

УДК 629.3.01

UDC 629.3.01

4.3.1. Технологии, машины и оборудование для агропромышленного комплекса (технические науки)

4.3.1. Technologies, machinery and equipment for the agro-industrial complex (technical sciences)

ВЛИЯНИЕ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ТЯГОВЫХ УСИЛИЙ ПО ВЕДУЩИМ ОСЯМ КВАДРОЦИКЛА 4×4 НА ЕГО УПРАВЛЯЕМОСТЬ

THE EFFECT OF THE DISTRIBUTION OF TRACTION FORCES ALONG THE DRIVING AXES OF A 4X4 ATV ON ITS CONTROLLABILITY

Клубничкин Евгений Евгеньевич
Канд.техн.наук, доцент
Scopus Author ID: 57203352852
РИНЦ SPIN – код автора: 8158-0700
klubnichkin@bmstu.ru

Clubnichkin Evgeny Evgenievich
Candidate of Technical Sciences. Sciences, Associate Professor
Scopus Author ID: 57203352852
RSCI SPIN-code: 8158-0700
klubnichkin@bmstu.ru

Мытищинский филиал МГТУ им. Н. Э. Баумана, Россия, 141005, Московская обл., г. Мытищи, ул. 1-я Институтская, д. 1

Mytishchi branch Bauman Moscow State Technical University, Russia, 141005, Moscow region, Mytishchi, Iya Institutskaya, 1

Клубничкин Владислав Евгеньевич
Канд.техн.наук, доцент
Scopus Author ID: 57203353572
РИНЦ SPIN – код автора: 6060-7794
vklubnichkin@bmstu.ru

Clubnichkin Vladislav Evgenievich
Cand.Tech.Sci., Associate Professor
Scopus Author ID: 57203353572
RSCI SPIN-code: 6060-7794
vklubnichkin@bmstu.ru

Мытищинский филиал МГТУ им. Н. Э. Баумана, Россия, 141005, Московская обл., г. Мытищи, ул. 1-я Институтская, д. 1

Mytishchi branch Bauman Moscow State Technical University, Russia, 141005, Moscow region, Mytishchi, Iya Institutskaya, 1

Васильева Карина Вениаминовна
Ст. преподаватель
РИНЦ SPIN – код автора: 4698-5016
kvasileva@bmstu.ru

Vasilyeva Karina Veniaminovna
Senior lecturer
RSCI SPIN-code: 4698-5016
kvasileva@bmstu.ru

Мытищинский филиал МГТУ им. Н. Э. Баумана, Россия, 141005, Московская обл., г. Мытищи, ул. 1-я Институтская, д. 1

Mytishchi branch Bauman Moscow State Technical University, Russia, 141005, Moscow region, Mytishchi, Iya Institutskaya, 1

Сердюк Даниил Сергеевич
Студент

Serdyuk Daniil Sergeevich
Student

Мытищинский филиал МГТУ им. Н. Э. Баумана, Россия, 141005, Московская обл., г. Мытищи, ул. 1-я Институтская, д. 1

Mytishchi branch Bauman Moscow State Technical University, Russia, 141005, Moscow region, Mytishchi, Iya Institutskaya, 1

Жданов Ринат Анварович
Студент

Zhdanov Rinat Anvarovich
Student

Мытищинский филиал МГТУ им. Н. Э. Баумана, Россия, 141005, Московская обл., г. Мытищи, ул. 1-я Институтская, д. 1

Mytishchi branch Bauman Moscow State Technical University, Russia, 141005, Moscow region, Mytishchi, Iya Institutskaya, 1

В статье проводится детальный анализ динамики поворота квадроцикла 4×4 с заблокированным межосевым приводом. Особое внимание уделяется влиянию конструктивного кинематического несоответствия в приводной системе на распределение тяговых усилий между передней и задней осями. Это несоответствие приводит к значительным изменениям в кинематике поворота, в частности, к приращению фактического радиуса поворота относительно

The article provides a detailed analysis of the dynamics of turning a 4x4 ATV with a locked axial drive. Special attention is paid to the effect of a structural kinematic mismatch in the drive system on the distribution of traction forces between the front and rear axles. This discrepancy leads to significant changes in the kinematics of rotation, in particular, to an increment of the actual turning radius relative to the theoretical value calculated using known formulas. The simulation was performed using a

теоретического значения, рассчитанного по известным формулам. Моделирование выполнено с использованием модифицированной двухопорной динамической схемы, учитывающей упругие деформации шин и неоднородности дорожных покрытий. Рассмотрены различные условия эксплуатации: от асфальта и грунта до снега и грязи. Полученные результаты демонстрируют, что кинематическое несоответствие может увеличивать радиус поворота на 15–30%, снижая манёвренность и повышая риск заноса. Предложены рекомендации по выбору рациональной конструкции привода для минимизации этих эффектов, что актуально для повышения безопасности и эффективности технологической техники. Исследование основано на численном моделировании в программной среде, подтверждённом верификацией экспериментальными данными

Ключевые слова: КВАДРОЦИКЛ, ПОЛНЫЙ ПРИВОД, УПРАВЛЯЕМОСТЬ, КИНЕМАТИЧЕСКОЕ НЕСООТВЕТСТВИЕ, БУКСОВАНИЕ, БОКОВОЙ УВОД, РАДИУС ПОВОРОТА

modified two-pillar dynamic scheme that takes into account elastic deformations of tires and inhomogeneities of road surfaces. Various operating conditions are considered: from asphalt and soil to snow and mud. The results demonstrate that a kinematic mismatch can increase the turning radius by 15-30%, reducing maneuverability and increasing the risk of skidding. Recommendations are proposed for choosing a rational drive design to minimize these effects, which is important for improving the safety and efficiency of technological equipment. The study is based on numerical simulation in a software environment, confirmed by verification of experimental data

Keywords: ATV, FOUR-WHEEL DRIVE, CONTROLLABILITY, KINEMATIC MISMATCH, SKIDDING, LATERAL WITHDRAWAL, TURNING RADIUS

<http://dx.doi.org/10.21515/1990-4665-218-007>

Введение

В конструкции большинства современных полноприводных квадроциклов (формула 4×4) применяется блокированный межосевой привод, часто с возможностью автоматического или принудительного отключения передней оси [1, 2, 6, 7]. Принцип автоматического отключения, реализуемый, например, с помощью роликовой муфты свободного хода, предполагает введение в трансмиссию конструктивного кинематического несоответствия [8]. Оно выражается в том, что теоретическая окружная скорость колес задней оси v_{T2} превышает таковую для передней оси v_{T1} . Величина этого несоответствия m определяется как формула 1:

$$m = 1 - \frac{v_{T1}}{v_{T2}}. \quad (1)$$

и для серийных моделей обычно находится в диапазоне $m = 0,04 - 0,08$.

<http://ej.kubagro.ru/2026/04/pdf/07.pdf>

В условиях заблокированного привода буксование колес каждой оси становится индикатором распределения тягового усилия, поскольку при заданных свойствах сцепления существует зависимость между развиваемой касательной силой и относительной потерей скорости. Экспериментально установлено, что на эксплуатационных режимах эта зависимость близка к линейной, особенно на покрытиях с высокой жесткостью [2, 5]. Буксование δ определяется соотношением:

$$\delta = \frac{v_T - v}{v_T},$$

где v_T и v – теоретическая и действительная скорости центра колеса соответственно. С физической точки зрения данное снижение скорости вызывается тангенциальными деформациями, возникающими в шине и грунте в пятне контакта. Если использовать линейное приближение, то зависимость силы тяги P_k на оси от ее пробуксовывания записывается следующим образом:

$$P_k = K\delta, \quad (2)$$

где K – это параметр, характеризующий тангенциальную жесткость контакта шин с опорной плоскостью, определенный для данной оси квадроцикла.

Коэффициенты тангенциальной жесткости K_1 и K_2 для различных типов покрытий (таблица 1) получены на основе экспериментальных данных по тягово-сцепным свойствам квадроциклов [1, 6, 7, 8] с последующей аппроксимацией линейной зависимости тягового усилия от пробуксовки (формула 2).

Таблица 1

Коэффициенты тангенциальной жесткости для различных типов покрытий (расчетные данные для модели квадроицикла)

Тип покрытия	Передняя ось K_1 , кН/м	Задняя ось K_2 , кН/м
Асфальт/твердое покрытие	$(0,90 - 0,92)10^5$	$(3,40 - 3,43)10^5$
Утрамбованный грунт/снег	$(0,50 - 0,55)10^5$	$(1,85 - 1,90)10^5$
Рыхлый грунт/песок	$(0,16 - 0,22)10^5$	$(0,75 - 0,82)10^5$

Динамическая модель поворота квадроицикла 4×4

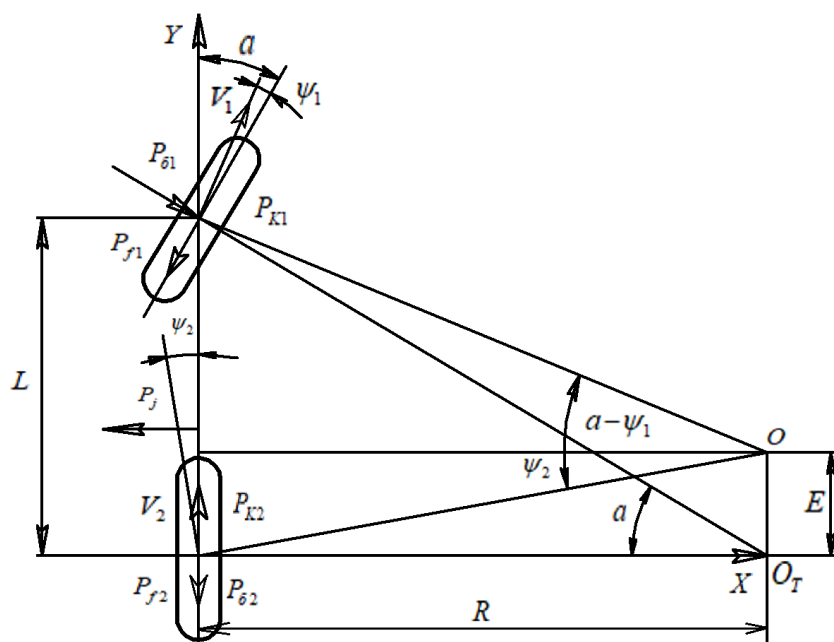


Рисунок 1 – Расчётная схема квадроициклов на повороте

Рассматривается движение квадроицикла с заблокированным межосевым дифференциалом в отсутствие внешней буксировочной нагрузки. Принимая, что межколесные дифференциалы в мостах обеспечивают кинематически правильное распределение скоростей, динамическую систему можно свести к условной двухопорной схеме (рис. 1). Согласно рассматриваемой схеме, заднее колесо моделирует ведущий мост сзади, а переднее совмещает функции ведущего и управляемого моста спереди. При движении по кривой линейная скорость переднего моста v_1 оказывается выше, чем заднего v_2 , однако продольные

составляющие этих векторов относительно рамы квадроицикла обязаны совпадать:

$$v_1 \cos(a - \psi_1) = v_2 \cos \psi_2, \quad (3)$$

где a – средний угол поворота управляемых колес; ψ_1, ψ_2 – углы бокового увода передней и задней осей соответственно.

Выражая действительные скорости через теоретические и буксование $v = v_t(1 - \delta)$ и учитывая формулу (1), можно получить связь между буксованием осей:

$$\delta_1 = 1 - \frac{(1 - \delta_2) \cos \psi_2}{(1 - m) \cos(a - \psi_1)}. \quad (4)$$

Вычисление параметров δ_1 и δ_2 выполняется из условий равновесия сил в горизонтальной плоскости. Путем совместного решения уравнений равновесия (проекции на продольную и поперечную оси) с учетом зависимости (4) и последующих алгебраических преобразований получена система линейных уравнений, представленная в виде (5).

$$\begin{cases} A_1 \delta_1 + B_1 \delta_2 = C_1 \\ A_2 \delta_1 + B_2 \delta_2 = C_2 \end{cases}, \quad (5)$$

Вычисление коэффициентов данной системы производится по следующему алгоритму:

$$A_1 = \left(\cos \alpha + \frac{K_1}{K_2} \sin a \cdot tga \right) (1 - m);$$

$$A_2 = K_1;$$

$$B_1 = -1;$$

$$B_2 = K_2 \cos a;$$

$$C_1 = \left(\cos a + \frac{fG_1}{K_{y1}} \sin atga \right) (1 - m) - 1;$$

$$C_2 = f(G_1 + G_2 \cos a);$$

где K_1 – коэффициент сопротивления уводу передней оси; f – коэффициент сопротивления качению; G_1, G_2 – вертикальные нагрузки на переднюю и заднюю оси.

Решив систему (5), находим δ_1 и δ_2 , после чего по формуле (2) определяем тяговые усилия осей: $P_{\kappa 1} = \frac{K_1}{\delta_1}, P_{\kappa 2} = \frac{K_2}{\delta_2}$. Для случая прямолинейного движения $a = 0$ система упрощается, и буксование принимает вид:

$$\begin{aligned} \delta_1 &= \frac{fG - mK_2}{(1-m)K_2 + K_1}; \\ \delta_2 &= \frac{fG(1-m) + mK_1}{(1-m)K_2 + K_1}; \end{aligned} \quad (6)$$

где $G = G_1 + G_2$ – полный вес квадроцикла.

Влияние распределения тяги на кинематику поворота

Отклонение фактического радиуса поворота R от теоретического R_T (рассчитанного без учета увода) обусловлено возникновением боковых сил. При невысоких скоростях движения центробежной силой можно пренебречь, тогда боковая сила возникает только на передней оси [10, 9]. Её величину $P_{\delta 1}$ можно найти из уравнения проекций сил на поперечную ось:

$$P_{\delta 1} = (P_{f1} - P_{\kappa 1}) \operatorname{tg} a, \quad (7)$$

где $P_{f1} = fG_1$ – сила сопротивления качению передней оси.

Угол увода передней оси вычисляется на основе известных величин боковой силы и коэффициента увода $\psi_1 = \frac{P_{\delta 1}}{K_{y1}}$.

Тогда действительный радиус поворота и его относительное приращение вычисляются как:

$$R = \frac{L}{\operatorname{tg}(a - \psi_1)};$$

$$\Delta R = \frac{R - R_T}{R_T} = \frac{\operatorname{tga}}{\operatorname{tg}(a - atga)} - 1, \quad (8)$$

где L – колесная база;

$$a = \frac{P_{f1} - P_{K1}}{K_{y1}}.$$

Важно отметить, что даже при $a \rightarrow 0$ приращение радиуса стремится не к нулю, а к конечному пределу:

$$\lim_{a \rightarrow \infty} \Delta R = \frac{a}{1 - a}.$$

Данный предел обращается в ноль только при условии $P_{f1} = P_{K1}$ при прямолинейном движении. Для трансмиссии с кинематическим несоответствием это условие, как правило, не выполняется, что приводит к появлению ненулевого «паразитного» увода и изменению радиуса даже на прямолинейном участке.

Результаты численного моделирования

Расчет тяговых усилий и приращения радиуса поворота ΔR в зависимости от угла a выполнен для модели квадроцикла со следующими параметрами [3, 4, 5]: $G_1 = 1500 \text{ Н}$, $G_2 = 2500 \text{ Н}$, $L = 1,25 \text{ м}$, $m = 5,3\%$.

Для асфальта: $f = 0,025$, $K_1 = 9,0 \cdot 10^4 \text{ Н}$, $K_{y1} = 3,2 \cdot 10^4 \text{ Н/рад}$, $K_2 = 3,4 \cdot 10^5 \text{ Н}$.

Для уплотненного грунта: $f = 0,08$, $K_1 = 5,2 \cdot 10^2 \text{ Н}$, $K_{y1} = 1,05 \cdot 10^4 \text{ Н/рад}$, $K_2 = 1,88 \cdot 10^3 \text{ Н}$.

На рис. 2 - 6 представлены расчетные зависимости для уплотненного грунта.

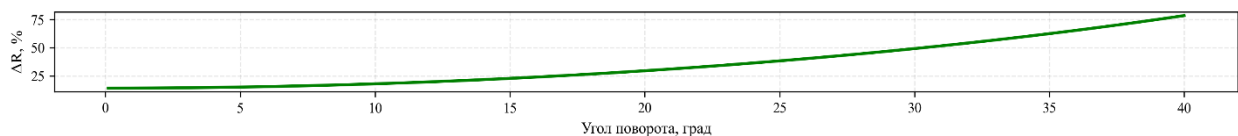


Рисунок 2 – Приращение радиуса поворота ΔR (уплотненный грунт)

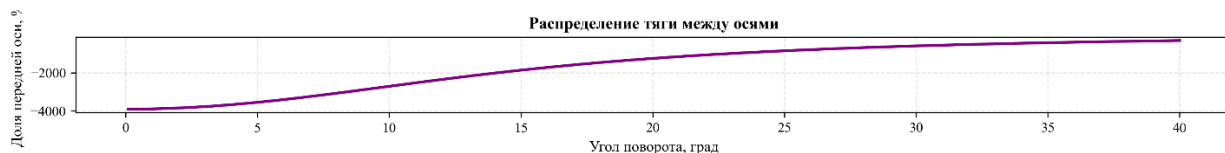


Рисунок 3 – Распределение тяги между осями (уплотненный грунт)



Рисунок 4 – Угол увода передней оси (уплотненный грунт)



Рисунок 5 – Боковая сила на передней оси (уплотненный грунт)



Рисунок 6 – Суммарная тяговая сила (уплотненный грунт)

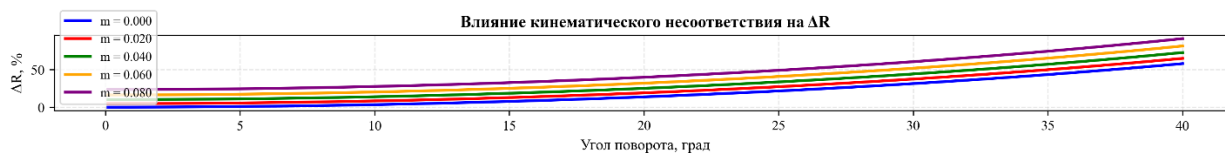


Рисунок 7 – Влияние кинематического несоответствия m на ΔR (асфальт)

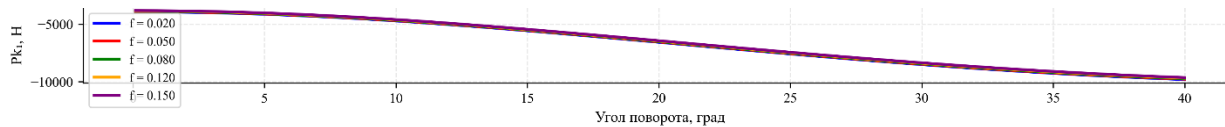


Рисунок 8 – Влияние коэффициента сопротивления качению f на паразитный увод (асфальт)

На рис. 7 - 15 представлены расчетные зависимости для асфальта.



Рисунок 9 – Приращение радиуса поворота ΔR (асфальт)



Рисунок 10 – Распределение тяги между осями (асфальт)



Рисунок 11 – Угол увода передней оси (асфальт)



Рисунок 12 – Боковая сила на передней оси (асфальт)

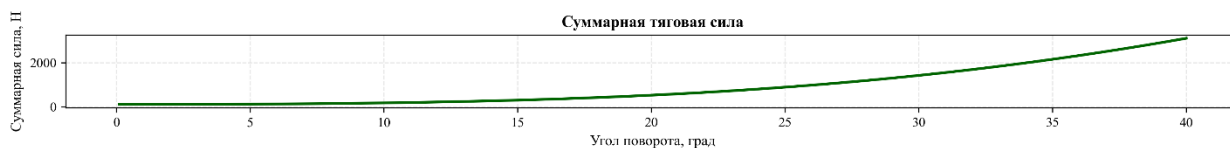


Рисунок 13 – Суммарная тяговая сила (асфальт)

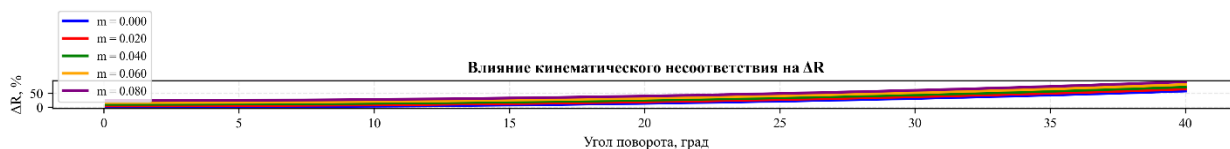


Рисунок 14 – Влияние кинематического несоответствия на ΔR (асфальт)

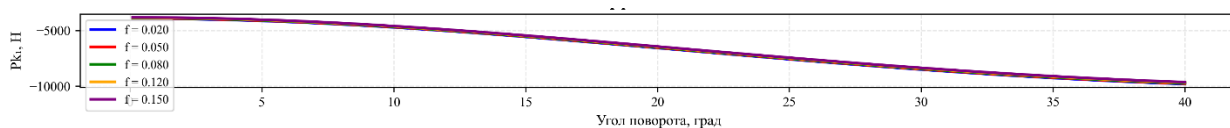


Рисунок 15 – Влияние коэффициента сопротивления качению f на распределение тяговых усилий и приращение радиуса поворота (асфальт)

Результаты моделирования представлены в таблицах 2-6.

Таблица 2.

Основные параметры на разных углах

Угол поворота	Pk_1 (H)	Pk_2 (H)	ΔR (%)	Ψ_1 (°)	R (м)
1°	-3921.8	4022.3	14.12	0.11	89.4
5°	-4120.3	4236.1	15.05	0.65	16.5
10°	-4685.1	4856.1	17.84	1.47	8.5
20°	-6492.9	6996.4	28.97	4.17	4.5
30°	-8553.3	10005.3	49.71	8.96	3.2
40°	-9821.0	12931.9	78.41	14.81	2.7

При прямолинейном движении $\delta=0$ система упрощается (6), и буксование принимает вид равное начальному уводу, вызванному дисбалансом тяги. Характеристики для различных покрытий при $m=5,3\%$

приведены в таблице 3, где КПД принят равным 1,0 (потери в трансмиссии в рамках модели не учитывались).

Таблица 3.

Характеристики на разных покрытиях

Покрытие	δ_1	δ_2	$P_{k1} (H)$	$P_{k2} (H)$	$\Delta R_o (\%)$	КПД
Асфальт	-0.0435	0.0118	-3914.8	4014.8	14.09	1.00
Уплотненный грунт	0.0958	0.1437	49.8	270.2	0.67	1.00
Рыхлый грунт	5.1242	4.9056	97.4	382.6	1.68	1.00
Снег	0.3734	0.4066	37.3	162.7	0.47	1.00
Гравий	-0.0192	0.0348	-38.4	278.4	1.08	1.00

Таблица 4.

Критические углы для разных значений m

Кин. несоответствие (m)	Критический угол (°)	Примечание
0.000	1.4	0.0%
0.020	0.1	2.0%
0.040	0.1	4.0%
0.060	0.1	6.0%
0.080	0.1	8.0%

Таблица 5.

Эффективность на разных покрытиях

Угол поворота	Асфальт	Уплотнённый. грунт	Рыхлый грунт	Снег
5°	1.16	1.00	1.00	1.00
15°	2.98	1.01	1.01	1.01
25°	8.88	1.03	1.02	1.02
35°	21.56	1.09	1.03	1.05

Таблица 6.

Статистика расчётов

Параметр	Значение
Максимальная P_{k1}	-3914.8 Н
Минимальная P_{k1}	-9821.0 Н
Максимальный ΔR	78.41 %
Средний Ψ_1	5.45 °
Угол максимальной тяги	40.0 °
База квадроцикла	1.25 м
Полный вес	4000 Н
Отношение весов G_2/G_1	1.67
Кинематическое несоответствие	5.3%

Анализ таблиц и графиков позволяет сделать следующие выводы:

1. При заблокированном приводе с ростом угла a тяговое усилие задней оси возрастает, а передней – уменьшается, переходя в область отрицательных значений (режим торможения ведущим моментом). Наличие кинематического несоответствия существенно снижает критический угол, при котором $P_{kl} = 0$. На асфальте при $m = 5,3\%$ сила P_{kl} отрицательна во всем диапазоне a , тогда как при $m = 0$ это происходит лишь при $a > 3,5^\circ$. На грунте нулевое значение P_{kl} достигается при $a = 10$ для $m = 5,3\%$ и при $a = 25^\circ$ для $m = 0$.

2. Относительное приращение радиуса поворота ΔR при малых углах a более значительно на грунте, а при больших углах – на асфальте.

3. При прямолинейном движении $a = 0$ величина ΔR характеризует начальный увод, вызванный дисбалансом тяги. На асфальте при $m = 0$ этот дисбаланс отсутствует $\Delta R = 0$. Введение несоответствия $m = 5,3\%$ приводит к $\Delta R = 15\%$. На грунте значения составляют $\Delta R = 7,5\%$ для $m = 0$ и $\Delta R = 17\%$ для $m = 5,3\%$.

Таким образом, фактический радиус кривизны траектории и положение центра поворота (лежащего на продолжении задней оси) обусловлены углом увода переднего моста. Величина этого угла находится в прямой зависимости от знака и модуля касательной силы тяги, реализуемой на передних колесах. Наличие конструктивного кинематического несоответствия в приводе 4×4 вызывает постоянный паразитный увод при прямолинейном движении и существенно модифицирует характер распределения тяговых усилий на повороте, ухудшая поворачиваемость квадроцикла. Дальнейшие исследования должны учитывать влияние центробежных сил, которые, как показано в работах [1], мало изменяют величину R , но вызывают смещение центра поворота вперед относительно задней оси.

Библиографический список

1. Experimental evaluation of stability and controllability of domestic and foreign made utility terrain vehicles / V. E. Klubnichkin, A. S. Dyakov, E. E. Klubnichkin [et al.] // Journal of Physics: Conference Series, Nizhny Novgorod, 28 августа 2018 года. Vol. 1177. – Nizhny Novgorod: Institute of Physics Publishing, 2019. – P. 012045. – DOI 10.1088/1742-6596/1177/1/012045. – EDN NUXVKP.
2. Experimental evaluation of speed and brake properties of domestic and foreign made utility terrain vehicles / V. E. Klubnichkin, A. S. Dyakov, E. E. Klubnichkin [et al.] // Journal of Physics: Conference Series, Nizhny Novgorod, 28 августа 2018 года. Vol. 1177. – Nizhny Novgorod: Institute of Physics Publishing, 2019. – P. 012048. – DOI 10.1088/1742-6596/1177/1/012048. – EDN EEMVSI.
3. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2025686678 Российская Федерация. Прикладная компьютерная программа моделирования динамики качения колеса DEM : заявл. 26.09.2025 : опубл. 03.10.2025 / Е. Е. Клубничкин. – EDN QNDFOO.
4. Клубничкин, Е. Е. Применение численного метода при исследовании ходовых систем многоопорных колёсных лесотранспортных машин / Е. Е. Клубничкин, В. Е. Клубничкин // Инженерный вестник. – 2016. – № 12. – С. 3. – EDN XICZAB.
5. Клубничкин, Е. Е. Моделирование мобильности колесных транспортных средств, оснащенных средствами повышения проходимости / Е. Е. Клубничкин // Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева. – 2023. – № 1(140). – С. 84-96. – DOI 10.46960/1816-210X_2023_1_84. – EDN JEOYED.
6. Klubnichkin, V. E. Experimental evaluation of profile passability of terrain vehicles / V. E. Klubnichkin, E. E. Klubnichkin, K. B. Evseev // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering : International Conference on Modern Trends in Manufacturing Technologies and Equipment 2019, ICMTME 2019, Sevastopol, 09–13 сентября 2019 года. Vol. 709, 3, Issue 2. – Sevastopol: Institute of Physics Publishing, 2020. – P. 033086. – DOI 10.1088/1757-899X/709/3/033086. – EDN IHDHLQ.
7. Klubnichkin, E. E. Experimental evaluation of traction and coupling properties of terrain vehicles / E. E. Klubnichkin, V. E. Klubnichkin, O. A. Ryakhovsky // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering : International Conference on Modern Trends in Manufacturing Technologies and Equipment 2019, ICMTME 2019, Sevastopol, 09–13 сентября 2019 года. Vol. 709, 3, Issue 2. – Sevastopol: Institute of Physics Publishing, 2020. – P. 033087. – DOI 10.1088/1757-899X/709/3/033087. – EDN VWKWZE.
8. Клубничкин, Е. Е. Рассмотрение вопросов тяговой динамики колесной специализированной машины при ограниченной проходимости / Е. Е. Клубничкин, К. А. Хабибуллина, К. А. Сенькин // Современный лесной комплекс страны: актуальные векторы развития : Материалы Всероссийской научно-практической конференции, Воронеж, 05 октября 2023 года / Отв. редактор А.А. Платонов. – Воронеж: Воронежский государственный лесотехнический университет им. Г.Ф. Морозова, 2023. – С. 35-41. – DOI 10.58168/MFCCA VD_35-41. – EDN XVYRCM.
9. Klubnichkin, E. Experimental evaluation of traction and coupling properties of snowmobile motor vehicles / E. Klubnichkin, V. Klubnichkin // MATEC Web of Conferences : 2018 International Conference on Modern Trends in Manufacturing Technologies and Equipment, ICMTME 2018, Sevastopol, 10–14 сентября 2018 года. Vol. 224. – Sevastopol: EDP Sciences, 2018. – P. 02082. – DOI 10.1051/matecconf/201822402082. – EDN WTTJMV.
10. Klubnichkin, V. Experimental evaluation of the operational properties of snowmobile motor vehicles / V. Klubnichkin, E. Klubnichkin // MATEC Web of Conferences : 2018 International Conference on Modern Trends in Manufacturing Technologies and

Equipment, ICMTMTE 2018, Sevastopol, 10–14 сентября 2018 года. Vol. 224. – Sevastopol: EDP Sciences, 2018. – P. 02081. – DOI 10.1051/mateconf/201822402081. – EDN RLDDAS.

References

1. Experimental evaluation of stability and controllability of domestic and foreign made utility terrain vehicles / V. E. Klubnichkin, A. S. Dyakov, E. E. Klubnichkin [et al.] // Journal of Physics: Conference Series, Nizhny Novgorod, 28 avgusta 2018 goda. Vol. 1177. – Nizhny Novgorod: Institute of Physics Publishing, 2019. – P. 012045. – DOI 10.1088/1742-6596/1177/1/012045. – EDN NUXVKP.

2. Experimental evaluation of speed and brake properties of domestic and foreign made utility terrain vehicles / V. E. Klubnichkin, A. S. Dyakov, E. E. Klubnichkin [et al.] // Journal of Physics: Conference Series, Nizhny Novgorod, 28 avgusta 2018 goda. Vol. 1177. – Nizhny Novgorod: Institute of Physics Publishing, 2019. – P. 012048. – DOI 10.1088/1742-6596/1177/1/012048. – EDN EEMVSI.

3. Svidetel'stvo o gosudarstvennoj registracii programmy dlja JeVM № 2025686678 Rossijskaja Federacija. Prikladnaja komp'juternaja programma modelirovanija dinamiki kachenija kola DEM : zajavl. 26.09.2025 : opubl. 03.10.2025 / E. E. Klubnichkin. – EDN QNDFOO.

4. Klubnichkin, E. E. Primenenie chislennogo metoda pri issledovanii hodovyh sistem mnogoopornyh koljosnyh lesotransportnyh mashin / E. E. Klubnichkin, V. E. Klubnichkin // Inzhenernyj vestnik. – 2016. – № 12. – S. 3. – EDN XICZAB.

5. Klubnichkin, E. E. Modelirovanie mobil'nosti kolesnyh transportnyh sredstv, osnashhennyh sredstvami povyshenija prohodimosti / E. E. Klubnichkin // Trudy NGTU im. R.E. Alekseeva. – 2023. – № 1(140). – S. 84-96. – DOI 10.46960/1816-210X_2023_1_84. – EDN JEYED.

6. Klubnichkin, V. E. Experimental evaluation of profile passability of terrain vehicles / V. E. Klubnichkin, E. E. Klubnichkin, K. B. Evseev // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering : International Conference on Modern Trends in Manufacturing Technologies and Equipment 2019, ICMTME 2019, Sevastopol, 09–13 sentjabrja 2019 goda. Vol. 709, 3, Issue 2. – Sevastopol: Institute of Physics Publishing, 2020. – P. 033086. – DOI 10.1088/1757-899X/709/3/033086. – EDN IHDHLQ.

7. Klubnichkin, E. E. Experimental evaluation of traction and coupling properties of terrain vehicles / E. E. Klubnichkin, V. E. Klubnichkin, O. A. Ryakhovsky // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering : International Conference on Modern Trends in Manufacturing Technologies and Equipment 2019, ICMTME 2019, Sevastopol, 09–13 sentjabrja 2019 goda. Vol. 709, 3, Issue 2. – Sevastopol: Institute of Physics Publishing, 2020. – P. 033087. – DOI 10.1088/1757-899X/709/3/033087. – EDN VWKWZE.

8. Klubnichkin, E. E. Rassmotrenie voprosov tjagovoj dinamiki kolesnoj specializirovannoj mashiny pri ogranichennoj prohodimosti / E. E. Klubnichkin, K. A. Habibullina, K. A. Sen'kin // Sovremennyy lesnoj kompleks strany: aktual'nye vektory razvitija : Materialy Vserossijskoj nauchno-prakticheskoj konferencii, Voronezh, 05 oktjabrja 2023 goda / Otv. redaktor A.A. Platonov. – Voronezh: Voronezhskij gosudarstvennyj lesotekhnicheskij universitet im. G.F. Morozova, 2023. – S. 35-41. – DOI 10.58168/MFCCAVID_35-41. – EDN XVYRCM.

9. Klubnichkin, E. Experimental evaluation of traction and coupling properties of snowmobile motor vehicles / E. Klubnichkin, V. Klubnichkin // MATEC Web of Conferences : 2018 International Conference on Modern Trends in Manufacturing Technologies and Equipment, ICMTMTE 2018, Sevastopol, 10–14 sentjabrja 2018 goda. Vol. 224. –

Sevastopol: EDP Sciences, 2018. – P. 02082. – DOI 10.1051/mateconf/201822402082. – EDN WTTJMV.

10. Klubnichkin, V. Experimental evaluation of the operational properties of snowmobile motor vehicles / V. Klubnichkin, E. Klubnichkin // MATEC Web of Conferences : 2018 International Conference on Modern Trends in Manufacturing Technologies and Equipment, ICMTMTE 2018, Sevastopol, 10–14 sentjabrja 2018 goda. Vol. 224. – Sevastopol: EDP Sciences, 2018. – P. 02081. – DOI 10.1051/mateconf/201822402081. – EDN RLDDAS.