1 и угол их наклона φ остаются постоянными. Однако, подобное нарушение исходной геометрии рулевой трапеции практически не оказывает влияние на начальное соотношение между углами α_B и α_H , о чём можно судить по результатам расчётов α_H при переменных величинах B и α_B (2), приведённых в табл. 2, и об этом также свидетельствует то, что графики зависимостей $\alpha_H = f(\alpha_B)$ на рис. 3, полученные для вариантов поворота машины с рулевой трапецией для всех исследуемых позиций, совпадают.

Для расчета других общих кинематических параметров поворота, реализуемого рулевой трапецией, использовалось выражение (3) и следующие формулы, полученные

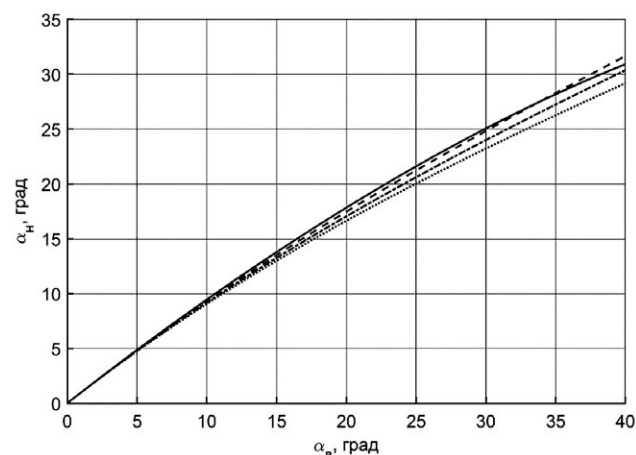


Рис. 3. Графики зависимостей углов поворота наружного колеса от углов поворота внутреннего колеса трактора Беларус-80.1: — трапеция; - - - чистое качение при $B = 1,02$ м; - · - чистое качение при $B = 1,22$ м; чистое качение при $B = 1,42$ м.

Fig. 3. Graphs of the dependences of the steer angles of the outer wheel on the steer angles of the internal wheel of the Belarus-80.1 tractor: — linkage; - - - pure rolling at $B = 1,02$ m; - · - pure rolling at $B = 1,22$ m; pure rolling at $B = 1,42$ m.

Таблица 1. Кинематические параметры правильного поворота
Table 1. Kinematic parameters of correct turn

№ п.п.	α_B , град	α_H , град	α_{cp} , град	R_{min} , м	R_c , м
$B = 1,02 \text{ м}$					
1	1	0,9925	0,9963	136,2872	136,2895
2	5	4,8194	4,9081	27,5992	27,6105
3	10	9,3074	9,6414	13,9509	13,9733
4	15	13,5090	14,2163	9,3550	9,3883
5	20	17,4676	18,6513	7,0215	7,0658
6	25	21,2245	22,9664	5,5925	5,6480
7	30	24,8178	27,1826	4,6150	4,6821
8	35	28,2829	31,3212	3,8947	3,9740
9	40	31,6527	35,4037	3,3345	3,4268
$B = 1,22 \text{ м}$					
1	1	0,9911	0,9955	136,3872	136,3895
2	5	4,7855	4,8904	27,6992	27,7105
3	10	9,1827	9,5741	14,0509	14,0731
4	15	13,2501	14,0719	9,4550	9,4879
5	20	17,0423	18,4071	7,1215	7,1652
6	25	20,6084	22,6038	5,6925	5,7470
7	30	23,9926	26,6866	4,7150	4,7807
8	35	27,2344	30,6800	3,9947	4,0721
9	40	30,3698	34,6082	3,4345	3,5241
$B = 1,42 \text{ м}$					
1	1	0,9897	0,9948	136,4872	136,4895
2	5	4,7521	4,8729	27,7992	27,8104
3	10	9,0611	9,5077	14,1509	14,1730
4	15	13,0008	13,9304	9,5550	9,5876
5	20	16,6366	18,1691	7,2215	7,2646
6	25	20,0256	22,2520	5,7925	5,8461
7	30	23,2175	26,2071	4,8150	4,8793
8	35	26,2556	30,0621	4,0947	4,1702
9	40	29,1779	33,8435	3,5345	3,6217

нами из рассмотрения тригонометрии кинематической схемы поворота (см. рис. 2):

$$R_{min} = B \left(\frac{\operatorname{tg} \alpha_H}{\operatorname{tg} \alpha_B - \operatorname{tg} \alpha_H} + \frac{1}{2} \right); \tag{7}$$

$$R_c = \sqrt{(b + e)^2 + L^2 \operatorname{ctg}^2 \alpha_{cp}}, \tag{8}$$

где «вылет» мгновенного центра поворота (см. рис. 2) определяется согласно:

$$e = B \frac{\operatorname{tg} \alpha_H \operatorname{tg} \alpha_B}{\operatorname{tg} \alpha_B - \operatorname{tg} \alpha_H} - L.$$

РЕЗУЛЬТАТЫ И ОБСУЖДЕНИЕ

Так как выполненные изменения в геометрии рулевой трапеции практически не повлияли на соотношение между α_B и α_H , определяемое рулевой трапецией, а указанные соотношения по условиям чистого качения меняются, то наблюдается рассогласование $\Delta \alpha_H$ между углом поворота наружного колеса α_H , реализуемого трапецией (2) и тем же углом, полученным из условия правильного поворота (1), при изменении B (рис. 4).

При увеличении угла α_B практически во всем диапазоне его изменения расхождение между α_H растёт.

Таблица 2. Кинематические параметры поворота, реализуемые рулевой трапецией

Table 2. Kinematic parameters of turn ensured with the steering linkage

№ п/п	α_B , град	α_H , град	α_{cp} , град	R_{min} , м	R_c , м
$B = 1,02$ м					
1	1	0,9943	0,9972	179,2957	179,3108
2	5	4,8608	4,9294	35,9523	36,0265
3	10	9,4520	9,7183	17,7573	17,8994
4	15	13,7775	14,3634	13,7775	14,3634
5	20	17,8313	18,8557	8,2658	8,5122
6	25	21,5982	23,1818	6,2446	6,5226
7	30	25,0554	27,3228	4,8502	5,1448
8	35	28,1727	31,2548	3,8284	4,1241
9	40	30,9127	34,9483	3,0516	3,3339
$B = 1,22$ м					
1	1	0,9944	0,9972	218,9098	218,9307
2	5	4,8636	4,9309	43,8917	43,9939
3	10	9,4629	9,7241	21,6810	21,8775
4	15	13,8019	14,3766	14,0556	14,3342
5	20	17,8751	18,8801	10,1006	10,4461
6	25	21,6687	23,2220	7,6358	8,0303
7	30	25,1613	27,3848	5,9355	6,3600
8	35	28,3247	31,3463	4,6891	5,1241
9	40	31,1243	35,0795	3,7410	4,1677
$B = 1,42$ м					
1	1	0,9945	0,9973	258,5240	258,5506
2	5	4,8655	4,9318	51,8310	51,9616
3	10	9,4704	9,7281	25,6046	25,8564
4	15	13,8188	14,3857	16,6028	16,9612
5	20	17,9055	18,8970	11,9352	12,3819
6	25	21,7175	23,2498	9,0267	9,5404
7	30	25,2344	27,4275	7,0204	7,5781
8	35	28,4294	31,4092	5,5495	6,1278
9	40	31,2698	35,1692	4,4301	5,0061

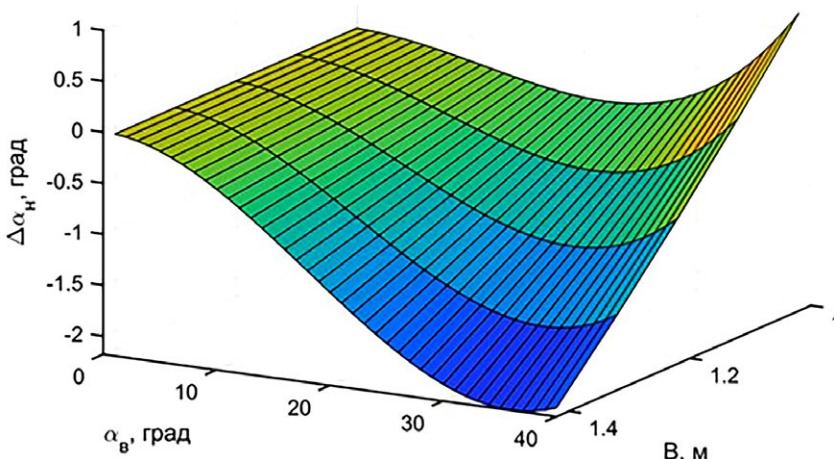


Рис. 4. Графики зависимостей разности между углами поворота наружного управляемого колеса, полученных из условия чистого качения и реализуемого рулевой трапеции, от шкворневой колеи и угла поворота внутреннего управляемого колеса трактора Беларусь 80.1.

Fig. 4. Graphs of the dependence of the difference between the angles of rotation of the outer steerable wheel from the track along the pins and the angle of rotation of the inner steerable wheel of the tractor Belarus 80.1, obtained from the condition of pure rolling and realized steering trapezoid.

Получено: $\Delta\alpha_{H\max} = 1,1701^\circ$ при $\alpha_B = 31^\circ$ и $B = 1,22$ м; $\Delta\alpha_{H\max} = 2,1783^\circ$ — $\alpha_B = 36^\circ$ и $B = 1,42$ м; $\Delta\alpha_H = 0,7545^\circ$ — $\alpha_B = 40^\circ$ и $B = 1,22$ м; $\Delta\alpha_H = 2,0919^\circ$ — $\alpha_B = 40^\circ$ и $B = 1,42$ м. При этом для $B = 1,02$ м $\Delta\alpha_H = 0,1872^\circ$ при $\alpha_B = 31^\circ$ и $\Delta\alpha_H = 0,213^\circ$ при $\alpha_B = 36^\circ$.

Как видно, в рассмотренных случаях, до некоторого значения α_B величина $\Delta\alpha_H$ увеличивается, а затем уменьшается примерно с такой же интенсивностью, с которой был её рост.

Несмотря на, кажется, не большую разность между α_H по (1) и (2), при этом $R_{\min}$ и R_c правильного поворота и поворота, осуществляемого рулевой трапецией, имеют значительные отличия, что позволяет сделать вывод об ухудшении устойчивости движения и маневренности машины. Так по (7) и (8) при $B = 1,22$ м и $\alpha_B = 25^\circ$ имеем $R_{\min} = 7,6358$ м, $R_c = 8,0303$ м; при $B = 1,22$ м и $\alpha_B = 40^\circ$ — $R_{\min} = 3,7410$ м, $R_c = 4,1677$ м; при $B = 1,42$ м и $\alpha_B = 25^\circ$ — $R_{\min} = 9,0267$ м, $R_c = 9,5404$ м; при $B = 1,42$ м и $\alpha_B = 40^\circ$ — $R_{\min} = 4,4301$ м, $R_c = 5,0061$ м (табл. 2).

Таким образом, с увеличением B на 0,2 м с 1,22 м до 1,42 м при $\alpha_B = 25^\circ$ $R_{\min}$ возрастает на величину $\Delta R_{\min} = 1,3909$ м или на 15,41%, а R_c — на $\Delta R_c = 1,5101$ м (15,83%); при $\alpha_B = 40^\circ$ соответственно на $\Delta R_{\min} = 0,6891$ м (15,55%), а R_c — на $\Delta R_c = 0,8384$ м (16,70%).

Сравнение этих же кинематических характеристик с полученными из условия чистого качения (5), (6) дало следующее их увеличение (см. табл. 1, табл. 2): при $\alpha_B = 25^\circ$ и $B = 1,22$ м — $\Delta R_{\min} = 1,9433$ м (25,45%), $\Delta R_c = 2,2833$ м (28,43%); при $\alpha_B = 25^\circ$ и $B = 1,42$ м — $\Delta R_{\min} = 3,2340$ м (35,83%), $\Delta R_c = 3,6943$ м (38,72%); при $\alpha_B = 40^\circ$ и $B = 1,22$ м — $\Delta R_{\min} = 3,0650$ м (8,19%), $\Delta R_c = 0,6436$ м (17,2 %); при $\alpha_B = 40^\circ$ и $B = 1,42$ м — $\Delta R_{\min} = 0,8956$ м (20,21%), $\Delta R_c = 1,3844$ м (27,65%).

При этом мгновенный центр поворота O во всех вариантах располагается за задней осью машины, что является дополнительным признаком нарушения общих условий кинематики правильного поворота.

Установлено, с использованием уравнений (1)–(8), что шкворневая колея, при которой принятые (оптимальные) геометрические характеристики рулевой трапеции позволяют получить наиболее близкое расположению друг к другу мгновенных центров правильного поворота (см. рис. 1) и поворота, осуществляемого рулевой трапецией (см. рис. 2), и соответствующее при этом расположение точки пересечения продолжения боковых поворотных рычагов с продольной осью машины на вполне определенном рекомендуемом расстоянии от передней оси 2, равном $d = 0,7...0,8L$ (рис. 2) — $B = 1,02$ м (см. рис. 4) [4, 5, 15, 16]. Однако, даже при этом, геометрия рулевой трапеции не обеспечивает полностью требуемую кинематику правильного поворота (см. рис. 1). Причем с увеличением угла α_B изменение разности между необходимым по условию чистого качения α_H и фактическим, полученным с помощью рулевой трапеции, имеет

сложный и нелинейный характер (см. рис. 4). Максимальное рассогласование наблюдается при $\alpha_B = 40^\circ$ — $\Delta\alpha_{H\max} = 0,74^\circ$. А практически полное совпадение α_H , соответствующих условию чистого качения и реализуемого рулевой трапецией, при этом получено в одном случае — для $\alpha_B = 34^\circ$ (см. рис. 4). Причём до $\alpha_B = 34^\circ$ соотношение между углами α_B и α_H таково, что мгновенный центр поворота O располагается за задней осью трактора, и $R_{\min}$ больше, чем должен быть по условию чистого качения, что говорит об ухудшении поворачиваемости и маневренности. При α_B выше 34° точка O перемещается во внутрь колёсной базы и $R_{\min}$ становится по величине меньше, чем при правильном повороте. Тем не менее, это не говорит об улучшении поворачиваемости и маневренности машины, так как и подобное искажение геометрии поворота приводит также к нарушению условий чистого качения колёс, к их скольжению и износу шин.

Сравнение $R_{\min}$ и R_c по (5), (6) и по (7), (8) при $B = 1,02$ м дало следующие результаты (см. табл. 1, табл. 2): при $\alpha_B = 25^\circ$ — $\Delta R_{\min} = 0,6521$ м (10,44%), $\Delta R_c = 0,8746$ м (13,41%); при $\alpha_B = 40^\circ$ — $\Delta R_{\min} = 0,2829$ м (9,27%), $\Delta R_c = 0,093$ м (2,7%).

Таким образом, предположение о том, что упругие свойства шин колёс в боковом направлении за счет деформации могут компенсировать кинематическое рассогласование при качении колёс, вызванное рулевой трапецией, не всегда является обоснованным.

Для улучшения поворачиваемости, маневренности и соблюдения при этом оптимальной исходной кинематики поворота предлагается конструкция рулевой трапеции, гарантирующая постоянные исходные соотношения между значениями углов поворота управляемых колёс во всем диапазоне изменения колеи машины, состоящая из управляемого моста 1 с поворотными колёсами 2, поперечной рулевой тяги 3 регулируемой длины, поворотных рычаги 4 с несколькими (например, тремя) отверстиями 5 для крепления шарниров 6 тяги 1 и шкворней 7 (рис. 5) [17].

Отверстия 5 на поворотных рычагах 4 расположены таким образом, что при нахождении колес в прямолинейном положении текущие длины рабочих частей и углы наклона рычагов 4 к оси машины при разных колеях были такими, чтобы линии их продолжения пересекались с ее продольной осью всегда в одной и той же точке E (см. рис. 5), и при одинаковых углах поворота колёс мгновенный центр поворота находился в одних и тех же точках на продолжении задней оси машины (см. рис. 1).

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Полученные в работе данные показали, что при изменении колеи трактора существенно меняются кинематические параметры чистого поворота. В частности:

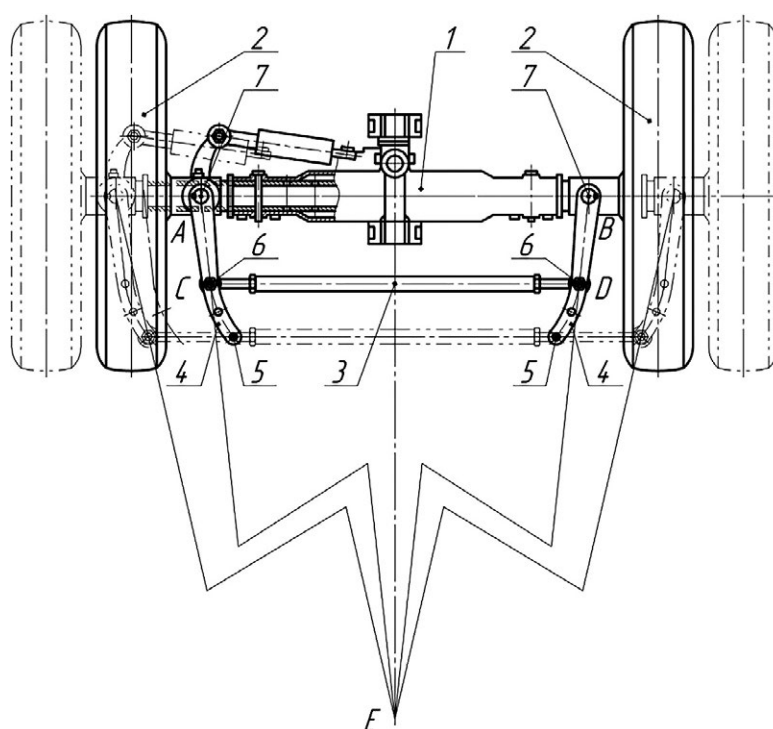


Рис. 5. Рулевая трапеция колесной машины с изменяемой колеёй: 1 — управляемый мост; 2 — поворотные колёса; 3 — поперечная рулевая тяга регулируемой длины; 4 — поворотные рычаги; 5 — отверстия для крепления шарниров; 6 — шарниры; 7 — шкворни.

Fig. 5. Steering trapezoid of a wheeled vehicle with a variable track: 1 — steerable bridge; 2 — swivel wheels; 3 — adjustable-length transverse steering rod; 4 — pivot levers; 5 — holes for mounting hinges; 6 — hinges; 7 — kingpins.

1. Изменяется расстояние между осями шкворней, что приводит к нарушению исходной геометрии трапеции а, следовательно, кинематических соотношений правильного поворота и условия качения колес. Так, например, при увеличении шкворневой колеи трактора Беларус-80.1 с 1,22 м до 1,42 м при угле поворота внутреннего управляемого колеса 25° минимальный радиус поворота, реализуемого рулевой трапецией на 1,3909 м или 15,41% больше. При этом сравнение с кинематикой правильного поворота дало его увеличение на 1,9433 м (25,45%) при шкворневой колее 1,22 м, а при 1,42 м — 3,2340 м (35,83%).

2. Лишь при одном из значений величины шкворневой колеи на тракторе Беларус-80.1, равной 1,02 м, возможно получение кинематических параметров, наиболее близких правильному повороту. При этом при угле поворота внутреннего управляемого колеса 25° минимальный радиус поворота выше на 0,6521 м (10,44%), чем по условию чистого качения.

Предлагаемая конструкция обеспечивает при изменении ширины колеи оптимальную геометрию рулевой трапеции для сохранения кинематических параметров, правильного поворота, свободного, без проскальзывания, качения колёс, что снижает износ шин, уменьшает динамические нагрузки на детали и узлы машины и улучшает устойчивость, управляемость и маневренность.

Таким образом, для достижения минимального влияния ширины колеи на характеристики криволинейного движения колёсной машины, рациональные параметры рулевой трапеции должны устанавливаться для наиболее часто применяемой ее величины.

Для обеспечения чистого качения колёс при движении на повороте транспортного средства с переменной колеёй необходимо проведение тщательного теоретического анализа рычажного механизма рулевой трапеции и совершенствование на этой основе её конструкции.

ДОПОЛНИТЕЛЬНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Вклад авторов. А.Н. Беляев — обзор литературы, сбор и анализ литературных источников, анализ численных результатов, написание текста статьи; А.В. Химченко — анализ литературных источников, поиск и анализ расчетных зависимостей, подготовка и редактирование статьи; Т.В. Тришина — выполнение расчетов и редактирование статьи; П.В. Шередекин — обзор литературы, выполнение расчётов и анализ численных результатов. Все авторы подтверждают соответствие своего авторства международным критериям *ICMJE* (все авторы внесли существенный вклад в разработку концепции, проведение исследования и подготовку статьи, прочли и одобрили финальную версию перед публикацией).

Конфликт интересов. Авторы декларируют отсутствие явных и потенциальных конфликтов интересов, связанных с проведенным исследованием и публикацией настоящей статьи.

Источник финансирования. Авторы заявляют об отсутствии внешнего финансирования при проведении исследования и подготовке публикации.

ADDITIONAL INFORMATION

Authors' contribution. A.N. Belyaev — literature review, collection and analysis of literary sources, analysis of numerical results, writing the text of the manuscript; A.V. Khimchenko — analysis

of literary sources, search and analysis of computational dependencies, preparation and editing the text of the manuscript; T.V. Trishina — performing calculations and editing the text of the manuscript; P.V. Sheredekin — literature review, performing calculations and analysis of numerical results. All authors made a substantial contribution to the conception of the work, acquisition, analysis, interpretation of data for the work, drafting and revising the work, final approval of the version to be published and agree to be accountable for all aspects of the work.

Competing interests. The authors declare that they have no competing interests.

Funding source. This study was not supported by any external sources of funding.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Гуськов В.В., Велев Н.Н., Атаманов Ю.Е., и др. Тракторы: теория. М.: Машиностроение, 1988.
2. Скотников В.А., Машенский А.А., Солонский А.С. Основа теории и расчёт трактора и автомобиля. М.: Агропромиздат, 1986.
3. Смирнов Г.А. Теория движения колёсных машин. М.: Машиностроение, 1990.
4. Гришкевич А.И., Ломако Д.М., Автушенко В.П., и др. Автомобили: конструкция, конструирование и расчёт. Системы управления и ходовая часть. Минск: Вышэйшая школа, 1987.
5. Ксеневиц И.П., Гуськов В.В., Боcharов Н.Ф., и др. Тракторы. Проектирование, конструирование и расчёт. М.: Машиностроение, 1991.
6. Раймпель Й. Шасси автомобиля: Рулевое управление. М.: Машиностроение, 1987.
7. Jazar R.N. Vehicle Dynamics. Theory and Application. New York: Springer Science Business Media; 2014. doi: 10.1007/978-1-4614-8544-5
8. Курганов А.И. Основы расчета шасси тракторов и автомобилей: учебное пособие. М.: Государственное издательство сельскохозяйственной литературы, 1953.
9. Chen J., Shen X., Wang A. Steering Trapezoid Optimized Design of the Off-road Racing Car // J. Phys.: Conf. Ser. 2022. Vol. 2235. doi: 10.1088/1742-6596/2235/1/012082
10. Khristamto M., Praptijanto A., Kalega S. Measuring geometric and kinematic properties to design steering axis to angle turn of the electric golf car // Energy Procedia. 2015. Vol. 68. P. 463–470. doi: 10.1016/j.egypro.2015.03.278
11. Pauwelussen J.P. Essentials of Vehicle. Dynamics. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2014.
12. Беляев А.Н., Тришина Т.В., Шередекин П.В. Основные типы систем рулевых управлений автомобилей. В кн.: Проблемы и перспективы конструктивного совершенствования отечественного автомобилестроения: материалы всероссийской научно-технической конференции. Воронеж: ВГЛТУ им. Г.Ф. Морозова, 2023. С. 24–32. doi: 10.58168/AutIndustry2023_24-32 EDN: SBPUWF
13. Бухарин Н.А., Прозоров В.С., Щукин М.М. Автомобили. Конструкция, нагрузочные режимы, рабочие процессы, прочность агрегатов автомобиля. Л. Машиностроение, 1973.
14. Руководство по эксплуатации тракторов «Беларус-80.1/82.1/820». Минск: ООО «Минский тракторный завод», 2015.
15. Беляев А.Н., Орбинский В.И., Тришина Т.В., и др. Обоснование геометрических параметров рулевой трапеции колёсной машины // Вестник Воронежского государственного аграрного университета. 2023. Том 16, № 2 (77). С. 116–123. doi: 10.53914/issn2071-2243_2023_2_116 EDN: UVVOLI
16. Беляев А.Н., Шередекин П.В. Обоснование геометрических параметров рулевой трапеции транспортного средства с изменяемой колеёй. В кн.: Наука и образование на современном этапе развития: опыт, проблемы и пути их решения: материалы международной научно-практической конференции. Воронеж: Воронежский государственный аграрный университет им. Императора Петра I, 2023. С. 8–11. EDN: RIGKSA
17. Патент на полезную модель РФ № 224040 / 13.03.2024. Бюл. № 8. Беляев А.Н., Шередекин П.В., Тришина Т.В. Рулевая трапеция колесного транспортного средства с изменяемой колеёй. EDN: LOAWOI

REFERENCES

1. Guskov VV, Veleve NN, Atamanov YuE, et al. Tractors: theory. Moscow: Mashinostroenie; 1988. (in Russ.)
2. Skotnikov VA, Mashchensky AA, Solonsky AS. The basis of the theory and calculation of a tractor and a car. Moscow: Agropromizdat; 1986. (in Russ.)
3. Smirnov GA. The theory of movement of wheeled vehicles. Moscow: Mashinostroenie; 1990. (in Russ.)
4. Grishkevich AI, Lomako DM, Avtushenko VP, et al. Cars: design, design and calculation. Control systems and chassis. Minsk: Vysheyschaya shkola; 1987. (in Russ.)
5. Ksenevich IP, Guskov VV, Bocharov NF, et al. Tractors. Design, construction and calculation. Moscow: Mashinostroenie; 1991. (in Russ.)
6. Reimpel J. Car chassis: Steering. Moscow: Mashinostroenie; 1987. (in Russ.)
7. Jazar RN. Vehicle Dynamics. Theory and Application. New York: Springer Science+Business Media; 2014. doi: 10.1007/978-1-4614-8544-5
8. Kurganov AI. Basics of calculating the chassis of tractors and cars: a textbook. Moscow: Gosudarstvennoe izdatelstvo selskokhozyaystvennoy literatury; 1953. (in Russ.)

9. Chen J, Shen X, Wang A. Steering Trapezoid Optimized Design of the Off-road Racing Car. *J. Phys.: Conf. Ser.* 2022;2235. doi: 10.1088/1742-6596/2235/1/012082
10. Khristamtoa M, Praptijantoa A, Kalega S. Measuring geometric and kinematic properties to design steering axis to angle turn of the electric golf car. *Energy Procedia.* 2015;68:463–470. doi: 10.1016/j.egypro.2015.03.278
11. Pauwelussen JP. *Essentials of Vehicle Dynamics*. Oxford: Butterworth-Heinemann; 2014.
12. Belyaev AN, Trishina TV, Sheredekin PV. Main types of car steering systems. In: *Problems and prospects for constructive improvement of the domestic automotive industry: materials of the All-Russian scientific and technical conference*. Voronezh: VGLTU im GF Morozova; 2023:24–32. (in Russ.) doi: 10.58168/AutIndustry2023_24-32 EDN: SBPUWF
13. Bukharin NA, Prozorov VS, Shchukin MM. *Cars. Design, load conditions, work processes, strength of vehicle components*. Leningrad: Mashinostroenie; 1973. (in Russ.)
14. Operating manual for tractors "Belarus-80.1/82.1/820". Minsk Tractor Plant LLC; 2015. (in Russ.)
15. Belyaev AN, Orobinsky VI, Trishina TV, et al. Substantiation of geometric parameters of steering linkage of a wheeled vehicle. *Vestnik Voronezhskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta.* 2023;16(2):116–123. (in Russ.) doi: 10.53914/issn2071-2243_2023_2_116 EDN: UVVOLI
16. Belyaev AN, Sheredekin PV. Justification of the geometric parameters of the steering linkage of a vehicle with variable gauge. *Science and education at the present stage of development: experience, problems and ways to solve them: materials of the international scientific and practical conference*. Voronezh: Voronezhskiy gosudarstvennyy agrarnyy universitet im. Imperatora Petra I. 2023:8–11 (in Russ.) EDN: RIGKSA
17. Patent RUS No. 224040 / 13.03.2024. Bull. 8. Belyaev AN, Sheredekin PV, Trishina TV. Steering trapezoid of a motor vehicle with a variable track (in Russ.) EDN: LOAVOI

ОБ АВТОРАХ

*** Химченко Аркадий Васильевич,**

канд. техн. наук, доцент,
доцент кафедры сельскохозяйственных машин, тракторов
и автомобилей;
адрес: Российская Федерация, 394087, Воронеж,
ул. Мичурина, д. 1;
ORCID: 0000-0002-9340-4252;
eLibrary SPIN: 4568-1757;
e-mail: himch.arkady@yandex.ru

Беляев Александр Николаевич,

д-р техн. наук, доцент,
заведующий кафедрой прикладной механики;
ORCID: 0000-0001-9195-7091;
eLibrary SPIN: 3125-7630;
e-mail: aifkm_belyaev@mail.ru

Тришина Татьяна Владимировна,

канд. техн. наук, доцент,
доцент кафедры прикладной механики;
ORCID: 0000-0001-9976-979X;
eLibrary SPIN: 2965-6960;
e-mail: t.v.trishina@gmail.com

Шередекин Павел Викторович,

магистр,
аспирант кафедры прикладной механики;
ORCID: 0009-0007-2852-5844;
eLibrary SPIN: 3022-9650;
e-mail: pavlo94_94@mail.ru

* Автор, ответственный за переписку / Corresponding author

AUTHORS' INFO

*** Arkady V. Khimchenko,**

Cand. Sci. (Engineering), Associate Professor,
Associate Professor of the Agricultural Machines,
Tractors and Automobiles Department;
address: 1 Michurina street, 394087 Voronezh,
Russian Federation;
ORCID: 0000-0002-9340-4252;
eLibrary SPIN: 4568-1757;
e-mail: himch.arkady@yandex.ru

Alexander N. Belyaev,

Dr. Sci. (Engineering), Associate Professor,
Head of the Applied Mechanics Department;
ORCID: 0000-0001-9195-7091;
eLibrary SPIN: 3125-7630;
e-mail: aifkm_belyaev@mail.ru

Tatyana V. Trishina,

Cand. Sci. (Engineering), Associate Professor,
Associate Professor of the Applied Mechanics Department;
ORCID: 0000-0001-9976-979X;
eLibrary SPIN: 2965-6960;
e-mail: t.v.trishina@gmail.com

Pavel V. Sheredekin,

Master, Postgraduate of the Applied Mechanics Department;
ORCID: 0009-0007-2852-5844;
eLibrary SPIN: 3022-9650;
e-mail: pavlo94_94@mail.ru