

**М. А. ПОДРИГАЛО, А. А. БОБОШКО, Л. В. РАЗАРЬОНОВ, А. Г. ЗАКАПКО, Е. И. ЗИНЧЕНКО,
В. М. КРАСНОКУТСКИЙ**

ОЦЕНКА ЛЕГКОСТИ УПРАВЛЕНИЯ ПЕРЕДНИМ ПОВОРОТНЫМ МОСТОМ ПЕРСПЕКТИВНОГО ТРАКТОРНОГО САМОХОДНОГО ШАССИ

В известной научно-технической литературе недостаточно внимания уделено исследованию динамики колесных машин с поворотным передним мостом. Применение поворотного моста по сравнению с поворотными направляющими колесами позволяет свести к минимуму момент сопротивления повороту, уменьшить износ шин и улучшить маневренность указанных машин. Применение переднего поворотного моста на тракторных самоходных шасси является наиболее удачным, поскольку под технологической рамой имеется достаточное по размерам пространство. Момент сопротивления повороту направляющего моста пропорционален величине боковой силы, действующей на переднюю ось. В статье показано, что при определенном законе движения поворотного моста возможно снижение боковой силы на передней оси до нуля, а значит – уменьшение до нуля момента сопротивления повороту. Предложен алгоритм автоматического управления процессом поворота переднего моста.

Ключевые слова: трактор; самоходное шасси; передний направляющий поворотный мост; момент сопротивления повороту

**М. А. ПОДРИГАЛО, О. А. БОБОШКО, Л. В. РАЗАРЬОНОВ, А. Г. ЗАКАПКО, О. И. ЗИНЧЕНКО,
В. М. КРАСНОКУТСКИЙ**

ОЦІНКА ЛЕГКОСТІ КЕРУВАННЯ ПЕРЕДНІМ ПОВОРОТНИМ МОСТОМ ПЕРСПЕКТИВНОГО ТРАКТОРНОГО САМОХІДНОГО ШАСІ

В відомій науково-технічній літературі недостатньо приділено уваги дослідженню динаміки колісних машин з поворотним переднім мостом. Використання поворотного мосту в порівнянні з поворотними направляючими колесами дозволяє звести до мінімуму момент опору повороту, зменшити знос шин і покращити маневреність вказаних машин. Найбільш вдалим використання переднього поворотного мосту може бути на тракторних самохідних шасі, оскільки під технологічною рамою мається достатній по розмірам простір. Момент опору повороту направляючого мосту пропорційний величині бокової сили, яка діє на передню вісь. В статті показано, що при певному законі руху поворотного мосту можливе зниження бокової сили на передній осі до нуля, а значить – доведення до нуля момент опору повороту. Запропонований алгоритм автоматичного управління процесом повороту переднього мосту.

Ключові слова: трактор; самохідне шасі; передній направляючий поворотний міст; момент опору повороту

**M. PODRIGALO, O. BOBOSHKO, L. RAZARYONOV, O. ZAKAPKO, O. ZINCHENKO,
V. KRASNOKUTSKIY**

ESTIMATION OF THE EASE IN CONTROL OF A PERSPECTIVE TRACTOR'S SELFPROPELLED CHASSIS

In the existing science-and-technical literature, insufficient attention is paid to the research in dynamics of wheeled machines with rotary front axle. The use of rotary axle compared to that of rotary guide wheels enables minimizing the momentum of turning resistance, decreasing tires' wear-off, and improving maneuverability of the mentioned machines. The use of the front rotary axle can be most efficient in tractors' self-propelled chassis due to sufficient space available under its technological frame. The momentum of resistance to the turning of the guiding axle is proportional to the amount of the side force influencing the front axle. It is shown in the article that at certain law of the rotary axle movement, it is possible to decrease the impact of side force on the front axle to zero, which means bringing to zero the momentum of resistance to turning. An algorithm of automatic control of the process of front axle turning is offered.

Keywords: tractor; self-propelled chassis; front guiding rotary axle; momentum of resistance to turning

Введение. Идея рулевой трапеции, принадлежащая Шарлю Жанто, нашла свое воплощение в 1893 году на первом автомобиле Карла Бенца «Виктория». С тех пор указанный элемент рулевого управления является неотъемлемой частью любого современного автомобиля. Применяется это устройство на тракторах и самоходных шасси, однако назначение, компоновка и условия эксплуатации тракторных самоходных шасси вызывает необходимость выполнения переднего направляющего моста поворотным. При этом нет необходимости выполнять поворотными направляющие колеса. В известной литературе недостаточно исследована динамика поворота колесных машин с передним направляющим (поворотным) мостом.

В настоящей статье проведен анализ действующих на передний направляющий (поворотный) мост нагрузок и определены усилия, затрачиваемые на управление при совершении поворота тракторным самоходным шасси.

Анализ последних достижений и публикаций. В известной классической литературе [1–4], посвященной теории, конструированию и расчету колесных тракторов, не рассмотрены вопросы кинематики и динамики осуществления маневра за счет использования поворотного (направляющего) моста. В указанных источниках [1–4] подробно рассмотрена кинематика и динамика поворота колесных тракторов с рулевой трапецией, позволяющей поворачивать колеса передней оси на различные углы. Отдельно рассмотрены [1–4] вопросы поворота колесных тракторов с одним передним направляющим колесом. Примером последних является трехколесные тракторы МТЗ-80Х и Т-28Х4М Ташкентского тракторного завода [5].

© М. А. Подригало, А. А. Бобошко,
Л. В. Разарьонов, А. Г. Закапко,
Е. И. Зинченко, В. М. Краснокутский, 2020

Необходимость использования переднего поворотного моста для механизированной навески машин в межосевом пространстве самоходного шасси обоснованно в работе [6].

Представленные в работе [6] технические решения, защищенные свидетельствами на изобретения, могут быть реализованы только при механическом рулевом управлении тракторного самоходного шасси. Появление гидрообъемного рулевого управления колесных тракторов и самоходных шасси не позволяет осуществлять

поворот моста при механизированном навешивании орудий ввиду наличия традиционной рулевой трапеции с силовым гидроцилиндром. В этом случае целесообразно использовать механизм поворота переднего моста не только для навешивания орудий и машин (навесного оборудования), но также и для изменения направления движения самоходного шасси. Тем более, что взаимное расположение рамы и балансира переднего моста позволяет это сделать.

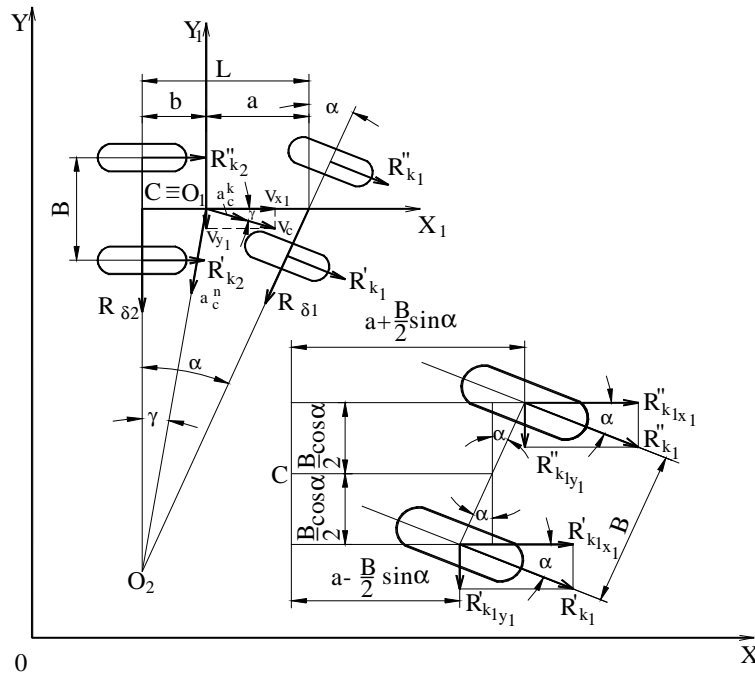


Рисунок 1 – Схема сил, действующих на четырехколесную машину и поворотный передний мост [7, 8]

Поворот четырехколесной машины с передним поворотным мостом исследован в работах [7, 8]. На рис. 1 представлена схема сил, действующих на колесную машину при повороте указанным способом [7, 8]. Управляемость и устойчивость автомобилей и тракторов при повороте определяется силами (реакциями), действующими в контакте колес с дорогой. В работах [7, 8] определены касательные и боковые реакции дороги на колесах при поворотном (направляющем) мосту автомобиля или трактора. Эти выражение имеют следующий вид:

$$R_{\delta 2} = m_T \left[\operatorname{tg} \alpha \frac{ab - i_z^2 - fhb}{L^2} \cdot \frac{dV_{xi}}{dt} + V_{xi}^2 \frac{\operatorname{tg} \alpha}{L} \cdot \frac{a}{L} \left(1 - f \frac{h}{a} \right) + V_{xi} \frac{ab - i_z^2 - fhb}{L^2 \cos^2 \alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} \right]; \quad (1)$$

$$R_{k2} + \frac{R_{k1}}{\cos \alpha} = m_T \left[\left(1 + \frac{b^2 + i_z^2 + fhb}{L^2} \cdot \operatorname{tg}^2 \alpha \right) \times \left(\frac{dV_{xi}}{dt} \operatorname{tg} \alpha + \frac{d\alpha}{dt} \cdot \frac{V_{xi}}{\cos^2 \alpha} \right) \operatorname{ctg} \alpha + V_{xi}^2 \frac{h}{L^2} f \operatorname{tg}^2 \alpha; \quad (2)$$

$$R_{\delta 1} = m_T \sec \alpha \left[\operatorname{tg} \alpha \frac{b^2 + i_z^2 + fhb}{L^2} \cdot \frac{dV_{xi}}{dt} + V_{xi}^2 \frac{\operatorname{tg} \alpha \cdot b}{L^2} \cdot \left(1 + f \frac{h}{a} \right) + V_{xi} \frac{b^2 + i_z^2 + fhb}{L^2 \cos^2 \alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} \right] - R_{k1} \operatorname{tg} \alpha; \quad (3)$$

где $R_{\delta 1}, R_{\delta 2}$ – суммарные боковые реакции дороги на колесах передней и задней осей, соответственно;
 R_{k1}, R_{k2} – суммарные касательные реакции дороги на колесах передней и задней осей;
 m_T – масса трактора;
 α – угол поворота передней оси;
 a и b – расстояния от передней и задней осей до проекции центра масс машины на горизонтальную плоскость, проходящую через указанные оси (см. рис. 1);
 i_z – радиус инерции машины относительно центральной вертикальной оси;
 f – коэффициент сопротивления качению колес;
 h – высота центра масс трактора относительно опорной поверхности;
 V_{xi} – линейная скорость трактора в направлении оси O_1X_1 ;

L – продольная колесная база трактора.

Однако в известных исследованиях, посвященных динамике автомобилей и тракторов с поворотным передним мостом, не рассмотрены усилия сопротивления повороту моста [9, 10].

Цель и постановка задач исследования.

Целью исследования является оценка силовых и энергетических затрат на управление тракторным самоходным шасси при повороте переднего направляющего моста.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

- определить момент сопротивления повороту переднего моста при движении тракторного самоходного шасси;

- оценить возможность снижения момента сопротивления повороту переднего моста за счет управления кинематическими параметрами.

Изложение основного материала. На рис. 2 показана схема поворота переднего направляющего моста при установке на тракторное самоходное шасси. Для поворота переднего моста 1 используется силовой гидроцилиндр 3, который через рычаг 2 и вертикальный вал, проходящий через передний брус рамы, связан с указанным мостом 1.

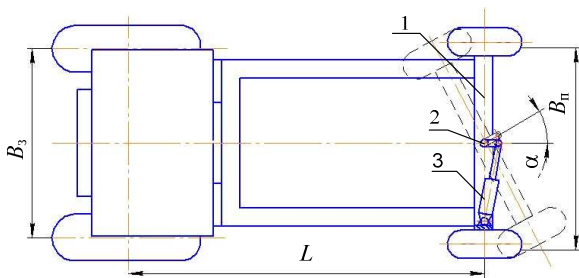


Рисунок 2 – Схема поворота переднего поворотного моста перспективного тракторного самоходного шасси: 1 – поворотный мост; 2 – рычаг; 3 – гидроцилиндр

Схема сил, действующих на поворотный передний мост представлена на рис. 3. Момент сопротивления повороту самоходного шасси в горизонтальной плоскости может быть определен как

$$M_{\text{comp}} = (R'_{X1} - R''_{X1}) \frac{B}{2} = f \frac{B}{2} (R'_{Z1} - R''_{Z1}), \quad (4)$$

Нормальные реакции на колесах внутреннего и наружного бортов:

$$R'_{Z1} = \frac{R_{Z1}}{2} - P_{\delta 1} \frac{h_0}{B}; \quad (5)$$

$$R''_{Z1} = \frac{R_{Z1}}{2} + P_{\delta 1} \frac{h_0}{B}, \quad (6)$$

где h_0 – расстояние от опорной поверхности до оси балансира (см. рис. 3).

После подстановки выражений (5) и (6) в уравнение (4) получим:

$$M_{\text{comp}} = f h_0 P_{\delta 1}. \quad (7)$$

Анализ уравнения (7) показывает, что момент сопротивления повороту переднего моста увеличивается с увеличением значений h_0 и $P_{\delta 1}$, а также – коэффициента сопротивления качению колес.

Очевидно, что

$$P_{\delta 1} = R'_{\delta 1} + R''_{\delta 1} = R_{\delta 1}. \quad (8)$$

После подстановки выражения (2) в уравнение (7) для $R_{\delta 1}$ получим:

$$M_{\text{comp}} = f h_0 \left\{ m_T \sec \alpha \left[\operatorname{tg} \alpha \frac{b^2 + i_z^2 + f h b}{L^2} \times \right. \right. \\ \times \frac{dV_{xi}}{dt} + V_{xi}^2 \frac{\operatorname{tg} \alpha \cdot b}{L^2} \cdot \left(1 + f \frac{h}{a} \right) + \\ \left. \left. + V_{xi} \frac{b^2 + i_z^2 + f h b}{L^2 \cos^2 \alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} \right] - R_{k1} \operatorname{tg} \alpha \right\}. \quad (9)$$

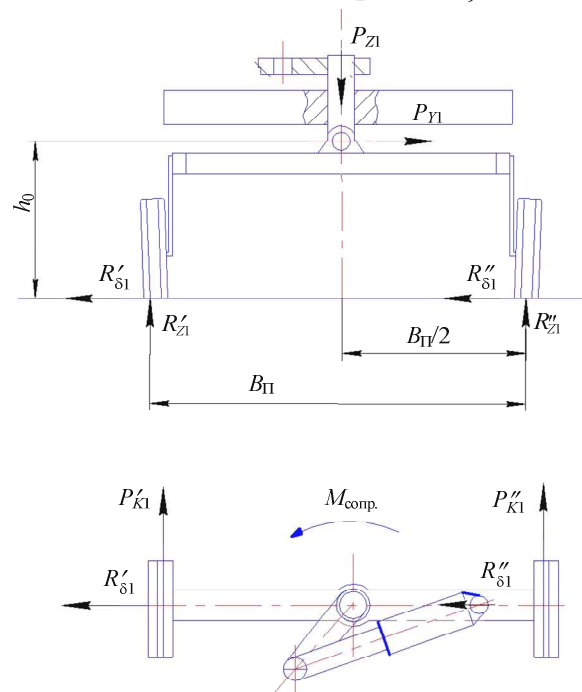


Рисунок 3 – Схема сил, действующих на передний мост самоходного шасси

Суммарная касательная реакция на передних ведущих колесах:

$$R_{k1} = R'_{k1} + R''_{k1} = \varphi P_{Z1} = \varphi m_T g \frac{b}{L}, \quad (10)$$

где g – ускорение свободного падения;

φ – коэффициент сцепления колес с дорогой.

В уравнении (9)

$$\frac{b^2 + i_z^2 + f h b}{L^2} \left(\operatorname{tg} \alpha \cdot \frac{dV_{xi}}{dt} + \frac{V_{xi}}{\cos^2 \alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} \right) = \\ = \frac{b^2 + i_z^2 + f h b}{L} \cdot \frac{d\omega_z}{dt}, \quad (11)$$

где $\frac{d\omega_z}{dt}$ – угловое ускорение трактора в плоскости

дороги, являющееся показателем управляемости [11, 12].

Выражение

$$V_{xi}^2 \frac{\operatorname{tg} \alpha \cdot b}{L^2} \cdot \left(1 + f \frac{h}{a}\right), \quad (12)$$

входящее в уравнение (9), с учетом известного [7, 8] соотношения

$$\omega_z = \frac{V_{x1} \operatorname{tg} \alpha}{L}, \quad (13)$$

имеет вид:

$$\frac{\omega_z^2 (b + fh)}{\operatorname{tg} \alpha} \quad (14)$$

где ω_z – угловая скорость трактора в плоскости дороги, которое является показателем поворачиваемости колесной машины [11, 12].

После подстановки выражений (10), (11) и (14) в уравнение (9) получим:

$$M_{comp} = m_T f h_0 \left\{ \sec \alpha \left[\frac{b^2 + i_z^2 + fhb}{L} \frac{dV_{xi}}{dt} \frac{d\omega_z}{dt} + \omega_z^2 \frac{b + fh}{\operatorname{tg} \alpha} \cdot \left(1 + f \frac{h}{a}\right) \right] - \varphi g \frac{b}{L} \operatorname{tg} \alpha \right\}. \quad (15)$$

При входе в поворот $\omega_z = 0$ и $\alpha = 0$. Тогда выражение (15) примет вид:

$$M_{comp} = m_T f h_0 \frac{b^2 + i_z^2 + fhb}{L} \frac{d\omega_z}{dt}, \quad (16)$$

При установившемся повороте ($\alpha = \text{const}$)

$$M_{comp} = m_T f h_0 \left(\omega_z^2 \frac{b + fh}{\sin \alpha} - \varphi g \frac{b}{L} \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \alpha} \right). \quad (17)$$

Из уравнения (16) видно, что при входе в поворот (в начальный момент времени) момент сопротивления M_{comp} пропорционален угловому ускорению $\frac{d\omega_z}{dt}$.

Из уравнения (17) видно, что в процессе установившегося поворота $M_{comp} = 0$ в случае выполнения условия:

$$\omega_z^2 \frac{b + fh}{\sin \alpha} - \varphi g \frac{b}{L} \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \alpha} = 0. \quad (18)$$

После подстановки выражения (13) в соотношение (18) и проведения преобразований, получим

$$V_{xi} = \sqrt{\frac{\varphi g L}{1 + f \frac{h}{a}}}. \quad (19)$$

При неустановившемся повороте величина $M_{comp} = 0$ при выполнении условия:

$$\frac{b^2 + i_z^2 + fhb}{L} \frac{d\omega_z}{dt} + \omega_z^2 \frac{b^2 + fh}{\operatorname{tg} \alpha} - \varphi g \frac{b}{L} \cdot \sin \alpha = 0. \quad (20)$$

Уравнение (20) является уравнением с разделяющимися переменными

$$\frac{d\omega_z}{\varphi g \frac{b}{L} \cdot \sin \alpha - \omega_z^2 \frac{b^2 + fh}{\operatorname{tg} \alpha}} \cdot \frac{b^2 + i_z^2 + fhb}{L} = dt. \quad (21)$$

Решение дифференциального уравнения (при граничных условиях: $t=0$; $\omega_z = 0$) имеем в виде:

$$\omega_z = \sqrt{\frac{\varphi g}{L \left(1 + \frac{fh}{b}\right) \sin \alpha \operatorname{tg} \alpha}} \times \frac{\exp \left[2bL \sqrt{\varphi g \frac{\left[\left(1 + \frac{fh}{L}\right) / L \right] \cos \alpha}{b^2 + i_z^2 + fhb}} t \right] - 1}{\exp \left[2bL \sqrt{\varphi g \frac{\left[\left(1 + \frac{fh}{L}\right) / L \right] \cos \alpha \cos \alpha}{b^2 + i_z^2 + fhb}} t \right] + 1}. \quad (22)$$

С учетом соотношения (13), уравнение (22) преобразуется к виду:

$$V_{x1} = \sqrt{\frac{\varphi g L \cos \alpha}{1 + \frac{fh}{b}}} \times \frac{\exp \left[2bL \sqrt{\varphi g \frac{\left[\left(1 + \frac{fh}{b}\right) / L \right] \cos \alpha}{b^2 + i_z^2 + fhb}} t \right] - 1}{\exp \left[2bL \sqrt{\varphi g \frac{\left[\left(1 + \frac{fh}{b}\right) / L \right]}{b^2 + i_z^2 + fhb}} t \right] + 1}. \quad (23)$$

Выражение (23) позволяет предложить алгоритм управления поворотом переднего моста, при реализации которого момент сопротивления повороту будет равен нулю. Параметром, которой регулируется для получения $M_{comp} = 0$, является линейная скорость трактора V_{x1} . В начальный момент времени поворота величины $t = 0$ и $\alpha = 0$. При подстановке значений указанных параметров в выражение (23) получим соотношение (19). Управлять величиной скорости V_{x1} в процессе поворота достаточно сложно. Для этого необходимо

осуществлять управление эффективной мощностью двигателя.

Удобнее всего осуществлять управление за счет регулирования угловой скорости поворота моста $\frac{d\alpha}{dt} = \dot{\alpha}$. Для решения указанной задачи определим угловое ускорение трактора из уравнения (20):

$$\frac{d\omega_z}{dt} = \frac{\varphi g \frac{b}{L} \cdot \sin \alpha - \omega_z^2 \frac{b^2 + fh}{\operatorname{tg} \alpha}}{b^2 + i_z^2 + fhb} L^2. \quad (24)$$

Преобразовав выражение (20) с учетом соотношений (11) и (13), окончательно получим:

$$\dot{\alpha} = \frac{d\alpha}{dt} = \frac{\sin 2\alpha}{2V_{X1}} \left[\frac{\varphi g b L \cos \alpha - V_{X1}^2 (b + fh)}{b^2 + i_z^2 + fhb} - \frac{dV_{X1}}{dt} \right]. \quad (25)$$

Линейное ускорение самоходного шасси (см. рис. 1):

$$\frac{dV_{X1}}{dt} = \frac{R_{k2} + \frac{R_{k1}}{\cos \alpha}}{m_T}. \quad (26)$$

Для передних ведущих колес:

$$\frac{R_{k1}}{\cos \alpha} = \frac{\varphi R_{Z1}}{\cos \alpha}. \quad (27)$$

Таким образом, используя уравнение (3), после преобразований получим:

$$\frac{dV_{X1}}{dt} = \frac{(L^2 \operatorname{ctg}^2 \alpha + b^2 + i_z^2 + fhb) \frac{2V_{X1}}{\sin 2\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} + V_{X1}^2 fh}{b^2 + i_z^2 + fhb}. \quad (28)$$

Знак «минус» перед правой частью уравнения (28) означает, что происходит торможение машины. После подстановки уравнения (28) в выражение (25) окончательно получим:

$$\frac{dV_{X1}}{dt} = - \frac{(L^2 \operatorname{ctg}^2 \alpha + b^2 + i_z^2 + fhb) \frac{2V_{X1}}{\sin 2\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} + V_{X1}^2 fh}{b^2 + i_z^2 + fhb}. \quad (29)$$

Поворот при $M_{conp} = 0$ реализуется при $\dot{\alpha} > 0$. Последнее возможно при

$$V_{X1} - \frac{g\varphi L}{V_{X1}} \cos \alpha > 0 \quad (30)$$

или

$$V_{X1} > \sqrt{Lg\varphi \cos \alpha}. \quad (31)$$

Из неравенства (31) видно, что его правая часть имеет максимальное значение при $\alpha = 0$. Это

означает, что условием возможности входа при обеспечении $M_{conp} = 0$ является

$$V_{X1} > \sqrt{Lg\varphi}. \quad (32)$$

Очевидно, что чем больше значения базы L и коэффициента сцепления колес с дорогой φ , тем выше минимальная скорость (правая часть неравенства (32)) входа самоходного шасси в поворот при $M_{conp} = 0$.

В табл. 1 с использованием данных, приведенных в работе [8, 13], определена минимальная скорость тракторного самоходного шасси для входа в поворот при $M_{conp} = 0$.

Таблица 1 – Минимальная скорость самоходного шасси при входе в поворот и обеспечении $M_{conp}=0$ на различных типах пути ($L = 2.75$ м)

Тип пути	Коэффициент сцепления φ	Максимальная скорость при входе в поворот, V_{X1min} м/с, (км/час)
Сухая грунтовая дорога	0,7	4,346 (15,644)
Целина и плотная залежь	0,8	4,646 (16,724)
Залежь 2-3х – летняя, скошенный луг	0,7	4,346 (15,644)
Стерня	0,7	4,346 (15,644)
Вспаханное поле	0,6	4,023 (14,483)
Поле под посев	0,5	3,672 (13,221)
Снежная укатанная дорога	0,35	3,072 (11,062)

Анализ результатов расчета, приведенных в табл. 1, показывает, что поворот при $M_{conp} = 0$ возможен только на транспортных операциях. На технологических операциях (3–15 км/час) необходимо рассчитывать рулевое управление и рулевой привод с использованием соотношений

$$(16), (17) \text{ при максимальных значениях } \omega_z \text{ и } \frac{d\omega_z}{dt}.$$

На транспортных операциях (самоходное шасси при скорости движения 15 км/час) необходимо использование автоматических устройств, алгоритм работы которых определяет зависимость (29). Автоматическая система должна включать датчики угла поворота переднего направляющего моста и скорость движения самоходного шасси. Остальные параметры, включая коэффициент сопротивления качению f и сцепления φ , могут быть введены в память бортового компьютера.

Выводы

1. В результате проведенного исследования получена математическая модель и определен момент сопротивления повороту переднего направляющего моста тракторного самоходного шасси. Полученные аналитические выражения позволяют на стадии проектирования производить выбор основных параметров рулевого привода.

2. Полученная математическая модель позволила определить условие возникновения равенства нулю момента сопротивления повороту переднего направляющего моста и разработать соответствующий алгоритм работы автоматической системы управления. Реализация указанного алгоритма управления возможна только при скорости движения самоходного шасси свыше 8 км/час.

Список літератури

1. Чудаков Д.А. *Основы теории и расчета трактора и автомобиля* [Электронный ресурс]. Электрон. текстовые данные. Санкт-Петербург: Квадро, 2014. 384 с.
2. Позин Б.М., Трояновская И.П. *Тяговая характеристика трактора (основы теории и расчет)*. Учебное пособие. Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2016. 83с.
3. Мирошниченко А. Н. *Основы теории автомобиля и трактора*: Учебное пособие для вузов. Томск: Изд-во Томского государственного архитектурно-строительного университета, 2014. 489 с.
4. Шарипов В.М. *Конструирование и расчет тракторов*. М.: Машиностроение, 2004. 592с.
5. Синицин А.А. Отечественные производители тракторов *Вестник НГИЭИ*, 2014. № 6 (37). С. 95–108
6. Наумкин Н. И., Купряшкин В.Ф., Безруков А.В., Митин А.В., Сурин Е.В. Обоснование требований к компоновке малогабаритных почвообрабатывающих машин на стадии их проектирования. *Нива Поволжья : научно-теоретический и практический журнал для ученых и специалистов*. 2012. № 2. С. 65–70.
7. Бобошко А.А. Повышение маневренности колесных тракторов и самоходных шасси: Диссертация канд. техн. наук: 05.22.02 / Бобошко Александр Андреевич. Харьков. 2002. 238 с.
8. Подригало М.А., Волков В.П., Кирчатый В.И., Бобошко А.А. *Маневренность и тормозные свойства колесных машин*. Под ред. М.А. Подригало. Харьков: ХНАДУ, 2003. . 403 с.
9. Кутков Г.М. Тракторы и автомобили. *Теория и технологические свойства*. М.: Колос, 2004. 503 с.
10. Беляев А.Н., Свистов В.В., Тришина Т.В. Определение сил при повороте трактора со всеми управляемыми колесами. *Вестник Воронеж. гос. аграр. ун-та*. 2016. № 50(3). С. 132–140.
11. Аврун Г.А., Кириченко І.Г., Самородов В.Б. *Гідравлічне обладнання будівельних та дорожніх машин*: підручник. Харків: ХНАДУ, 2016. 438 с.
12. Подригало М.А. та ін. *Керованість та стійкість тракторів і тракторних поїздів*: монографія. Харків: ХНТУСГ ім. П. Василенка,

2018. 275 с.

13. Гацько В.И. Влияние конструктивных параметров на устойчивость и управляемость автомобиля при установившемся прямолинейном движении. *Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. Науковий журнал*. Луганськ, 2013. № 15 (204). Частина 2. С. 254–259.

References (transliterated)

- 1 Chudakov D.A. *Osnovy teorii i rascheta traktora i avtomobilya* [Elektronniy resurs]. Elektron. tekstovyye dannyye. Sankt-Peterburg: Kvadro, 2014. 384 p.
2. Pozin B.M., Troyanovskaya I.P. *Tyagovaya kharakteristika traktora (osnovy teorii i raschet)*. Uchebnoye posobiye. Chelyabinsk: Izdatelskiy tsentr YuUrGU, 2016. 83 p.
3. Miroshnichenko A.N. *Osnovy teorii avtomobilya i traktora: Uchebnoye posobiye dlya vuzov*. Tomsk: Izd-vo Tomskogo gosudarstvennogo arkhitektumo-stroitel'nogo universiteta, 2014. 489 p.
4. Sharipov V.M. *Konstruirovaniye i raschet traktorov*. M.: Mashinostroyeniye, 2004. 592 p.
5. Sinitsin A.A. Domestic manufacturers of tractors. *Vestnik NGIIEI*, 2014, no. 6 (37), pp. 95–108
6. Naumkin N. I., Kupryashkin V.F., Bezrukov A.V., Mitin A.V., Surin E.V. *Justification of the requirements for the layout of small-sized tillage machines at the stage of their design. Niva Volga: scientific, theoretical and practical journal for scientists and specialists*. 2012, no. 2, pp. 65–70
7. Boboshko A.A. *Povysheniye manevrennosti kolesnykh traktorov i samokhodnykh shassi*: Dissertatsiya kand. tekhn. nauk: 05.22.02 / Boboshko Aleksandr Andreyevich. Kharkiv. 2002. 238 p.
8. Podrigalo M.A., Volkov V.P., Kirchaty V.I., Boboshko A.A. *Manevrennost' i tormoznyye svoystva kolesnykh mashin / pod red. M.A. Podrigalo*. Kharkiv: KHNADU, 2003. 403 p.
9. Kut'kov G.M. *Traktory i avtomobili. Teoriya i tekhnologicheskiye svoystva*. M.: Kolos, 2004. 503 p.
10. Belyaev A.N., Svistov V.V., Trishina T.V. Determination of forces when turning a tractor with all steered wheels. *Bulletin of Voronezh. state agrarian. un-that*. 2016, no. 50 (3), pp. 132-140.
11. Avrunin G.A., Kirichenko I.G., Samorodov V. B. *Gidravlichnyy posession of weekly and road machines: pidruchnik*. Kharkiv: KHNADU, 2016. 438 p.
12. Triggered M.A. that in. *Kerovanist and style of tractors and tractors: monograph*. Kharkiv: KhNTUSG im. P. Vasilenka, 2018. 275 p.
13. Gatsko V.I. The influence of design parameters on the stability and controllability of the car with steady rectilinear movement. *News of the Ukrainian National University of Volodymyr Dahl. Science magazine*. Lugansk, 2013, no.15 (204). Chastina 2, pp. 254–259.

Надійшла (received). 17.07.2020

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Подригало Михайло Абович (Подригало Михаил Абович, Podrigalo Mikhail) – доктор технічних наук (PhD in Eng. S.), Харківський національний автомобільно-дорожній університет, професор, завідувач кафедри технології машинобудування і ремонту машин, ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-1624-5219>; e-mail: pmikhab@gmail.com

Бобошко Олександр Андрійович (Бобошко Александр Андреевич, Boboshko Oleksandr) – доктор технічних наук (PhD in Eng. S.), Харківський національний автомобільно-дорожній університет, професор кафедри деталей машин і ТММ, ORCID: <http://orcid.org/0000-0003-1257-1954>; e-mail: BoboshkoAAA@gmail.com

Разарьонов Леонід Володимирович (Разаренов Леонид Владимирович, Razarenov Leonid) – кандидат технічних наук (PhD in Eng. S.), Харківський національний автомобільно-дорожній університет, доцент кафедри будівельних та дорожніх машин ім. А. М. Холодова, ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-7597-2053>; e-mail: lrzarenof@gmail.com

Закапко Олександр Григорович (Закапко Александр Григорьевич, Olexander Zakapko) – аспірант, Харківський національний університет Повітряних Сил; ORCID: <http://orcid.org/0000-0001-6934-2568>, Zakapko13@ukr.net

Зінченко Олена Іванівна (Зинченко Елена Ивановна, Zinchenko Olena) – кандидат технічних наук (PhD in Eng. S.), Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», ORCID: <http://orcid.org/0000-0003-2961-5861>; e-mail: zinchenko.zinchenko@gmail.com

Краснокутський Володимир Миколайович (Краснокутский Владимир Николаевич, Krasnokutskiy Volodymir) – кандидат технічних наук (PhD in Eng. S.), Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри «Автомобіле- і тракторобудування»; e-mail: hvukvn@ukr.net