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

Научная статья
УДК 629.3.01
DOI: 10.53914/issn2071-2243_2025_3_55 EDN: VKOUCX

Влияние режимов движения колесной машины при входе в поворот на формирование инерционных сил

Александр Николаевич Беляев[1]✉, Дмитрий Николаевич Афоничев[2], Татьяна Владимировна Тришина[3], Ирина Алевтиновна Высоцкая[4]

[1, 2, 3] Воронежский государственный аграрный университет имени императора Петра I, Воронеж, Россия

[4] 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

[1] aifkm_belyaev@mail.ru✉

Аннотация. Приведены аналитические зависимости для определения сил инерции, действующих на колесную машину при повороте с переменным радиусом кривизны траектории. Моделирование движения колесной машины при входе в поворот на примере трактора Беларус-80.1 выполнили в программе SimInTech при различных значениях скорости поступательного движения и угловой скорости поворота внутреннего управляемого колеса. Во всех рассмотренных случаях силы инерции при движении колесной машины по участку «вход в поворот» возрастают и достигают своего наибольшего значения в конце этого участка при угле поворота внутреннего управляемого колеса 40°. Увеличение сил инерции, действующих на машину, при движении по участку «вход в поворот» обусловлено переменным радиусом кривизны траектории. При постоянной скорости поступательного движения колесной машины продольная составляющая центробежной силы не существенна по сравнению с весом машины и составляет от последнего около 1%, а следовательно, перераспределение вертикальных нагрузок между колесами переднего и заднего мостов является незначительным. Суммарная сила инерции, действующая в поперечном направлении, определяется величиной скорости поступательного движения и при последней, равной 1,78 м/с, составляет более 0,1 от веса машины. Уменьшение угловой скорости вращения внутреннего управляемого колеса на 20% обеспечивает незначительное снижение суммарной силы инерции за счет снижения тангенциальной силы инерции. В то же время уменьшение скорости поступательного движения машины (например, на 20% до 1,48 м/с) позволяет снизить тангенциальную силу инерции и значительно уменьшить центробежную силу, а следовательно, и суммарную силу инерции, действующую в поперечном направлении (в 1,42 раза).

Ключевые слова: колесная машина, вход в поворот, траектория, радиус, скорость поступательного движения, угловая скорость поворота, ускорение, центробежная сила, тангенциальная сила инерции

***Для цитирования*:** Беляев А.Н., Афоничев Д.Н., Тришина Т.В., Высоцкая И.А. Влияние режимов движения колесной машины при входе в поворот на формирование инерционных сил // Вестник Воронежского государственного аграрного университета. 2025. Т. 18, № 3(86). С. 55–66. https//:doi.org/10.53914/ issn2071-2243_2025_3_55–66.

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

Original article

The influence of the modes of a wheeled vehicle movement when entering into a turn on the formation of inertial forces

Aleksandr N. Belyaev[1]✉, Dmitry N. Afonichev[2], Tatiana V. Trishina[3], Irina A. Vysotskaya[4]

[1, 2, 3] Voronezh State Agrarian University named after Emperor Peter the Great, Voronezh, Russia

[4] Military Educational and Scientific Centre of the Air Force N.E. Zhukovsky and Y.A. Gagarin Air Force Academy (Voronezh) the Ministry of Defence of the Russian Federation, Voronezh, Russia

[1] aifkm_belyaev@mail.ru✉

Abstract. Analytical dependences are given for determining the inertial forces acting on a wheeled vehicle when turning with a variable radius of curvature of the trajectory. The simulation of the movement of a wheeled vehicle when entering a turn, using the example of the Belarus-80.1 tractor, was performed in the SimInTech program at different values of the translational velocity and the angular velocity of rotation of the internal steer wheel. In all the cases considered, the inertia forces during the movement of the wheeled vehicle along the "turn entrance" section increase and reach their greatest value at the end of this section at an angle of rotation of the inner steered wheel of 40°. The increase in the inertial forces acting on the car when driving along the "turn entrance" section is due to the variable radius of curvature of the trajectory. With a constant speed of translational motion of the wheeled machine, the longitudinal component of the centrifugal force is not significant compared to the weight of the machine and amounts to about 1% of the latter, and therefore, the redistribution of vertical loads between the wheels of the front and rear axles is not significant. The total force of inertia acting in the transverse direction is determined by the value of the translational velocity and, with the latter equal to 1.78 m/s, is more than 0.1 of the weight of the machine. Reducing the angular velocity of the inner steered wheel by 20% provides a small reduction in the total inertia force due to a decrease in the tangential inertia force. At the same time, reducing the speed of translational motion of the machine makes it possible to reduce the tangential inertia force and significantly reduce the centrifugal force, and therefore the total inertia force acting in the transverse direction. Thus, reducing the speed of translational motion by 20% (up to 1.48 m/s) reduces the total inertia force by 1.42 times.

***Keywords*:** wheeled vehicle, entrance into the turn, trajectory, radius, translational velocity, angular velocity of rotation of the inner steered wheel, angular velocity of rotation, acceleration, centrifugal force, tangential force of inertia

***For citation*:** Belyaev A.N., Afonichev D.N., Trishina T.V., Vysotskaya I.A. The influence of the modes of a wheeled vehicle movement when entering into a turn on the formation of inertial forces. *Vestnik Voronezhskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta = Vestnik of Voronezh State Agrarian University*. 2025;18(3):55-66. (In Russ.). https//:doi.org/10.53914/issn2071-2243_2025_3_55-66.

Введение

При криволинейном движении колесного транспортного средства, особенно по податливой рыхлой поверхности качения, зачастую возникает очень важная, актуальная, распространенная и в то же время очень сложно решаемая проблема: сохранение устойчивости и управляемости машины. Ухудшение (а иногда и потеря) управляемости и отклонение машины от требуемой траектории движения происходят ввиду бокового увода и скольжения шин колес по опорному основанию, а в критической ситуации – заноса ее задней оси. Основное влияние на уровень обозначенных негативных явлений и, как следствие, на ухудшение указанных и других эксплуатационных качеств, в том числе условий труда водителя, безопасности движения и физико-механических свойств почвы (при этом происходит ее прогрессивное истирание, распыление, уплотнение) оказывают инерционные силы.

Анализ исследований, относящихся к вопросам управляемости и устойчивости криволинейного движении колесной машины [3], показал, что подробно изучено лишь ее движение по окружности с относительно невысокими поступательными скоростями, а динамической поворачиваемости, относящейся к этапам поворота с переменной кривизной траектории, уделено недостаточно внимания, и нет единого мнения по методам ее оценки; причем одни и те же явления и процессы, происходящие при этом, интерпретируются с разных точек зрения. В связи с этим целью настоящей работы является оценка влияния режимов движения колесной машины при входе в поворот на формирование действующих на нее инерционных сил.

Методика исследования

Сила инерции F_u при повороте колесной машины действует на нее в центре тяжести (в точке C) в противоположном направлении суммарного ускорения этой точки (рис. 1) и определяется следующей формулой [1, 4, 5, 12]:

$$F_u = ma, \quad (1)$$

где m – масса колесной машины, кг;

a – суммарное ускорение центра тяжести колесной машины, м/с^2.

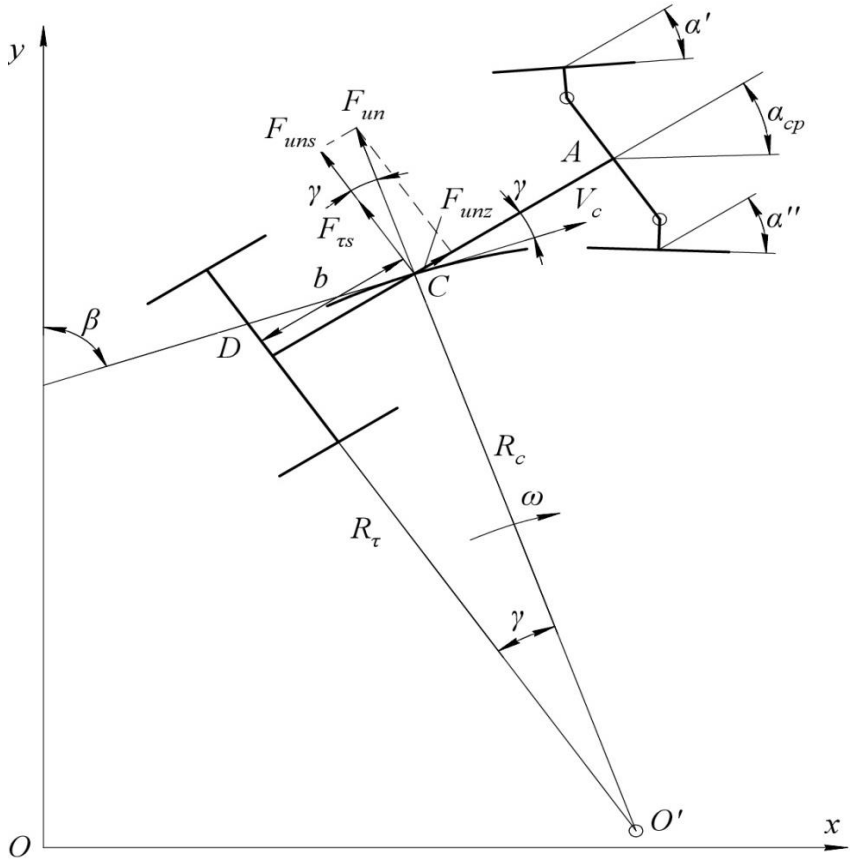

Рис. 1. Схема действия инерционных сил при повороте колесной машины

Суммарное ускорение *a* центра тяжести машины может быть определено через проекции этого ускорения на оси координат *x* и *y*:

$$a = \sqrt{a_x^2 + a_y^2}\,;\quad a_x = \frac{d^2x}{dt^2} = \frac{dV_{Cx}}{dt}\,;\quad a_y = \frac{d^2y}{dt^2} = \frac{dV_{Cy}}{dt}\,, \tag{2}$$

где a_x и a_y – проекции вектора ускорения *a* центра тяжести колесной машины на оси координат *x* и *y*, м/с^2;

V_{Cx} и V_{Cy} – проекции вектора скорости поступательного движения V_C колесной машины на оси координат *x* и *y*, м/с;

t – время, с.

Проекции вектора скорости поступательного движения V_C колесной машины на оси координат *x* и *y* равны:

$$V_{Cx} = \frac{dx}{dt} = V_C \sin\beta\,;\quad V_{Cy} = \frac{dy}{dt} = V_C \cos\beta\,, \tag{3}$$

где V_C – скорость поступательного движения машины, м/с;

β – курсовой угол – угол между вектором скорости поступательного движения V_C машины и осью ординат *y*, рад.

Курсовой угол β связан с угловой скоростью поворота ω машины и координатами траектории *x* и *y*:

$$\beta = \int \omega dt = \int \frac{V_C}{R_C}\,dt\,;\quad x = \int V_C \sin\beta dt\,;\quad y = \int V_C \cos\beta dt\,, \tag{4}$$

где R_C – текущий радиус кривизны траектории центра тяжести машины, м.

Текущий радиус R_C кривизны траектории зависит от угла поворота управляемого колеса, а интенсивность изменения этого радиуса определяется угловой скоростью поворота управляемых колес [2]. Методика определения R_C изложена в работе [2]. Значение радиуса R_C также связано с кинематическими параметрами криволинейного движения машины:

$$R_C = \frac{V_C^3}{V_{Cx}a_y - V_{Cy}a_x}. \quad (5)$$

Как известно, полное ускорение a при движении по криволинейной траектории складывается из двух составляющих [4, 5, 12]

$$a = \sqrt{a_n^2 + a_\tau^2}, \quad (6)$$

где a_n – нормальное ускорение центра тяжести машины, м/с^2;

a_τ – тангенциальное ускорение центра тяжести машины, м/с^2.

Нормальное a_n и тангенциальное a_τ ускорения центра тяжести машины определяются по известным формулам [1, 4, 5, 12]:

$$a_n = \frac{V_C^2}{R_C}; \quad a_\tau = \frac{dV_C}{dt} = \frac{V_{Cx}a_x + V_{Cy}a_y}{V_C}. \quad (7)$$

При неравномерном поступательном движении колесной машины ($a_\tau \neq 0$) появляется тангенциальная составляющая $F_{u\tau}$ суммарной силы инерции (рис. 1), которая способствует или ускорению, или замедлению процесса криволинейного движения, а при некоторых обстоятельствах – заносу ее задней оси [3]:

$$F_{u\tau} = ma_\tau. \quad (8)$$

При постоянной скорости поступательного движения машины представленные выше зависимости (4) упрощаются:

$$\beta = V_C \int \frac{dt}{R_C}; \quad x = V_C \int \sin\beta dt; \quad y = V_C \int \cos\beta dt. \quad (9)$$

Так как при постоянной скорости поступательного движения машины $a_\tau = 0$, то во второй формуле выражения (7)

$$V_{Cx}a_x + V_{Cy}a_y = 0. \quad (10)$$

Из уравнения (10) следует, что при постоянной скорости поступательного движения машины проекции ускорения и скорости поступательного движения на оси координат *x* и *y* взаимосвязаны:

$$\frac{a_x}{a_y} = -\frac{V_{Cy}}{V_{Cx}} = -\frac{dy}{dx} = -\mathrm{tg}\psi = -\mathrm{tg}\left(\frac{\pi}{2} - \beta\right) = -\mathrm{ctg}\beta, \quad (11)$$

где ψ – угол между вектором скорости поступательного движения машины и осью абсцисс *x*, рад.;

π – число «пи» ($\pi \approx 3{,}14$).

Зависимость (11) можно представить в следующем виде:

$$\frac{a_y}{a_x} = -\mathrm{tg}\beta. \quad (12)$$

При малом курсовом угле $\mathrm{tg}\beta \approx \beta$, тогда

$$\frac{a_y}{a_x} = -\beta. \quad (13)$$

Из зависимостей (11), (12), (13) видно, что проекции ускорения *a* на оси координат имеют разные знаки. В начальный момент маневра ($t = 0$) $V_{Cx} = 0$, $V_{Cy} = V_C$, при входе в поворот происходит нарастание V_{Cx}, а значит $a_x > 0$, в то же время V_{Cy} убывает и, следовательно, $a_y < 0$ (векторы V_{Cy} и a_y направлены в противоположные стороны).

При $a_\tau = 0$ из формул (2) и (6) следует, что

$$a = a_n = \sqrt{a_x^2 + a_y^2}\,. \tag{14}$$

Согласно зависимости (14), при постоянной скорости поступательного движения машины сила инерции F_u равна центробежной силе F_{un}:

$$F_{un} = ma_n\,. \tag{15}$$

Величина проекции F_{unz} центробежной силы инерции F_{un} на продольную ось колесной машины влияет на перераспределение вертикальных нагрузок между колесами переднего и заднего мостов (рис. 1) и определяется по уравнению

$$F_{unz} = F_{un}\sin\gamma\,, \tag{16}$$

где γ – угол между вектором F_{un} и поперечной осью машины (он же угол между продольной осью машины и вектором скорости поступательного движения V_C), рад.

$$\sin\gamma = \frac{b}{R_C};\ \ \gamma = \arcsin\frac{b}{R_C}, \tag{17}$$

где *b* – расстояние от центра тяжести колесной машины до заднего моста (от точки *C* до точки *D*), м.

Поперечную силу инерции F_{uns}, которая является проекцией вектора F_{un} на поперечную ось машины, принимаем параллельной задней оси машины:

$$F_{uns} = F_{un}\cos\gamma\,. \tag{18}$$

Участок уменьшения радиуса кривизны траектории движения колесной машины «вход в поворот», как показали исследования [3, 6, 9, 10], является наиболее сложным и динамичным этапом поворота, так как результирующая центробежная сила инерции при переходе от прямолинейного движения к установившемуся криволинейному возрастает за счет инерционных сил, возникающих из-за постоянного изменения положения центра поворота *O′* и соответствующего увеличения кривизны траектории и угловой скорости поворота ω [9]:

$$\omega = \frac{d\beta}{dt} = \frac{V_C}{R_C}\,. \tag{19}$$

На боковую устойчивость колесной машины при указанном неустановившемся режиме поворота большое влияние также оказывает вращение центра тяжести относительно точки *D* (середины задней оси) с тангенциальным ускорением $a_{\tau s}$ (рис. 1) [3]

$$a_{\tau s} = b\frac{d\omega}{dt}\,. \tag{20}$$

Как следствие, возникает тангенциальная сила инерции $F_{\tau s}$ (рис. 1), приложенная к центру масс и действующая в одном направлении с поперечной силой инерции F_{uns} [3, 4]

$$F_{\tau s} = ma_{\tau s}\,. \tag{21}$$

Результаты и их обсуждение

Моделирование движения колесной машины при входе в поворот выполнили в программе SimInTech на примере трактора Беларус-80.1 [7, 11] при следующих исходных данных:

- продольная (колесная) база L = 2,37 м;
- расстояние между осями шкворней (шкворневая колея) $B = 1{,}02$ м;
- максимально допустимая (с навесным оборудованием) эксплуатационная масса $m = 6{,}3$ т;
- расстояние от центра тяжести до задней оси при указанной массе $b = 0{,}49$ м [8].

Скорость поступательного движения V_C и угловая скорость поворота внутреннего управляемого колеса $\omega_В$ приняты постоянными.

Угол поворота $\alpha_В$ внутреннего управляемого колеса задан линейной функцией времени: $\alpha_В = \omega_В t$.

Математическая модель движения колесной машины при входе в поворот в программе SimInTech приведена на рисунке 2.

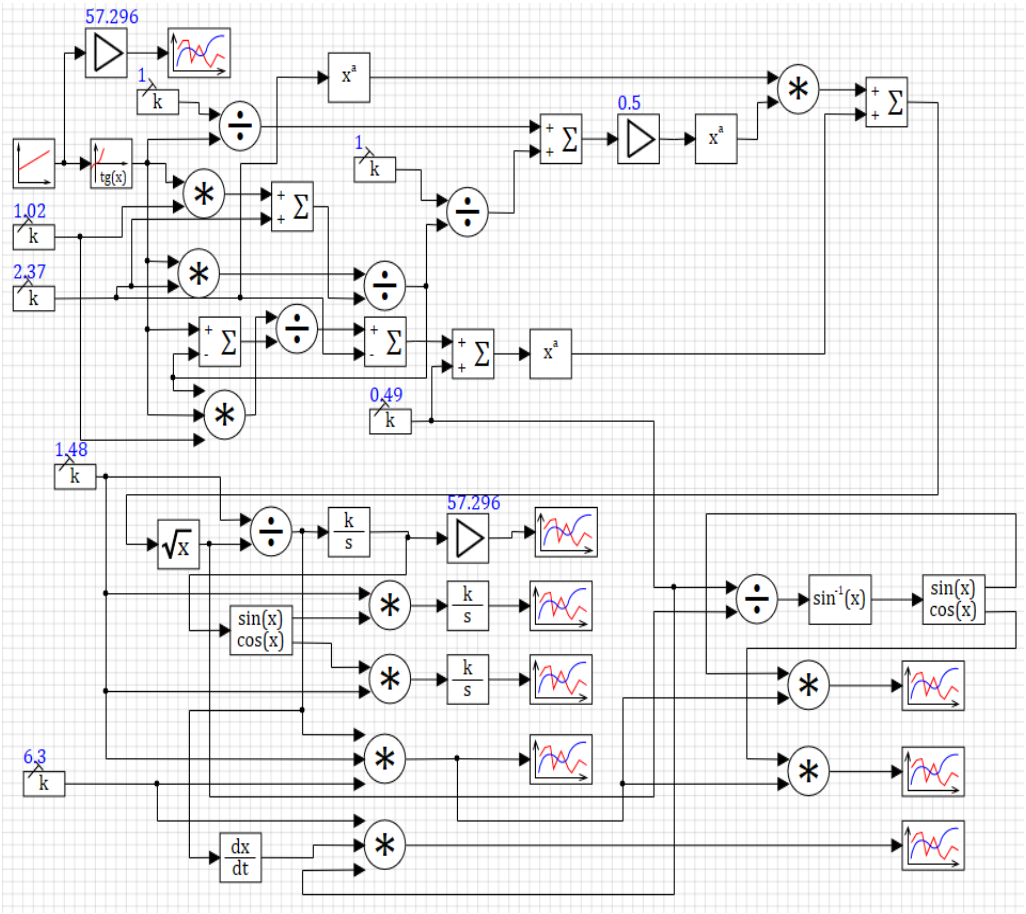

Рис. 2. Математическая модель движения колесной машины при входе в поворот, выполненная в программе SimInTech

Модель реализована при следующих значениях:

- $V_C = 1{,}78$ м/с, $\omega_В = 0{,}18$ с$^{-1}$;
- $V_C = 1{,}78$ м/с, $\omega_В = 0{,}15$ с$^{-1}$;
- $V_C = 1{,}48$ м/с, $\omega_В = 0{,}18$ с$^{-1}$.

Результаты моделирования представлены на рисунках 3–5.

По данным, приведенным на графиках (рис. 3–5), видно, что во всех рассмотренных случаях силы инерции при движении колесной машины по участку «вход в поворот» возрастают и достигают своего наибольшего значения в конце этого участка при угле поворота внутреннего управляемого колеса 40°.

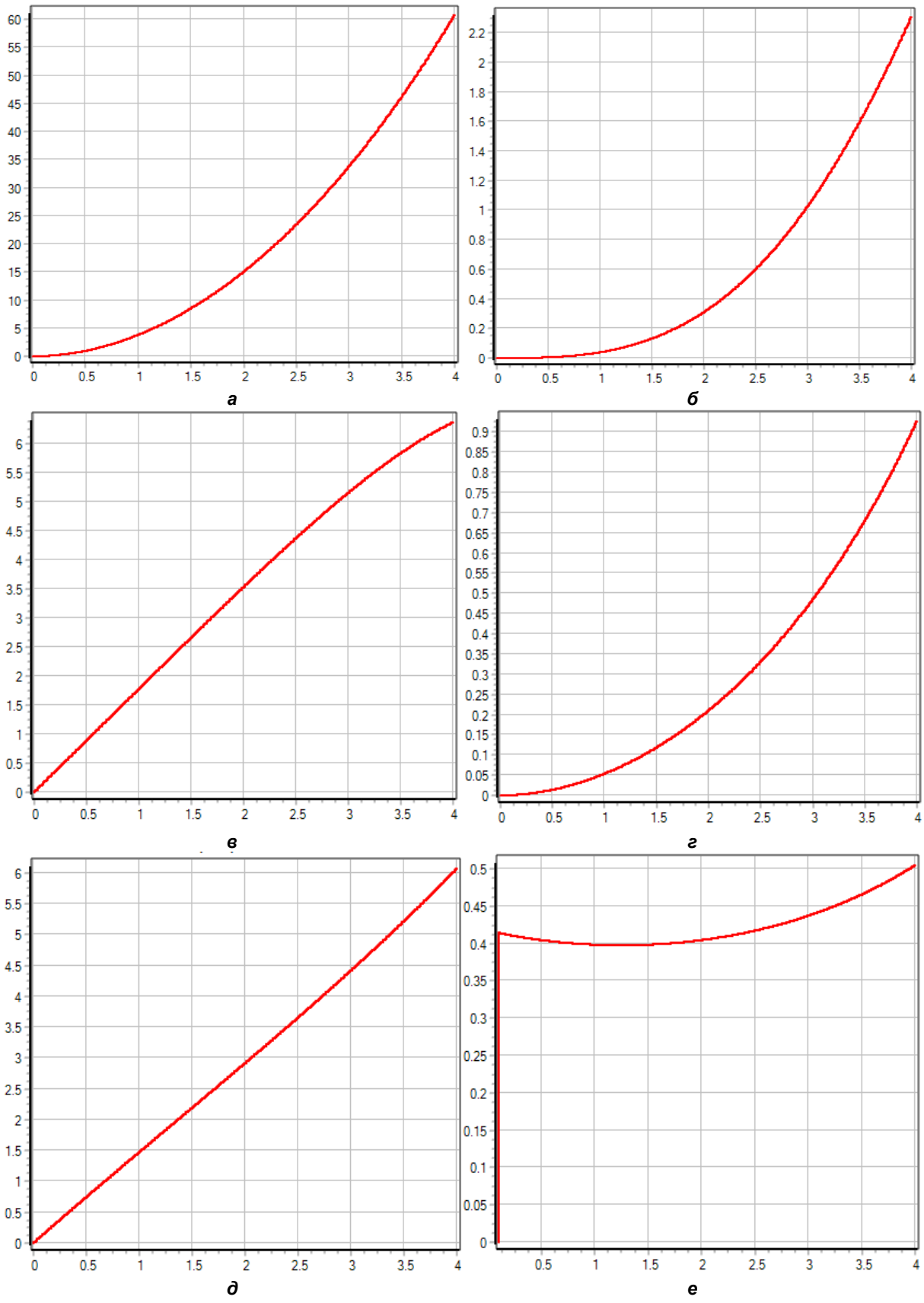

Рис. 3. Графики зависимостей курсового угла β, ° (*а*), абсциссы *x*, м (*б*) и ординаты *y*, м (*в*) траектории, продольной F_{unz}, кН (*г*) и поперечной F_{uns}, кН (*д*) составляющих центробежной силы, тангенциальной силы инерции $F_{\tau s}$, кН (*е*) от времени *t* при $V_C = 1{,}78$ м/с, $\omega_B = 0{,}18$ с$^{-1}$

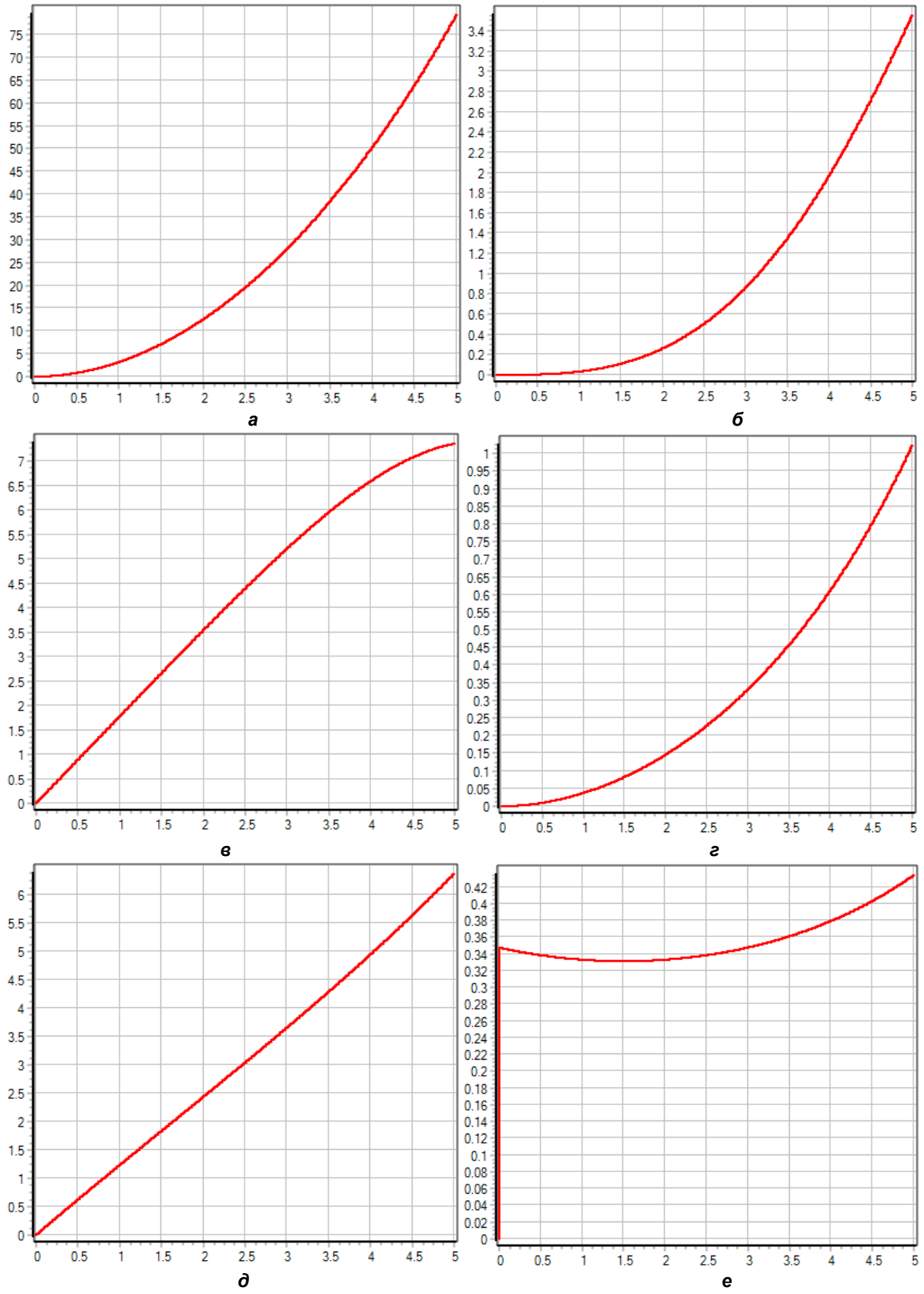

Рис. 4. Графики зависимостей курсового угла β, ° (*а*), абсциссы *x*, м (*б*) и ординаты *y*, м (*в*) траектории, продольной F_{unz}, кН (*г*) и поперечной F_{uns}, кН (*д*) составляющих центробежной силы, тангенциальной силы инерции $F_{\tau s}$, кН (*е*) от времени *t* при $V_C = 1{,}78$ м/с, $\omega_B = 0{,}15$ с$^{-1}$

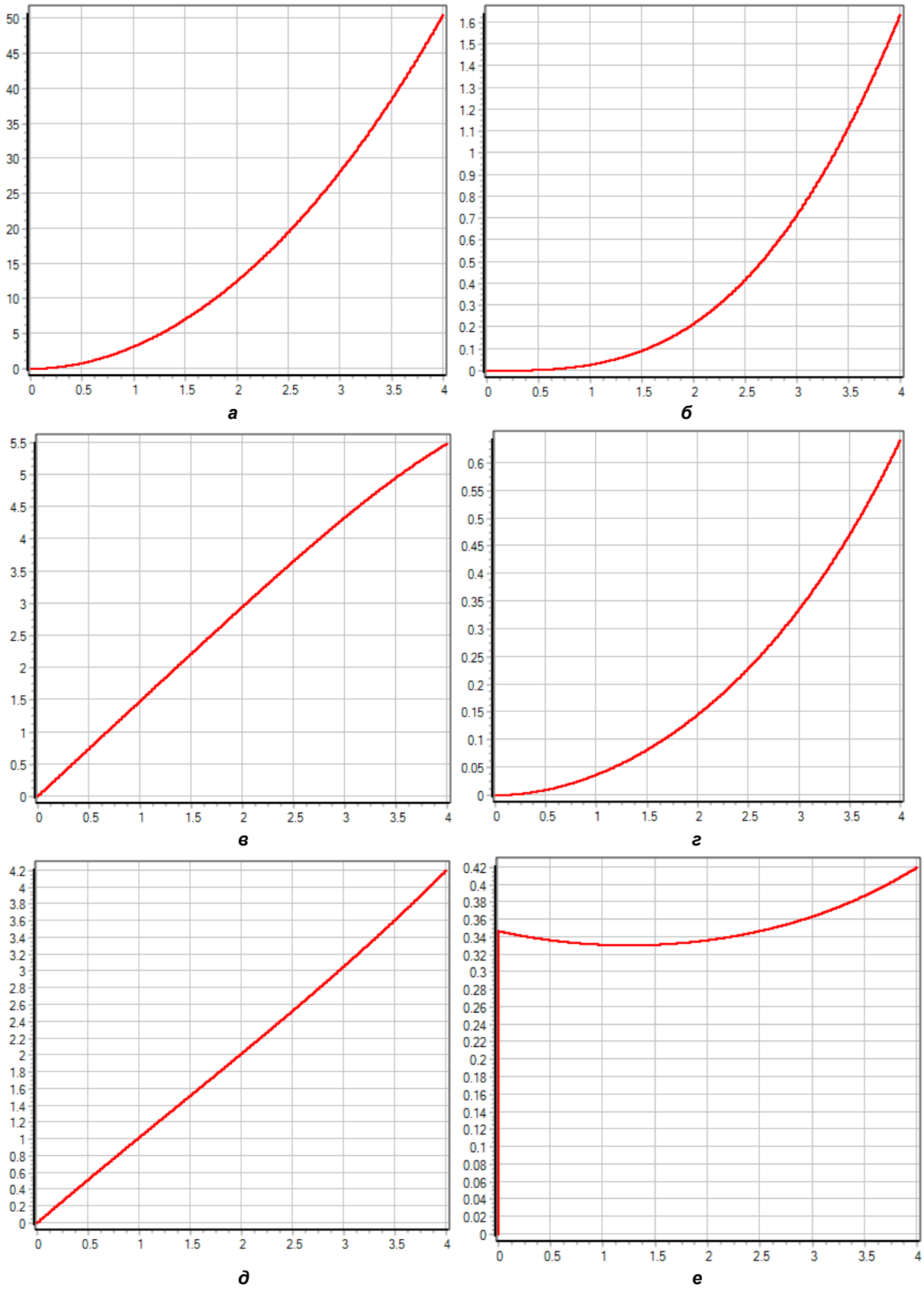

Рис. 5. Графики зависимостей курсового угла β, ° (*а*), абсциссы *x*, м (*б*) и ординаты *y*, м (*в*) траектории, продольной F_{unz}, кН (*г*) и поперечной F_{uns}, кН (*д*) составляющих центробежной силы, тангенциальной силы инерции $F_{\tau s}$, кН (*е*) от времени *t* при $V_C = 1{,}48$ м/с, $\omega_B = 0{,}18$ с$^{-1}$

Увеличение сил инерции, действующих на машину, при движении по участку «вход в поворот» обусловлено переменным радиусом кривизны траектории, который в пределах рассматриваемого участка уменьшается от бесконечного значения до минимального радиуса поворота, соответствующего максимальному углу поворота внутреннего управляемого колеса (40°) [2]. Тангенциальная сила инерции изменяется в узком диапазоне 0,4…0,50 кН, среднее значение – 0,45 кН (рис. 3, д), 0,33…0,41 кН, среднее значение – 0,37 кН (рис. 4, д и 5, д), отклонение от среднего значения составляет не более 11%, что указывает на относительную стабильность данного показателя.

Значения показателей криволинейного движения машины в конце траектории участка «вход в поворот», показанные на графиках рисунках 3–5, сведены в таблицу.

Показатели криволинейного движения колесной машины в конце траектории участка «вход в поворот»

Наименование показателей	Значения показателей при режимах движения		
	V_C = 1,78 м/с, ω_B = 0,18 с$^{-1}$	V_C = 1,78 м/с, ω_B = 0,15 с$^{-1}$	V_C = 1,48 м/с, ω_B = 0,18 с$^{-1}$
Продолжительность маневра, с	3,88	4,65	3,88
Длина траектории, м	6,91	8,28	5,74
Угол поворота β,°	59	74	49
Абсцисса *x*, м	2,2	3,3	1,6
Ордината *y*, м	6,4	7,2	5,4
Центробежная сила F_{un}, кН	5,9	5,9	4,1
Продольная составляющая центробежной силы F_{unz}, кН	0,86	0,86	0,60
Поперечная составляющая центробежной силы F_{uns}, кН	5,84	5,84	4,06
Тангенциальная сила инерции $F_{\tau s}$, кН	0,50	0,41	0,41
Суммарная сила инерции, действующая в поперечном направлении, кН	6,34	6,25	4,47

Анализ данных таблицы показывает, что при постоянной скорости поступательного движения колесной машины продольная составляющая центробежной силы не существенна по сравнению с весом машины (9,81·6,3 = 61,8 кН) и составляет от последнего около 1%, а следовательно, перераспределение вертикальных нагрузок между колесами переднего и заднего мостов является незначительным.

Суммарная сила инерции, действующая в поперечном направлении, определяется величиной скорости поступательного движения и при последней, равной 1,78 м/с, составляет более 0,1 от веса машины.

Уменьшение угловой скорости вращения внутреннего управляемого колеса на 20% обеспечивает незначительное снижение суммарной силы инерции за счет снижения тангенциальной силы инерции.

В то же время уменьшение скорости поступательного движения машины позволяет снизить тангенциальную силу инерции и значительно уменьшить центробежную силу, а следовательно, и суммарную силу инерции, действующую в поперечном направлении. Так, уменьшение скорости поступательного движения на 20% (до 1,48 м/с) позволяет снизить суммарную силу инерции в 1,42 раза.

Уменьшение скорости поступательного движения колесной машины при входе в поворот позволяет повысить устойчивость машины, улучшить управляемость, а следовательно, и безопасность. При этом происходит сокращение траектории поворота, но продолжительность маневра возрастает и снижается производительность.

Выводы

1. При движении колесной машины с постоянной скоростью по криволинейной траектории переменного радиуса на нее действуют силы инерции: центробежная сила и тангенциальная сила инерции, возникающая из-за постоянного изменения положения центра поворота и соответствующего увеличения кривизны траектории и угловой скорости поворота. Центробежная сила ввиду отклонения вектора скорости поступательного движения от продольной оси машины имеет продольную и поперечную составляющие, причем поперечная составляющая по направлению совпадает с тангенциальной силой инерции, что необходимо учитывать при оценке устойчивости криволинейного движения.

2. Выполненное с использованием полученных аналитических зависимостей математическое моделирование движения колесной машины на участке «вход в поворот», для чего были приняты параметры трактора Беларус-80.1 с навесным оборудованием, показало, что силы инерции при движении колесной машины по участку «вход в поворот» возрастают и достигают своего наибольшего значения в конце этого участка при максимальном угле поворота внутреннего управляемого колеса (40°). Увеличение сил инерции, действующих на машину, при движении по участку «вход в поворот» обусловлено переменным радиусом кривизны траектории, который в пределах рассматриваемого участка уменьшается от бесконечного значения до минимального радиуса поворота, соответствующего максимальному углу поворота внутреннего управляемого колеса (40°).

3. При постоянной скорости поступательного движения колесной машины продольная составляющая центробежной силы не существенна по сравнению с весом машины и составляет от последнего около 1%, а следовательно, перераспределение вертикальных нагрузок между колесами переднего и заднего мостов является незначительным. Суммарная сила инерции, действующая в поперечном направлении, определяется величиной скорости поступательного движения и при последней, равной 1,78 м/с, составляет более 0,1 от веса машины. Уменьшение угловой скорости вращения внутреннего управляемого колеса на 20% обеспечивает незначительное снижение суммарной силы инерции за счет снижения тангенциальной силы инерции.

4. Уменьшение скорости поступательного движения машины позволяет снизить тангенциальную силу инерции и значительно уменьшить центробежную силу, а следовательно, и суммарную силу инерции, действующую в поперечном направлении. Уменьшение скорости поступательного движения на 20% позволяет снизить суммарную силу инерции в 1,42 раза.

5. Скорость поступательного движения колесной машины при совершении поворота необходимо обосновывать с позиции обеспечения устойчивости в условиях конкретного фона по критическим значениям коэффициента сцепления в поперечном направлении.

Список источников

1. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. Москва: Наука, 1988. 640 с.

2. Беляев А.Н., Афоничев Д.Н., Тришина Т.В. и др. Математическое моделирование бокового скольжения колесной машины при повороте // Наука в Центральной России. 2024. № 5(71). С. 113–128. DOI: 10.35887/2305-2538-2024-5-113-128.

3. Беляев А.Н. Повышение эффективности работы машинно-тракторных агрегатов на базе интегральных универсально-пропашных колесных тракторов: дис. … д-ра техн. наук: 05.20.01. Мичуринск-наукоград, 2019. 440 с.

4. Болотин С.В., Карапетян А.В., Кугушев Е.И. и др. Теоретическая механика: учебник для студентов учреждений высшего профессионального образования. Москва: Издательский центр «Академия», 2010. 432 с.

5. Гулевский В.А., Шацкий В.П. Краткий курс теоретической механики: учебное пособие. Воронеж: ФГБОУ ВПО Воронежский ГАУ, 2009. 178 с.

6. Гуськов В.В., Велев Н.Н., Атаманов Ю.Е. и др. Тракторы: теория: учебник для студентов вузов. Москва: Машиностроение, 1988. 376 с.

7. Пиляев С.Н., Кузьменко С.В., Аксенов И.И. Динамическое моделирование сложных технических систем // Наука, образование и инновации в современном мире (НОИ-2019): матер. национальной. научной конф. Воронежского ГАУ; в 2 ч. (Воронеж, 17–18 апреля 2019 г.). Воронеж: ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ, 2019. Ч. I. С. 223–228.

8. Руководство по эксплуатации тракторов Беларус-80.1/82.1/82Р [Электронный ресурс] // ООО «Минский тракторный завод». URL:https://mtz.ru/novosti/48-belarus-80-1-82-1-820-rukovodstvo-po-ekspluatatsii (дата обращения: 18.03.2025).

9. Скотников В.А., Мащенский 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. Среда динамического моделирования SimInTech [Электронный ресурс] // Официальный сайт SimInTech (Simulation In Technic). URL: http://simintech.ru (дата обращения: 18.03.2025).

12. Яворский Б.М., Детлаф А.А., Лебедев А.К. Справочник по физике для инженеров и студентов вузов. 8-е изд., перераб. и испр. Москва: Оникс, 2006. 1056 с.

References

1. Artobolevsky I.I. Theory of mechanisms and machines. Moscow: Nauka Publishers; 1988. 640 p. (In Russ.).

2. Belyaev A.N., Afonichev D.N., Trishina T.V. et al. Mathematical modeling of the lateral sliding of a wheeled vehicle when turning. *Science in the Central Russia*. 2024;71(5):113-128. (In Russ.).

3. Belyaev A.N. Improving the efficiency of machine-tractor units based on integral universal-rowed wheeled tractors: Doctoral Dissertation in Engineering Sciences: 05.20.01. Michurinsk-naukograd; 2019. 440 p. (In Russ.).

4. Bolotin S.V., Karapetyan A.V., Kugushev E.I. et al. Theoretical mechanics: textbook for students of institutions of higher professional education. Moscow: Academiya Publishing Center; 2010. 432 p. (In Russ.).

5. Gulevsky V.A., Shatsky V.P. A short course in theoretical mechanics: study guide. Voronezh: Voronezh State Agrarian University Publishers; 2009. 178 p. (In Russ.).

6. Guskov V.V., Velev N.N., Atamanov Yu.E. et al. Tractors: theory: textbook for university students. Moscow: Mashinostroenie Publishers; 1988. 376 p. (In Russ.).

7. Pilyaev S.N., Kuzmenko S.V., Aksenov I.I. Dynamic modeling of complex engineering systems. In: Science, education and innovations in modern world (SEI-2019): Proceedings of National Scientific Conference of Voronezh State Agrarian University. In 2 vols. (Voronezh, April 17-18, 2019). Voronezh: Voronezh State Agrarian University Publishers; 2019. Part I. Pp. 223-228. (In Russ.).

8. Operation Manual. Tractor Belarus 80.1/82.1/820. OOO “Minsk Tractor Works”. URL: https://mtz.ru/novosti/48-belarus-80-1-82-1-820-rukovodstvo-po-ekspluatatsii. (In Russ.).

9. Skotnikov V.A., Mashchenskiy A.A., Solonskiy A.S. Foundations of the theory and calculation of a tractor and a car. Moscow: Agropromizdat; 1986. 383 p. (In Russ.).

10. Smirnov G.A. Theory of motion of wheeled vehicles. 2nd edition, revised and enlarged. Moscow: Mashinostroenie Publishers; 1990. 352 p. (In Russ.).

11. Dynamic Simulation Environment SimInTech. SimInTech (Simulation In Technic) Official Website. URL: http://simintech.ru. (In Russ.).

12. Yavorsky B.M., Detlaf A.A., Lebedev A.K. Handbook of Physics for engineers and university students. 8th edition, revised and enlarged. Moscow: Onyx Publishers; 2006. 1056 p. (In Russ.).

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.

Д.Н. Афоничев – доктор технических наук, профессор, зав. кафедрой электротехники и автоматики ФГБОУ ВО «Воронежский государственный аграрный университет имени императора Петра I», dmafonichev@yandex.ru.

Т.В. Тришина – кандидат технических наук, доцент кафедры прикладной механики ФГБОУ ВО «Воронежский государственный аграрный университет имени императора Петра I», tata344@rambler.ru.

И.А. Высоцкая – доктор технических наук, доцент кафедры математики ФГКВОУ ВО «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, i.a.trishina.gmail.com.

Information about the authors

A.N. Belyaev, Doctor of Engineering Sciences, Head of the Dept. of Applied Mechanics, Voronezh State Agrarian University named after Emperor Peter the Great, aifkm_belyaev@mail.ru.

D.N. Afonichev, Doctor of Engineering Sciences, Professor, Head of the Dept. of Electrical Engineering and Automation, Voronezh State Agrarian University named after Emperor Peter the Great, dmafonichev@yandex.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.

I.A. Vysotskaya, Doctor of Engineering Sciences, Docent, the Dept. of Mathematics, Military Educational and Scientific Centre of the Air Force N.E. Zhukovsky and Y.A. Gagarin Air Force Academy (Voronezh) the Ministry of Defence of the Russian Federation, i.a.trishina.gmail.com.

Статья поступила в редакцию 16.05.2025; одобрена после рецензирования 20.06.2025; принята к публикации 23.06.2025.

The article was submitted 16.05.2025; approved after reviewing 20.06.2025; accepted for publication 23.06.2025.

© Беляев А.Н., Афоничев Д.Н., Тришина Т.В., Высоцкая И.А., 2025