

УДК 629.3.02-514.852

4.3.1. Технологии, машины и оборудование для агропромышленного комплекса

ОПТИМИЗАЦИЯ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ЧЕТЫРЁХЗВЕННОЙ РУЛЕВОЙ ТРАПЕЦИИ

Беляев Александр Николаевич
д-р техн. наук, доцент
ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9195-7091>
eLibrary SPIN: 3125-7630
e-mail: aifkm_belyaev@mail.ru
Воронежский государственный аграрный университет имени императора Петра I, Воронеж, Россия

Мухин Алексей Максимович
Аспирант
eLibrary SPIN: 4873-0631
e-mail: alex.fly2002@mail.ru
Воронежский государственный аграрный университет имени императора Петра I, Воронеж, Россия

Химченко Аркадий Васильевич
канд. техн. наук, доцент
ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-9340-4252>
eLibrary SPIN: 4568-1757
e-mail: himch.arkady@yandex.ru
Воронежский государственный аграрный университет имени императора Петра I, Воронеж, Россия

Тришина Татьяна Владимировна
канд. техн. наук, доцент
ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9976-979X>
eLibrary SPIN: 2965-6960
e-mail: t.v.trishina@gmail.com

Высоцкая Ирина Алевтиновна
д-р техн. наук, доцент кафедры математики
ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-6521-9570>
eLibrary SPIN: 1506-5751
e-mail: i.a.trishina@gmail.com
Военный учебно-научный центр Военно-воздушных сил «Военно-воздушная академия имени профессора Н.Е. Жуковского и Ю.А. Гагарина» (г. Воронеж) Министерства обороны Российской Федерации, Воронеж, Россия

Для осуществления поворота управляемых колес относительно плоскости качения с целью изменения направления движения транспортного средства служит рулевая трапеция. На тракторах сельскохозяйственного назначения наибольшее распространение нашла рулевая трапеция, в основу которой положен симметричный шарнирно-рычажный механизм с неразрезной поперечной

UDC 629.3.02-514.852

4.3.1. Technologies, machinery and equipment for the agro-industrial complex

OPTIMIZATION OF GEOMETRIC PARAMETERS OF THE FOUR -LINK STEERING TRAPEZOID

Belyaev Alexander Nikolaevich
Dr.Sci.Tech., associate professor
ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9195-7091>
eLibrary SPIN: 3125-7630
e-mail: aifkm_belyaev@mail.ru
Voronezh State Agrarian University named after Emperor Peter the Great, Voronezh, Russia

Mukhin Alexey Maksimovich
Postgraduate student
eLibrary SPIN: 4873-0631
e-mail: alex.fly2002@mail.ru
Voronezh State Agrarian University named after Emperor Peter the Great, Voronezh, Russia

Khimchenko Arkady Vasilievich
Cand.Tech.Sci., associate professor
ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-9340-4252>
eLibrary SPIN: 4568-1757
e-mail: himch.arkady@yandex.ru
Voronezh State Agrarian University named after Emperor Peter the Great, Voronezh, Russia

Trishina Tatyana Vladimirovna
Cand.Tech.Sci., associate professor
ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9976-979X>
eLibrary SPIN: 2965-6960
e-mail: t.v.trishina@gmail.com

Vysotskaya Irina Alevtinovna
Dr.Sci.Tech., Associate Professor of the Department of Mathematics
ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-6521-9570>
eLibrary SPIN: 1506-5751
e-mail: i.a.trishina@gmail.com
Military Educational and Scientific Center of the Air Force N.E. Zhukovsky and Y.A. Gagarin Air force Academy (Voronezh) the Ministry of Defense of the Russian Federation, Voronezh, Russia

A steering trapeze is used to rotate the steered wheels relative to the rolling plane in order to change the direction of movement of the vehicle. On agricultural tractors, the steering trapezoid, which is based on a symmetrical hinge-lever mechanism with an uncut transverse steering rod, has found the most widespread use. However, such a steering trapezoid does not allow for the relationship between the angles of rotation of

рулевой тягой. Однако, такая рулевая трапеция не позволяет обеспечить взаимосвязь между углами поворота наружного α_H и внутреннего α_B управляемых колес, необходимую для осуществления правильного поворота в соответствии с условиями чистого качения колес. При фактическом повороте колесной машины, реализуемом рулевой трапецией, кинематическое согласование происходит за счет боковой деформации, скольжения шин, заноса машины. Особенно эффективным и доступным способом устранения указанного рассогласования является выбор рационального угла наклона бокового поворотного рычага φ рулевой трапеции к продольной оси машины. Для трактора Беларус-1221.2 проведена оптимизация углового положения бокового рычага для наиболее востребованных режимов эксплуатации. За критерий при этом принято равенство нулю квадрата разности между углом поворота α_H при правильном повороте трактора и при повороте, осуществляемом рулевой трапецией, $-(\Delta\alpha)^2$. Получены для трех условий движения следующие результаты: $\alpha_{B1}=10^\circ - \varphi_1=71,902^\circ$, $\alpha_{B2}=25^\circ - \varphi_2=73,4101^\circ$, $\alpha_{B3}=40^\circ - \varphi_3=76,0048^\circ$; длина рычага принята при этом из конструктивных соображений: $m_1=0,33$ м, $m_2=0,292$ м, $m_3=0,255$ м. На основе проведенных расчетов разработан эскизный проект опытных боковых рычагов для трактора Беларус-12321.2

Ключевые слова: КОЛЕСНАЯ МАШИНА, ТРАКТОР, ПОВОРОТ, УПРАВЛЯЕМЫЕ КОЛЕСА, РУЛЕВАЯ ТРАПЕЦИЯ, БОКОВОЙ РЫЧАГ, УГОЛ НАКЛОНА, ОПТИМИЗАЦИЯ

<http://dx.doi.org/10.21515/1990-4665-216-011>

Введение

При движении по криволинейной траектории (при повороте) у колесной машины при рассмотрении ее как абсолютно твердого тела, что и предполагается при ее исследовании, и что абсолютно оправдано, может быть только один мгновенный центр поворота [1]. Но, например, если у двухосной машины классической схемы передние управляемые колеса повернуты для изменения направления движения относительно плоскости качения на одинаковые углы, то при этом мгновенный центр поворота не будет совпадать с точкой пересечения перпендикуляров, проведенных к векторам линейных скоростей всех колес. Тогда кинематическое

the exterior α_N and internal α_V steerable wheels, it is necessary to make a correct turn in accordance with the conditions of pure rolling of the wheels. During the actual rotation of the wheeled vehicle, realized by the steering trapezoid, kinematic alignment occurs due to lateral deformation, sliding of tires, and skidding of the car. A particularly effective and affordable way to eliminate this misalignment is to choose a rational angle of inclination of the lateral rotary lever φ of the steering trapezoid to the longitudinal axis of the machine. The angular position of the side lever has been optimized for the Belarus-1221.2 tractor for the most demanded operating modes. In this case, the criterion is assumed to be zero of the squares of the difference between the angle of rotation α_H when the tractor is rotated correctly and when turning by the steering trapezoid, $-(\Delta\alpha)^2$. The following results were obtained for three driving conditions: $\alpha_{V1}=10^\circ - \varphi_1=71.902^\circ$, $\alpha_{V2}=25^\circ - \varphi_2=73.4101^\circ$, $\alpha_{V3}=40^\circ - \varphi_3=76.0048^\circ$; the length of the lever was taken for design reasons: $m_1=0.33$ m, $m_2=0.292$ m, $m_3=0.255$ m. Based on the calculations carried out, a draft design of experimental side levers for the Belarus-12321.2 tractor has been developed

Keywords: WHEELED VEHICLE, TRACTOR, TURN, STEERABLE WHEELS, STEERING TRAPEZE, SIDE LEVER, TILT ANGLE, OPTIMIZATION

<http://ej.kubagro.ru/2026/02/pdf/11.pdf>

согласование между собственно поворотом машины и поворотом управляемых колес будет происходить за счет боковой деформации шин колес, а зачастую – их скольжения, в критических случаях – заноса [2]. Подобные негативные явления приводят к повышенному износу шин, росту расхода топлива. Значительное увеличение при этом величин сил сопротивления качению колес приводит к существенному дополнительному нагружению деталей, узлов и агрегатов, что может являться причиной снижения их надежности и долговечности [3, 4].

Методика исследования

Для устранения отмеченных отрицательных последствий управляемые колеса должны быть повернуты на разные углы таким образом, чтобы они катились по концентрическим окружностям радиусов R_H и R_B , соответственно, при этом перпендикуляры к плоскостям вращения колес пересекались в одной точке – в идеальном случае на продолжении оси задних колес (рис. 1) [5-8].

Математически это описывается условием чистого качения колес, выполнение которого означает осуществление правильного (идеального) поворота и устанавливает требуемое для этого соотношение между углами поворота колес управляемого моста в соответствии с конструктивными особенностями машины [5-11]

$$\operatorname{ctg} \alpha_H - \operatorname{ctg} \alpha_B = B/L, \quad (1)$$

где α_H – угол поворота наружного управляемого колеса, рад.;

α_B – угол поворота внутреннего управляемого колеса, рад.;

B – шкворневая колея машины, м;

L – продольная (колесная) база машины, м.

Отмеченная взаимосвязь между углами α_H и α_B для идеального поворота машины вытекает из зависимости (1)

$$\alpha_H = \operatorname{arcctg} \left(\frac{B}{L} + \operatorname{ctg} \alpha_B \right). \quad (2)$$

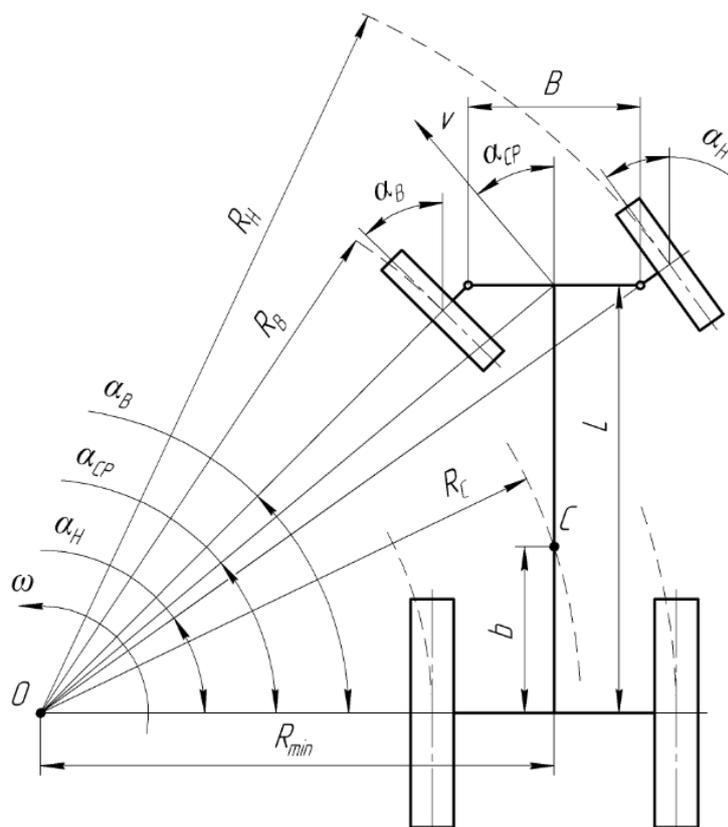


Рисунок 1. Кинематическая схема правильного поворота колесной машины

Теоретический минимальный радиус поворота машины, являющийся кратчайшим расстоянием от мгновенного центра поворота до продольной оси или ее продолжения, определяется при этом, исходя из правильности поворота, по формуле [5-11]

$$R_{\min} = \frac{L}{\operatorname{tg}\alpha_{\text{CP}}}, \quad (3)$$

где α_{CP} – средний угол поворота управляемых колес

$$\operatorname{ctg}\alpha_{\text{CP}} = (\operatorname{ctg}\alpha_{\text{H}} + \operatorname{ctg}\alpha_{\text{B}})/2. \quad (4)$$

Радиус кривизны траектории машины, описываемой центром тяжести (точка C на рисунке 1), оценивается с помощью следующего выражения:

$$R_{\text{C}} = \sqrt{b^2 + L^2 \operatorname{ctg}^2 \alpha_{\text{CP}}}, \quad (5)$$

где b – расстояние от оси заднего моста до центра тяжести, м.

Как правило, в современных транспортных средствах поворот управляемых колес относительно плоскости вращения осуществляют с помощью рулевой трапеции [5-8].

В большинстве случаев для выполнения условия (1) на колесных машинах, в том числе на тракторах сельскохозяйственного назначения, отдают предпочтение рулевой трапеции в виде симметричного шарнирно-рычажного четырехзвенного механизма с неразрезной поперечной рулевой тягой, как наиболее простого по конструктивному исполнению (рис. 2, рис. 3) [5-8]. Основными звеньями такого типа трапеции являются (рис. 2, рис. 3): балка управляемого моста 2, боковые поворотные рычаги 3 и поперечная рулевая тяга 4 [2, 5-8, 12, 13].

Однако, как показали исследования, применение такой трапеции еще не является гарантией соблюдения условия чистого качения (1). При этом лишь на достаточно узком интервале изменения углов поворота колес взаимосвязь между углами α_H и α_B близка к определенной соотношением (1) [2, 14]. Реально оказалось, что абсолютное выполнение условия (1) возможно только для одного сочетания углов α_H и α_B [2, 8, 14]. Причем, большие погрешности возникают при больших углах поворота колес и при малых радиусах поворота машины, то есть при наиболее неблагоприятных условиях функционирования машины [3, 4].

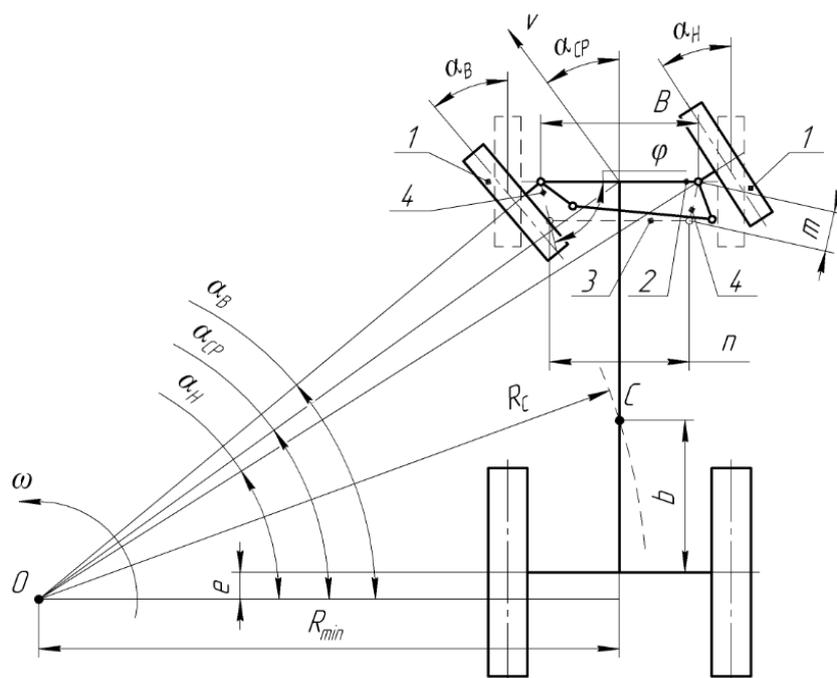
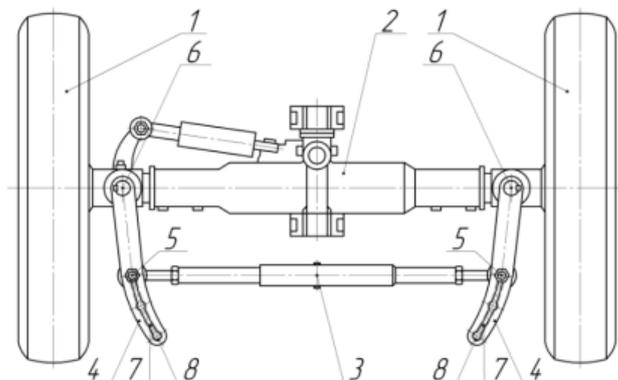
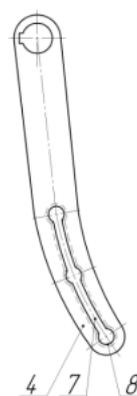


Рисунок 2. Кинематическая схема фактического поворота колесной машины

а)



б)



а) общий вид управляемого моста; б) боковой рычаг

1 – управляемые колёса; 2 – балка управляемого моста; 3 – поперечная рулевая тяга; 4 – боковые поворотные рычаги; 5 – пальцы шарниров поперечной рулевой тяги; 6 – поворотные шкворни; 7 – криволинейные пазы боковых поворотных рычагов; 8 – отверстия для крепления пальцев шарниров поперечной рулевой тяги

Рисунок 3. Симметричная четырёхзвенная неразрезная рулевая трапеция

При этом теоретический минимальный радиус фактического (реального, действительного) поворота колесной машины и радиус кривизны траектории, описываемой ее центром масс вычисляются, соответственно, по формулам [14, 15]

$$R_{min} = B \left(\frac{1}{2} + \frac{\operatorname{tg}\alpha_H}{(\operatorname{tg}\alpha_B - \operatorname{tg}\alpha_H)} \right); \quad (6)$$

$$R_C = \sqrt{(b + e)^2 + R_{min}^2}, \quad (7)$$

где смещение мгновенного центра поворота O от продолжения линии задней оси машины

$$e = B \frac{\operatorname{tg}\alpha_H \operatorname{tg}\alpha_B}{(\operatorname{tg}\alpha_B - \operatorname{tg}\alpha_H)} - L. \quad (8)$$

Для установления взаимосвязи между углами поворота наружного и внутреннего управляемых колес используется следующее выражение [16, 17]:

$$\alpha_H = \theta + \operatorname{arctg} \frac{m \cos(\theta + \alpha_B)}{B - m \sin(\theta + \alpha_B)} - \operatorname{arcsin} \frac{m + 2B \sin \theta - 2m \sin^2 \theta - B \sin(\theta + \alpha_B)}{\sqrt{B^2 + m^2 - 2Bm \sin(\theta + \alpha_B)}}, \quad (9)$$

где θ – угол наклона бокового поворотного рычага рулевой трапеции к продольной оси машины, рад;

m – длина бокового поворотного рычага бокового поворотного рычага, м.

Сравнение формул (2), (3), (5) и (6), (7), (9) говорит о их не тождественности, что является основанием для проведения дополнительных исследований в данном направлении.

Для выполнения взаимосвязи (1) возможно применение трапеции в виде более сложного многосвязного механизма, например, шестизвенного шарнирно-рычажного механизма [8, 18]. Однако, как показала практика, использование такой рулевой трапеции не совсем оправдано из-за сложности конструктивного исполнения и некоторой неопределённости

при оптимизации выбора величин геометрических параметров рычажного механизма расчетными методами, несмотря на то, что она дает более близкий к (1) результат в сравнении с четырёхзвенной трапецией. Именно поэтому в некоторых транспортных средствах применяют подруливание задними колесами, особенно на высоких скоростях движения, «идя» на компромисс при использовании четырёхзвенной рулевой трапеции.

Однако, такой вариант связан с усложнением конструкции всей системы рулевого управления и, в большинстве своем, экономически не целесообразен, особенно для классической компоновки тракторов сельскохозяйственного назначения, на которых реализация этого направления практически невозможна.

Таким образом, при проектировании и усовершенствовании колесной машины геометрические параметры звеньев рулевой трапеции необходимо выбирать такими, чтобы отклонения действительных углов поворота колес от теоретических были минимальными при всех эксплуатационных режимах движения, характерных для данного типа машин.

Оказалось, что в четырехзвенной рулевой трапеции имеется, но довольно таки ограниченная, возможность изменения геометрических параметров звеньев с целью подбора их оптимальных значений, при которых кинематические характеристики фактического, осуществляемого ею поворота, совпадали или были бы близки к кинематическим характеристикам идеального поворота [2].

Теоретически можно корректировать всего два таких параметра: длину бокового рычага 3 и угол его наклона к оси машины. Но фактически оптимизации подвергается только угол его установки, так как, как показали исследования, влияние длины рычага на кинематику поворота машины не столь значительно в сравнении с влиянием его углового положения. Поэтому сделан вывод о нецелесообразности одновременного

изменения двух указанных параметров [2].

Следует отметить, что, как и при варьировании длины рычага 3, так и угла его установки, очевидно, автоматически меняется длина поперечной рулевой тяги 4, положение которой является полностью зависимым от них.

Результаты и их обсуждение

Исходя из вышесказанного, нами была поставлена задача выбора для трактора Беларус-1221.2 оптимальных углов наклона φ ($\varphi + \theta = 90^\circ$) бокового поворотного рычага рулевой трапеции к его продольной оси, соответствующих трем характерным эксплуатационным режимам: движение по дорогам общего назначения в составе транспортного агрегата, где наиболее востребованным по условиям функционирования является угол поворота управляемых колес равный примерно 10° (при оценке режимов движения будем ориентироваться на угол поворота внутреннего управляемого колеса, следовательно, именно $\alpha_{B1} = 10^\circ$); движение в сложных дорожных условиях, как правило, также в составе транспортного агрегата – $\alpha_{B2} = 25^\circ$; осуществление поворота в полевых условиях, как одного из элементов при выполнении технологического процесса в составе пахотного, культиваторного, посевного или других сельскохозяйственных агрегатов – в этом случае имеем максимальный угол $\alpha_{B3} = \alpha_{Bmax} = 40^\circ$ [11, 19].

Исходными данными при оптимизации выступали конструктивно-эксплуатационные характеристики трактора Беларус-1221.2 [20]: $L = 2,78$ м; $B = 1,14$ м; $\alpha_{B1} = 10^\circ$; $\alpha_{B2} = 25^\circ$; $\alpha_{B3} = 40^\circ$. Рабочая длина бокового поворотного рычага для конкретных угла установки и угла поворота внутреннего управляемого колеса, соответствующего определенным условиям движения, назначалась, исходя из конструктивных соображений: $m_1 = 0,33$ м при $\alpha_{B1} = 10^\circ$; $m_2 = 0,292$ м – $\alpha_{B2} = 25^\circ$; $m_3 = 0,255$ м – $\alpha_{B3} = 40^\circ$.

За критерий оптимизации принят квадрат разности между углом

поворота наружного управляемого колеса $\alpha_{НП}$ при правильном повороте и тем же углом $\alpha_{НФ}$, соответствующим действительному повороту, реализуемому рулевой трапецией [2, 8, 18]

$$(\Sigma\Delta\alpha)^2=(\alpha_{НП}-\alpha_{НФ})^2\rightarrow 0. \tag{10}$$

В выражении (10) угол $\alpha_{НП}$ определяется в соответствии с формулой (2), полученной из условия чистого качения колес (1) [5-11], а угол $\alpha_{НФ}$ на основании зависимости (9) [16, 17].

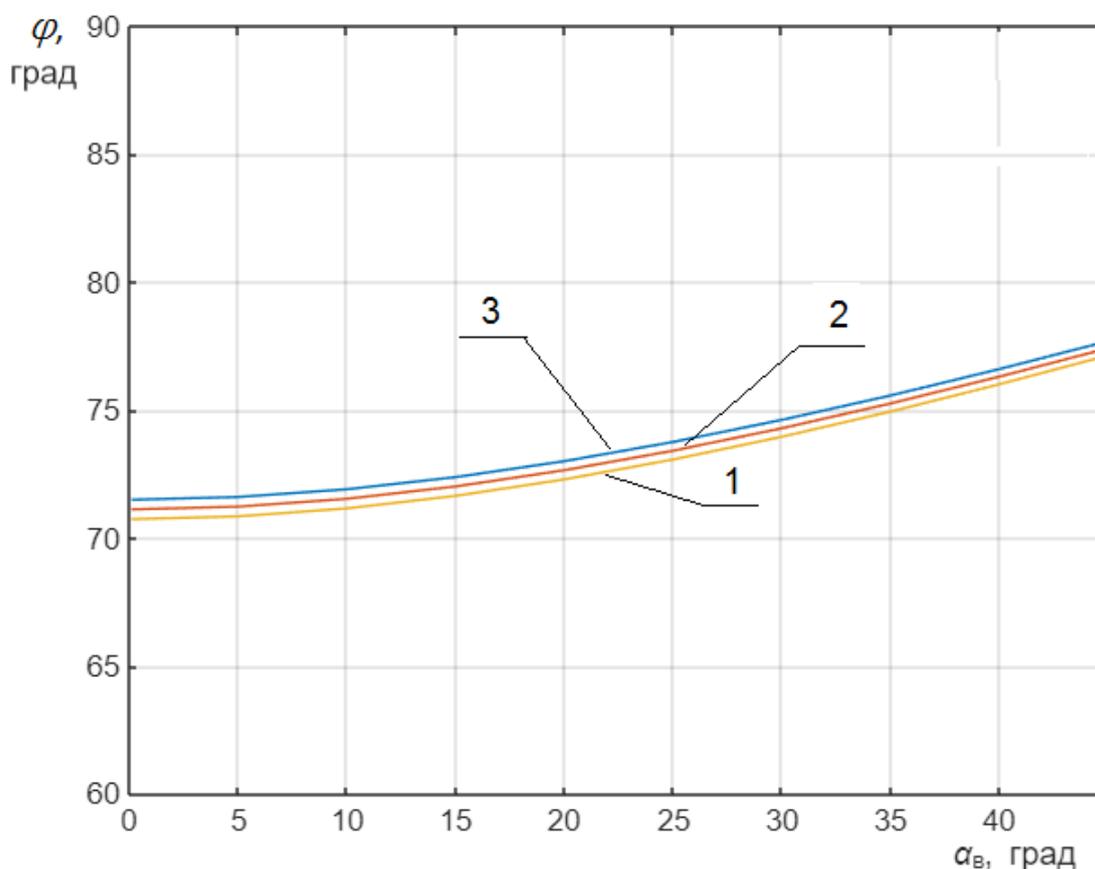
Результаты оптимизации угла наклона бокового рычага для трех положений крепления рулевой поперечной тяги представлены в таблице 1 и на рисунке 4 [21]. Анализ таблицы 1 и рисунка 4 выявил, что при $m_1=0,33$ м и $\alpha_{В1}=10^\circ$ оптимальный угол наклона бокового рычага к поперечной оси трактора равен $\varphi_1=71,902^\circ$, при $m_2=0,292$ м и $\alpha_{В2}=25^\circ - \varphi_2=73,4101^\circ$, а при $m_3=0,255$ м и $\alpha_{В3}=40^\circ - \varphi_3=76,0048^\circ$.

Таблица 1. Результаты оптимизации углового положения бокового поворотного рычага

$\alpha_{Н}$, град	$\alpha_{В}$, град	$m_1=0,33$ м	$m_2=0,292$ м	$m_3=0,255$ м
		φ	φ	φ
0,1	0,0999	70,734	71.115	71,494
5	4,828	70,843	71.223	71,599
10	9,338	71,155	71.5301	71,902
15	13,573	71,645	72.012	72,376
20	17,573	72,289	72.646	72,999
25	21,378	73,0652	73.4101	73,752
30	25,0244	73,955	74.286	74,614
35	28,546	74,9401	75.255	75,568
40	31,976	76,0048	76.3029	76,599

Так как боковые рычаги крепятся к управляемому мосту или

непосредственно через поворотный шкворень посредством шлицевого соединения (рис. 3), или через поворотный кулак – болтами [20], и корректировка угла φ при этом не представляется возможным без внесения существенных изменений в конструкцию управляемого моста, что является не эффективным направлением модернизации, то на основании анализа результатов проведенных исследований была предложена конструкция рулевой трапеции (рис. 3) [12, 13], в которой боковые рычаги 3 имеют криволинейные пазы 7 с отверстиями для крепления пальцев шарниров 8 поперечной рулевой тяги 4.



1 – $m_1=0,33$ м; 2 – $m_2=0,292$ м; 3 – $m_3=0,255$ м

Рисунок 4. Графики зависимостей оптимального угла наклона бокового поворотного рычага рулевой трапеции к продольной оси машины от угла поворота внутреннего управляемого колеса

На рисунке 3 показаны три таких отверстия, при установке

поперечной рулевой тяги в каждом из них боковой рычаг имеет разный угол наклона к оси трактора, соответствующий выбранным оптимальным значениям. Рабочая длина бокового рычага, являющаяся расстоянием между осями поворотного шкворня 6 и пальца 5 крепления шарнира рулевой тяги 4, в каждом положении также должна соответствовать принятым конструктивно величинам. Форма пазов на рычагах позволяет одновременно варьировать углом φ и длиной m . Следует отметить, у трактора Беларус-1221.2 крепление бокового рычага к управляемому мосту происходит через поворотный кулак, с которым он имеет болтовое соединение, а на рисунке 1 приведен более универсальный вариант конструкции управляемого моста трактора, что на результатах расчета ни коим образом не отразилось.

С учетом установленных ограничений, в качестве которых служат минимальный и максимальный размер рычагов для соблюдения условия перемещения поперечной рулевой тяги из одного крайнего положения в другое без взаимодействия внешними поверхностями с осью передней балки и поддоном двигателя, а также конструктивных особенностей трактора Беларус-1221.2 были выполнены эскизные проекты опытных рычагов. На рисунке 5 приведен эскиз только левого рычага, так как правый рычаг имеет подобную симметричную конструкцию.

Данная конструкция должна обеспечить при изменении условий работы трактора Беларус-1221.2 за счет перестановки в соответствующие пары отверстия боковых поворотных рычагов пальцев крепления поперечной рулевой тяги кинематику поворота, близкую к кинематике правильного поворота.

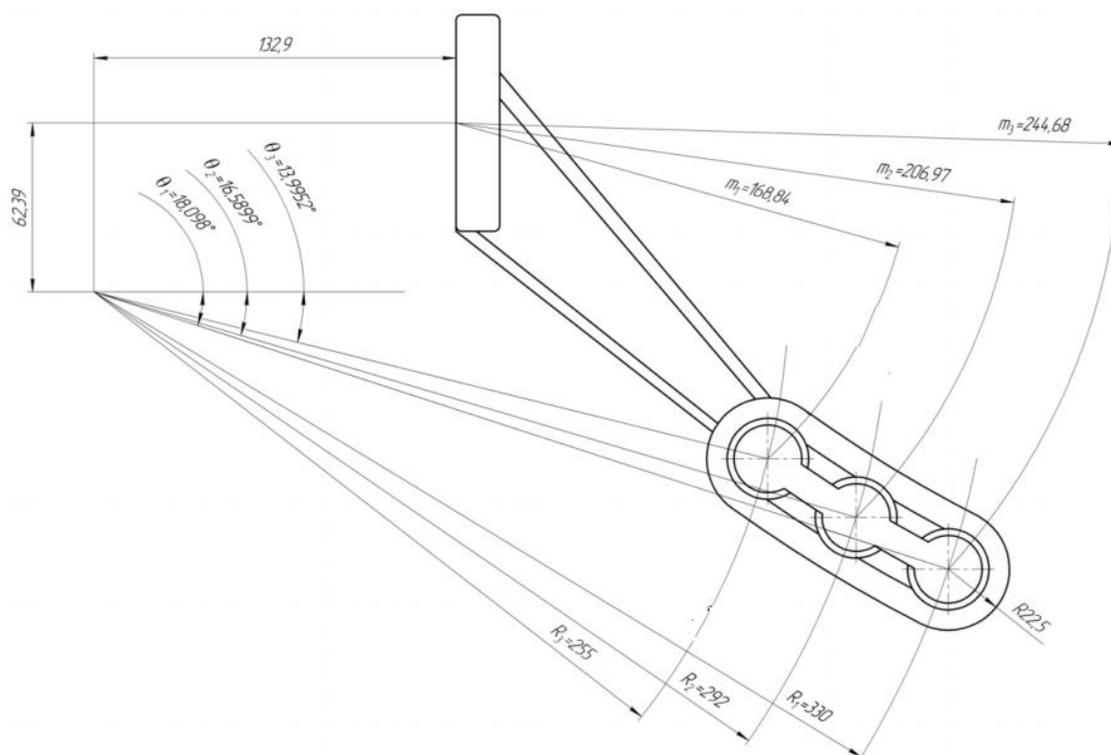


Рисунок 5. Эскиз опытного левого поворотного рычага модернизированной рулевой трапеции трактора Беларус-1221.2

Выводы

1. Применение симметричной неразрезной рулевой трапеции для изменения направления движения колесной машины создает условия, близкие к чистому качению колес, лишь на узком интервале изменения углов поворота управляемых колес.

2. Согласование кинематических характеристик управляемых колес и собственно колесной машины возможно путем выбора оптимального угла поворота бокового поворотного рычага рулевой трапеции к ее продольной оси.

3. Для трактора Беларус-1221.2 определены оптимальные угловые положения бокового рычага на основе режимов эксплуатации. Например, при угле поворота управляемых колес 25° и конструктивно принятой длине бокового рычага 0,292 м получен угол наклона бокового рычага к продольной оси трактора $73,4101^\circ$.

4. Разработан эскизный проект опытного бокового рычага рулевой трапеции для трактора Беларус-1221.2.

Список литературы

1. Болотин С.В., Карапетян А.В., Кугушев Е.И., Трещев Д.В. Теоретическая механика. М.: Издательский центр «Академия», 2010. 432 с.
2. Сазонов И.С., Атаманов Ю.Е., Турлай С.Н. Кинематика четырехзвенной рулевой трапеции и оптимизация ее параметров // Вестник Белорусско-Российского университета. 2007. № 1 (14). С.40-46.
3. Беляев А.Н. Повышение эффективности работы машинно-тракторных агрегатов на базе интегральных универсально-пропашных колесных тракторов: дис. ... док. техн. наук: 05.20.01 / А.Н. Беляев. Мичуринск-наукоград, 2019. 440 с.
4. Трояновская И.П. Механика криволинейного движения тракторных агрегатов: монография. Челябинск: ЧГАУ, 2009. 152 с.
5. Гришкевич А.И., Ломако Д.М., Автушенко В.П. и др. Автомобили: конструкция, конструирование и расчет. Системы управления и ходовая часть: учебное пособие. Мн.: Вышэйшая школа, 1987. 200 с.
6. Ксеневиц И.П., Гуськов В.В., Бочаров Н.Ф. и др. Тракторы. Проектирование, конструирование и расчет. М.: Машиностроение, 1991. 544 с.
7. Раймпель Й. Шасси автомобиля: Рулевое управление. Пер. с нем. В.Н. Пальянова; под ред. А.А. Гальбрейха. М.: Машиностроение, 1987. 232 с.
8. Jazar Reza N. Vehicle Dynamics: Theory and Application // School of Aerospace Mechanical and Manufacturing Engineering RMIT University Melbourne VIC Australia. 2nd Edition, 2008. 997 p.
9. Гуськов В.В., Велев Н.Н., Атаманов Ю.Е. и др. Тракторы: теория. М: Машиностроение, 1988. 374 с.
10. Скотников В.А., Мащенский А.А., Солонский А.С. Основы теории и расчет трактора и автомобиля. М.: Агропромиздат, 1986. 383 с.
11. Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин. 2-е изд., доп. и перераб. М.: Машиностроение, 1990. 352 с.
12. Беляев А.Н., Мухин А.М. Рациональная конструкция рулевой трапеции транспортного средства // Проблемы ресурсообеспеченности и перспективы развития агропромышленного комплекса: материалы международной научно-практической конференции. Воронеж: ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ, 2025. С. 31-35.
13. Патент на полезную модель № 249657 U1 РФ, МПК В62D 7/16. Рулевая трапеция колесного транспортного средства / А.Н. Беляев, А.М. Мухин; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ. № 2025126139; заявл. 24.09.2025; опубл. 21.01.2026. Бюл. № 3. 9 с.
14. Беляев А.Н., Химченко А.В., Тришина Т.В. и др. Исследование кинематики поворота колесной машины с изменяемой колеей // Тракторы и сельхозмашины. 2024. Т. 91, № 5. С. 542–552.
15. Беляев А.Н., Оробинский В.И., Тришина Т.В. и др. Определение положения мгновенного центра поворота и радиуса поворота при изменении ширины колеи колесного трактора // Наука в Центральной России. 2024. № 3(69). С. 73-84.

16. Анилович В.Я., Водолажченко Ю.Т. Конструирование и расчет сельскохозяйственных тракторов. М.: Машиностроение, 1976. 456 с.
17. Бухарин Н.А., Прозоров В.С., Щукин М.М. Автомобили. Конструкция, нагрузочные режимы, рабочие процессы, прочность агрегатов автомобиля: учебное пособие для вузов. 2-е изд., доп. и перераб. Л.: Машиностроение, 1973. 504 с.
18. Сазонов И.С., Атаманов Ю.Е., Турлай С.Н. Кинематика шестизвенной рулевой трапеции и оптимизация ее параметров // Вестник Белорусско-Российского университета. 2008. № 3 (20). С.40-48.
19. Иофинов С.А., Бабенко Э.П., Зуев Ю.А. Справочник по эксплуатации машинно-тракторного парка. М.: Агропромиздат, 1985. 272 с.
20. Руководство по эксплуатации тракторов «Беларус-1221.2/1221В.2/1221.3» // ООО «Минский тракторный завод», 2009. 295 с.
21. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2024617466 РФ. Аналитическое и численное сравнительное исследование кинематики трактора с переменной колеей для чистого поворота и кинематики, обеспечиваемой возможностями рулевой трапеции / А.Н. Беляев [и др.]; заявитель и правообладатель ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ. № 2024616558; заявл. 02.04.2024; опубл. 02.04.2024.

References

1. Bolotin S.V., Karapetjan A.V., Kugushev E.I., Treshhev D.V. Teoreticheskaja mehanika. M.: Izdatel'skij centr «Akademija», 2010. 432 s.
2. Sazonov I.S., Atamanov Ju.E., Turlaj S.N. Kinematika chetyrehzvennoj rulevoj trapecii i optimizacija ee parametrov // Vestnik Belorussko-Rossijskogo universiteta. 2007. № 1 (14). S.40-46.
3. Beljaev A.N. Povyszenie jeffektivnosti raboty mashinno-traktornyh agregatov na baze integral'nyh universal'no-propashnyh kolesnyh traktorov: dis. ... dok. tehn. nauk: 05.20.01 / A.N. Beljaev. Michurinsk-naukograd, 2019. 440 s.
4. Trojanovskaja I.P. Mehanika krivolinejnogo dvizhenija traktornyh agregatov: monografija. Cheljabinsk: ChGAU, 2009. 152 s.
5. Grishkevich A.I., Lomako D.M., Avtushenko V.P. i dr. Avtomobili: konstrukcija, konstruirovanie i raschet. Sistemy upravlenija i hodovaja chast': uchebnoe posobie. Mn.: Vyshhejschaja shkola, 1987. 200 s.
6. Ksenevich I.P., Gus'kov V.V., Bocharov N.F. i dr. Traktory. Proektirovanie, konstruirovanie i raschet. M.: Mashinostroenie, 1991. 544 s.
7. Rajmpel' J. Shassi avtomobilja: Rulevoe upravlenie. Per. s nem. V.N. Pal'janova; pod red. A.A. Gal'brejha. M.: Mashinostroenie, 1987. 232 s.
8. Jazar Reza N. Vehicle Dynamics: Theory and Application // School of Aerospace Mechanical and Manufacturing Engineering RMIT University Melbourne VIC Australia. 2nd Edition, 2008. 997 p.
9. Gus'kov V.V., Velev N.N., Atamanov Ju.E. i dr. Traktory: teorija. M.: Mashinostroenie, 1988. 374 s.
10. Skotnikov V.A., Mashhenskij A.A., Solonskij A.S. Osnovy teorii i raschet traktora i avtomobilja. M.: Agropromizdat, 1986. 383 s.
11. Smirnov G.A. Teorija dvizhenija kolesnyh mashin. 2-e izd., dop. i pererab. M.: Mashinostroenie, 1990. 352 s.
12. Beljaev A.N., Muhin A.M. Racional'naja konstrukcija rulevoj trapecii

transportnogo sredstva // Problemy resursoobespechennosti i perspektivy razvitiya agropromyshlennogo kompleksa: materialy mezhdunarodnoj nauchno-prakticheskoj konferencii. Voronezh: FGBOU VO Voronezhskij GAU, 2025. S. 31-35.

13. Patent na poleznuju model' № 249657 U1 RF, MPK B62D 7/16. Rulevaja trapecija kolesnogo transportnogo sredstva / A.N. Beljaev, A.M. Muhin; zajavitel' i patentoobladatel' FGBOU VO Voronezhskij GAU.

№ 2025126139; zajavl. 24.09.2025; opubl. 21.01.2026. Bjul. № 3. 9 s.

14. Beljaev A.N., Himchenko A.V., Trishina T.V. i dr. Issledovanie kinematiki povorota kolesnoj mashiny s izmenjaemoj koleej // Traktory i sel'hozmashiny. 2024. T. 91, № 5. S. 542–552.

15. Beljaev A.N., Orobinskij V.I., Trishina T.V. i dr. Opredelenie polozhenija mgnovennogo centra povorota i radiusa povorota pri izmenenii shiriny kolei kolesnogo traktora // Nauka v Central'noj Rossii. 2024.

№ 3(69). S. 73-84.

16. Anilovich V.Ja., Vodolazhchenko Ju.T. Konstruirovanie i raschet sel'skohozjajstvennyh traktorov. M.: Mashinostroenie, 1976. 456 s.

17. Buharin N.A., Prozorov V.S., Shhukin M.M. Avtomobili. Konstrukcija, nagruzochnye rezhimy, rabochie processy, prochnost' agregatov avtomobilja: uchebnoe posobie dlja vuzov. 2-e izd., dop. i pererab. L.: Mashinostroenie, 1973. 504 s.

18. Sazonov I.S., Atamanov Ju.E., Turlaj S.N. Kinematika shestizvennoj rulevoj trapecii i optimizacija ee parametrov // Vestnik Belorussko-Rossijskogo universiteta. 2008. № 3 (20). S.40-48.

19. Iofinov S.A., Babenko Je.P., Zuev Ju.A. Spravochnik po jekspluatacii mashinno-traktornogo parka. M.: Agropromizdat, 1985. 272 s.

20. Rukovodstvo po jekspluatacii traktorov «Belarus-1221.2/1221V.2/1221.3» // OOO «Minskij traktornyj zavod», 2009. 295 s.

21. Svidetel'stvo o gosudarstvennoj registracii programmy dlja JeVM № 2024617466 RF. Analiticheskoe i chislennoe sravnitel'noe issledovanie kinematiki traktora s peremennoj koleej dlja chistogo povorota i kinematiki, obespechivaemoj vozmozhnostjami rulevoj trapecii / A.N. Beljaev [i dr.]; zajavitel' i pravoobladatel' FGBOU VO Voronezhskij GAU. № 2024616558; zajavl. 02.04.2024; opubl. 02.04.2024.