

Повышение конкурентоспособности продукции за счет освоения результатов научных исследований и разработок сегодня должны быть в центре внимания каждого предприятия. Поэтому в самое ближайшее время предприятиям необходимо перейти к выполнению новых прорывных и капиталоемких проектов в интересах отечественного машиностроения.

Наиболее перспективны проекты в области компьютеризации для формирования законченной цепочки проектирования, виртуальных испытаний и подготовки производства автотракторной и сельскохозяйственной техники, а также использования оборудования для быстрого прототипирования и производства деталей машин.

В настоящее время эти проекты начали реализовываться при создании прототипа модульного автопоезда МАЗ-2000 «Перестройка», получившего высокую оценку на Большом Парижском Салоне, многозвенного модульного автопоезда повышенной грузоподъемности для работы на трассе Брест – Владивосток, способного перевозить до 300 м³ грузов, а также супернизкопольного городского автобуса второго поколения и низкопольного автобуса средней пассажироместимости.

УДК 629.114-587

ОБЕСПЕЧЕНИЕ УПРАВЛЯЕМОСТИ КОЛЕСНЫХ МАШИН ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ СИСТЕМ РЕГУЛИРОВАНИЯ ТЯГОВОГО УСИЛИЯ

*акад. НАН Беларуси, д-р техн. наук, проф. М.С. ВЫСОЦКИЙ
(Институт механики и надежности машин НАН Беларуси, Минск),
канд. техн. наук Д.А. ДУБОВИК*

(Научно-инженерное республиканское унитарное предприятие «Белавтотракторостроение»)

Представлен метод обеспечения удовлетворительной управляемости колесных машин при проектировании систем регулирования тягового усилия. Приводятся результаты применения данного метода для выбора оптимальных параметров алгоритма функционирования системы автоматизированного управления межтележечным и межсосевыми дифференциалами привода ведущих колес внедорожной машины МЗКТ-79091 с колесной формулой 8×8.

Введение

В последнее время для улучшения динамики и повышения производительности колесных машин все большее распространение приобретают системы, получившие в научно-технической литературе название систем регулирования тягового усилия.

Системы регулирования тягового усилия за счет управления общим тяговым усилием и устранения раздельного буксования ведущих мостов и колес позволяют существенно повысить проходимость и тягово-скоростные свойства колесных машин, а соответственно повысить эффективность их использования в нестабильных дорожных условиях.

Вместе с тем, регулируя тяговые усилия колес при совершении машиной криволинейного движения, данные системы вызывают перераспределение дополнительных тяговых сил к внутренним по отношению к центру поворота ведущим колесам и возникновение в плоскости дороги момента сопротивления повороту. В результате действия момента сопротивления повороту снижается чувствительность машины к управляющему воздействию водителя и, как следствие, ухудшается ее управляемость. Последнее, в свою очередь, ведет к снижению технических скоростей движения, а в ряде случаев может явиться причиной дорожно-транспортного происшествия.

Цель настоящего исследования – разработка метода обеспечения удовлетворительной управляемости колесных машин при проектировании систем регулирования тягового усилия.

В статье приводятся результаты применения данного метода для выбора оптимальных параметров алгоритма функционирования системы автоматизированного управления дифференциалами привода ведущих колес внедорожной машины МЗКТ-79091 с колесной формулой 8×8.

Исходные положения

Под управляемостью в настоящей работе понимается совокупность эксплуатационных свойств, характеризующих способность колесной машины реализовать задаваемое воздействием на органы управления направление движения [1].

Управляемость колесной машины является комплексным свойством и в качественном отношении характеризуется поворачиваемостью [2], т.е. свойством машины отклоняться в результате увода от направления движения, определяемого положением управляемых колес.

Исследования авторов [3 – 5] позволяют определить наиболее желательную с точки зрения управляемости поворачиваемость колесной машины. Так, в работе [3] отмечается, что траектория движения машины не должна зависеть от скорости движения и ускорения, так как это усложняет работу водителя. Вследствие чего поворачиваемость не должна быть как недостаточной, так и избыточной. По мнению автора, поворачиваемость «идеальной» колесной машины должна быть нейтральной.

На основании экспериментального исследования взаимосвязи статической устойчивости и поворачиваемости грузовой колесной машины с ее управляемостью при движении по гладкому шоссе с большой скоростью автор [4] пришел к выводу, что «разность углов увода осей должна быть возможно меньшей». Как следует из определений поворачиваемости [2], данный вывод также говорит о наиболее желательной нейтральной поворачиваемости.

Нейтральная поворачиваемость является предпочтительной и при повороте колесной машины с небольшой скоростью движения на наклонной опорной поверхности [5].

Таким образом, результаты исследований [3 – 5] позволяют в качестве машины с наилучшей управляемостью принять машину с нейтральной поворачиваемостью.

С другой стороны, из приведенного определения понятия управляемости следует, что наихудшая управляемость соответствует случаю, когда колесная машина не реагирует на управляющие действия на органы управления, сохраняя при этом прямолинейное направление движения.

Кроме того, при оценке управляемости грузовых колесных машин характерное значение имеют присущие им невысокие технические скорости движения при транспортировке грузов и низкие скорости движения при маневрировании в местах погрузки и разгрузки. В отсутствие значительных центробежных сил, действующих на грузовую машину, переходные процессы, связанные с перекатом и натягом в боковом направлении профиля упругих шин, оказывают незначительное влияние на формирование боковых реакций колес и поворачиваемость машины в целом. В данных условиях оценка управляемости представляется возможной для отдельных конкретных значений углов поворота рулевого и управляемых колес.

Приведенные положения позволяют в качестве показателя управляемости использовать показатель [6] следующего вида:

$$S_v = 1 - \frac{|K_n - K_r|}{K_n}, \quad (1)$$

где K_n – кривизна траектории движения машины с нейтральной поворачиваемостью; K_r – кривизна действительной траектории движения трактора.

Анализ выражения (1) показывает, что в случае нейтральной («идеальной») поворачиваемости показатель управляемости S_v равен 1. В случае отсутствия всякой реакции на воздействия на органы управления, т.е. в случае наихудшей управляемости колесной машины, показатель управляемости S_v равен 0.

Для оценки управляемости колесной машины, обладающей недостаточной поворачиваемостью, когда кривизна K_r действительной траектории движения меньше кривизны K_n траектории машины с

нейтральной поворачиваемостью, выражение (1) преобразуется к виду $S_v = \frac{K_r}{K_n}$. В случае избыточной поворачиваемости колесной машины, т.е. когда кривизна K_r действительной траектории движения больше кривизны K_n траектории машины с нейтральной поворачиваемостью, выражение для расчета показателя

управляемости принимает следующий вид:

$$S_v = \frac{2K_n - K_r}{K_n}.$$

Таким образом, в настоящей работе в качестве характеристики управляемости колесной машины использовалась зависимость показателя S_v (1) от угла поворота управляемых колес при моделировании ее кругового движения.

Рассмотрим основные положения предлагаемого метода на примере обеспечения удовлетворительной управляемости при проектировании системы регулирования тягового усилия на основе управления режимами блокирования-разблокирования межтележечным и межосевыми дифференциалами колесной машины, близкой по своим массовым и геометрическим параметрам к внедорожной машине МЗКТ-79091 с колесной формулой 8×8.

Моделирование криволинейного движения колесной машины

Для реализации метода обеспечения удовлетворительной управляемости при проектировании систем регулирования тягового усилия составим уравнения криволинейного движения колесной машины в форме Аппеля [7]:

$$\frac{\partial S}{\partial \ddot{\pi}_p} = Q_p, \quad p = 1 \dots 3, \quad (2)$$

где S – энергия ускорения; $\ddot{\pi}_p$ – квазиускорение; Q_p – обобщенная сила, соответствующая p -й квазиординате.

Расчетная схема колесной машины со всеми управляемыми колесами, имеющей m мостов, среди которых n мостов являются ведущими, в системе неподвижных координат XOY представлена на рисунке 1.

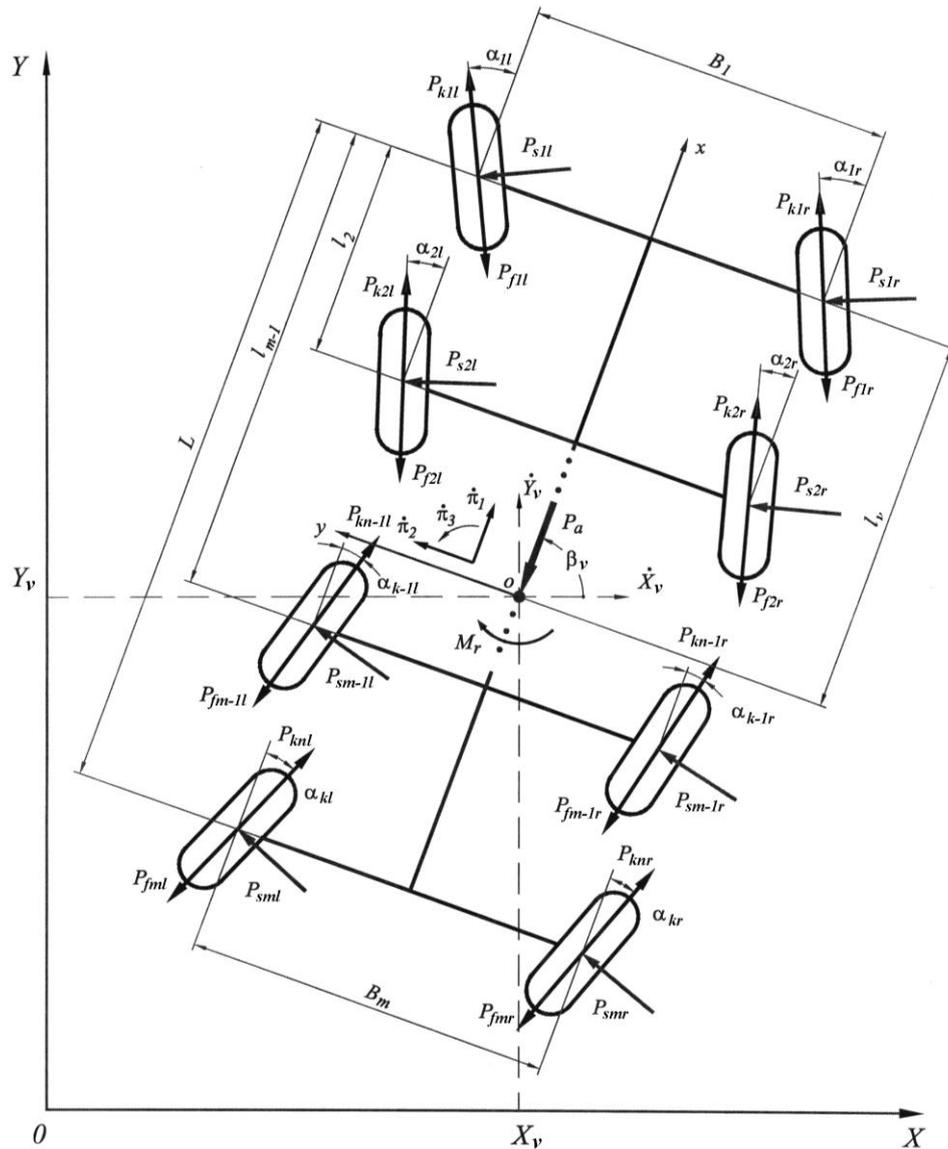


Рис. 1. Расчетная схема колесной машины

С центром масс машины связана система подвижных координат $хоу$. Движение машины характеризуется тремя координатами центра масс: X_a , Y_a и углом β_a между продольной осью машины и осью OX :

$$\dot{X}_a = \dot{\pi}_1 \cos \beta_a - \dot{\pi}_2 \sin \beta_a;$$

$$\dot{Y}_a = \dot{\pi}_1 \sin \beta_a + \dot{\pi}_2 \cos \beta_a. \quad (3)$$

Уравнения криволинейного движения машины при условии, что углы поворота колес в направлении, противоположном вращению часовой стрелки, положительны, а в направлении вращения часовой стрелки отрицательны, имеют следующий вид:

$$m_a (\delta_v \dot{\pi}_1 - \dot{\pi}_2 \dot{\pi}_3) = (P_{kjr} - P_{fjr}) \cos \alpha_{jr} - P_{ljr} \sin \alpha_{jr} + (P_{sjl} - P_{fjl}) \cos \alpha_{jl} - P_{ljl} \sin \alpha_{jl}; \quad (4)$$

$$m_a (\ddot{\pi}_2 + \dot{\pi}_1 \dot{\pi}_3) = (P_{sjr} - P_{fjr}) \sin \alpha_{jr} + P_{ljr} \cos \alpha_{jr} + (P_{sjl} - P_{fjl}) \sin \alpha_{jl} + P_{ljl} \cos \alpha_{jl}; \quad (5)$$

$$m_a \rho_a^2 \ddot{\pi}_3 = 0,5 (P_{sjr} \cos \alpha_{jr} - P_{sjl} \cos \alpha_{jl}) B_j + (P_{sjr} \sin \alpha_{jr} + P_{sjl} \sin \alpha_{jl}) (l_a - l_j) - \\ - 0,5 (P_{fjr} \cos \alpha_{jr} - P_{fjl} \cos \alpha_{jl}) B_j - (P_{fjr} \sin \alpha_{jr} + P_{fjl} \sin \alpha_{jl}) (l_a - l_j) - \quad (6)$$

$$-0,5(P_{ljr} \sin \alpha_{jr} - P_{ljl} \sin \alpha_{jl})B_j + (P_{ljr} \cos \alpha_{jr} + P_{ljl} \cos \alpha_{jl})(l_a - l_j) - M_r,$$

где m_a , ρ_a и l_a – масса машины, ее радиус инерции относительно вертикальной оси, проходящей через центр масс, и продольная координата центра масс (расстояние от первого моста до центра масс машины) соответственно; l_j и B_j – расстояние от первого до j -го моста машины и колея j -го моста соответственно; α_{jl} и α_{jr} – углы поворота управляемых колес j -го моста (знаки l и r относятся к колесам левого и правого борта соответственно); δ_v – коэффициент учета вращающихся масс; j – порядковый номер моста, $j = 1 \dots m$ ($m \geq n$).

$$\dot{\beta}_a = \dot{\pi}_3.$$

Тяговые силы на ведущих колесах P_{kjl} и P_{kjr} определяются в зависимости от моделируемого режима движения и характеристики привода ведущих колес по зависимостям, приведенным в работе [8].

Силы сопротивления качению колес P_{jl} и P_{jr} рассчитываются как произведение коэффициентов сопротивления качению на нормальные реакции колес в соответствии с выражениями:

$$P_{jl} = f_j P_{zj}; \quad j = 1 \dots 4, \quad (7)$$

где f_j – коэффициенты сопротивления качению колес, определяемые с учетом поступательной скорости движения машины, количества проходов колес по колею и углов бокового увода колес; P_{zj} – нормальные реакции колес.

Нормальные реакции колес P_{zjl} и P_{zjr} , от которых во многом зависят их как продольные силы, так и боковые реакции, определяются кинематическими параметрами движения машины и рассчитываются по уравнениям, составленным на основе пространственной расчетной схемы конкретной машины. Зависимости для определения нормальных реакций колес составляются с учетом жесткосных и демпферных характеристик системы поддрессирования, применяемых шин и выбранной для моделирования движения опорной поверхности [9].

Боковые реакции колес P_{ljl} и P_{ljr} определяются в соответствии с теорией нелинейного увода [10]:

$$P_{ljl} = K_{lj} \delta_j = q_j K_{l0j} \delta_j; \quad j = 1 \dots 4, \quad (8)$$

где K_{lj} – коэффициент сопротивления боковому уводу колеса; δ_j – угол увода колеса; K_{l0j} – тангенс угла наклона кривой $P_l = f(\delta)$ в начале координат; q_j – общий коэффициент коррекции, равный произведению девяти частных коэффициентов коррекции.

Сила сопротивления движению колесной машины воздушной среды P_a определяется по формулам [11].

Суммарный момент сопротивления повороту машины в контакте колес с поверхностью движения M_r складывается из моментов сопротивления повороту отдельных колес. Моменты сопротивления повороту отдельных колес внедорожной машины состоят из моментов сопротивления колес от кинематического и силового увода, моментов сопротивления колес от углового перемещения отпечатков колес относительно поверхности грунта и сил реакции, действующих на боковины колес, когда последние идут в колею, и рассчитываются по выражениям [12].

В результате решения системы дифференциальных уравнений (4) – (6) определяются параметры реализуемой машиной траектории криволинейного движения и рассчитываются значения ее кривизны.

Результаты исследований

С использованием приведенной математической модели по предлагаемому методу были проведены исследования управляемости колесной машины, близкой по своим массовым, геометрическим и другим параметрам к внедорожной машине МЗКТ-79091 с колесной формулой 8×8 и шинами $1500 \times 600 \dots 635$ ($m = n = 4$; $k = 2$).

Полная масса машины принималась равной 43 500 кг. Движение моделировалось по асфальтобетонному покрытию (коэффициент φ сцепления колес с опорной поверхностью принимался равным 0,75; коэффициент f сопротивления качению колес – 0,012) со скоростью 1 м/с.

В ходе исследований моделировалось движение машины с дифференциальным межтележечным и межосевым приводом ведущих колес. Кроме того, проводилось моделирование движения еще двух машин с такими же массогеометрическими параметрами, но с заблокированными межосевыми дифференциалами передней и задней тележек, а также с заблокированными межтележечным дифференциалом и межосевыми дифференциалами передней и задней тележек (таблица).

Объекты исследований

Вариант машины	Межтележечный и межосевой привод ведущих колес
Машина 1	Дифференциальный межтележечный и межосевой привод
Машина 2	Дифференциальный межтележечный и заблокированный межосевой привод
Машина 3	Заблокированный межтележечный и межосевой привод

Результаты исследований представлены в виде зависимостей показателя управляемости S_v от угла α_{1l} поворота внутреннего (левого) по отношению к центру поворота колеса первого управляемого моста на рисунке 2.

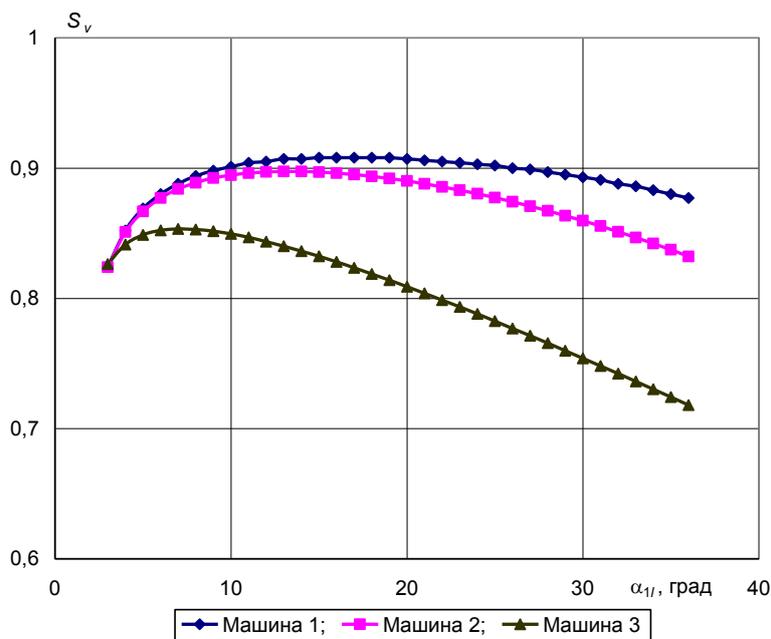


Рис. 2. Зависимость показателя управляемости S_v машин 1, 2 и 3 от угла поворота левого колеса первого управляемого моста

Из рисунка 2 видно, что показатель управляемости внедорожной машины МЗКТ-79091 с дифференциальным межтележечным и межосевым приводом ведущих колес находится в зависимости от угла поворота управляемых колес в диапазоне значений от 82,4 до 90,8 %. Совместное блокирование межтележечного дифференциала и межосевых дифференциалов передней и задней тележек может ухудшить управляемость до 71,8 %.

Поэтому при проектировании систем регулирования тягового усилия, основанных на управлении дифференциалами привода ведущих колес, необходимо учитывать влияние, оказываемое блокированием управляемых дифференциалов на управляемость колесной машины.

Анализ зависимостей, приведенных на рисунке 2, свидетельствует о следующем. При повороте ведущих управляемых колес от нейтрального положения в сторону поворота тяговые силы этих колес создают в плоскости дороги способствующий повороту момент, который втягивает машину в поворот. В результате значения кривизны K_r действительной траектории приближаются к значениям кривизны K_n траектории, задаваемой поворотом рулевого колеса, и показатель управляемости S_v повышается.

С дальнейшим поворотом управляемых колес увеличивается кинематическое несоответствие, обусловленное криволинейным движением машины. Увеличение кинематического несоответствия вызывает увеличение момента сопротивления повороту машины в контакте колес с опорной поверхностью. Действие возрастающего момента сопротивления повороту сначала компенсирует, а с увеличением кривизны траектории начинает превышать действие момента, реализуемого вследствие поворота ведущих управляемых колес и способствующего повороту. В результате растет отклонение кривизны K_r действительной траектории движения машины от кривизны K_n траектории, задаваемой поворотом рулевого колеса, и показатель управляемости S_v снижается.

Этим объясняется наличие экстремумов у зависимостей показателя управляемости S_v от углов поворота рулевого или управляемых колес. Причем из рисунка 2 следует, что в зависимости от состояния блокирования дифференциалов привода ведущих колес максимальные значения показателя управляемости S_v соответствуют различным значениям углов поворота управляемых колес.

Блокировка дифференциалов, как известно, приводит к перераспределению тяговых усилий между ведущими колесами. Блокировка межтележечного и межосевых дифференциалов приводит к уменьшению доли колес передней тележки в общем тяговом балансе машины, уменьшению составляющих тяговых сил, направленных в сторону поворота, и соответственно момента, способствующего повороту машины. При больших значениях углов поворота управляемых колес блокировка дифференциалов может привести к изменению знака тяговых сил и формированию в плоскости дороги дополнительного момента сопротивления повороту. В результате чего управляемость колесной машины существенно ухудшается.

Результаты проведенных исследований показывают, что наибольшую чувствительность к управляемости машины имеет блокировка межтележечного дифференциала.

Так, блокировка межосевых дифференциалов передней и задней тележек совместно с кинематическим несоответствием, обусловленным криволинейным движением машины, приводит к снижению показателя управляемости S_v с его максимального значения, равного 89,7 % при повороте внутреннего по отношению к центру поворота колеса первого управляемого моста на 13 град, до 83,2 % при максимальным углом поворота, равном 36 град. В то время как блокировка межтележечного дифференциала приводит к снижению показателя управляемости S_v с 85,3 % при значении α_{1l} , равном 7 град, до 71,8 % при максимальном угле поворота управляемых колес.

Поэтому представляется целесообразным в качестве пороговой величины S_v^* , характеризующей допустимый уровень снижения управляемости, принимать экстремальное значение зависимости показателя S_v от угла поворота управляемых колес при совместном блокировании всех управляемых дифференциалов.

В соответствии с предлагаемым методом для обеспечения удовлетворительной управляемости разблокирование дифференциалов при функционировании системы регулирования тягового усилия следует осуществлять при достижении показателя S_v пороговой величины S_v^* , начиная с дифференциала с наиболее чувствительной к управляемости блокировкой.

Из рисунка 2 следует, что в рассматриваемом примере пороговая величина составляет 85,3 % и соответствует углам α_{1l} поворота внутреннего по отношению к центру поворота колеса первого управляемого моста на 32 град при блокировании межосевых дифференциалов передней и задней тележек и 7 град при совместном блокировании межтележечного дифференциала и межосевых дифференциалов передней и задней тележек.

Таким образом, разблокирование межтележечного дифференциала при достижении угла поворота (внутреннего по отношению к центру поворота колеса первого управляемого моста) более 7 град, а межосевых дифференциалов передней и задней тележек более 32 град обеспечивает внедорожной машине МЗКТ-79091 при совершении криволинейного движения управляемость не ниже 85 %.

Выводы

При проектировании систем регулирования тягового усилия следует учитывать влияние, оказываемое действием этих систем на управляемость колесных машин.

Для сохранения удовлетворительной управляемости при обеспечении высокой эффективности ходовых систем колесных машин в процессе движения следует разблокировать дифференциалы привода ведущих колес в индивидуальном порядке, начиная с дифференциала с наиболее чувствительной к поворачиваемости блокировкой. Разблокирование дифференциалов следует осуществлять при достижении показателя S_v заданной пороговой величины, характеризующей допустимый уровень снижения управляемости.

С целью упрощения элементной реализации системы регулирования тягового усилия для многоприводных колесных машин представляется возможным осуществлять разблокирование дифференциалов в зависимости от превышения текущих значений угла поворота рулевого (управляемых) колеса его

пороговой величины, соответствующей экстремуму зависимости показателя управляемости S_v от угла поворота рулевого (управляемых) колеса при всех заблокированных управляемых дифференциалах.

При разработке алгоритма функционирования системы регулирования тягового усилия внедорожной машины МЗКТ-79091 для обеспечения удовлетворительной управляемости следует предусмотреть разблокирование межтележечного дифференциала при повороте внутреннего по отношению к центру поворота колеса первого управляемого моста на углы более 7 град, межосевых дифференциалов передней и задней тележки – на углы более 32 град.

ЛИТЕРАТУРА

1. Амельченко П.А., Дубовик Д.А., Стасилевич А.Г. Управляемость колесного трактора Беларус 1025 // Перспективы развития белорусского тракторостроения: Материалы междунар. науч.-тех. конф., Минск, 29 – 30 мая 2006 г. / Ин-т пор. металлургии БГ НПК НАН Беларуси. – Мн., 2006. – С. 206 – 215.
2. Трехзвенные автопоезда / Я.Е. Фаробин, А.М. Якобашвили, А.М. Иванов и др.; Под общ. ред. Я.Е. Фаробина. – М.: Машиностроение, 1993. – 224 с.
3. Гинцбург Л.Л. Управляемость автомобиля на повороте. – М.: НИИНавтопром, 1968. – 47 с.
4. Носенков М.А. Взаимосвязь управляемости грузового автомобиля типа 4×2 с характеристиками его статической устойчивости и поворачиваемости // Управляемость автомобилей и автопоездов. Рулевой привод: Тр. НАМИ. – М., 1971. – Вып. 129. – С. 21 – 27.
5. Лефаров А.Х., Войтешонок В.С. Влияние наклона опорной поверхности на поворачиваемость горного трактора // Конструирование и эксплуатация автомобилей и тракторов: Республ. межведомств. сб. – Мн., 1991. – Вып. 6. – С. 66 – 69.
6. Дубовик Д.А. Количественная оценка реакции АТС на управляющее воздействие водителя // Механика машин на пороге III тысячелетия: Материалы междунар. науч. конф., Минск, 23 – 24 нояб. 2000 г. / Нац. акад. наук Беларуси. Науч. центр проблем механики машин. – Мн., 2001. – С. 203 – 205.
7. Ванцевич В.В., Высоцкий М.С., Дубовик Д.А. Управление динамикой криволинейного движения колесных машин // Известия Нац. акад. наук Беларуси. Сер. физ.-техн. наук. – 2001. – № 3. – С. 123 – 128.
8. Энергонагруженность и надежность дифференциальных механизмов транспортно-тяговых машин / А.Х. Лефаров, М.С. Высоцкий, В.В. Ванцевич, В.И. Кабанов. – Мн.: Наука и техника, 1991. – 240 с.
9. Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин. – 2-е изд., переработ. и доп. – М.: Машиностроение, 1990. – 352 с.
10. Антонов Д.А. Расчет устойчивости движения многоосных автомобилей. – М.: Машиностроение, 1984. – 168 с.
11. Евграфов А.Н., Высоцкий М.С. Аэродинамика колесных машин. – Мн.: НИРУП «Белавтотракторостроение», 2001. – 368 с.
12. Фаробин Я.Е. Теория поворота транспортных машин. – М.: Машиностроение, 1970. – 176 с.