

Тип статьи: научная
УДК 629.3.017
DOI: 10.35887/2305-2538-2024-3-73-84

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОЛОЖЕНИЯ МГНОВЕННОГО ЦЕНТРА ПОВОРОТА И РАДИУСА ПОВОРОТА ПРИ ИЗМЕНЕНИИ ШИРИНЫ КОЛЕИ КОЛЁСНОГО ТРАКТОРА

*Александр Николаевич Беляев*¹, *Владимир Иванович Оробинский*², *Аркадий Васильевич Химченко*³, *Татьяна Владимировна Тришина*⁴, *Павел Викторович Шередекин*⁵

^{1,2,3,4,5} Воронежский государственный аграрный университет имени императора Петра I, Воронеж, Российская Федерация

¹ aifkm_belyaev@mail.ru, ² n7477@mail.ru, ³ himch.arkady@yandex.ru, ⁴ t.v.trishina@gmail.com, ⁵ pavel.sheredekin@syngenta.com

Автор, ответственный за переписку: Александр Николаевич Беляев, aifkm_belyaev@mail.ru
Corresponding author: Alexander Belyaev, aifkm_belyaev@mail.ru

Реферат. Изменение ширины колеи трактора существенно расширяет его функциональные и улучшает эксплуатационные свойства, но при этом существенно нарушаются условия качения колес. При регулировке ширины колеи колесного трактора изменяются соотношения между углами поворота внутреннего (α_B) и наружного (α_H) управляемых колес, определяющие соответствие каждого ее значения условию идеального поворота, обеспечивающего свободное, без скольжения, качение колес. Кинематический анализ криволинейного движения машины при изменении ширины колеи позволяет определить углы поворота колес, соответствующие фактическому и правильному повороту, выбрать параметры рулевой трапеции, а также согласовать геометрию и кинематику вариантов поворота. Расчетные зависимости для исследования идеального поворота широко известны, на они не могут быть использованы для реального поворота, когда нарушается геометрия рулевой трапеции, осуществляющей фактический поворот, хотя исходные соотношения между углами α_B и α_H в этом случае сохраняются. Показано, что рулевая трапеция может выполнить условия правильного поворота машины лишь при одной из своих позиций. Получены аналитические зависимости для определения положения мгновенного центра поворота, теоретических минимального радиуса и радиуса поворота центра тяжести при изменении ширины колеи колесной машины. Проведенный анализ и сравнение результатов расчетов для трактора Беларус-80.1 показали, например, что при увеличении шкворневой колеи на 0,4 м радиусы правильного поворота возрастают на 0,2 м во всем диапазоне углов поворота колес. Результаты расчетов доказали необходимость в разработке конструкции рулевой трапеции, которая при изменении ширины колеи имела бы оптимальную геометрию, позволяющую сохранить кинематические параметры, близкие к правильному повороту.

Ключевые слова: колесный трактор, поворот, чистое качение, колея, рулевая трапеция, радиус поворота.

DETERMINATION OF THE POSITION OF THE INSTANTANEOUS CENTER OF ROTATION AND THE TURNING RADIUS WHEN CHANGING THE TRACK WIDTH OF A WHEELED TRACTOR

*Alexander Belyaev*¹, *Vladimir Orobinsky*², *Arkady Khimchenko*³, *Tatiana Trishina*⁴, *Pavel Sheredekin*⁵

^{1,2,3,4,5} Voronezh State Agrarian University named after Emperor Peter the Great, Voronezh, Russian Federation

¹ aifkm_belyaev@mail.ru, ² n7477@mail.ru, ³ himch.arkady@yandex.ru, ⁴ t.v.trishina@gmail.com, ⁵ pavel.sheredekin@syngenta.com

Abstract. Changing the tractor track width significantly expands its functionality and improves its performance properties, but at the same time the rolling conditions of the wheels are significantly disrupted. The relationship between the angles of rotation of the inner and outer steered wheels, which determine the correspondence of each of its values to the condition of ideal rotation, ensuring free rolling of the wheels without slipping, changes when adjusting the track width of a wheeled tractor. Kinematic analysis of the curvilinear movement of the machine when changing the track width allows you to determine the angles of rotation of the wheels corresponding to the actual and correct turn, select the parameters of the steering linkage, and also coordinate the geometry and kinematics of the turning options. Calculated dependencies for studying an ideal turn are widely known, but they are not suitable for a real turn, when the geometry of the steering trapezoid that performs the actual turn is violated. It is shown that the steering linkage can fulfill the conditions for correct rotation of the car only in one of its positions. Analytical dependencies were obtained to determine the position of the instantaneous center of rotation, the theoretical minimum radius and the turning radius of the center of gravity when changing the track width of a wheeled vehicle. The analysis and comparison of the calculation results for the Belarus-80.1 tractor showed, for example, that with an increase in the kingpin track by 0.4 m, the correct turning radii increase by 0.2 m over the entire range of wheel rotation angles. The calculation results proved the need to develop a steering trapezoid design that, when changing the track width, would have an optimal geometry that would allow maintaining kinematic parameters close to the correct turn.

Keywords: wheeled tractor, turn, clean rolling, track, steering trapeze, turning radius.

Для цитирования: Беляев А.Н., Оробинский В.И., Химченко А.В., Тришина Т.В., Шередекин П.В. Определение положения мгновенного центра поворота и радиуса поворота при изменении ширины колеи колёсного трактора // Наука в Центральной России Science in the Central Russia. 2024. Т. 69, № 3. С. 73-84. <https://doi.org/10.35887/2305-2538-2024-3-73-84>.

For citation: Belyaev A., Orobinsky V., Khimchenko A., Trishina T., Sheredekin P. Determination of the position of the instantaneous center of rotation and the turning radius when changing the track width of a wheeled tractor. *Nauka v central'noj Rossii* = Science in the Central Russia: 2024; 69(3): 73-84. (In Russ.) <https://doi.org/10.35887/2305-2538-2024-3-73-84>.

Введение. Изменение ширины колеи трактора существенно расширяет его функциональные и улучшает эксплуатационные свойства. Так, например, при обработке сельскохозяйственных культур необходима точная подстройка колеи под ширину междурядий пропашных культур, а широкая колея придает трактору большую устойчивость при работе на склонах или при выполнении разгрузочно-погрузочных работ, особенно при подъеме материала на максимальную высоту [2, 5, 11].

Однако при регулировке ширины колеи В' происходит удлинение или укорочения расстояния между центрами осей шкворней (шкворневой колеи) поворотных цапф В, вокруг которых поворачиваются управляемые колеса, что, очевидно, искажает исходную геометрию рулевой трапеции, и, как следствие этого, изменяет кинематику, необходимую по условиям правильного (идеального) поворота, и требуемые его характеристики для обеспечения чистого (свободного) качения колес (рисунок 1) [1, 4, 6].

Условия идеального поворота оцениваются очевидной зависимостью [9, 15], устанавливающей вполне определенную и необходимую взаимосвязь между углами поворота наружного α_H и внутреннего α_B управляемых колес в соответствии с конструктивными особенностями машины

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

где L – продольная (колесная) база машины, м.

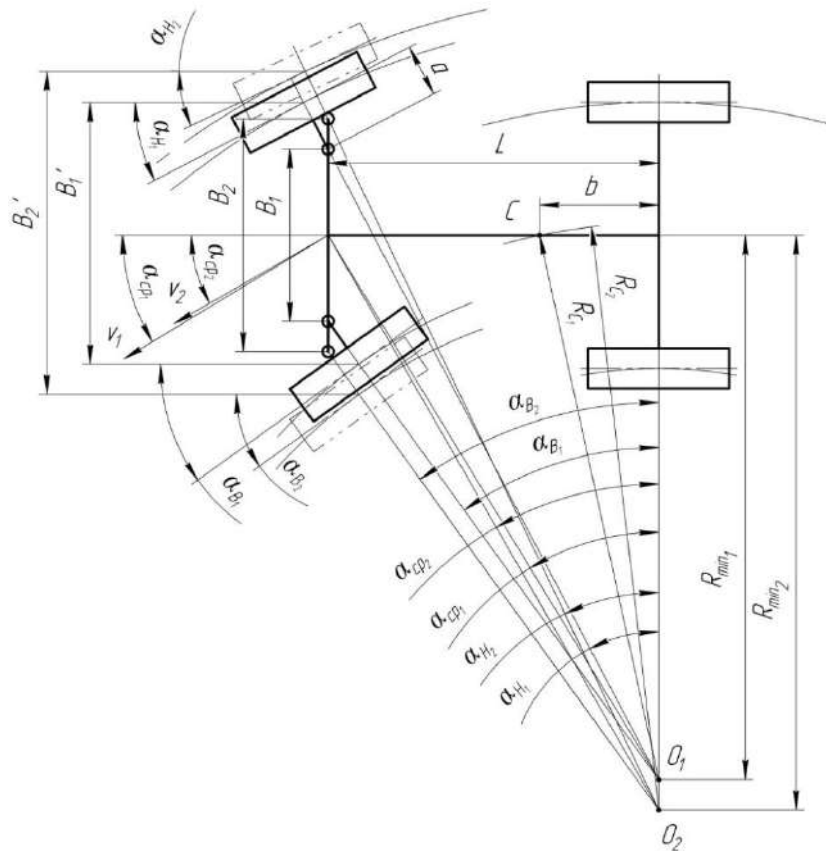


Рисунок 1 – Кинематическая схема идеального поворота колесной машины

Как видно из (1), отношение B/L должно быть всегда постоянным, а мгновенный центр поворота, являющийся пересечением нормалей к траекториям движения колес, должен лежать на продолжении неуправляемой оси. Только при выполнении этих теоретических положений машина будет совершать правильный поворот, и колеса будут двигаться без скольжения, то есть иметь чистое качение. Каждое изменение шкворневой колеи B дает различные, определяемые условием (1), соотношения между углами α_H и α_B , но в их основе лежат одни и те же закономерности, позволяющие, например, мгновенному центру поворота машины всегда находиться на продолжении оси заднего моста (на рисунке 1 – точки O_1 и O_2). При этом, очевидно, численные характеристики общей геометрии и кинематики идеального поворота будут отличаться. Основные из них можно определить по следующим известным зависимостям (рисунок 1) [1, 15]:

$$\operatorname{ctg} \alpha_{\text{CP}} = (\operatorname{ctg} \alpha_H + \operatorname{ctg} \alpha_B) / 2; \quad (2)$$

$$\alpha_H = \operatorname{arctg} \left(\frac{L \operatorname{tg} \alpha_B}{L + B \operatorname{tg} \alpha_B} \right); \quad (3)$$

$$R_{\min} = \frac{L}{\operatorname{tg} \alpha_B} + \frac{1}{2} B = \frac{L}{\operatorname{tg} \alpha_H} - \frac{1}{2} B; \quad (4)$$

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

где α_{CP} – средний угол поворота управляемых колес, град;

R_{\min} – теоретический минимальный радиус поворота, м;

R_C – теоретический радиус кривизны траектории, описываемой центром тяжести C , м;

b – расстояние от центра тяжести C до задней оси машины, м.

Таким образом, от рулевого привода требуется, чтобы он обеспечивал вытекающие из геометрии поворота требуемые соотношения между углами поворота управляемых колес. В

современных тракторах и большинстве других мобильных энергетических средствах наиболее близкое к полученному, по условию положения (1), соотношение между углами α_H и α_B достигается, когда в качестве рулевого привода применяется 4рулевая трапеция (рисунок 2) [1, 12-16]. Четырехзвенный рычажный механизм рулевой трапеции состоит из балки переднего моста 3, рычагов поворотных цапф 1 и поперечной тяги 2, соединенных при помощи шаровых шарниров, и составляющих шарнирную трапецию рулевого привода, и является наиболее распространённым способом передачи движения от рулевого механизма к колесам (рисунок 2). Схемы поворота на рисунках 1 и 2 изображены для двух вариантов В и В' для наглядности оценки конструктивных изменений, более глубокого анализа и демонстративного сравнения результатов исследований.

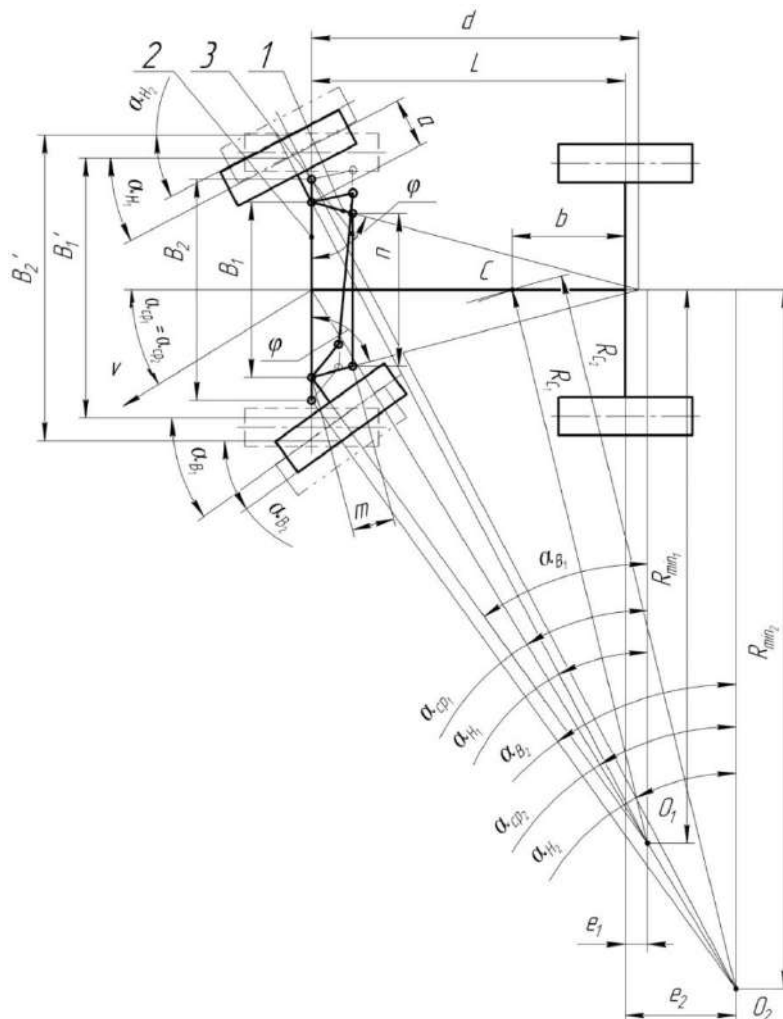


Рисунок 2 – Кинематическая схема фактического поворота колесной машины

Из условия (1) видно, изменение как L , так и B , при условии нарушения принятого между ними отношения B/L , приводит к искажению исходной взаимосвязи между углами α_H и α_B . А, так как в реальных существующих в настоящее время конструкциях колесных машин возможна только регулировка шкворневой колеи B , то указанное отношение B/L будет варьироваться всегда и соответствовать конкретному значению B .

Геометрические характеристики существующих в настоящее время конструкций рулевых трапеций позволяют лишь приближенно выполнять условия чистого качения колес и лишь при

одной величине колеи B , так как при ее регулировке варьируется длина n поперечной тяги 3 , а длина m поворотных рычагов 1 и угол их наклона φ к поперечной оси машины 2 остаются постоянными, что практически не сказывается на соотношении между углами α_B и α_H (рисунок 2), но расходится с условием (1) правильного поворота (рисунок 1) [1, 15]. Поэтому в данном случае рулевой привод, обеспечивающий выполнение условия чистого качения, реально выполнить трудно, так как для этого необходимо, чтобы при изменении B он каждый раз давал новые соотношения между углами поворота управляемых колес, соответствующие (1).

Следует отметить, что схемы поворота колесной машины (рисунок 1, и рисунок 2) выполнены из условия того, что управляемые колеса не обладают боковой упругостью, поэтому и оценка геометрических параметров рулевой трапеции и, следовательно, кинематических характеристик поворота не учитывает эластичные свойства шин, которые, очевидно, оказывают некоторое влияние на кинематику и динамику криволинейного движения [1]. Поэтому кинематический расчет в окончательном виде должен уточняться данными, связанными с уводом шин. Однако, для большинства условий проводимых в настоящей работе исследований указанное допущение вполне оправдано [1, 15].

Поэтому при выполнении поворота рулевой трапецией его геометрия и кинематика не будут соответствовать правильному повороту и известные расчетные зависимости (2-5) [1, 15] для численного определения геометрических и кинематических характеристик идеального поворота не могут быть использованы для оценки фактического (реального) поворота.

С целью прогнозирования устойчивости и маневренности колесной машины, движущейся по криволинейной траектории, необходимо предварительно определить положение мгновенного центра поворота, а затем – значения минимального теоретического радиуса R_{\min} и радиусы траекторий поворота характерных точек, например R_C , центра тяжести, при каждом варианте установленной ширины колеи.

Между углами поворота наружного α_H и внутреннего α_B управляемых колес уже установлены некоторые аналитические взаимосвязи, например (рисунок 2) [3]:

$$\alpha_H = \varphi + \operatorname{arctg} \frac{m \cos(\varphi + \alpha_B)}{B - m \sin(\varphi + \alpha_B)} - \arcsin \frac{m + 2B \sin \varphi - 2m \sin^2 \varphi - B \sin(\varphi + \alpha_B)}{\sqrt{B^2 + m^2 - 2Bm \sin(\varphi + \alpha_B)}}. \quad (6)$$

Средний угол поворота управляемых колес, исходя из рисунка 2, определяется формулой (2).

Исходя из анализа литературы по теме настоящего исследования, нами сделан вывод, что расчетные формулы для определения R_{\min} , R_C и положения центра реального поворота, не установлены.

Таким образом, исходя из вышеизложенного, целью данной статьи является вывод аналитических выражений, устанавливающих закономерности между геометрическими характеристиками рулевой трапеции и кинематическими параметрами реализуемого ею при этом реального поворота при изменении шкворневой колеи.

Методика исследования.

Минимальный радиус поворота, обеспечиваемого рулевой трапецией, согласно рисунку 2 и с помощью формулы (4), можно определить по следующим выражениям:

$$R_{\min} = \frac{L+e}{\operatorname{tg} \alpha_B} + \frac{1}{2} B = \frac{l+e}{\operatorname{tg} \alpha_H} - \frac{1}{2} B, \quad (7)$$

где e – расстояние от задней оси до мгновенного центра поворота, m

Из равенства (7)

$$\frac{L+e}{\operatorname{tg} \alpha_B} + \frac{1}{2} B = \frac{L+e}{\operatorname{tg} \alpha_H} - \frac{1}{2} B$$

получаем «вылет» мгновенного центра поворота

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

Окончательно, с учетом (7) и (8) имеем мгновенный минимальный теоретический радиус поворота колесной машины, реализуемый рулевой трапецией

$$R_{\min} = B \cdot \left(\frac{\operatorname{tg} \alpha_H}{(\operatorname{tg} \alpha_B - \operatorname{tg} \alpha_H)} + \frac{1}{2} \right). \quad (9)$$

В исследуемом варианте из тригонометрических соображений мгновенный радиус кривой тракторной центра тяжести равен (рисунок 2)

$$R_C = \sqrt{(b + e)^2 + L^2 \operatorname{ctg}^2 \alpha_{cp}}. \quad (10)$$

Результаты и их обсуждение.

В качестве объекта, на котором была апробирована предлагаемая методика расчета, принят колесный трактор Беларус-80.1 с неразрезной рулевой трапецией со следующими техническими характеристиками и данными, полученными опытными натурными измерениями: $L = 2,37$ м, диапазон регулировки B' в пределах от 1,35 до 1,75 м, а B от 1,02 м до 1,42 м с дискретными интервалами в 0,10 м, $m = 0,2066$ м, $\varphi = 73,83^\circ$. [10].

Так, например для правильного поворота трактора Беларус-80.1 (рисунок 1) по формулам (4) и (5) при минимальной шкворневой колее $B=1,02$ м (соответствует $B'=1,35$ м) и угле $\alpha_B=20^\circ$ получено $R_{\min}=7,0215$ м, $R_C=7,0658$ м, а при угле $\alpha_B=40^\circ$ – $R_{\min}=3,335$ м, $R_C=3,427$ м. При максимальной величине $B=1,42$ м ($B'=1,75$ м) и $\alpha_B=20^\circ$ – $R_{\min}=7,222$ м, $R_C=7,265$ м, а при $\alpha_B=40^\circ$ – $R_{\min}=3,535$ м, $R_C=3,622$ м (рисунок 3, рисунок 4).

Таким образом, с увеличением колее трактора радиусы R_{\min} и R_C также возрастают. При этом, если B изменяется на 0,4 м, то во всем интервале α_B приращения и R_{\min} , и R_C постоянны и составляют около 0,2 м, что соответствует при $B = 1,02$ м примерно 3,0 %, а при $B = 1,42$ м – 5,5 %.

Анализ формулы (6) доказывает, что при изменении величины шкворневой колее при повороте, осуществляемом рулевой трапецией, ее геометрия практически позволяет сохранять исходные соотношения между α_H и α_B , но при этом происходит рассогласование с условием идеального поворота (1), при котором каждой колее соответствует «своя», вполне определенная, закономерность между указанными углами, что может являться причиной значительного расхождения в значениях R_{\min} и R_C для исследуемых случаев и при прочих равных условиях движения, соответствующих конкретному углу α_B , и причиной ухудшения устойчивости движения и маневренности машины.

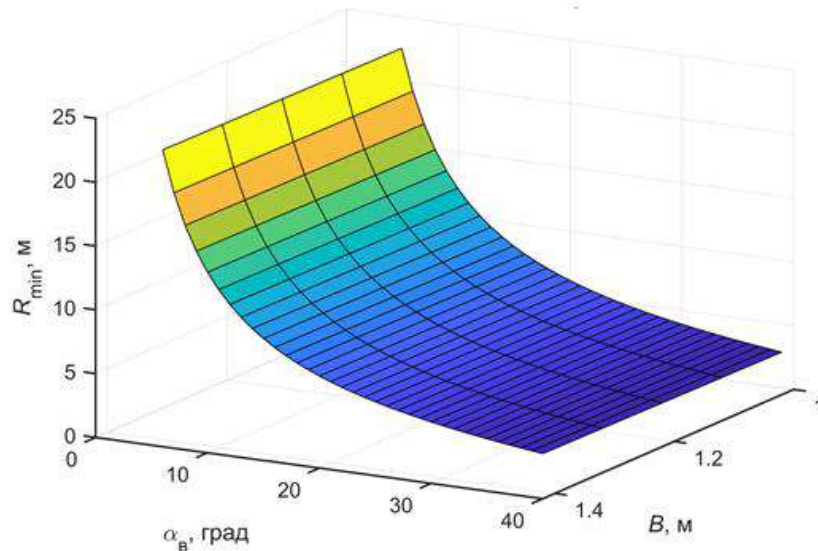


Рисунок 3 – Графики зависимостей теоретического минимального радиуса поворота от шкворневой колее и угла поворота внутреннего управляемого колеса при правильном повороте трактора Беларус-80.1

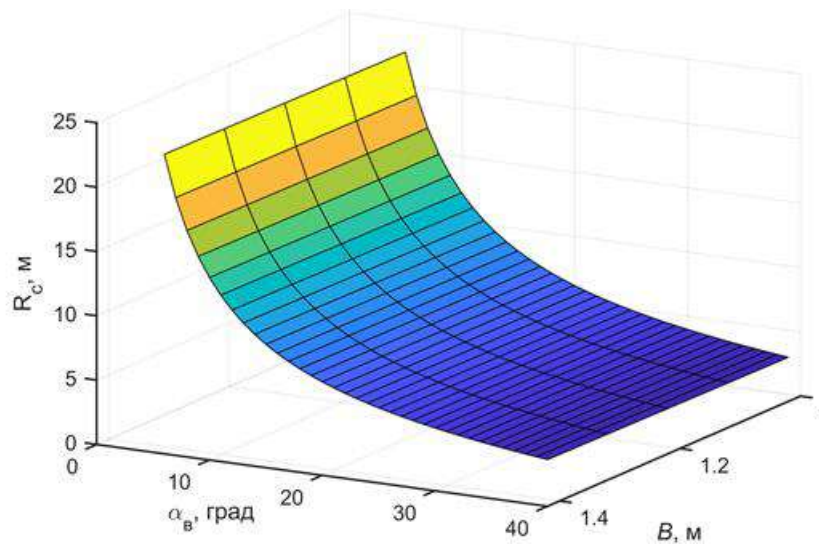


Рисунок 4 – Графики зависимостей теоретического радиуса кривизны траектории, описываемой центром тяжести, от шкворневой колеи и угла поворота внутреннего управляемого колеса при правильном повороте трактора Беларус-80.1

Для варианта поворота трактора Беларус-80.1, осуществляемого рулевой трапецией (рисунок 2), по формулам (9) и (10) при $B=1,02$ м и угле $\alpha_B=20^\circ$ определено $R_{\min}=8,266$ м, $R_C=8,512$ м, $e=0,453$ м; при $B=1,02$ м и угле $\alpha_B=40^\circ$ – $R_{\min}=3,0516$ м, $R_C=3,334$ м, $e=-0,237$ м; при $B=1,22$ м (соответствует $B'=1,55$ м) и $\alpha_B=20^\circ$ – $R_{\min}=10,101$ м, $R_C=10,446$ м, $e=1,0843$ м; при $B=1,22$ м и $\alpha_B=40^\circ$ – $R_{\min}=3,741$ м, $R_C=4,168$ м, $e=0,257$ м; при $B=1,42$ м и $\alpha_B=20^\circ$ – $R_{\min}=11,935$ м, $R_C=12,382$ м, $e=1,636$ м; при $B=1,42$ м и $\alpha_B=40^\circ$ – $R_{\min}=4,4301$ м, $R_C=5,0061$ м, $e=0,75$ м (рисунки 5-7).

Таким образом, изменение B с $1,02$ м до $1,42$ м при $\alpha_B=20^\circ$ дает рост R_{\min} на величину $\Delta R_{\min}=3,669$ м или на $30,74\%$, а R_C – на $\Delta R_C=3,87$ м ($31,26\%$); при $\alpha_B=40^\circ$ – $\Delta R_{\min}=1,379$ м ($31,11\%$), $\Delta R_C=1,672$ м ($33,401\%$).

Сравнение указанных кинематических характеристик с рассчитанными по формулам (4) и (5) дало следующие результаты: при $B=1,02$ м и $\alpha_B=20^\circ$ R_{\min} возрастает на величину $\Delta R_{\min}=1,245$ м ($15,056\%$), а R_C – на $\Delta R_C=1,446$ м ($16,99\%$); при $B=1,02$ м и $\alpha_B=40^\circ$ R_{\min} и R_C уменьшаются на $\Delta R_{\min}=0,283$ м ($8,5\%$) и $\Delta R_C=0,093$ м ($2,71\%$). Параметры $B=1,42$ м, $\alpha_B=20^\circ$ и $B=1,42$ м, $\alpha_B=40^\circ$ приводят к увеличению R_{\min} и R_C , соответственно на $\Delta R_{\min}=4,713$ м ($39,49\%$), $\Delta R_C=5,117$ м ($41,33\%$) и $\Delta R_{\min}=0,895$ м ($20,205\%$), $\Delta R_C=1,384$ м ($27,65\%$).

Из анализа кинематической схемы (рисунок 2) очевидно, мгновенный центр поворота O при этом размещается за задней осью машины, кроме варианта, когда $B=1,02$ м и $\alpha_B=40^\circ$ – он лежит внутри колесной базы, что в обоих случаях является признаком нарушения общих условий кинематики правильного поворота.

Однако, в случае $B=1,02$ м и $\alpha_B=40^\circ$ радиусы R_{\min} и R_C , как показали выше приведенные результаты расчетов, при управлении поворотом рулевой трапецией меньше, чем по условиям идеального поворота. Но это, как и во все других исследуемых вариантах, при которых происходит к тому же значительное уменьшение кривизны траектории поворота трактора, не приводит к улучшению устойчивости его движения, так как тоже нарушаются условия чистого качения колес.

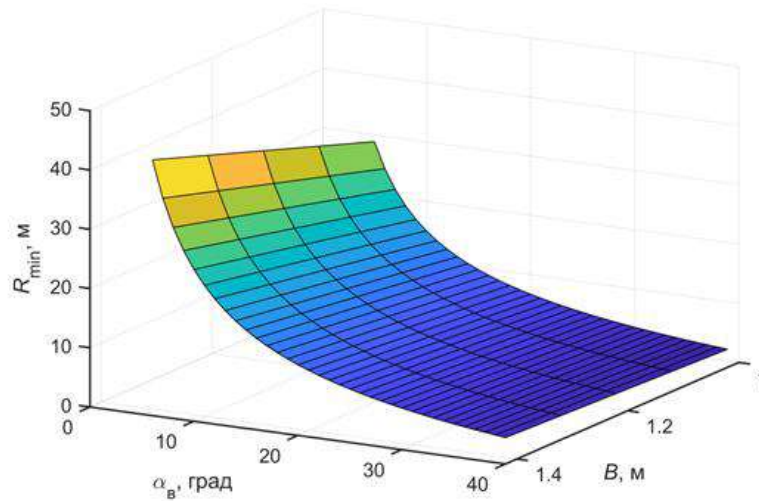


Рисунок 5 – Графики зависимостей теоретического минимального радиуса поворота от шкворневой колеи и угла поворота внутреннего управляемого колеса при реальном повороте трактора Беларус-80.1

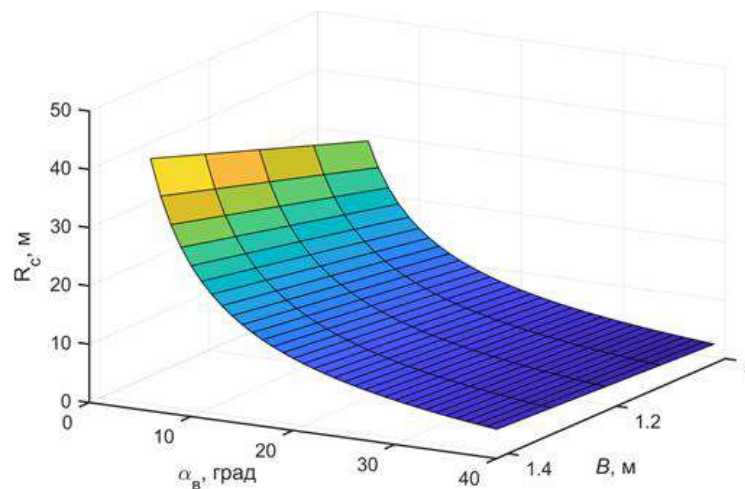


Рисунок 6 – Графики зависимостей теоретического радиуса кривизны траектории, описываемой центром тяжести, от шкворневой колеи и угла поворота внутреннего управляемого колеса при реальном повороте трактора Беларус-80.1

Выявлено, что наименьшая угловая рассогласованность в повороте колес, оцениваемая разностью $\Delta\alpha_H$ между углами α_H рассматриваемых видов управления поворотом, соответствует шкворневой колее $B=1,02$ м. При этом в одном случае при $\alpha_B=34^\circ$ $-\Delta\alpha_H=0$. Мгновенный центр поворота O располагается за задней осью трактора, когда α_B лежит в интервале от 0° до 34° , а внутри базы – от 34° до 40° . Это подтверждают приведенные результаты расчетов R_{\min} и R_C по (9) и (10). Опытные измерения геометрических параметров рулевой трапеции на исследуемом объекте также подтвердили наибольшую эффективность ширины колеи $B=1,02$ м в обеспечении минимального проскальзывания шин, так как при этом не только мгновенный центр поворота стремится находиться ближе к продолжению задней оси, но и линии продолжения поворотных рычагов, находящихся под неизменным углом к основанию трапеции ϕ , пересекаются с продольной осью на рекомендуемом расстоянии от передней оси $d = kL$.

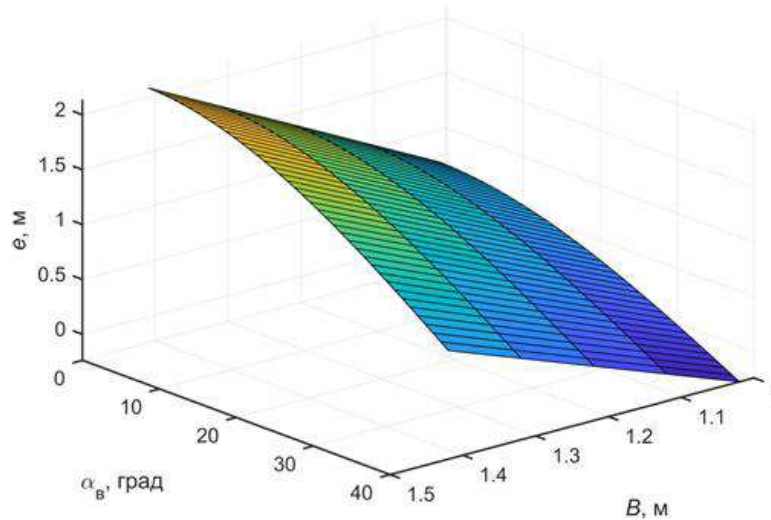


Рисунок 7 – Графики зависимостей расстояния от задней оси до мгновенного центра поворота от шкворневой колеи и угла поворота внутреннего управляемого колеса при реальном повороте трактора Беларус-80.1

Так как при регулировке трапеции длина m не меняется, то основным параметром, определяющим ее геометрию, является угол φ , рекомендуемые значения которого в существующих конструкциях равны $64...74^\circ$ и определяемый расстоянием kL (рисунок 2) [1, 3, 4, 6, 7]

$$kL = \frac{B}{2} \operatorname{tg} \varphi. \quad (11)$$

Из (11) получаем

$$k = \frac{B \operatorname{tg} \varphi}{2L}.$$

Каждому отношению B/L соответствует конкретное значение коэффициента k . Его рекомендуемые пределы $k=0,7...0,8$. Следовательно, $d = 0,7...0,8L$.

Между параметрами B , m , n , и φ , характеризующими трапецию, приняты также определенные соотношения, которые обычно колеблются в следующих пределах: $n/m=0,14...0,2$; по условиям компоновки принимается возможно большей длина рычагов l из интервала $m=(0,16...0,25) B_{\min}$, где B_{\min} – минимальная колея машины при ее изменении (рисунок 2).

А длина поперечной тяги определяется из тригонометрических соотношений (рисунок 2)

$$n = B - 2m \cos \varphi.$$

При постоянной длине поворотных рычагов и переменной колее изменяются осевые усилия в поперечной тяге, а ее увеличение может затруднить расположение механизма на машине, поэтому отношение m/n выбираются из установленных пределов по конструктивным особенностям и условиям обеспечения прочности и устойчивости поперечной рулевой тяги.

Для трактора Беларус-80.1 при $B=1.02$ м, $B=1.22$ м и $B=1.42$ м, соответственно $m/n=0,228$, $m/n=0,187$ и $m/n=0,158$, что свидетельствует о более высокой степени нагружения деталей поперечной тяги при увеличении колеи. При этом для $B=1.22$ м и $B=1.42$ м расстояния $d = 0,89L$ и $d = 1,034L$ выходят за пределы рекомендуемых значений, а при $B=1.02$ м – $d = 0,74L$ соответствуют им.

Таким образом, при увеличении ширины колеи происходит изменение геометрии рулевой трапеции и общей исходной кинематики поворота машины, что является причиной нарушения условий чистого качения колес, приводящей к увеличению радиуса поворота, ухудшению поворачиваемости и маневренности машины, к скольжению и износу шин, к возрастанию динамических нагрузок на детали и узлы рулевого привода.

Выводы.

1. Возможность регулировать ширину колеи трактора существенно расширяет его спектр применения, но при этом существенно нарушаются условия качения колес.
2. Получены аналитические зависимости для определения положения мгновенного центра поворота, теоретических минимального радиуса и радиуса поворота центра тяжести при изменении ширины колеи колесной машины.
3. Результаты расчетов доказали необходимость в разработке конструкции рулевой трапеции, которая при изменении ширины колеи имела бы оптимальную геометрию [8], позволяющую сохранить кинематические параметры, близкие к правильному повороту.

Список источников

1. 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. Том 16. № 2 (77). С. 116-123.
2. Беляев А.Н., Тришина Т.В. Анализ влияния изменения продольной базы и ширины колеи трактора на величины боковых и касательных сил Наука и образование на современном этапе развития: опыт, проблемы и пути их решения: материалы международной научно-практической конференции (Россия, Воронеж, 30 ноября 2023 г.). Воронеж: ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ, 2023. С. 234-239.
3. 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.
4. 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.
5. Гуськов В.В., Велев Н.Н., Атаманов Ю.Е. и др. Тракторы: теория: учебник для вузов по специальности «Автомобили и тракторы». М: Машиностроение, 1988. 374 с.
6. Ксенович И.П., Гуськов В.В., Бочаров Н.Ф. и др. Тракторы. Проектирование, конструирование и расчет. М.: Машиностроение, 1991. 544 с.
7. Курганов А.И. Основы расчета шасси тракторов и автомобилей: учебное пособие. М.: Государственное издательство сельскохозяйственной литературы, 1953. 611 с.
8. Патент на полезную модель № 224040 U1 РФ, МПК В62D 7/16. Рулевая трапеция колесного транспортного средства с изменяемой колесей / А.Н. Беляев, П.В. Шередекин, Т.В. Тришина; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ. – № 2024100138; заявл. 09.01.2024; опубл. 13.03.2024. Бюл. № 8. 6 с.
9. Раймпель Й. Шасси автомобиля: Рулевое управление. Пер. с нем. В.Н. Пальянова; под ред. А.А. Гальбрейха. М.: Машиностроение, 1987. 232 с.
10. Руководство по эксплуатации тракторов «Беларус-80.1/82.1/820» // ООО «Минский тракторный завод», 2015. 381 с.
11. Скотников В.А., Машенский А.А., Солонский А.С. Основа теории и расчет трактора и автомобиля. М.: Агропромиздат, 1986. 383 с.
12. Смирнов Г.А. Теория движения колёсных машин. 2-е изд., доп. и перераб. М.: Машиностроение, 1990. 352 с.
13. Chen J., Shen X., Wang A. Steering Trapezoid Optimized Design of the Off-road Racing Car // The 12th Asia Conference on Mechanical and Aerospace Engineering (ACME 2021). Journal of Physics: Conference Series 2235 (2022) 012082.
14. Khristantoa M., Praptijantoa A., Kalega S. Measuring geometric and kinematic properties to design steering axis to angle turn of the electric golf car // 2nd International Conference on Sustainable Energy Engineering and Application (ICSEEA 2014). Energy Procedia 68 (2015). Pp. 463-470.
15. 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.
16. Pauwelussen Joop P. Essentials of Vehicle. Dynamics. UK, Oxford; USA, MA, 2015. 309 p.

References

1. Belyaev A.N., Orobinsky V.I., Trishina T.V., Sheredekin P.V. Substantiation of geometric parameters of the steering trapezoid of a wheeled vehicle // Bulletin of the Voronezh State Agrarian University, 2023. Volume 16. No. 2 (77). pp. 116-123.
2. Belyaev A.N., Trishina T.V. Analysis of the influence of changes in the longitudinal base and track width of a tractor on the values of lateral and tangential forces Science and education at the present stage of development: experience, problems and solutions: materials of the international scientific and practical conference (Russia, Voronezh, November 30, 2023). Voronezh: Voronezh State Pedagogical University, 2023. pp. 234-239.
3. Bukharin N.A., Prozorov V.S., Shchukin M.M. Automobiles. Design, load conditions, work processes, strength of car units: a textbook for universities. 2nd ed., supplement and revision L.: Mechanical Engineering, 1973. 504 p.
4. Grishkevich A.I., Lomako D.M., Avtushenko V.P. and others. Cars: construction, construction and calculation. Control systems and chassis: textbook. Mn.: Higher School, 1987. 200 p
5. Guskov V.V., Velev N.N., Atamanov Yu.E. et al. Tractors: theory: textbook for universities specializing in "Cars and tractors". Moscow: Mechanical Engineering, 1988. 374 p.
6. Ksenevich I.P., Guskov V.V., Bocharov N.F., etc. Tractors. Design, construction and calculation. Moscow: Mashinostroenie, 1991. 544 p.
7. Kurganov A.I. Fundamentals of calculating the chassis of tractors and cars: textbook. Moscow: State Publishing House of Agricultural Literature, 1953. 611 p.
8. Patent for utility model No. 224040 U1 of the Russian Federation, IPC B62D 7/16. Steering trapeze of a wheeled vehicle with a variable track / A.N. Belyaev, P.V. Sheredekin, T.V. Trishina; applicant and patent holder of the Voronezh State Agrarian University. – No. 2024100138; application 09.01.2024; publ. 13.03.2024. Byul. No. 8. 6 p.
9. Raimpel Y. The chassis of the car: Steering. Trans. from German V.N. Palyanov; edited by A.A. Galbreich. M.: Mechanical Engineering, 1987. 232 p.
10. The manual for the operation of tractors "Belarus-80.1/82.1/820 " // Minsk Tractor Plant LLC, 2015. 381 p.
11. Skotnikov V.A., Mashenskiy A.A., Solonsky A.S. The basis of theory and calculation of a tractor and a car. M.: Agropromizdat, 1986. 383 p.
12. Smirnov G.A. Theory of motion of wheeled vehicles. 2nd ed., additional and revised. M.: Mechanical Engineering, 1990. 352 p.
13. Chen J., Shen X., Wang A. Steering Trapezoid Optimized Design of the Off-road Racing Car // The 12th Asia Conference on Mechanical and Aerospace Engineering (ACME 2021). Journal of Physics: Conference Series 2235 (2022) 012082.
14. Khristamtoa M., Praptijantoa A., Kalega S. Measuring geometric and kinematic properties to design steering axis to angle turn of the electric golf car // 2nd International Conference on Sustainable Energy Engineering and Application (ICSEEA 2014). Energy Procedure 68 (2015). pp. 463-470.
15. 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.
16. Pauwelussen Joop P. Essentials of Vehicle. Dynamics. UK, Oxford; USA, MA, 2015. 309 p.

Информация об авторах

А.Н. Беляев – доктор технических наук, доцент; В.И. Оробинский – доктор сельскохозяйственных наук, профессор; А.В. Химченко – кандидат технических наук, доцент; Т.В. Тришина – кандидат технических наук, доцент; П.В. Шередекин – аспирант.

Information about the authors

A. Belyaev – Doctor of Technical Sciences, Associate Professor; V. Orobinsky – Doctor of Agricultural Sciences, Professor; A. Khimchenko – candidate of technical sciences, associate professor; T. Trishina – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor; P. Sheredekin - graduate student.

Вклад авторов: все авторы сделали эквивалентный вклад в подготовку публикации.

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Contribution of the authors: all authors have made an equivalent contribution to the preparation of the publication.

The authors declare no conflict of interest.

Поступила в редакцию (Received): 11.05.2024 Принята к публикации (Accepted): 21.06.2024