

Алгоритм работы системы динамической стабилизации для автомобиля 4x4 с подключаемой задней осью

04, апрель 2014

DOI: 10.7463/0414.0704685

Жилейкин М. М., Чулюкин А. О.

УДК 629.33

Россия, МГТУ им. Н.Э. Баумана

jileykin_m@mail.ru
chulukin@rambler.ru

Введение

Исследуя тенденции развития современного автомобилестроения, можно увидеть, что производители постоянно повышают уровень контроля над параметрами движения колесных транспортных средств, добиваясь максимального уровня устойчивости и управляемости автомобилей.

Теоретические основы теории управляемости и устойчивости движения многоосных колесных машин были заложены советскими учеными Д.А.Антоновым [1, 2], Я.С.Агейкиным [3], П.В.Аксеновым [4], А.С.Литвиновым [5], Я.Е.Фаробиным [6] еще в 70-е годы прошлого века.

В настоящее время вопросами создания систем активной безопасности автомобилей, обеспечивающих повышение устойчивости и управляемости, активно занимаются за рубежом. Исследования ведутся по двум направлениям. Во-первых, создаются системы динамической стабилизации (СДС), принцип действия которых основан на изменении крутящих моментов, подводимых к ведущим колесам. Все более актуальным и целесообразным является использование различных систем полного привода. Распределение тягового усилия на все колеса позволяет использовать весь вес автомобиля в качестве сцепного, что положительно сказывается на динамических качествах автомобиля, проходимости, и позволяет реализовать алгоритмы управления, улучшающие управляемость и курсовую устойчивость автомобиля. Разработке этих методов посвящены, например, работы [7 – 9].

Срабатывает СДС в опасных ситуациях, когда возможна или уже произошла потеря управляемости автомобилем. Путем притормаживания отдельных колес система стабилизирует движение. Она вступает в работу, когда на большой скорости при криволинейном движении передние колеса сносит с заданной траектории в направлении действия

сил инерции, то есть по радиусу большему, чем радиус поворота. СДС в этом случае притормаживает заднее колесо, идущее по внутреннему радиусу поворота, придавая автомобилю большую поворачиваемость и направляя его в поворот. Одновременно с притормаживанием колес СДС снижает обороты двигателя. Если при прохождении поворота происходит занос задней части автомобиля, СДС активизирует тормоз переднего колеса, идущего по наружному радиусу поворота. Таким образом, появляется момент противовращения, исключающий боковой занос.

Во-вторых, повышение устойчивости и управляемости обеспечивается за счет введения автоматического корректирующего изменения угла поворота управляемых колес (подруливания) [10 – 12]. Возможно комбинированное управление на основе указанных подходов [13, 14].

Однако, описывая принцип работы систем стабилизации движения, авторы не раскрывают информацию о методах вычисления величин стабилизирующих моментов, что, несомненно, составляет коммерческую тайну производителей.

Медленное развитие подобных систем в отечественном автомобилестроении является причиной недостаточных исследований распределения мощности в специфических условиях движения, характерных для легковых полноприводных автомобилей.

Целью работы является разработка методов управления криволинейным движением автомобилей 4x4 с подключаемой задней осью, обеспечивающих повышение курсовой и траекторной устойчивости машины.

1. Математическая модель трансмиссии автомобиля 4x4 с подключаемой задней осью

Рассмотрим схему (рис. 1) трансмиссии автомобиля 4x4 с постоянным приводом на переднюю ось и подключаемым приводом задней оси.

Крутящий момент от двигателя 3 через коробку передач 4 посредством блокированной связи передается постоянно на переднюю ведущую ось 1, снабженную симметричным неблокируемым дифференциалом 5. На заднюю ось 2 крутящий момент передается с помощью управляемых фрикционных муфт 6.

Помимо перераспределения крутящего момента двигателя между осями в соотношении вплоть до 50:50 или 0:100, крутящий момент также может перераспределяться между задними колесами в диапазоне 0...100%.

Подобного рода механизмы выпускает шведская фирма «Haldex», создавшая одноименный механизм распределения мощности между осями легкового автомобиля [15]. Основой такого механизма является многодисковая фрикционная муфта, установленная в один узел вместе с блоком управления. Данный механизм используется на легковых автомобилях, трансмиссия которых в основное время обеспечивает привод на передние колеса и позволяет перераспределять часть мощности двигателя на задние колеса. Муфта представляет собой узел, в котором имеется набор фрикционных дисков, одна часть которых соединена с карданным валом, а другая передает мощность непосредственно на полуось

ведущего колеса автомобиля. В зависимости от условий движения (определяющихся коэффициентами сцепления колес с дорогой, нагрузкой на оси), а также других параметров, мощность от двигателя перераспределяется между осями в соотношении, обеспечивающем наилучшие тягово-цепные характеристики автомобиля. В отличие от механизмов, предлагаемых другими производителями, таких как дифференциал «Torsen», основанный на чисто механическом принципе и дающем возможность (в большинстве конструкций) распределять мощность в соотношении 50:50, многодисковая фрикционная муфта «Haldex» позволяет распределять мощность практически в любом соотношении.

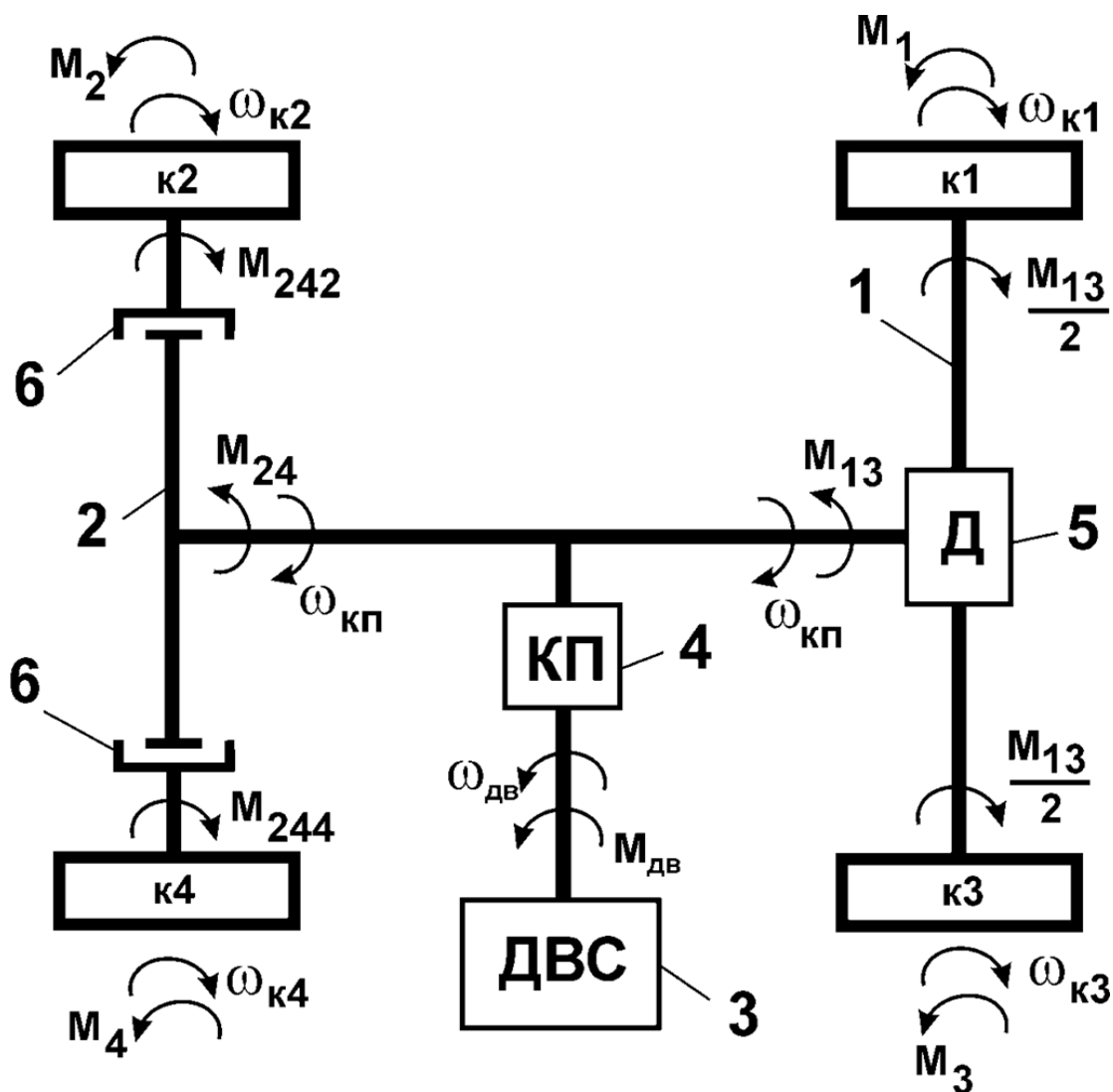


Рис. 1. Схема трансмиссии автомобиля 4x4 с постоянным приводом на переднюю ось и подключаемым приводом задней оси.

1 – передняя ось; 2 – задняя ось; 3 – двигатель внутреннего сгорания;
4 – коробка передач; 5 – симметричный неуправляемый межколесный дифференциал; 6 – фрикционные муфты; k1 ... k4 – номера колес.

При разработке математической модели движения двухосного автомобиля с подключаемой задней осью необходимо учитывать динамические процессы, протекающие в трансмиссии, изображенной на рис. 1. В настоящее время известны математические моде-

ли трансмиссий двухосных автомобилей с дифференциальным и заблокированным приводом ведущих колес (например, [16]). Трансмиссия, схема которой изображена на рис.1, может быть описана следующей системой уравнений:

$$\left\{ \begin{array}{l} J_{\kappa} \cdot \dot{\omega}_{\kappa 1} = i_{\Gamma\Pi} \cdot \frac{M_{13}}{2} - M_1 \\ J_{\kappa} \cdot \dot{\omega}_{\kappa 2} = M_{242} - M_2 \\ J_{\kappa} \cdot \dot{\omega}_{\kappa 3} = i_{\Gamma\Pi} \cdot \frac{M_{13}}{2} - M_3 \\ J_{\kappa} \cdot \dot{\omega}_{\kappa 4} = M_{244} - M_4 \\ \dot{\omega}_d = \frac{\dot{\omega}_{\kappa 1} + \dot{\omega}_{\kappa 3}}{2} \cdot i_{\Gamma\Pi} \cdot i_{\kappa n} \\ J_d \dot{\omega}_d = h_{dr} \cdot M_d - \frac{M_{24}}{i_{\kappa n}} - \frac{M_{13}}{i_{\kappa n}} \\ M_{24} = i_{\kappa n} \cdot h_{dr} \cdot M_d \cdot 2h \\ M_{242} = i_{\kappa n} \cdot h_{dr} \cdot M_d \cdot h_2 \cdot h \\ M_{244} = i_{\kappa n} \cdot h_{dr} \cdot M_d \cdot h_4 \cdot h \\ h_2 + h_4 = 1 \end{array} \right. \quad (1)$$

где J_{κ} – момент инерции колеса, J_d – момент инерции двигателя, $\dot{\omega}_{\kappa i}$ – угловое ускорение вращения i -го колеса, M_i – момент сопротивления на i -ом колесе, M_{13} – крутящий момент, приведенный к переднему валу трансмиссии, M_{24} – крутящий момент, приведенный к заднему валу трансмиссии, $\dot{\omega}_d$ – угловое ускорение вращения вала двигателя, M_d – крутящий момент, развиваемый двигателем; $i_{\kappa n}$ – передаточное отношение коробки передач; $i_{\Gamma\Pi}$ – передаточное отношение главной передачи передней оси; h_{dr} – положение органа управления подачей топлива ($h_{dr} = 0 \dots 1$); $2h \leq 0,5(1,0)$ – доля крутящего момента на выходе коробки передач, передаваемая на заднюю ось; h_2, h_4 – доля от общего крутящего момента на задней оси автомобиля, приходящаяся на 2-е и 4-е колеса соответственно.

Момент сопротивления на i -ом колесе вычисляется по формуле

$$M_i = R_{ix} \cdot r_{\kappa} + M_{mi} \quad (2)$$

где M_{mi} – тормозной момент на i -ом колесе; R_{ix} – проекция силы взаимодействия i -го колеса с опорным основанием на направление плоскости колеса; r_{κ} – расстояние от оси колеса до опорной поверхности.

2. Разработка методов перераспределения потоков мощности в трансмиссии автомобиля 4x4 с подключаемой задней осью

Как известно [17], требования к перераспределению крутящих моментов на колесах автомобиля с целью повышения устойчивости и управляемости противоречивы и зависят от условий, в которых находится колесный движитель. Например, при прямолинейном движении со значительной нагрузкой (движение по бездорожью, с нагрузкой на крюке, на подъем) предпочтительной является заблокированная трансмиссия. В случае же движения машины по криволинейной траектории, частота вращения каждого колеса должна определяться кривизной траектории, по которой оно перемещается. Одновременно желательно учесть перераспределение нормальных нагрузок между колесами, что при выполнении маневра еще более значимо, чем при прямолинейном разгоне, особенно, если движение осуществляется с высокими скоростями. Для практической реализации вышеперечисленных алгоритмов требуется знание зависимостей радиуса качения колеса или коэффициента сопротивления качению от вертикальной нагрузки, давления воздуха в шинах, степени износа протектора, типа опорного основания, что затруднительно в изменяющихся внешних условиях движения. Наличие такого количества неопределенностей затрудняет построение регуляторов, работа которых основана на четких алгоритмах.

Вместе с тем в последнее время широкую популярность находят нечеткие модели и алгоритмы управления [18].

Известно, что нечеткое управление основано на использовании не столько аналитических или теоретических моделей, сколько на практическом применении знаний квалифицированных специалистов, представленных в форме лингвистических баз правил. Нечеткое управление эффективно в случаях недетерминированности параметров объектов, когда существует определенный опыт экспертов по управлению и настройке автоматизированной системы регулирования. Теория нечеткой логики позволяет использовать знания специалистов — экспертов с целью улучшения процессов управления и оказания помощи по настройке типовых регуляторов. Исходя из вышесказанного, задача создания метода адаптации регулятора, реализующего опыт экспертов, становится актуальной.

В процессе настройки регулятора используется несколько шагов [19].

Сначала выбираются диапазоны входных и выходных сигналов, форма функций принадлежности искомым параметрам, правила нечёткого вывода, механизм логического вывода, метод дефаззификации и диапазоны масштабных множителей, необходимых для пересчёта чётких переменных в нечёткие.

2.1. Перераспределение крутящих моментов между колесами задней оси

2.1.1. Процедура фаззификации

Введем следующие входные лингвистические переменные X_1 и X_2 :

- 1) X_1 : Модуль разности углов направлений теоретического и фактического векторов скоростей $|\beta| = |\theta_T - \theta_\Phi|$. Здесь θ_T и θ_Φ – углы между продольной осью автомобиля и векторами соответственно теоретический и фактической скоростей центра масс автомобиля. Подробно определение θ_T и θ_Φ рассмотрено в [17].
- 2) X_2 : Модуль скорости изменения разности углов направлений теоретического и фактического векторов скоростей центра масс машины $|\dot{\beta}|$.

Введем также одну выходную переменную Y_1 : отношение крутящих моментов на колесах $h_2 = \left(\frac{T_2}{T_4} \right)$. Примем, что значения переменной Y_1 изменяются в диапазоне $[0; 1]$.

Здесь T_2 – крутящий момент на левом колесе задней оси; T_4 – крутящий момент на правом колесе задней оси.

Введем следующие термы для всех лингвистических переменных: «высокий уровень»; «средний уровень»; «низкий уровень».

Для завершения процедуры фаззификации построим функции принадлежности для каждой лингвистической переменной. Процедура построения функций принадлежности подробно описана в работе [19].

2.1.2. Определение значений функций принадлежности для входных и выходных лингвистических переменных

Графики функций принадлежностей для входной переменной X_1 показаны на рис. 2, для входной переменной X_2 – на рис. 3, для выходной переменной Y – на рис. 4.

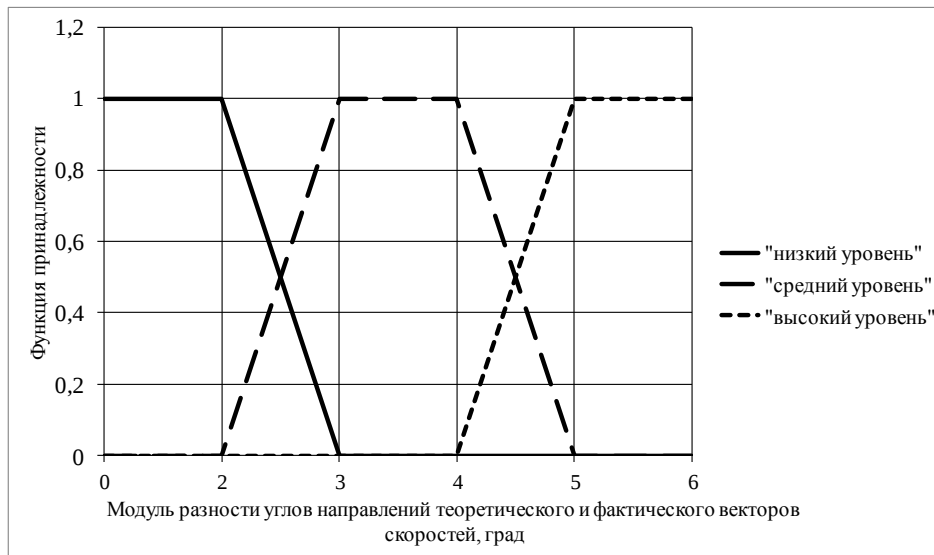


Рис. 2. Функции принадлежности входной переменной X_1 «Модуль разности углов направлений теоретического и фактического векторов скоростей»

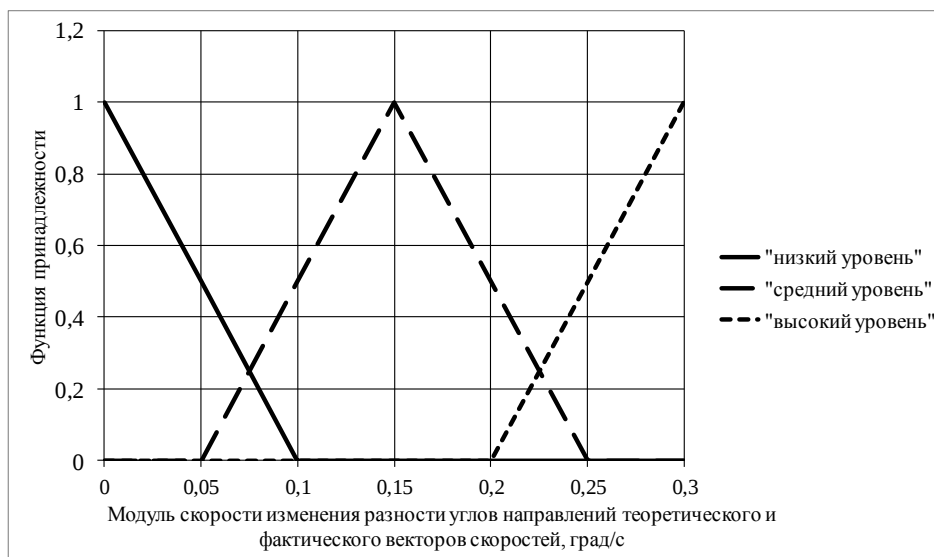


Рис. 3. Функции принадлежности входной переменной X_2 «Модуль скорости изменения разности углов направлений теоретического и фактического векторов скоростей»

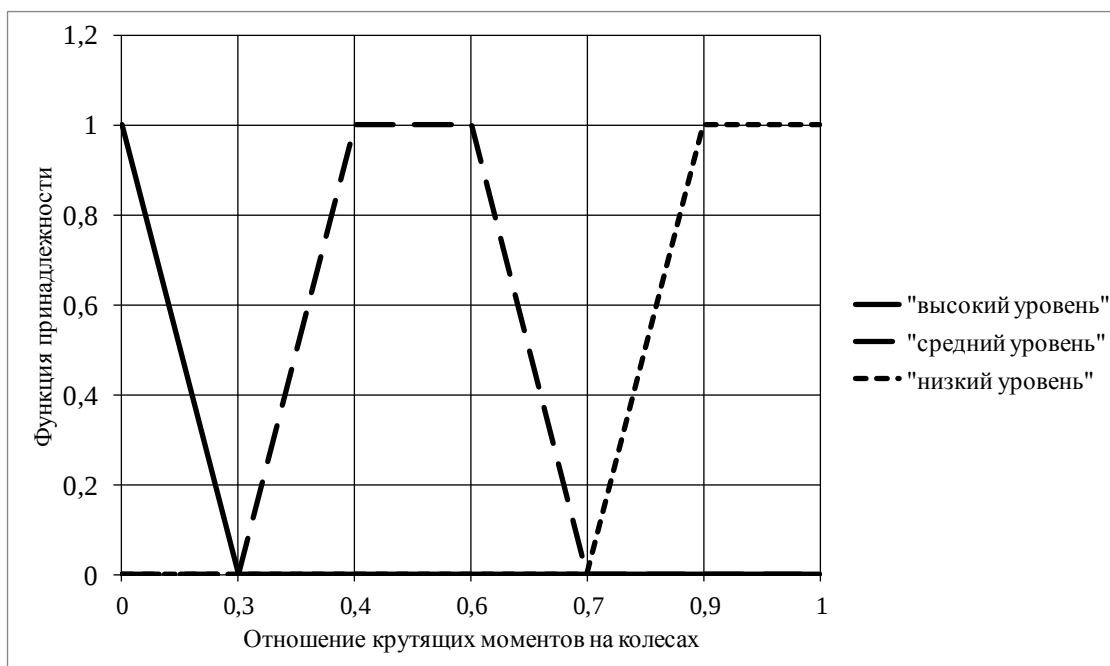


Рис. 4. Функция принадлежности выходной переменной Y «Отношение крутящих моментов на колесах»

2.1.3. Правила и механизм нечёткого логического вывода

Следующий этап – разработка нечетких правил. Большинство нечетких систем используют продукционные правила, связывающие лингвистические переменные [19].

Совокупность таких правил описывает стратегию принятия решения, применяемую в данной задаче.

Типичное продукционное правило состоит из антецедента (часть ЕСЛИ...) и консеквента (часто ТО...). Антецедент может содержать более одной посылки. В этом случае они объединяются посредством логических связок И или ИЛИ. Будем использовать при построении правил только связку И.

Процесс вычисления нечеткого правила называется нечетким логическим выводом и подразделяется на два этапа: обобщение и заключение. Будем использовать алгоритм нечеткого логического вывода Мамдани [19]. Пример нечеткого правила выглядит следующим образом:

ЕСЛИ X_1 = «средний уровень» И X_2 = «средний уровень», ТО Y = «низкий уровень». Полный набор нечетких правил приведен в таблице 1.

Таблица 1. Таблица нечетких правил для выходной переменной Y

$ \beta $	$ \dot{\beta} $		
	Низкий уровень	Средний уровень	Высокий уровень
Низкий уровень	Низкий уровень	Средний уровень	Высокий уровень
Средний уровень	Средний уровень	Высокий уровень	Высокий уровень
Высокий уровень	Высокий уровень	Высокий уровень	Высокий уровень

В результате логического вывода по j -му правилу получаем нечеткое значение выходной переменной Y_j :

$$\mu_j(Y) = \min[\mu_j(X_1), \mu_j(X_2)]. \quad (3)$$

где $\mu_j(X_1)$, $\mu_j(X_2)$ - значение функций принадлежности по j -му правилу для входных переменных X_1 и X_2 соответственно. Такая операция взятия минимума называется импликацией [19].

Например, если для переменной X_1 $\mu_j(X_1) = 0,9$, а для переменной X_2 $\mu_j(X_2) = 0,8$, то $\mu_j(Y) = \min[0,9; 0,8] = 0,8$.

Если множество термов L является «размытым», то результатом нечеткого логического вывода может быть несколько термов $\mu_j(Y)$ выходной переменной. В этом случае наряду с операцией импликации для каждого значения $\mu_j(Y)$ необходимо провести операцию агрегирования (объединения) нечеткого множества $\mu(Y) = [\mu_1(Y), \mu_2(Y), \dots, \mu_n(Y)]$, которая обычно реализуется операцией взятия максимума [19].

2.1.4. Процедура дефазификации

На последнем этапе необходимо осуществить переход от нечетких значений выходной величины Y к четкому числовому значению. Эта операция называется дефазификацией (устранением нечеткости). Наиболее часто применяется дефазификация по методу центра тяжести [19]. При этом четкое значение определяется как проекция центра тя-

жести фигуры, ограниченной функциями принадлежности выходной переменной с допустимыми значениями, по формуле

$$Y = \frac{\sum_{i=1}^n u_i \cdot \mu(u_i)}{\sum_{i=1}^n \mu(u_i)}. \quad (4)$$

2.2. Перераспределение крутящих моментов между задней и передней ведущими осями

2.2.1. Процедура фаззификации

Введем следующие входные лингвистические переменные.

- 1) X_1 : Степень проскальзывания колес забегающей оси относительно колес отстающей

$$\text{оси } X_1 = \frac{\omega_{онф}}{\omega_{отст}}; \quad \omega_{онф} = \frac{\omega_{онфi} + \omega_{онфj}}{2}; \quad \omega_{отст} = \frac{\omega_{отсти} + \omega_{отстj}}{2};$$

где $\omega_{отст}$ - средняя угловая скорость вращения колес отстающей оси; $\omega_{онф}$ - средняя угловая скорость вращения колес забегающей оси.

- 2) X_2 : Модуль скорости изменения параметра X_1 .

Введем также одну выходную переменную Y_1 : отношение крутящих моментов на ведущих осях $Y_1 = \left(\frac{T_2}{T_1} \right)$, где T_2 – крутящий момент, подводимый к задней оси; T_1 – крутящий момент, подводимый к передней оси. Примем, что значения переменной Y_1 изменяются в диапазоне либо $[0; 0,5]$ – для автомобилей с перераспределением крутящего момента между осями в диапазоне 100:0 – 50:50, либо $[0; 1,0]$ – для автомобилей с перераспределением крутящего момента между осями в диапазоне 100:0 – 0:100.

Введем следующие термы для всех лингвистических переменных: «высокий уровень»; «средний уровень»; «низкий уровень».

2.2.2. Определение значений функций принадлежности для входных и выходных лингвистических переменных

Графики функций принадлежности для входной переменной X_1 показаны на рис. 5, для входной переменной X_2 – на рис. 6, для выходной переменной Y – на рис. 7.

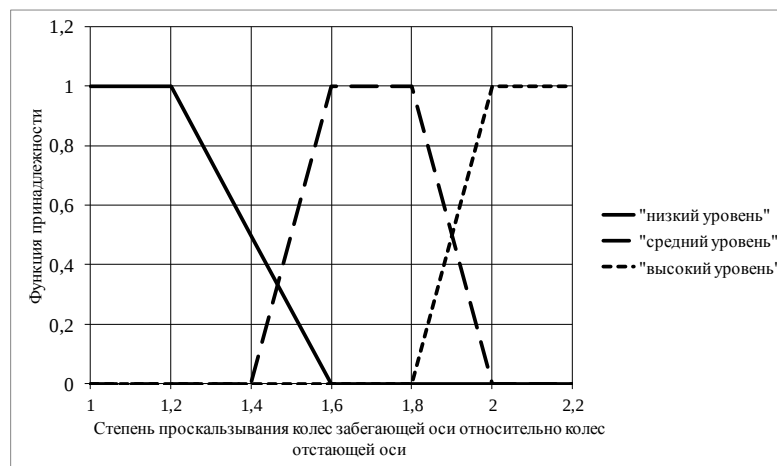


Рис. 5. Функции принадлежности входной переменной X_1 «Степень проскальзывания колес забегающей оси относительно колес отстающей оси»

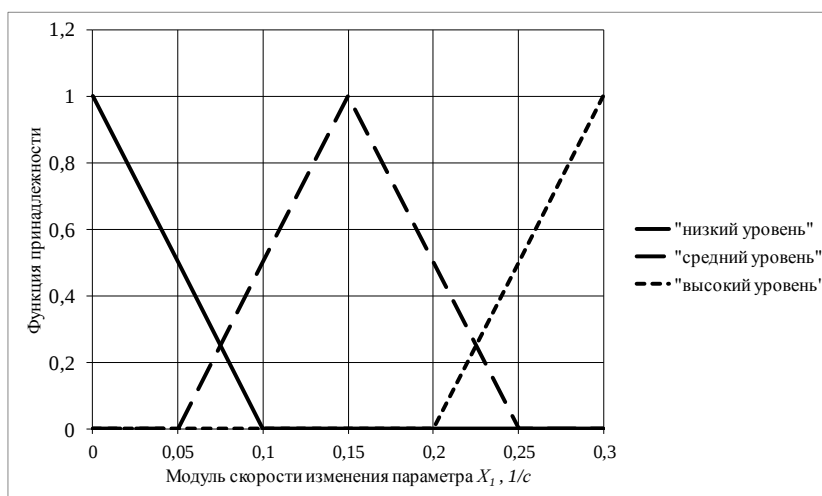


Рис. 6. Функции принадлежности входной переменной X_2 «Модуль скорости изменения параметра X_1 »

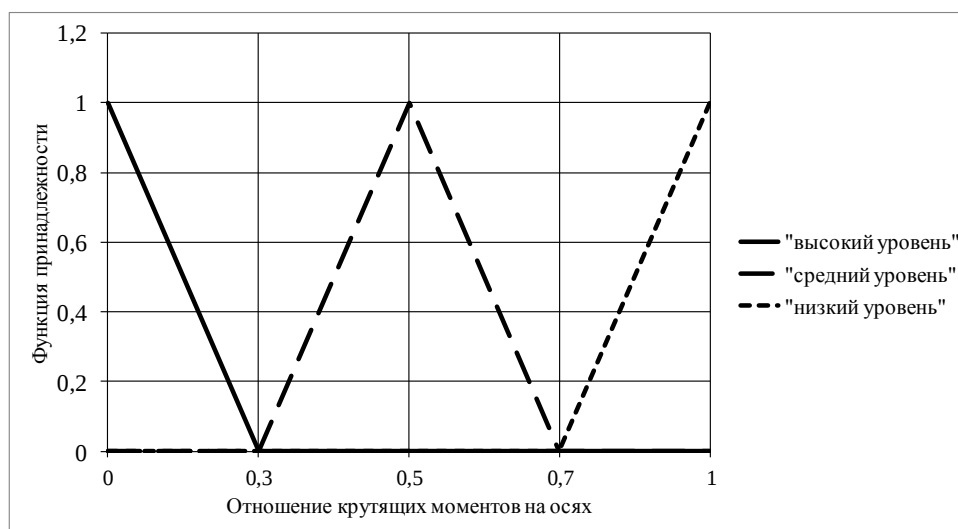


Рис. 7. Функция принадлежности выходной переменной Y «Отношение крутящих моментов на осях»

2.2.3. Правила и механизм нечёткого логического вывода

Полный набор нечетких правил приведен в таблице 2.

Таблица 2. Таблица нечетких правил для выходной переменной Y

X_2	X_1		
	Низкий уровень	Средний уровень	Высокий уровень
Низкий уровень	Низкий уровень	Средний уровень	Высокий уровень
Средний уровень	Средний уровень	Средний уровень	Высокий уровень
Высокий уровень	Средний уровень	Высокий уровень	Высокий уровень

Четкое значение выходной переменной определяется по формуле (4).

2.3. Определение степени снижения использования мощности силовой установки

2.3.1. Процедура фаззификации

- 1) X_1 : Модуль разности углов направлений теоретического и фактического векторов скоростей $|\beta| = |\theta_T - \theta_\Phi|$;
- 2) X_2 : Модуль скорости изменения разности углов направлений теоретического и фактического векторов скоростей $|\dot{\beta}|$.

Введем также одну выходную переменную Y_1 : степень снижения мощности двигателя h_{dr} .

Введем следующие термы для всех лингвистических переменных: «высокий уровень»; «средний уровень»; «низкий уровень».

2.3.2. Определение значений функций принадлежности для входных и выходных лингвистических переменных

Графики функций принадлежности для входной переменной X_1 показаны на рис. 8, для входной переменной X_2 – на рис. 9, для выходной переменной Y – на рис. 10.

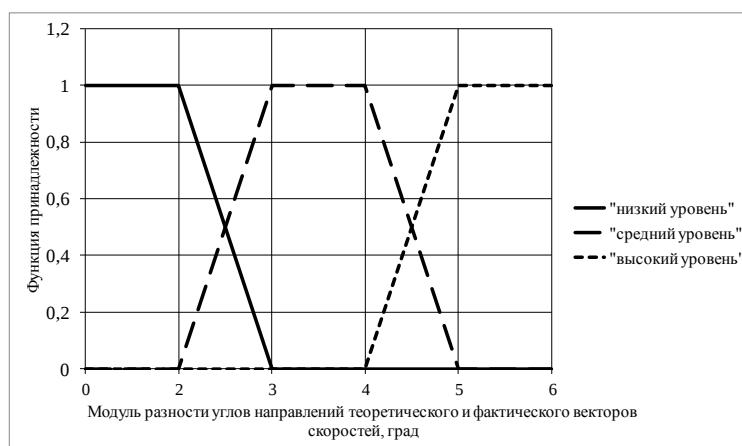


Рис. 8. Функции принадлежности входной переменной X_1 «Модуль разности углов направлений теоретического и фактического векторов скоростей»

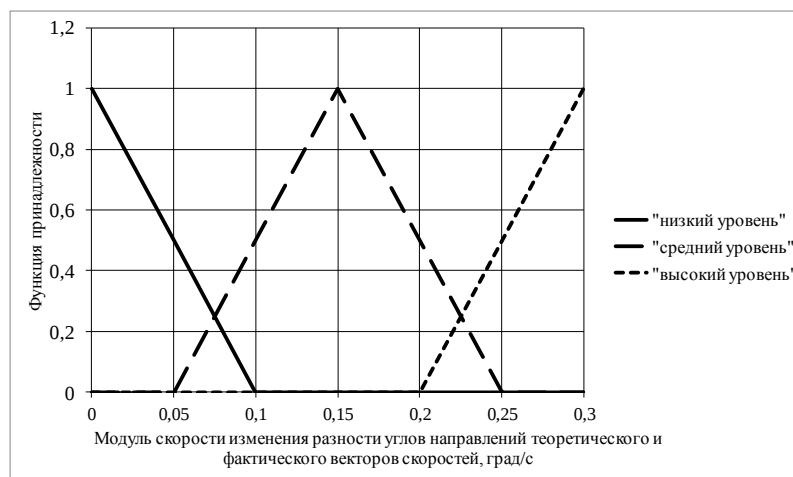


Рис. 9. Функции принадлежности входной переменной X_2 «Модуль скорости изменения разности углов направлений теоретического и фактического векторов скоростей»

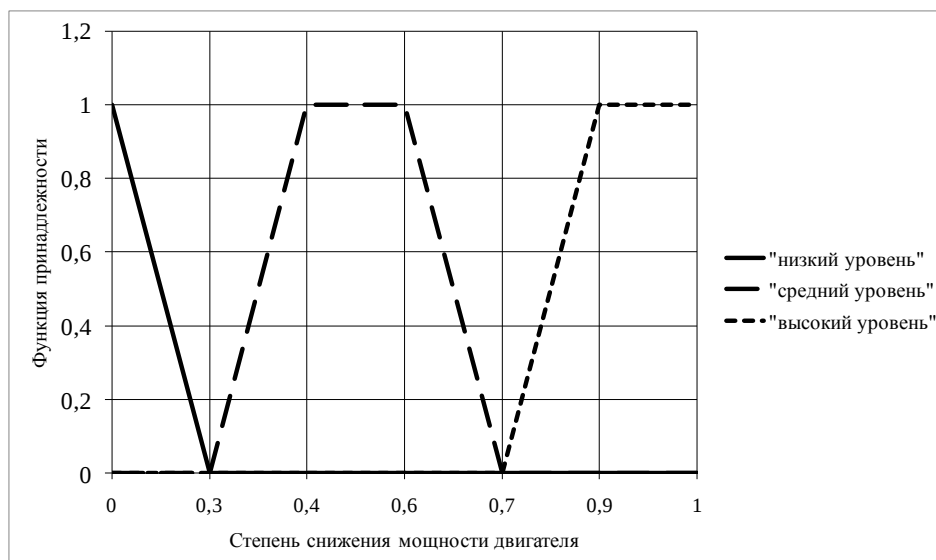


Рис. 10. Функция принадлежности выходной переменной Y «Степень снижения мощности двигателя»

2.3.3. Правила и механизм нечёткого логического вывода

Полный набор нечетких правил приведен в таблице 3.

Таблица 3. Таблица нечетких правил для выходной переменной Y

X_2	X_1		
	Низкий уровень	Средний уровень	Высокий уровень
Низкий уровень	Низкий уровень	Средний уровень	Высокий уровень
Средний уровень	Высокий уровень	Средний уровень	Низкий уровень
Высокий уровень	Средний уровень	Низкий уровень	Низкий уровень

Четкое значение выходной переменной определяется по формуле (4).

3. Алгоритм работы системы динамической стабилизации путем изменения крутящих моментов, подводимых к ведущим колесам, для автомобиля 4x4 с подключаемой задней осью

3.1. Прямолинейное движение

Условием прямолинейного движением будем считать

$$|\theta_{1\varphi}| \leq 3^0, \quad (5)$$

где $\theta_{1\varphi}$ - средний угол поворота передних управляемых колес. При этом, если

$$|\beta| = |\theta_T - \theta_\Phi| \leq 3^0, \quad (6)$$

и отсутствует проскальзывание колес передней оси, т.е.

$$\frac{\omega_{он\varphi}}{\omega_{ом\varphi}} \leq 1,1; \quad \omega_{он\varphi} = \frac{\omega_{он\varphi i} + \omega_{он\varphi j}}{2}; \quad \omega_{ом\varphi} = \frac{\omega_{ом\varphi i} + \omega_{ом\varphi j}}{2} \quad (7)$$

то весь крутящий момент передается только на переднюю ось (рис. 11)

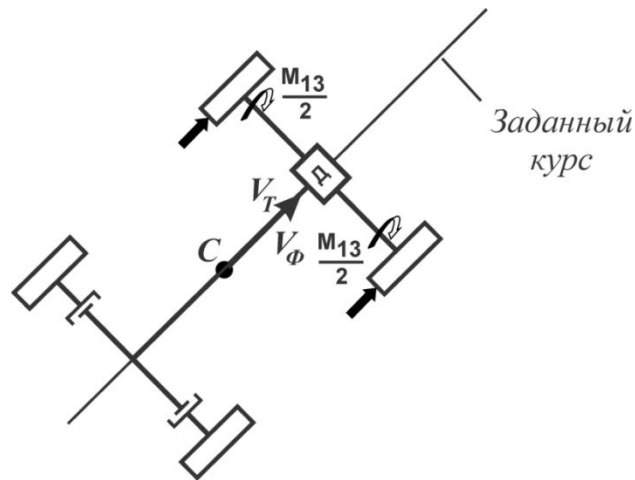


Рис. 11. Прямолинейное движение при отсутствии проскальзывания и заноса

Если условия (5) и (6) выполняются, а условие (7) не выполняется, то часть крутящего момента от двигателя перераспределяется на заднюю ось (см. раздел 2.2). При этом между задними ведущими колесами момент, подведенный к задней оси, перераспределяется в пропорции 50:50 (рис. 12).

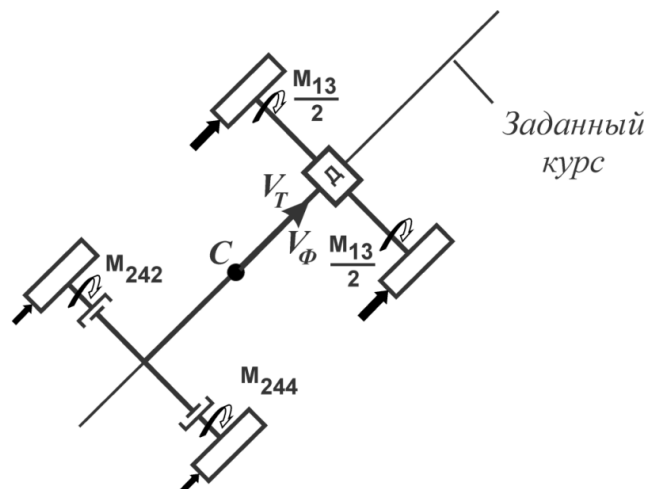


Рис. 12. Прямолинейное движение в случае проскальзывания колес

Если условие (5) выполняется, а условия (6) и (7) не выполняются – рис. 13, то:

1. происходит автоматическое снижение потребляемой мощности силовой установки (см. раздел 2.3);
2. часть крутящего момента от двигателя перераспределяется на заднюю ось (см. раздел 2.2).
3. между задними ведущими колесами момент, подведенный к задней оси, перераспределяется в пропорции, рассчитанной по методике, приведенной в разделе 2.1. При этом, если $\beta > 0$, то больший момент подводится к левому колесу задней оси, если $\beta < 0$ – то к правому колесу.

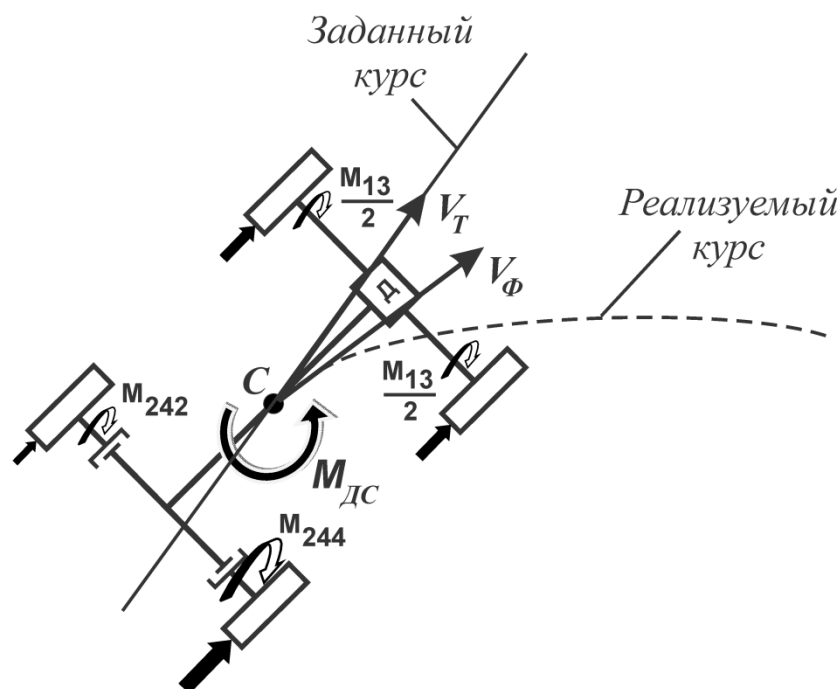


Рис. 13. Прямолинейное движение в случае возникновения заноса

3.2. Криволинейное движение

Если условие (5) не выполняется, будет считать движение криволинейным. При этом, если выполняется условие (6), то:

1. происходит автоматическое снижение потребляемой мощности силовой установки (см. раздел 2.3);
2. часть крутящего момента от двигателя перераспределяется на заднюю ось (см. раздел 2.2). При этом между задними ведущими колесами момент, подведенный к задней оси, перераспределяется в пропорции 50:50.

Если $\text{sign}(\Theta_T - \Theta_\phi) \cdot \text{sign}(\theta_{1\varphi}) > 0$, то диагностируется наступление заноса передней оси. В этом случае:

1. происходит автоматическое снижение потребляемой мощности силовой установки (см. раздел 2.3);
2. часть крутящего момента от двигателя перераспределяется на заднюю ось (см. раздел 2.2);
3. между задними ведущими колесами момент, подведенный к задней оси, перераспределяется в пропорции, рассчитанной по методике, приведенной в разделе 2.1. Большой момент подводится к заднему наружному (по отношению к направлению поворота) колесу – рис. 14.

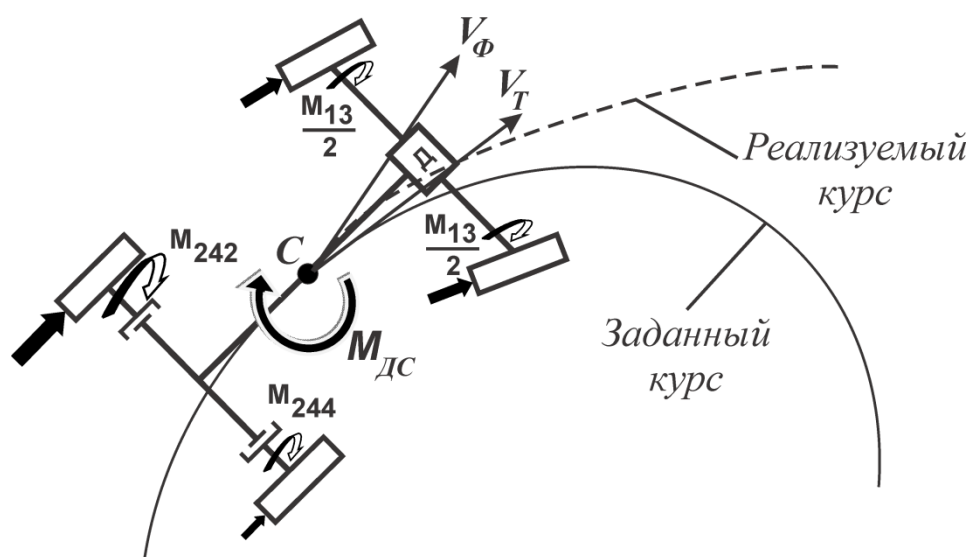


Рис. 14. Криволинейное движение в случае возникновения заноса передней оси

Если $\text{sign}(\Theta_T - \Theta_\phi) \cdot \text{sign}(\theta_{1\varphi}) < 0$, то диагностируется наступление заноса задней оси. В этом случае:

1. происходит автоматическое снижение потребляемой мощности силовой установки (см. раздел 2.3);
2. часть крутящего момента от двигателя перераспределяется на заднюю ось (см. раздел 2.2);
3. между задними ведущими колесами момент, подведенный к задней оси, перераспределяется в пропорции, рассчитанной по методике, приведенной в разделе 2.1. Большой момент подводится к заднему внутреннему (по отношению к направлению поворота) колесу – рис. 15.

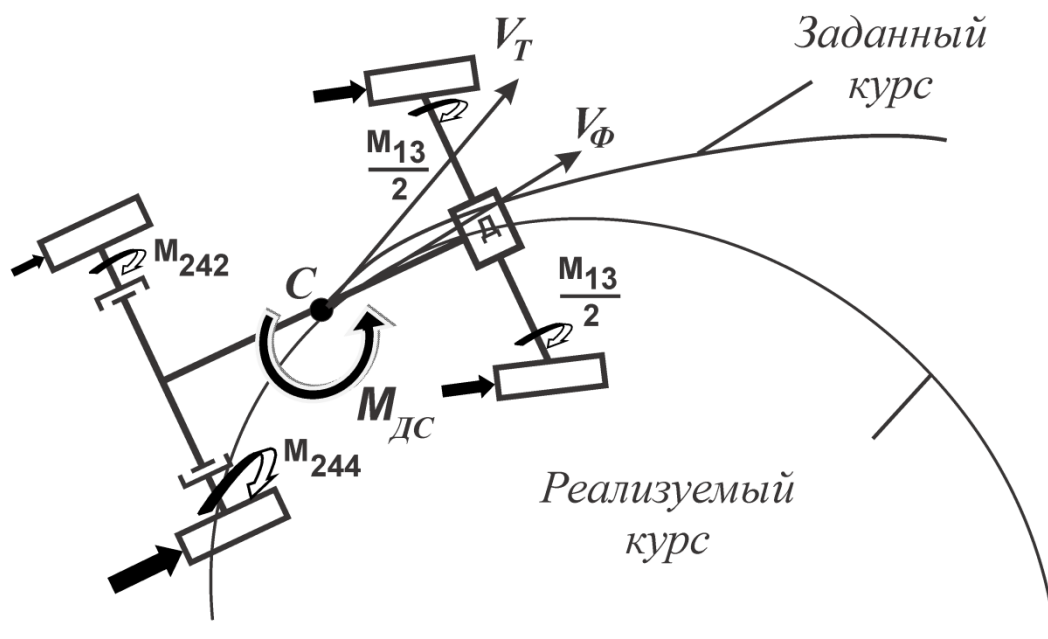


Рис. 15. Криволинейное движение в случае возникновения заноса задней оси

4. Обоснование критериев эффективности работы алгоритмов стабилизации движения колесных машин

Исследование эффективности работы алгоритмов стабилизации движения колесных машин методами имитационного моделирования должно проводиться в соответствии с ГОСТ Р 52302-2004 (СТБ ГОСТ Р 52302-2006) «Автотранспортные средства. Управляемость и устойчивость. Технические требования. Методы испытаний». Однако критерием устойчивости, согласно этому нормативному документу, является максимальная скорость совершения маневров «Поворот» и «Переставка». При работе СДС происходит снижение мощности силовой установки и подтормаживание колес, что автоматически приводит к снижению скорости движения. Таким образом, максимальная скорость не может быть принята в качестве критерия эффективности работы системы.

В то же время, как показано в [17], параметром, характеризующим качество работы системы динамической стабилизации движения КМ, является угол $\beta = \theta_T - \theta_\Phi \neq 0$ между векторами линейных скоростей центра масс: теоретической ($\vec{V}_T$) и фактической ($\vec{V}_\Phi$). Однако в процессе движения данный параметр не остается постоянным, в результате чего необходимо анализировать переходный процесс изменения угла β во времени. В этой ситуации необходимо использовать среднеквадратическое отклонение угла β от нуля, поскольку именно нулевое значение этого параметра является идеальным.

С точки зрения исследования эффективности работы комплексной системы стабилизации, включающей все перечисленные алгоритмы (подтормаживание, подруливание, создание стабилизирующего момента за счет подтормаживания отдельных колес), представляет наибольший интерес анализ того, на сколько процентов каждый из алгоритмов обеспечивает снижение среднеквадратических значений угла β .

Это можно охарактеризовать показателем относительной эффективности O_{ef} , который можно рассчитать по формуле

$$O_{ef} = \left(1 - \frac{CKO_{\beta_{control}}}{CKO_{\beta_0}} \right) \cdot 100\%, \quad (8)$$

где CKO_{β_0} - среднеквадратическое отклонение угла β от нуля для случая движения при отсутствии стабилизирующего управления; $CKO_{\beta_{control}}$ - среднеквадратическое отклонение угла β от нуля для случая движения, когда работает система, создающая стабилизирующее воздействие на машину.

Физический смысл показателя O_{ef} заключается в следующем: он показывает, на сколько процентов снижается среднеквадратическое отклонение угла β от нуля для случая движения, когда работает система, повышающая устойчивость движения машины по сравнению со случаем движения при отсутствии стабилизирующего управления.

5. Исследование эффективности работы алгоритмов стабилизации движения

С целью подтверждения эффективности работы алгоритмов стабилизации движения колесных машин 4x4 с подключаемой задней осью были проведены теоретические исследования с помощью имитационного математического моделирования. Особенности математической модели движения автомобиля рассмотрены в [20-22].

Представлены результаты численного моделирования движения автомобиля, технические характеристики которого приведены в табл. 4.

Таблица 4 Технические характеристики двухосной машины

Название параметра	Обозначение	Размерность	Значение
Расстояния			
от 1-й оси до ц.т.	a	м	1,236
от 2-й оси до ц.т.	b		1,294
база	L		2,53

Название параметра	Обозначение	Размерность	Значение
колея	B		1,54
Момент инерции КМ относительно вертикальной оси, проходящей через центр тяжести	J_z	кг×м ²	400
Сила веса КМ	G_a	Н	16873
Максимальная мощность двигателя при 5600 об/мин	$N_{дв}$	кВт	140
Максимальный крутящий момент двигателя в диапазоне оборотов коленвала 2000...5200 об/мин	M_{max}	Нм	240
Передаточное отношение главной передачи	i_{en}	—	5,8
Передаточные отношения коробки передач:			
1 передача	i_1		3,727
2 передача	i_2	—	2,048
3 передача	i_3		1,393
4 передача	i_4		1,097
5 передача	i_5		0,892

Исследуется движение на трех типах опорного основания: на опорном основании «лед со снегом» (с коэффициентом взаимодействия движителя с опорным основанием при полном буксовании $\mu_{smax} = 0,3$), на опорном основании «сухой асфальт» (с коэффициентом взаимодействия движителя с опорным основанием при полном буксовании $\mu_{smax} = 0,6$), и на опорном основании «микст». Отметим, что под термином «опорное основание» понимается только твердая опорная поверхность. Управляемыми являются колеса передней оси автомобиля.

Моделируется выполнение двух маневров:

1. вход и движение в повороте с фиксированным радиусом (теоретический радиус поворота $R = 9,45$ м).
2. переставка (смена полосы движения).

Выполнение маневров исследовались при постоянном уровне воздействия на педаль акселератора: при движении на асфальте уровень воздействия составлял 0,3; для опорных оснований «лед со снегом» и «микст» - 0,1. Начальная скорость при выполнении

маневров составляла 40 км/ч для асфальтового покрытия и 20 км/ч для остальных типов опорных оснований.

Углы поворота управляемых колес изменялись от нуля до заданного значения в течение 1-ой секунды и далее оставались неизменным. На рис. 16 показаны зависимости изменения углов поворота управляемых колес от времени для маневра «поворот», на рис. 17 – для маневра «переставка».

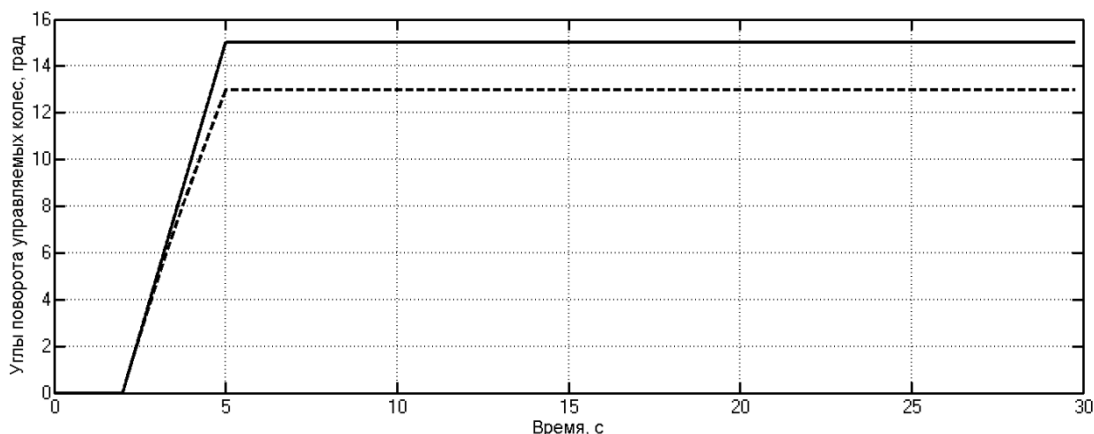


Рис. 16. Углы поворота управляемых колес (маневр «поворот»).

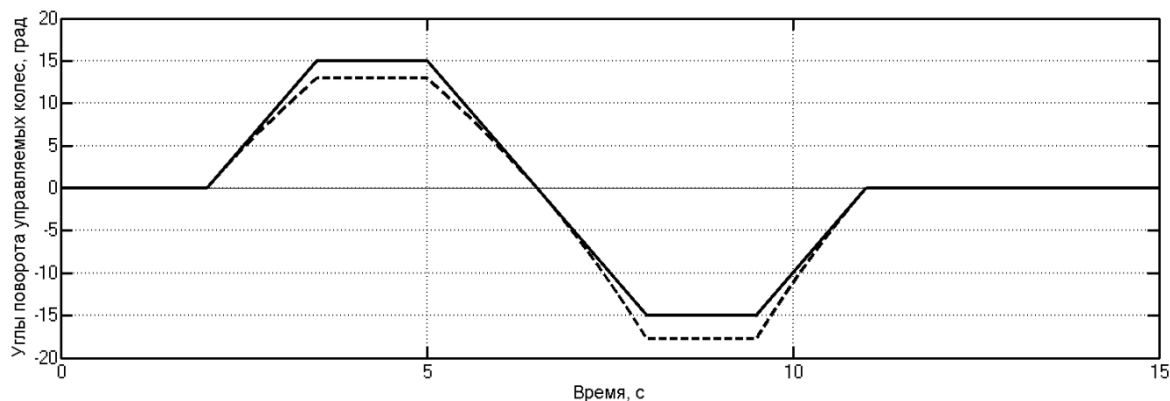


Рис. 17. Углы поворота управляемых колес (маневр «переставка»).

Сочетания алгоритмов стабилизации, для которых проводилось исследование эффективности, представлены в таблице 5.

Таблица 5

№	Алгоритм стабилизации	Условное обозначение	Расшифровка условного обозначения
1.	Без управления	—	—
2.	Создание стабилизирующего момента за счет перераспределения крутящих момен-	«Т»	Torque

№	Алгоритм стабилизации	Условное обозначение	Расшифровка условного обозначения
	тов на различных колесах		
3.	Снижение потребляемой мощности двигателя	«LP»	Low Power
4.	Снижение потребляемой мощности двигателя +Создание стабилизирующего момента за счет перераспределения крутящих моментов на различных колесах	«LP + T»	Low Power + Torque

Проведем исследование эффективности работы алгоритмов стабилизации для двух вариантов работы системы перераспределения крутящих моментов между ведущими осями:

1. перераспределение крутящего момента между осями в диапазоне 100:0 – 50:50 с дальнейшим перераспределением между колесами задней оси в соотношении 0:100;
2. перераспределение крутящего момента между осями в интервале 100:0 – 0:100 с дальнейшим перераспределением между колесами задней оси в соотношении 0:100.

Нарис. 18 – 20 представлены траектории движения автомобиля с перераспределением крутящего момента между ведущими осями в диапазоне 100:0 – 50:50 в повороте при различных сочетаниях алгоритмов стабилизации на различных видах опорного покрытия, на рис. 21 – 23 – то же для маневра «переставка».

Было проведено исследование относительной эффективности каждого из разработанных алгоритмов стабилизации. На рис. 24 – 27 приведены значения показателей относительной эффективности алгоритмов стабилизации для различных условий движения автомобиля с перераспределением крутящего момента между ведущими осями в диапазоне 100:0 – 50:50.

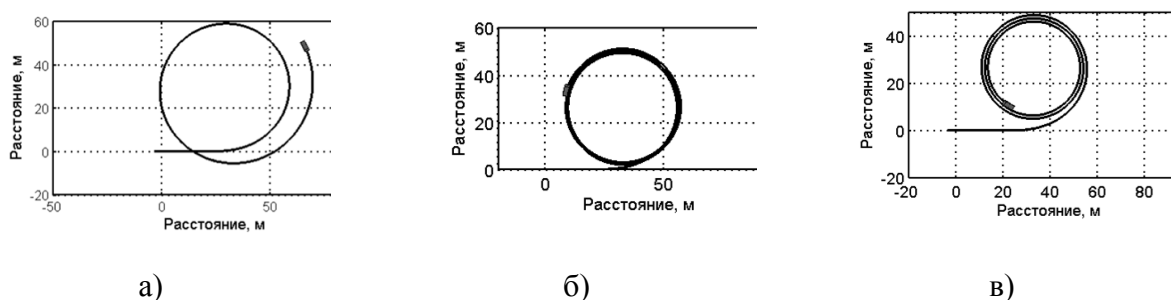


Рис. 18. Траектории движения колесной машины при совершении маневра «поворот» при различных сочетаниях алгоритмов стабилизации («сухой асфальт»):
а) – без управления; б) – «LP»; в) – «LP + T».

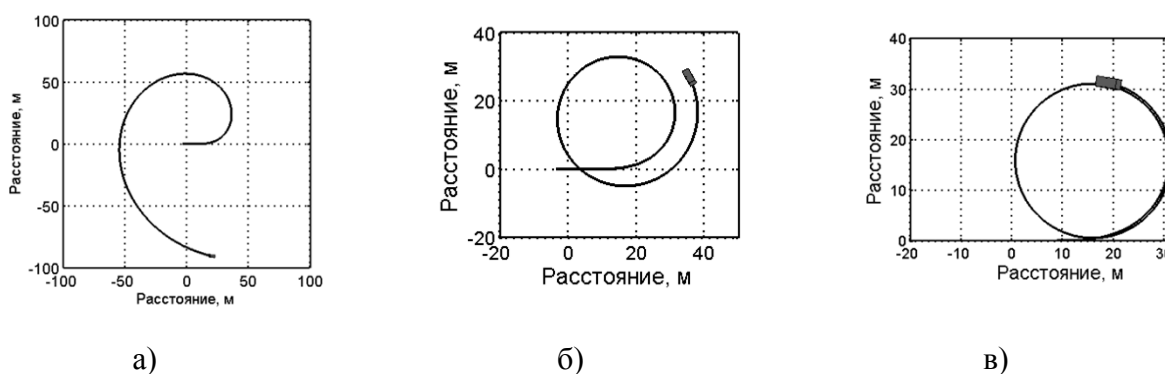


Рис. 19. Траектории движения колесной машины при совершении маневра «поворот» при различных сочетаниях алгоритмов стабилизации («лед со снегом»): а) – без управления; б) – «LP»; в) – «LP + T».

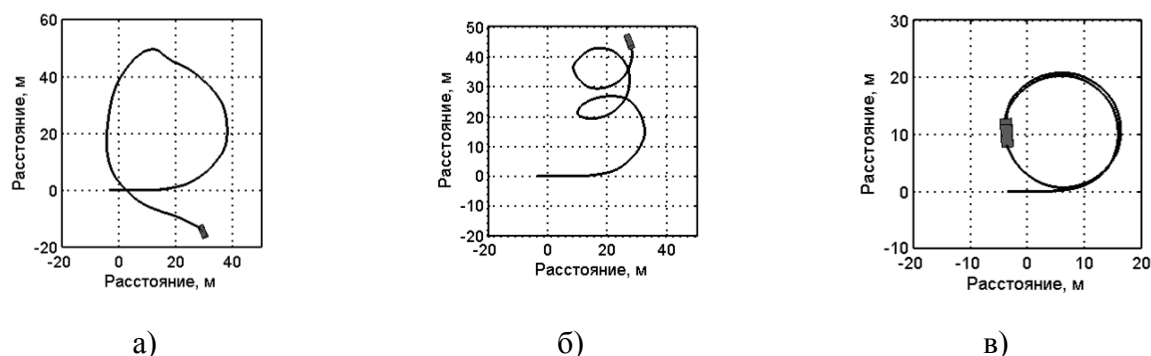


Рис. 20. Траектории движения колесной машины при совершении маневра «поворот» при различных сочетаниях алгоритмов стабилизации («микст»): а) – без управления; б) – «LP»; в) – «LP + T».

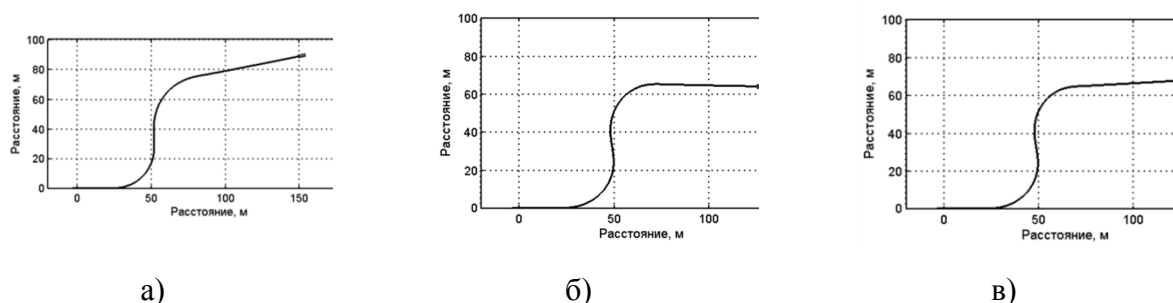


Рис. 21. Траектории движения колесной машины при совершении маневра «переставка» при различных сочетаниях алгоритмов стабилизации («сухой асфальт»): а) – без управления; б) – «LP»; в) – «LP + T».

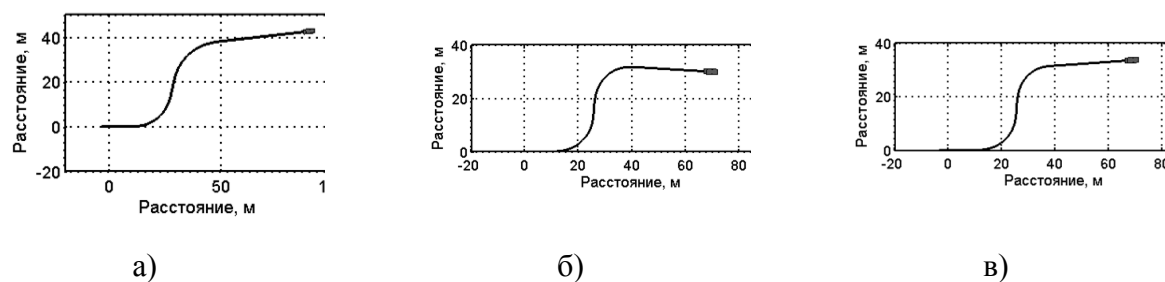


Рис. 22. Траектории движения колесной машины при совершении маневра «переставка» при различных сочетаниях алгоритмов стабилизации («лед со снегом»): а) – без управления; б) – «LP»; в) – «LP + T».

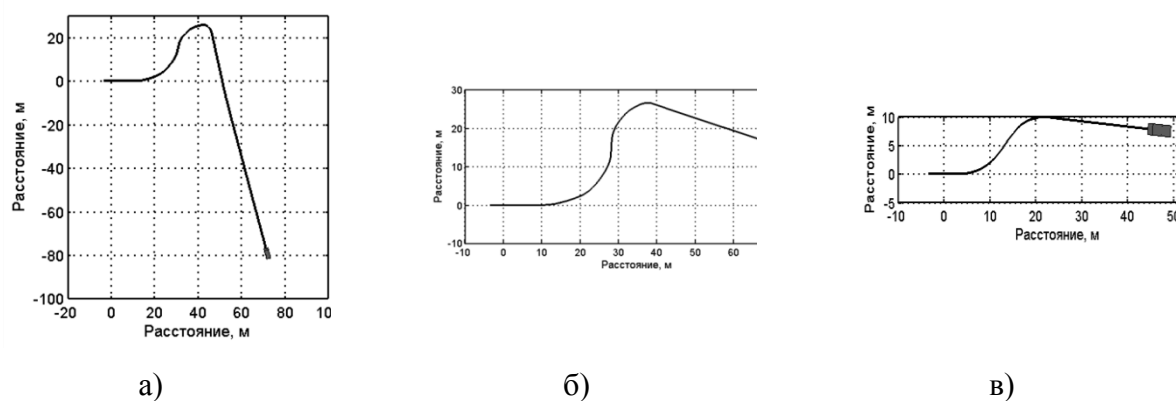


Рис. 23. Траектории движения колесной машины при совершении маневра «переставка» при различных сочетаниях алгоритмов стабилизации («микст»):
а) – без управления; б) – «LP»; в) – «LP + T».

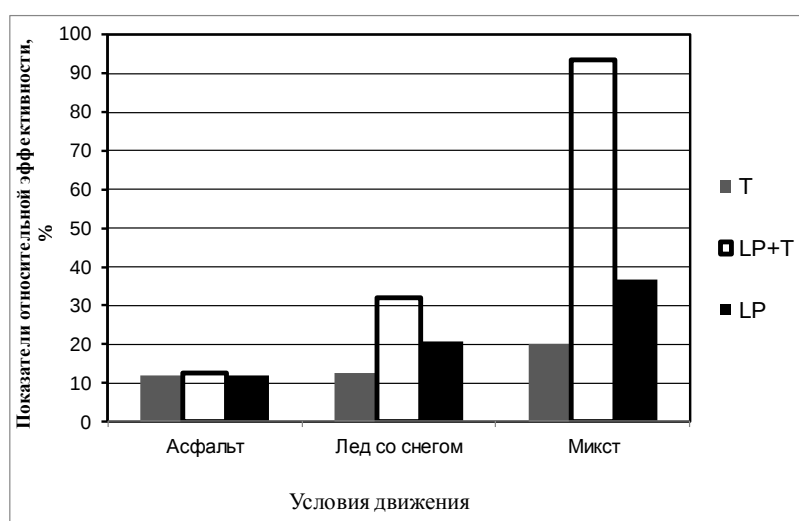


Рис. 24. Значения показателей относительной эффективности алгоритмов стабилизации для различных условий движения. Маневр «поворот».

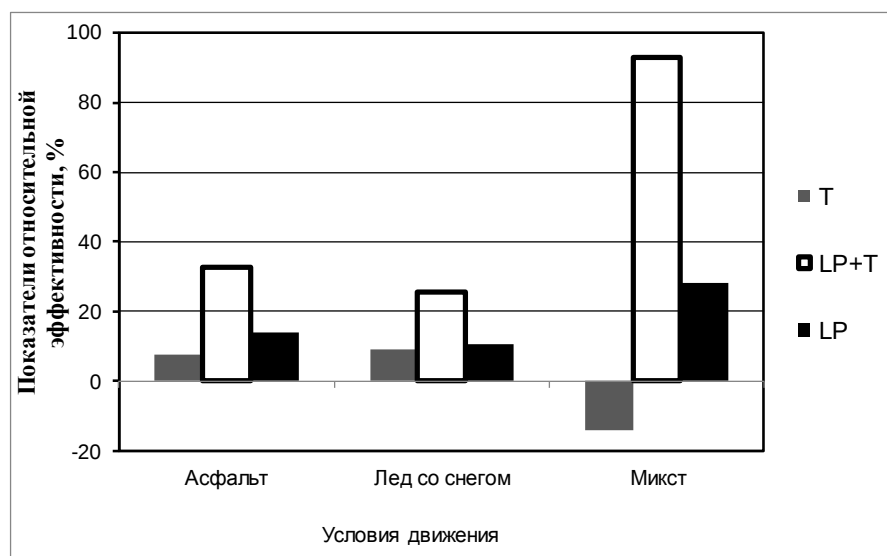


Рис. 25. Значения показателей относительной эффективности алгоритмов стабилизации для различных условий движения. Маневр «переставка».

Анализ графиков на рис. 24 – 27 показывает, что наиболее эффективными для автомобиля с перераспределением крутящего момента между ведущими осями в диапазоне 100:0 – 50:50 являются алгоритмы стабилизации, применяемые в комбинации «LP + T», обеспечивающие снижение среднеквадратических значений угла β на 12...93%. Эффект от применения каждого из этих алгоритмов по отдельности существенно ниже (4...28%), а иногда (например, переставка на «миксте»), они могут лишь ухудшить качество управления автомобилем. Таким образом, комбинация алгоритмов «Снижение потребляемой мощности двигателя + Создание стабилизирующего момента за счет перераспределения крутящих моментов на различных колесах», обеспечивающая повышение курсовой и траекторной устойчивости автомобиля 4x4 с перераспределением крутящего момента между ведущими осями в диапазоне 100:0 – 50:50, является наилучшим вариантом.

На рис. 28 – 30 представлены траектории движения автомобиля с перераспределением крутящего момента между ведущими осями в диапазоне 100:0 – 0:100 и между колесами задней оси в диапазоне 0:100 в повороте при различных сочетаниях алгоритмов стабилизации на различных видах опорного покрытия, на рис. 31 – 33 – то же для маневра «переставка».

На рис 34–37 приведены значения показателей относительной эффективности алгоритмов стабилизации для различных условий движения автомобиля с перераспределением крутящего момента между ведущими осями в диапазоне 100:0 – 0:100.

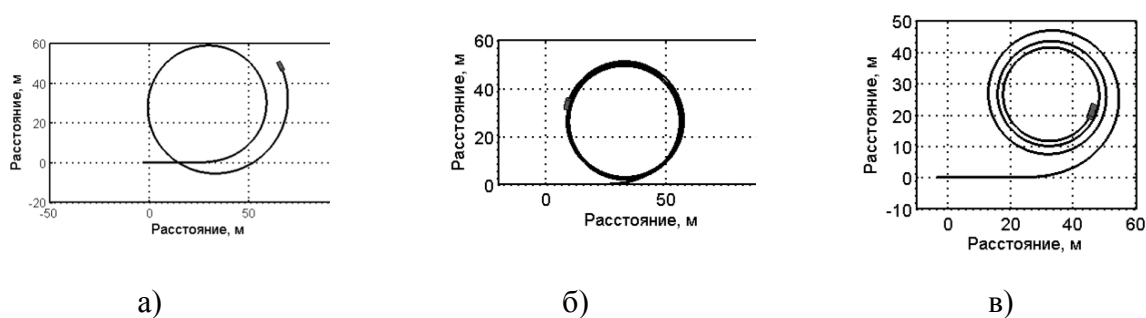


Рис. 26. Траектории движения колесной машины при совершении маневра «поворот» при различных сочетаниях алгоритмов стабилизации («сухой асфальт»):
а) – без управления; б) – «LP»; в) – «LP + T».

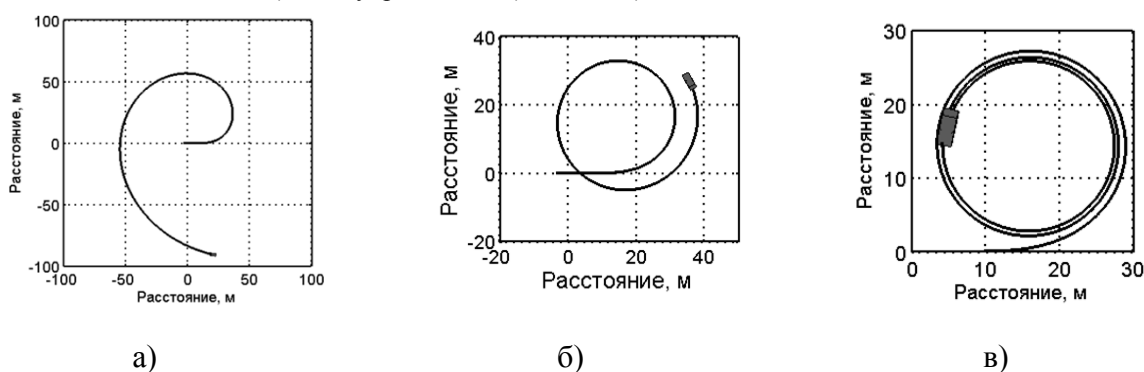
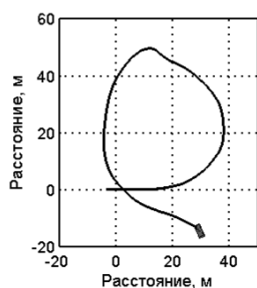
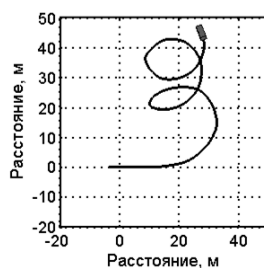


Рис. 27. Траектории движения колесной машины при совершении маневра «поворот» при различных сочетаниях алгоритмов стабилизации («лед со снегом»):
а) – без управления; б) – «LP»; в) – «LP + T».



а)

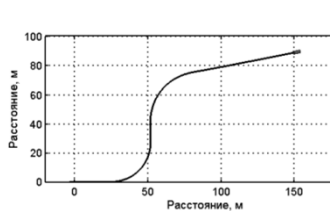


б)

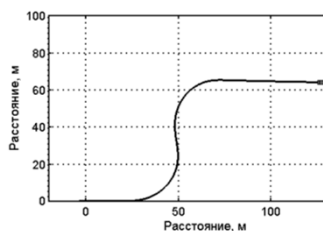


в)

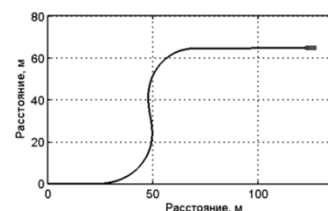
Рис. 28. Траектории движения колесной машины при совершении маневра «поворот» при различных сочетаниях алгоритмов стабилизации («микст»): а) – без управления; б) – «LP»; в) – «LP + T».



а)

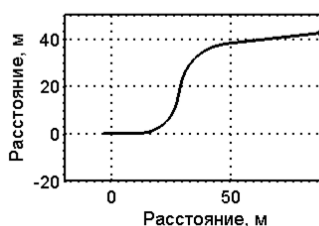


б)

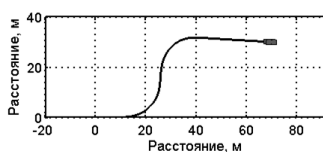


в)

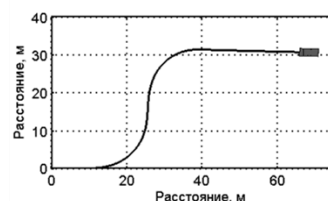
Рис. 29. Траектории движения колесной машины при совершении маневра «переставка» при различных сочетаниях алгоритмов стабилизации («сухой асфальт»): а) – без управления; б) – «LP»; в) – «LP + T».



а)

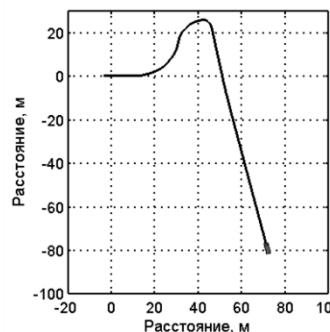


б)

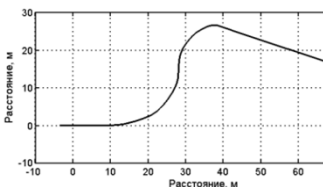


в)

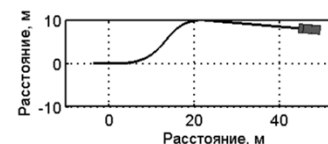
Рис. 30. Траектории движения колесной машины при совершении маневра «переставка» при различных сочетаниях алгоритмов стабилизации («лед со снегом»): а) – без управления; б) – «LP»; в) – «LP + T».



а)



б)



в)

Рис. 31. Траектории движения колесной машины при совершении маневра «переставка» при различных сочетаниях алгоритмов стабилизации («микст»): а) – без управления; б) – «LP»; в) – «LP + T».

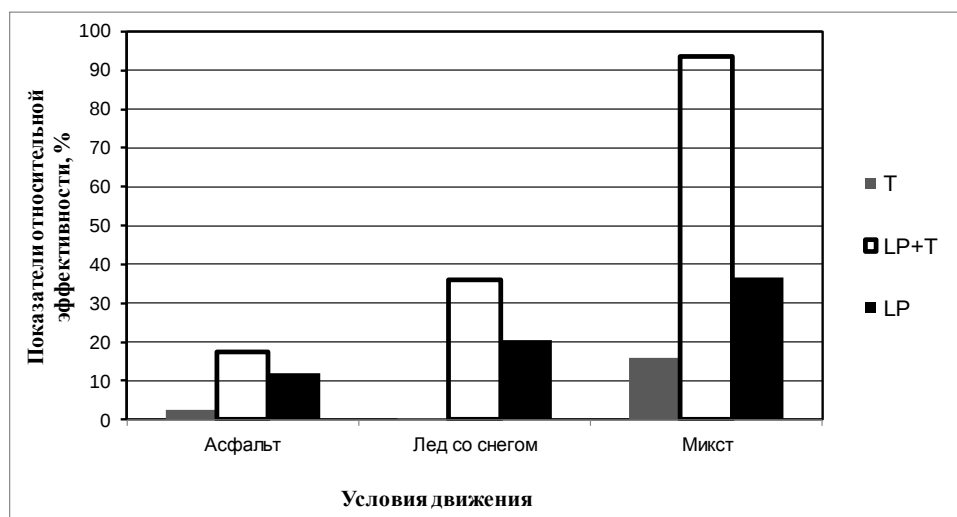


Рис. 35. Значения показателей относительной эффективности алгоритмов стабилизации для различных условий движения. Маневр «поворот».

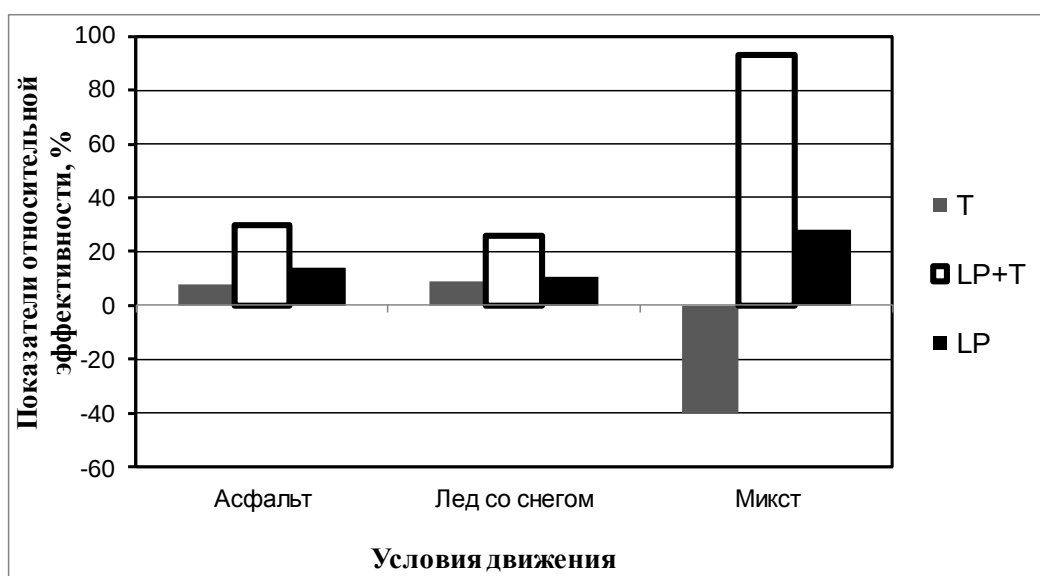


Рис. 37. Значения показателей относительной эффективности алгоритмов стабилизации для различных условий движения. Маневр «переставка».

Анализ графиков на рис. 34 – 37 позволяет сделать следующие выводы. Наиболее эффективными для автомобиля с перераспределением крутящего момента между ведущими осями в диапазоне 100:0 – 0:100 и с перераспределением момента между колесами задней оси в диапазоне 0:100 являются алгоритмы стабилизации, применяемые в комбинации «LP + T», обеспечивающие снижение среднеквадратических значений угла β на 18...93%.

Сравнительный анализ эффективности алгоритмов работы систем динамической стабилизации для двухосных колесных машин, связанных с перераспределением крутящего момента между ведущими осями в диапазоне 100:0 – 0:100 и 100:0 – 50:50 показывает, что эффективность варианта управления 100:0 – 0:100 в повороте выше (до 12%), чем в

случае 100:0 – 50:50, что объясняется большим диапазоном регулирования крутящего момента на ведущих осях.

Заключение

По итогам проведенных исследований можно констатировать, что разработанные алгоритмы перераспределения крутящих моментов между ведущими осями и колесами автомобиля 4x4 с перераспределением крутящего момента между ведущими осями в диапазоне 100:0 – 0:100 и 100:0 – 50:50 и с перераспределением момента между колесами задней оси в диапазоне 0:100 обеспечивают повышение курсовой и траекторной устойчивости машины.

Впервые предложены критерии оценки эффективности работы комплексной системы динамической стабилизации движения КМ, позволяющие проводить анализ того, на сколько процентов каждый из алгоритмов обеспечивает снижение среднеквадратических значений угла между векторами теоретической и фактической линейных скоростей центра масс.

Методами имитационного моделирования установлено, что для автомобиля 4x4 с перераспределением крутящего момента между ведущими осями в диапазоне 100:0 – 50:50 и с перераспределением момента между колесами задней оси в диапазоне 0:100 наиболее эффективными являются алгоритмы стабилизации, применяемые в комбинации «Снижение потребляемой мощности двигателя +Создание стабилизирующего момента за счет перераспределения крутящих моментов на различных колесах», обеспечивающие снижение среднеквадратических значений угла β на 12...93%. Эффект от применения каждого из этих алгоритмов по отдельности существенно ниже (4...28%), а иногда (например, переставка на «миксте»), они могут лишь ухудшить качество управления автомобилем.

Методами имитационного моделирования установлено, что для автомобиля 4x4 с перераспределением крутящего момента между ведущими осями в диапазоне 100:0 – 0:100 и с перераспределением момента между колесами задней оси в диапазоне 0:100 комбинация алгоритмов «Снижение потребляемой мощности двигателя +Создание стабилизирующего момента за счет перераспределения крутящих моментов на различных колесах», обеспечивающая повышение курсовой и траекторной устойчивости на 27...93%, является наилучшим вариантом.

Сравнительный анализ эффективности алгоритмов работы систем динамической стабилизации для двухосных колесных машин, связанных с перераспределением крутяще-

го момента между ведущими осями в диапазоне 100:0 – 0:100 и 100:0 – 50:50 показывает, что эффективность варианта управления 100:0 – 0:100 в повороте выше (до 12%), чем в случае 100:0 – 50:50, что объясняется большим диапазоном регулирования крутящего момента на ведущих осях.

Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования и науки Российской Федерации в рамках договора №9905/17/07-к-12 между ОАО «КАМАЗ» и «Московским государственным техническим университетом имени Н.Э. Баумана»

Список литературы

1. Антонов Д.А. Теория устойчивости движения многоосных автомобилей. М.: Машиностроение, 1978. 232 с.
2. Антонов Д.А. Расчет устойчивости движения многоосных автомобилей. М.: Машиностроение, 1984. 168 с.
3. Агейкин Я.С. Проходимость автомобилей. М.: Машиностроение, 1981. 232 с.
4. Аксенов П.В. Многоосные автомобили. М.: Машиностроение, 1989. 291 с.
5. Литвинов А.С. Устойчивость и управляемость автомобиля. М.: Машиностроение, 1971. 416 с.
6. Фаробин Я.Е. Теория поворота транспортных машин. М.: Машиностроение, 1970. 176 с.
7. Kaoru S., Yoshiaki S. Application of active yaw control to vehicle dynamics by utilizing driving/breaking force // JSAE Rev. 1999. Vol. 20, no. 2. P. 289-295.
8. Tseng H.E., Ashrafi B., Madau D., Allen Brown T., Recker D. The development of vehicle stability control at Ford // IEEE/ASME Transactions on Mechatronics. 1999. Vol. 4, no. 3. P. 223-234. DOI: [10.1109/3516.789681](https://doi.org/10.1109/3516.789681)
9. Sado H., Sakai S., Hori Y. Road condition estimation for traction control in electric vehicle // 1999. ISIE '99. Proceedings of the IEEE International Symposium on Industrial Electronics. Vol. 2, 1999. P. 973-978. DOI: [10.1109/ISIE.1999.798747](https://doi.org/10.1109/ISIE.1999.798747)
10. Mammar S., Baghdassarian V.B. Two-degree-of-freedom formulation of vehicle handling improvement by active steering // Proc. Amer. Contr. Conf., 2000. Vol. 1. P.105-109.
11. Yoshimoto K., Tanaka H., Kawakami S. Proposal of driver assistance system for recovering vehicle stability from unstable states by automatic steering // 1999. (IVEC '99) Proceedings of the IEEE International Vehicle Electronics Conference. Suppl., 1999. P. 514-519. DOI: [10.1109/IVEC.1999.830741](https://doi.org/10.1109/IVEC.1999.830741)
12. Rodriguez A.O. Evaluation of an active steering system: Master's degree project. Stockholm, Sweden, 2004. Available at:

- https://people.kth.se/~kallej/grad_students/rodriguez_orozco_thesis04.pdf , accessed 01.03.2014.
13. Langson W., Alleyne A. Multivariable bilinear vehicle control using steering and individual wheel torques // Proc. Amer. Contr. Conf. 1997. Vol. 2. P. 1136-1140.
 14. Mokhiamar O., Abe M. Active wheel steering and yaw moment control combination to maximize stability as well as vehicle responsiveness during quick lane change for active vehicle handling safety // J. Automobile Eng. 2002. Vol. 216, no. 2. P. 115-124.
 15. Муфта Haldex. Режим доступа: http://www.avco.ru/static/mufta_haldex.html (дата обращения 01.03.2014).
 16. Марохин С.М. Прогнозирование характеристик подвижности спецавтомобиля, оснащённого системами активной безопасности: дис. ... канд. техн. наук. М., 2005. 152 с.
 17. Горелов В.А., Жилейкин М.М., Шинкаренко В.А. Разработка закона динамической стабилизации многоосной колесной машины с индивидуальным приводом движителей // Инженерный журнал: наука и инновации. 2013. № 12. Режим доступа: <http://engjournal.ru/catalog/machin/transport/1029.html> (дата обращения 01.03.2014).
 18. Жилейкин М.М., Федотов И.В., Мардеева Л.Р. Разработка непрерывного закона управления полуактивной системой поддрессирования с нечеткой настройкой параметров // Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2013. № 7. Режим доступа: <http://technomag.edu.ru/doc/567714.html> (дата обращения 01.03.2014). DOI: [10.7463/0713.0567714](https://doi.org/10.7463/0713.0567714)
 19. Штовба С.Д. Проектирование нечетких систем средствами MATLAB. М.: Горячая линия - Телеком, 2007. 288 с.
 20. Котиев Г.О., Сарач Е.Б. Комплексное поддрессирование высокоподвижных двухзвенных гусеничных машин. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010. 184 с.
 21. Горелов В.А., Котиев Г.О. Прогнозирование характеристик криволинейного движения автомобиля с колесной формулой 6×6 при различных законах управления поворотом колёс задней оси // Известия вузов. Машиностроение. 2008. № 1. С.44-55.
 22. Котиев Г.О., Чернышев Н.В., Горелов В.А. Математическая модель криволинейного движения автомобиля с колесной формулой 8×8 при различных способах управления поворотом // Журнал Ассоциации Автомобильных Инженеров. 2009. № 2. С.34-40.

Algorithm of dynamic stabilization system for a car 4x4 with a link rear axle

04, April 2014

DOI: 10.7463/0414.0704685

M.M. Jileikin, A.O. Chulukin

Bauman Moscow State Technical University, 105005, Moscow, Russian Federation

jileikin_m@mail.ru
chulukin@rambler.ru

The slow development of active safety systems of the automobile all-wheel drive vehicles is the cause of lack of researches in the field of power distribution under the specific conditions of movement. The purpose of work is to develop methods to control a curvilinear motion of 4x4 cars with a link to the rear axle that provides the increase in directional and trajectory stability of the car. The paper analyses the known methods to increase wheeled vehicles movement stability. It also offers a method for power flow redistribution in the transmission of the car 4x4 with a link to the rear axle, providing the increase in directional and trajectory stability of the car.

To study the performance and effectiveness of the proposed method a mathematical model of the moving car 4x4 with a link to the rear axle is developed. Simulation methods allowed us to establish the following:

1. for car 4x4 with redistribution of torque between the driving axles in the range of 100:0 - 50:50 and with redistribution of torque between the wheels of the rear axle in the range of 0:100 the most effective are the stabilization algorithms used in combination "Lowering power consumption of the engine + Creation of stabilizing the moment due to the redistribution of torque on different wheels", providing the increase in directional and trajectory stability by 12...93%;
2. for car 4x4 with redistribution of torque between the driving axles in the range 100:0 - 0:100 and with redistribution of torque between the wheels of the rear axle in the range of 0:100 the best option is a combination of algorithms "Lowering power consumption of the engine + Creation of stabilizing moment due to redistribution of torques on different wheels", providing the increase in directional and trajectory stability by 27...93%.

A comparative analysis of algorithms efficiency of dynamic stabilization system operation for two-axle wheeled vehicles depending on the torque redistribution between the driving axles in the range 100:0 - 0:100 and 100:0 - 50:50 shows that the efficiency of 100:0 - 0:100 con-

trol options in a turn is higher (up to 12%), than in case of 100:0 - 50:50 because of the great range of torque regulation on driving axles.

Publications with keywords: [stability](#), [mathematical model](#), [simulation modeling](#), [controllability](#), [control law](#), [wheeled vehicle](#), [active safety](#)

Publications with words: [stability](#), [mathematical model](#), [simulation modeling](#), [controllability](#), [control law](#), [wheeled vehicle](#), [active safety](#)

References

1. Antonov D.A. *Teoriia ustoychivosti dvizheniya mnogoosnykh avtomobilei* [Theory of stability of motion of multiaxial vehicle]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1978. 216 p. (in Russian).
2. Antonov D.A. *Raschet ustoychivosti dvizheniya mnogoosnykh avtomobilei* [Motion stability calculation of multiaxial vehicle]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1984. 168 p. (in Russian).
3. Ageikin Ia.S. *Prokhozimost' avtomobilei* [Cross-country ability of cars]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1981. 230 p. (in Russian).
4. Aksenov P.V. *Mногоосные автомобили* [Multiaxial cars]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1980. 206 p. (in Russian).
5. Litvinov A.S. *Ustoychivost' i upravlyaemost' avtomobilya* [Vehicle stability and controllability]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1971. 416 p. (in Russian).
6. Farobin Ya.E. *Teoriya povorota transportnykh mashin* [Theory of turning of transport vehicles]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1970. 176 p. (in Russian).
7. Kaoru S., Yoshiaki S. Application of active yaw control to vehicle dynamics by utilizing driving/breaking force. *JSAE Rev.*, 1999, vol. 20, no. 2, pp. 289-295.
8. Tseng H.E., Ashrafi B., Madau D., Allen Brown T., Recker D. The development of vehicle stability control at Ford. *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, 1999, vol. 4, no. 3, pp. 223-234. DOI: [10.1109/3516.789681](https://doi.org/10.1109/3516.789681)
9. Sado H., Sakai S., Hori Y. Road condition estimation for traction control in electric vehicle. 1999. *ISIE '99. Proceedings of the IEEE International Symposium on Industrial Electronics*. Vol. 2, 1999, pp. 973-978. DOI: [10.1109/ISIE.1999.798747](https://doi.org/10.1109/ISIE.1999.798747)
10. Mammar S., Baghdassarian V.B. Two-degree-of-freedom formulation of vehicle handling improvement by active steering. *Proc. Amer. Contr. Conf.*, 2000, vol. 1, pp.105-109.
11. Yoshimoto K., Tanaka H., Kawakami S. Proposal of driver assistance system for recovering vehicle stability from unstable states by automatic steering. 1999. *(IVEC '99) Proceedings of the IEEE International Vehicle Electronics Conference. Suppl.*, 1999, pp. 514-519. DOI: [10.1109/IVEC.1999.830741](https://doi.org/10.1109/IVEC.1999.830741)

12. Rodriguez A.O. *Evaluation of an active steering system Master's degree project*. Stockholm, Sweden, 2004. Available at: https://people.kth.se/~kallej/grad_students/rodriguez_orozco_thesis04.pdf , accessed 01.03.2014.
13. Langson W., Alleyne A. Multivariable bilinear vehicle control using steering and individual wheel torques. *Proc. Amer. Contr. Conf.*, 1997, vol. 2, pp. 1136-1140.
14. Mokhiamar O., Abe M. Active wheel steering and yaw moment control combination to maximize stability as well as vehicle responsiveness during quick lane change for active vehicle handling safety. *J. Automobile Eng.*, 2002, vol. 216, no. 2, pp. 115-124.
15. Mufta Haldex [Haldex socket]. Available at: http://www.avco.ru/static/mufta_haldex.html, accessed 01.03.2014. (in Russian).
16. Marokhin S.M. *Prognozirovanie kharakteristik podvizhnosti spetsavtomobilya, osnashchennogo sistemami aktivnoy bezopasnosti. Kand. diss.* [Forecasting of mobility characteristics of special vehicle equipped with active safety systems. Cand. diss.]. Moscow, 2005. 152 p. (in Russian).
17. Gorelov V.A., Zhileikin M.M., Shinkarenko V.A. [Controlling dynamic stabilization of a multi-wheeled vehicle with an individual propulsor drive]. *Inzhenernyy zhurnal: nauka i innovatsii - Engineering Journal: Science and Innovation*, 2013, no. 12. Available at: <http://engjournal.ru/eng/catalog/machin/transport/1029.html> , accessed 01.03.2014. (in Russian).
18. Jileikin M.M., Fedotov I.V., Mardeeva L.R. [Development of a continuous control law for a semi-active suspension system with a fuzzy configuration of parameters]. *Nauka i obrazovanie MGTU im. N.E. Baumana - Science and Education of the Bauman MSTU*, 2013, no. 7. DOI: [10.7463/0713.0567714](https://doi.org/10.7463/0713.0567714) (in Russian).
19. Shtovba S.D. *Proektirovanie nechetkikh sistem sredstvami MATLAB* [Design of fuzzy systems by means of MATLAB]. Moscow, Goriachaia liniia –Telekom Publ., 2007. 288 p. (in Russian).
20. Kotiev G.O., Sarach E.B. [Complex cushioning of highly mobile two-element caterpillar machines]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2010. 184 p. (in Russian).
21. Gorelov V.A., Kotiev G.O. [Forecasting characteristics of curvilinear motion of the car with the wheel formula 6x6 at various algorithms of steering of turn by a back axis]. *Izvestiia vysshikh uchebnykh zavedenii. Mashinostroenie - Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building*, 2008, no. 1, pp. 44–55. (in Russian).

22. Kotiev G.O., Chernyshev N.V., Gorelov V.A. [Mathematical model of the curvilinear motion of vehicle with wheel formula 8×8 at various ways of turning control]. *Zhurnal AAI (Zhurnal avtomobil'nykh inzhenerov)* - *Journal of Automotive Engineers*, 2009, no. 2, pp. 34–40. (in Russian).