

#### 4.3.1. ТЕХНОЛОГИИ, МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ АГРОПРОМЫШЛЕННОГО КОМПЛЕКСА (ТЕХНИЧЕСКИЕ НАУКИ)

Научная статья

УДК 629.3.072.2

DOI: 10.53914/issn2071-2243\_2023\_2\_116

EDN: UVVOLI

### Обоснование геометрических параметров рулевой трапеции колесной машины

**Александр Николаевич Беляев<sup>1✉</sup>, Владимир Иванович Оробинский<sup>2</sup>,  
Татьяна Владимировна Тришина<sup>3</sup>, Павел Викторович Шередекин<sup>4</sup>**

<sup>1, 2, 3</sup>Воронежский государственный аграрный университет имени императора Петра I,  
Воронеж, Россия

<sup>4</sup>Институт защиты семян компании «Сингента», Рамонский район,  
Воронежская область, Россия

<sup>1</sup>aifkm\_belyaev@mail.ru, aifkm@agroeng.vsau.ru✉

**Аннотация.** Представлен анализ рычажных механизмов, используемых в конструкциях транспортных средств для поворота управляемых колес, описаны их конструктивные особенности и принципы работы. Исходя из условий соблюдения «чистого» качения управляемых колес на повороте, обеспечения необходимых маневренности, устойчивости и управляемости сформулированы требования, предъявляемые к рулевому приводу. Обосновано, что применение трапецеидального рычажного механизма в системе рулевого управления колесной машины позволяет создавать требуемые углы поворота управляемых колес для совершения правильного поворота при определенных для транспортного средства геометрических характеристиках. Изложен алгоритм подбора рациональных параметров рулевой трапеции и особенности ее геометрических характеристик при изменении ширины колеи транспортного средства. Выявлено, что изменение расстояния между осями шкворней приводит к нарушению оптимальных геометрических параметров рычажного механизма рулевой трапеции, соответствующих условиям обеспечения качения всех колес транспортного средства без бокового скольжения, приводящего к дополнительному износу шин колес, увеличению затрат мощности двигателя на преодоление возросшего дополнительного сопротивления повороту машины. В качестве примера рассмотрен трактор Беларусь-80.1, для которого при предусмотренном конструктивным изменении ширины колеи передних управляемых колес в интервале от 1350 до 1750 мм лишь одно из положений колес, соответствующее ширине колеи 1350 мм, удовлетворяет условиям правильной кинематики криволинейного движения. Следовательно, для того чтобы транспортное средство выполняло поворот с заданным радиусом и с неизменной силой тяги ведущих колес, необходимо внести изменения в конструкцию системы рулевого управления, которые позволили бы обеспечивать подбор не только длин поперечной рулевой тяги, но и поворотных рулевых рычагов, а также углов их наклона к продольной оси машины.

**Ключевые слова:** колесная машина, рычажный механизм, рулевая трапеция, управляемые колеса, поворот, радиус, колея, тяга, рычаг

**Для цитирования:** Беляев А.Н., Оробинский В.И., Тришина Т.В., Шередекин П.В. Обоснование геометрических параметров рулевой трапеции колесной машины // Вестник Воронежского государственного аграрного университета. 2023. Т. 16, № 2(77). С. 116–123. [https://doi.org/10.53914/issn2071-2243\\_2023\\_2\\_116-123](https://doi.org/10.53914/issn2071-2243_2023_2_116-123).

#### 4.3.1. TECHNOLOGIES, MACHINERY AND EQUIPMENT FOR AGRO-INDUSTRIAL COMPLEX (ENGINEERING SCIENCES)

Original article

### Substantiation of geometric parameters of steering linkage of a wheeled vehicle

**Aleksandr N. Belyaev<sup>1✉</sup>, Vladimir I. Orobinsky<sup>2</sup>, Tatiana V. Trishina<sup>3</sup>, Pavel V. Sheredekin<sup>4</sup>**

<sup>1, 2, 3</sup>Voronezh State Agrarian University named after Emperor Peter the Great, Voronezh, Russia

<sup>4</sup>The Seedcare Institute, Syngenta Global, Science-Based Agtech Company,  
Ramonsky District, Voronezh Oblast, Russia

<sup>1</sup>aifkm\_belyaev@mail.ru, aifkm@agroeng.vsau.ru✉

**Abstract.** The authors presented the findings of analysis of steer axle linkage used in vehicle designs for turning steering wheels; described their design features and principles of operation; formulated requirements for steering gear connection subject to compliance with the pure rolling of the steering wheels at turning, ensuring the necessary amount of maneuverability, stability and controllability; proved that the use of a trapezoidal linkage mechanism in the steering system of a wheeled vehicle makes it possible to create the required rotation angles of

the steering wheels to ensure the correct turning with geometric characteristics defined for the vehicle; explained the algorithm for selecting rational parameters of the steering linkage and the features of its geometric characteristics when the wheel center distance of the vehicle is changed; revealed that the change in the distance between steering axes leads to a violation of the optimal geometric parameters of the linkage mechanism of the steering linkage, corresponding to the conditions for ensuring all wheels of the vehicle rolling without lateral sliding, leading to additional tire wear of the wheels, to an increase in the cost of engine power to overcome the increased additional resistance to vehicle turning. As an example, the Belarus-80.1 tractor is considered, for which, with the provided design change in the front steerable wheels gauge in the range from 1350 to 1750 mm, only one of their positions corresponding to the track gauge of 1350 mm meets the requirements of correct kinematics of curvilinear motion. Consequently, in order for the vehicle to rotate with a given radius and with constant traction force of the steering wheels, it is necessary to make changes to the design of the steering system aimed at selecting not only the lengths of the transverse steering rod, but also the rotary steering rod arms, as well as the angles of their inclination to the longitudinal axis of the vehicle.

**Keywords:** wheeled vehicle, steer axle linkage, steering linkage, steering wheels, turning, radius, gauge, traction force, rod arm

**For citation:** Belyaev A.N., Orobinsky V.I., Trishina T.V., Sheredekin P.V. Substantiation of geometric parameters of steering linkage of a wheeled vehicle. *Vestnik Voronezhskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta = Vestnik of Voronezh State Agrarian University*. 2023;16(2):116-123. (In Russ.). [https://doi.org/10.53914/issn2071-2243\\_2023\\_2\\_116-123](https://doi.org/10.53914/issn2071-2243_2023_2_116-123).

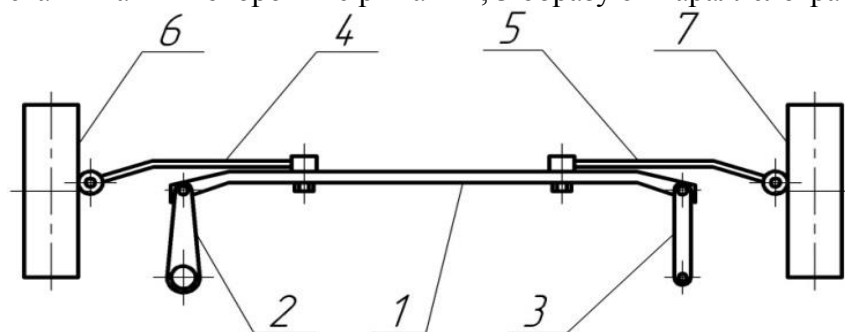
## Введение

Рулевое управление относится к одной из базовых систем транспортного средства, основным назначением которой является выполнение поворота и поддержание заданного водителем направления движения. Для обеспечения хорошей маневренности транспортного средства и необходимых для этого углов поворота управляемых колес служат различные конструкции рычажных механизмов рулевых приводов, каждый из которых имеет свои преимущества и недостатки, но из них можно выделить две принципиально отличающиеся схемы:

- параллелограммный механизм рулевого привода;
- трапецеидальный механизм рулевого привода [4, 5, 11, 12, 13, 14].

### Методика исследования

На рисунке 1 приведен параллелограммный механизм рулевого привода, применяемый в основном на автомобилях с независимой подвеской с передними управляемыми колесами и получивший свое название потому, что входящие в него средняя поперечная рулевая тяга 1 и поворотные рычаги 2, 3 образуют параллелограмм [14].



**Рис. 1. Параллелограммный механизм рулевого привода:**  
 1 – средняя поперечная рулевая тяга; 2, 3 – поворотные рычаги;  
 4, 5 – боковые поперечные рулевые тяги; 6, 7 – управляемые колеса

Детали рулевого механизма вращают поворотный рычаг 2 (за свободный на схеме конец) вокруг шарнира, закрепленного на остова колесной машины (как правило, на ее передней оси). Второй конец этого рычага, соединенный шарнирно со средней поперечной рулевой тягой 1, перемещает ее в ту или иную сторону вместе с боковыми поперечными рулевыми тягами 4 и 5, шарнирно соединенными одним концом с ней, а вторым – с цапфами (ступицами) управляемых колес. Для согласованной работы звеньев механизма второй конец тяги 1 подвижно соединен с поворотным рычагом 3, который, в свою очередь, также, как и звено 2, свободным на схеме концом шарнирно соединен с корпусом

машины. Таким образом, поворот каждого колеса осуществляется одним рычагом, который присоединяется к поворотным кулакам или шкворням цапфы управляемого колеса с помощью или шпоночного паза, или шлицов, или фиксирующего конуса.

Недостатком параллелограммного механизма является то, что его применение не позволяет осуществить поворот внутреннего 5 и наружного 6 управляемых колес на разные углы.

Известно, что для обеспечения качения всех колес машины без бокового скольжения их мгновенный центр поворота должен лежать на пересечении осей вращения всех колес [6, 9, 10] (рис. 2).

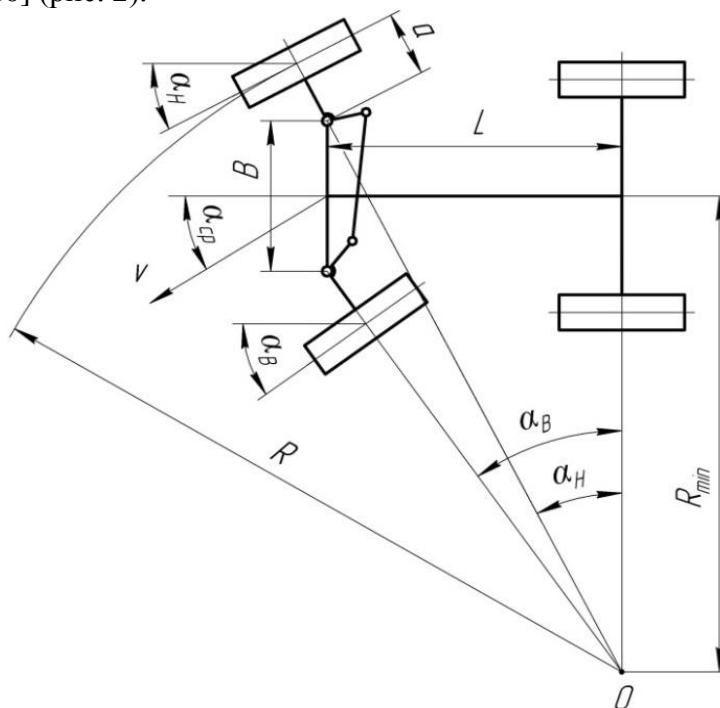


Рис. 2. Кинематика поворота колесной машины с жесткими передними управляемыми колесами

Для наиболее распространенной схемы поворота тракторов и автомобилей (рис. 2) наружный  $\alpha_H$  и внутренний  $\alpha_B$  углы поворота колес должны быть связаны следующей зависимостью [4, 5, 6, 9, 10]:

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

где  $L$  – продольная база машины, м;

$B$  – расстояние между осями шкворней, м.

Продольная база машины определяется из условия ее поворота без подтормаживания с заданным минимальным теоретическим радиусом  $R_{\min}$  (рис. 2)

$$L = R_{\min} \operatorname{tg} \alpha_{\text{cp}}, \quad (2)$$

где  $\alpha_{\text{cp}}$  – средний угол поворота управляемых колес.

Для создания условий, обеспечивающих требуемые маневренность, устойчивость и управляемость, необходимо знать значение угла  $\alpha_{\text{cp}} = 30\text{--}35^\circ$ . Его можно определить, при необходимости выполнения расчетов достаточно высокой степени точности, например, из следующей формулы [2]:

$$\operatorname{tg} \alpha_{\text{cp}} = \frac{\operatorname{tg} \alpha_{B \max} (2R_{\min} - B)}{2R_{\min}}, \quad (3)$$

или с точностью до 2% как полусумму максимальных внутреннего и наружного углов [2, 6, 10]

$$\alpha_{\text{cp}} = (\alpha_{B \max} + \alpha_{H \max}) / 2. \quad (4)$$

Угол  $\alpha_{B \max}$  ограничивается по условиям компоновки машины лонжероном рамы или продольной балкой основания несущего кузова и определяется по формуле (рис. 2)

$$\alpha_{B \max} = \arctg (L / (\sqrt{(R - a)^2 - L^2} - B)), \quad (5)$$

где  $a$  – плечо обката колеса вокруг шкворня, м;

$R$  – наименьший радиус поворота – по оси следа наружного колеса.

Подстановкой  $\alpha_{B \max}$  (2) в (1) можно определить  $\alpha_{H \max}$ .

Для обеспечения необходимых углов поворота управляемых колес и соотношения между ними в конструкциях подавляющего большинства современных транспортных средств используется трапецидальный рычажный механизм рулевого привода, включающий переднюю ось 1 машины, поворотные рычаги 2 и 3, соединенные со шкворнями цапф управляемых колес, и поперечную рулевую тягу 4 (рис. 3, а) [3, 7]. При повороте ступиц поворотными рычагами они вместе с установленными на ней управляемыми колесами 5 и 6 поворачиваются вокруг шкворня (рис. 3, б).

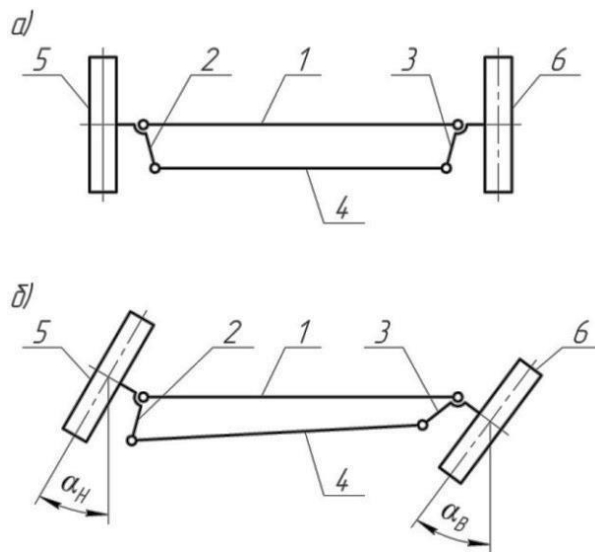


Рис. 3. Кинематическая схема рулевой трапеции:  
1 – передняя ось; 2, 3 – поворотные рычаги;  
4 – поперечная рулевая тяга; 5, 6 – управляемые колеса

### Результаты и их обсуждение

Требуемые углы поворота колес должны обеспечиваться подбором длин поперечной рулевой тяги 4 и поворотных рулевых рычагов 2 и 3, а также угла их наклона к продольной оси машины.

Подбор параметров рулевой трапеции (шкворневой колеи  $B$ , расстояния  $n$  между центрами шаровых шарниров, длин рычагов поворотных цапф  $m$  и угла их наклона  $\Theta$ ) проводится при рассмотрении схемы поворота машины с жесткими в боковом направлении управляемыми колесами (рис. 4), хотя, очевидно, упругие свойства их шин оказывают некоторое влияние на кинематику и динамику криволинейного движения [4, 11].

При этом боковые поворотные рычаги должны устанавливаться таким образом, чтобы точка пересечения их продолжения с продольной осью машины лежала при заднем расположении трапеции на расстоянии  $b = 0,7-0,8 L$  от передней оси, а при переднем –  $b = 0,8-1,0 L$ . Это достигается созданием одинакового угла наклона  $\Theta$  этих рычагов к продольной оси машины, который зависит от  $L$  и  $B$ :

$$\Theta = \arctg((2 (\sin \alpha_{H \max} - \sin \alpha_{B \max})) / (1 - (\cos \alpha_{B \max} - \cos \alpha_{H \max}))). \quad (6)$$

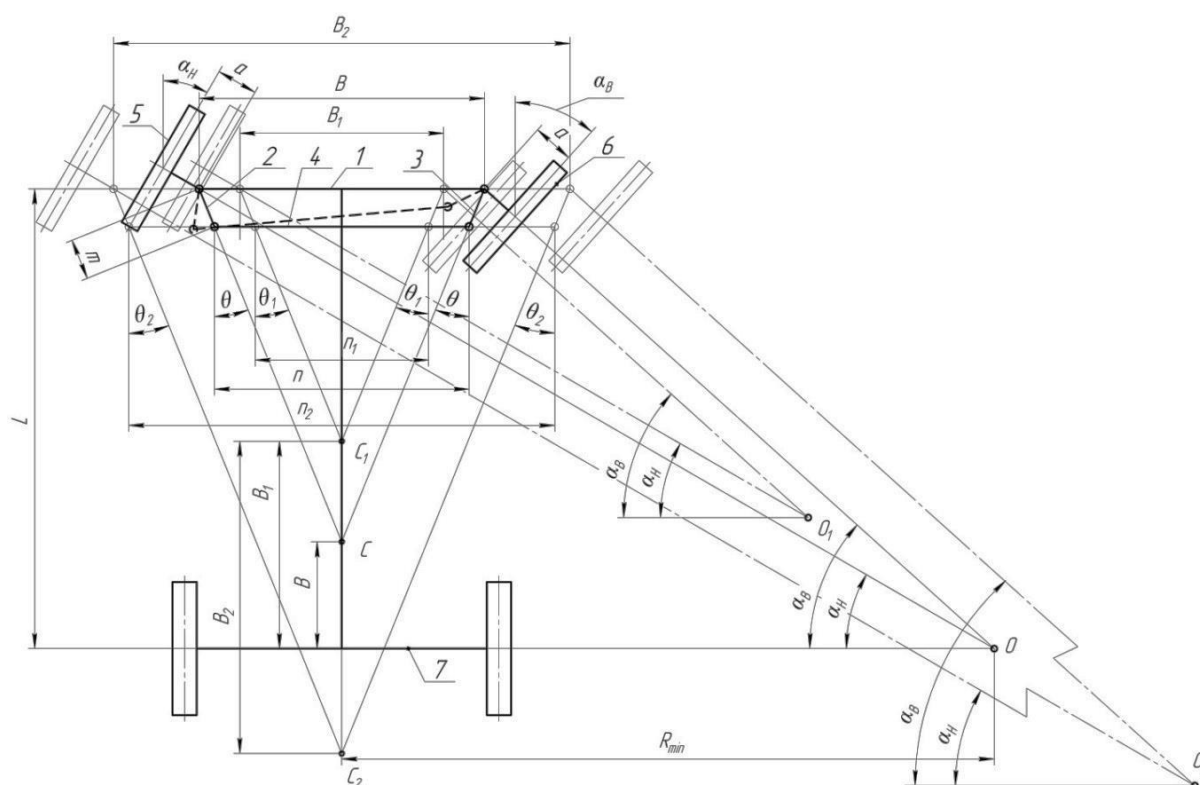
Существующие конструкции имеют следующие параметры:

- $\Theta = 16\text{--}26^\circ$ ,
- отношение длины поворотной тяги к длине поперечной тяги  $m/n = 0,12\text{--}0,16$ ,
- длина рычагов  $m = (0,16\text{--}0,25) B_{min}$ , где  $B_{min}$  – минимальная колея машины при ее изменении.

Длина  $m$  принимается максимально большей по условиям компоновки. Тогда

$$n = B / (1 + 2m/n \sin \Theta). \quad (7)$$

В конструкциях некоторых транспортных средств, например пропашных колесных тракторов, предусмотрено изменение ширины колеи [1, 8], в результате чего приходится изменять длину поперечной тяги, что, однако, не позволяет сохранить рациональные параметры рулевой трапеции (рис. 4).



**Рис. 4. Схема поворота колесной машины с переменной шириной колеи: 1 – передняя ось; 2, 3 – поворотные рычаги; 4 – поперечная рулевая тяга; 5, 6 – управляемые колеса; 7 – задний мост**

Для сохранения требуемой кинематики поворота управляемых колес необходимо также изменение длин боковых поворотных рычагов и угла их наклона к продольной оси машины, что не предусмотрено в конструкциях. Чтобы изменение ширины колеи создавало как можно меньшее боковое скольжение управляемых колес, как правило, оптимальные параметры рулевой трапеции устанавливаются для ее наиболее часто применяемой величины.

Рациональные параметры рулевой трапеции транспортного средства, приведенной на рисунке 4, установлены при среднем значении расстояния между осями шкворней  $B$ . Как уменьшение шкворневой колеи до  $B_1$ , так и ее увеличение до  $B_2$  приводят к нарушению исходной геометрии трапеции и, следовательно, кинематики поворота: мгновенные центры поворота  $O_1$  и  $O_2$  при этом не лежат на продолжении задней оси машины, точки пересечения продолжения боковых поворотных тяг выходят за пределы

рекомендуемых положений: в одном случае (точка  $C_1$ ) приближается к передней оси машины, во втором (точка  $C_2$ ) – может даже выходить за задний мост и лежать на продолжении продольной оси. При изменении шкворневой длины  $B$  длина поперечной тяги 1 (см. размеры  $n$ ,  $n_1$  и  $n_2$  на рис. 4) регулируется, что предусмотрено конструкцией машины. При постоянных длинах  $m$  поворотных рычагов 2 и 3 меняются углы их наклона к продольной оси машины ( $\theta$ ,  $\theta_1$  и  $\theta_3$ ).

В качестве примера приведем анализ рациональных параметров рулевой трапеции трактора Беларус-80.1.

Согласно техническим данным длина колесной базы  $L = 2\,370$  мм, ширина колеи передних колес изменяется в пределах  $B' = 1\,350$ – $1\,750$  мм с интервалами 100 мм [8]. На рисунке 5 показаны текущие положения тяг и рычагов рулевой трапеции и точек пересечения продолжения поворотных рычагов с продольной осью трактора и с ее продолжением при различных вариантах ширины колеи передних колес.

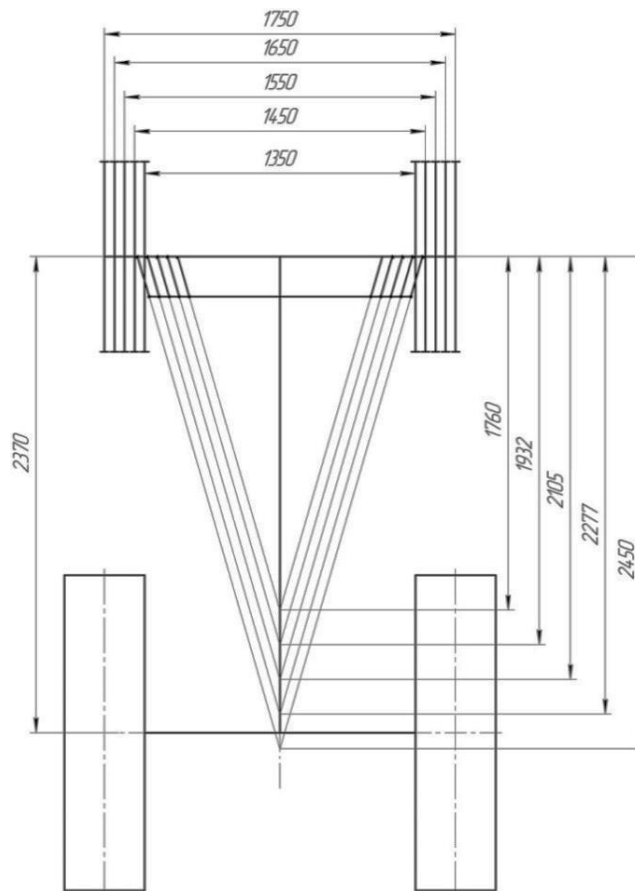


Рис. 5. Схема расположения элементов рулевой трапеции трактора Беларус-80.1 при изменении ширины колеи

Как видно из графика (рис. 6), только ширина колеи  $B' = 1\,350$  мм полностью удовлетворяет условию  $b = 0,7$ – $0,8 L$ .

Следовательно, при всех остальных положениях передних колес будет нарушаться кинематика криволинейного движения трактора, что вызывает скольжение колес трактора, износ шин, увеличение затрат мощности двигателя на преодоление возросшего дополнительного сопротивления повороту машины. Особенно заметно увеличивается сопротивление повороту на грунте в результате его нагребания (возникновение экскавационно-бульдозерного эффекта).

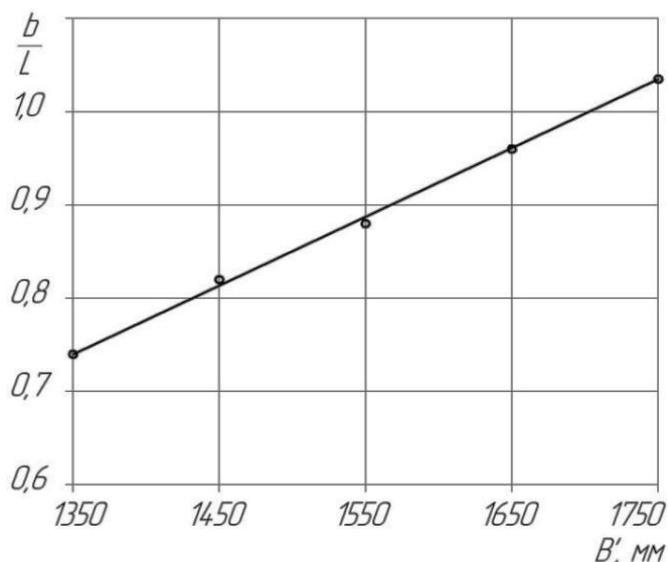


Рис. 6. Зависимость коэффициента расположения рулевой трапеции от ширины колеи трактора Беларус-80.1

### Выводы

1. Трапецеидальный рычажный механизм рулевого привода позволяет создавать требуемые углы поворота управляемых колес для совершения правильного поворота при определенных для транспортного средства геометрических характеристиках.

2. Изменение расстояния между осями шкворней приводит к изменению исходной геометрии трапеции и, следовательно, нарушению кинематики криволинейного движения.

3. Для того чтобы транспортное средство выполняло поворот с заданным радиусом и с неизменной силой тяги ведущих колес, необходимо внести изменения в конструкцию системы рулевого управления колесных машин с переменной шириной колеи, которые позволили бы обеспечивать подбор не только длин поперечной рулевой тяги, но и поворотных рулевых рычагов, а также углов их наклона к продольной оси машины.

### Список источников

1. БЕЛАРУС-1221.2/1221В.2/1221.3: руководство по эксплуатации. Минск: РУП «Минский тракторный завод», 2009. 292 с.
2. Беляев А.Н., Тришина Т.В., Брюховецкий А.Н., Высоцкая И.А. К согласованию кинематических характеристик поворота колесной машины // Вестник Воронежского государственного аграрного университета. 2020. Т. 13, № 3(66). С. 12–18. DOI: 10.17238/issn2071-2243.2020.3.12.
3. Вахламов В.К. Автомобили. Конструкция и элементы расчета: учебник для студентов вузов. Москва: Академия, 2006. 480 с.
4. Гришкевич А.И., Ломако Д.М., Автушенко В.П. и др. Автомобили: конструкция, конструирование и расчет. Системы управления и ходовая часть: учебное пособие. Минск: Вышэйшая школа, 1987. 199 с.
5. Гуревич А.М., Сорокин Е.М. Тракторы и автомобили: учебное пособие. 4-е изд., перераб. и доп. Москва: Колос, 1978. 479 с.
6. Гуськов В.В., Велев Н.Н., Атаманов Ю.Е. и др. Тракторы: теория: учебник для вузов по специальности «Автомобили и тракторы». Москва: Машиностроение, 1988. 374 с.
7. Лукин П.П., Гаспарянец Г.А., Родионов В.Ф. Конструирование и расчет автомобиля: учебник. Москва: Машиностроение, 1984. 376 с.
8. Руководство по эксплуатации тракторов БЕЛАРУС-80.1/82.1/820. Минск: ОАО «Минский тракторный завод», 2015. 381 с.
9. Скотников В.А., Маценский А.А., Солонский А.С. Основа теории и расчет трактора и автомобиля. Москва: Агропромиздат, 1986. 383 с.
10. Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин. 2-е изд., доп. и перераб. Москва: Машиностроение, 1990. 352 с.
11. Ксеневич И.П., Гуськов В.В., Бочаров Н.Ф. и др. Тракторы. Проектирование, конструирование и расчет: учебник. Москва: Машиностроение, 1991. 543 с.

12. Chen J., Shen X., Wang A. Steering Trapezoid Optimized Design of the Off-road Racing Car // *Journal of Physics: Conference Series*. 2022. Vol. 2235(1). Article No. 012082. DOI: 10.1088/1742-6596/2235/1/012082.
13. Pauwelussen J. *Essentials of Vehicle Dynamics*. UK, Oxford: Elsevier Ltd., 2015. 309 p.
14. Reza J. *Vehicle Dynamics: Theory and Application*. 2<sup>nd</sup> edition. New York: Springer International Publishing, 2008. 1045 p.

#### References

1. Belarus-1221.2/1221V.2/1221.3: rukovodstvo po ekspluatatsii [BELARUS-1221.2/1221B.2/1221.3: Operation manual]. Minsk: Minsk Tractor Plant Republican Unitary Enterprise Press; 2009. 292 p. (In Russ.).
2. Belyaev A.N., Trishina T.V., Bryukhoveckij A.N., Vysotskaya I.A. K soglasovaniyu kinematicheskikh kharakteristik povorota kolesnoj mashiny [Selection justification of kinematic characteristics of a wheeled vehicle steering motion]. *Vestnik Voronezhskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta = Vestnik of Voronezh State Agrarian University*. 2020;13(3):12-18. DOI: 10.17238/issn2071-2243.2020.3.12. (In Russ.).
3. Vakhlamov V.K. Avtomobili. Konstruktsiya i elementy rascheta: uchebnik [Cars: Design and calculation elements: textbook]. Moscow: Academy Press; 2006. 480 p. (In Russ.).
4. Grishkevich A.I., Lomako D.M., Avtushenko V.P. et al. Avtomobili: konstruktsiya, konstruirovaniye i raschet. Sistemy upravleniya i khodovaya chast': uchebnoye posobie [Cars: design, designing and structural calculation. Control systems and undercarriage: study guide]. Minsk: Vysshaya shkola Press; 1987. 199 p. (In Russ.).
5. Gurevich A.M., Sorokin E.M. Traktory i avtomobili: uchebnoye posobie. 4-e izd. pererab. i dop. [Tractors and cars: study guide. 4<sup>th</sup> edition, revised and enlarged]. Moscow: Kolos Press; 1978. 479 p. (In Russ.).
6. Guskov V.V., Velev N.N., Atamanov Yu.E. et al. Traktory. Teoriya: uchebnik dlya vuzov po spetsial'nosti "Avtomobili i traktory" [Tractors. Theory: textbook for universities in the specialty "Cars and tractors"]. Moscow: Mashinostroeniye Press; 1988. 374 p. (In Russ.).
7. Lukin P.P., Gasparyants G.A., Rodionov V.F. Konstruirovaniye i raschet avtomobilya: uchebnik [Car designing and calculating: textbook]. Moscow: Mashinostroeniye Press; 1984. 376 p. (In Russ.).
8. Rukovodstvo po ekspluatatsii traktorov BELARUS-80.1/82.1/820 [BELARUS-80.1/82.1/820 tractors operation manual]. Minsk: Minsk Tractor Plant Press; 2015. 381 p. (In Russ.).
9. Skotnikov V.A., Mashchensky A.A., Solonsky A.S. Osnovy teorii i rascheta traktora i avtomobilya [Foundations of the theory and calculation of a tractor and a car]. Moscow: Agropromizdat Press; 1986. 383 p. (In Russ.).
10. Smirnov G.A. Teoriya dvizheniya kolesnykh mashin. 2-e izd., dop. i pererab. [Theory of motion of wheeled vehicles. 2<sup>nd</sup> edition, revised and enlarged]. Moscow: Mashinostroeniye Press; 1990. 352 p. (In Russ.).
11. Ksenevich I.P., Guskov V.V., Bocharov N.F. et al. Traktory. Proektirovaniye, konstruirovaniye i raschet [Tractors. Engineering, designing and calculation]. Moscow: Mashinostroeniye Press; 1991. 544 p. (In Russ.).
12. Chen J., Shen X., Wang A. Steering Trapezoid Optimized Design of the Off-road Racing Car. *Journal of Physics: Conference Series*. 2022;2235(1):012082. DOI: 10.1088/1742-6596/2235/1/012082.
13. Pauwelussen J. *Essentials of Vehicle Dynamics*. UK, Oxford: Elsevier Ltd.; 2015. 309 p.
14. Reza J. *Vehicle Dynamics: Theory and Application*. 2<sup>nd</sup> edition. New York: Springer International Publishing; 2008. 1045 p.

#### Информация об авторах

А.Н. Беляев – доктор технических наук, доцент, зав. кафедрой прикладной механики ФГБОУ ВО «Воронежский государственный аграрный университет имени императора Петра I», aifkm\_belyaev@mail.ru.  
В.И. Оробинский – доктор сельскохозяйственных наук, профессор, зав. кафедрой сельскохозяйственных машин, тракторов и автомобилей, декан агроинженерного факультета ФГБОУ ВО «Воронежский государственный аграрный университет имени императора Петра I», agroeng.vsau.ru.  
Т.В. Тришина – кандидат технических наук, доцент кафедры прикладной механики ФГБОУ ВО «Воронежский государственный аграрный университет имени императора Петра I», tata344@rambler.ru.  
П.В. Шередекин – специалист по применению средств защиты семян, Институт защиты семян ООО «Сингента», pavel.sheredekin@syngenta.com.

#### Information about the authors

A.N. Belyaev, Doctor of Engineering Sciences, Docent, Head of the Dept. of Applied Mechanics, Voronezh State Agrarian University named after Emperor Peter the Great, aifkm\_belyaev@mail.ru.  
V.I. Orobinsky, Doctor of Agricultural Sciences, Professor, Head of the Dept. of Agricultural Machinery, Tractors and Cars, Dean of the Faculty of Rural Engineering, Voronezh State Agrarian University named after Emperor Peter the Great, agroeng.vsau.ru.  
T.V. Trishina, Candidate of Engineering Sciences, Docent, the Dept. of Applied Mechanics, Voronezh State Agrarian University named after Emperor Peter the Great, tata344@rambler.ru.  
P.V. Sheredekin, Seed Protection Products Application Engineer, The Seedcare Institute, Syngenta Global, Science-Based Agtech Company, pavel.sheredekin@syngenta.com.

Статья поступила в редакцию 23.03.2023; одобрена после рецензирования 26.04.2023; принята к публикации 05.04.2023.

The article was submitted 23.03.2023; approved after reviewing 26.04.2023; accepted for publication 05.04.2023.

© Беляев А.Н., Оробинский В.И., Тришина Т.В., Шередекин П.В., 2023