

# Транспортное и энергетическое машиностроение

УДК 629.33

## Алгоритм работы системы динамической стабилизации для заднеприводного двухосного автомобиля\*

М.М. Жилейкин

МГТУ им. Н.Э. Баумана, 105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1

## An Algorithm of Work of the Dynamic Stabilization System for a Two-axle Rear-Wheel Drive Car

M.M. Zhileykin

BMSTU, 105005, Moscow, Russian Federation, 2<sup>nd</sup> Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1



e-mail: jileykin\_m@mail.ru



Исследуя тенденции развития современного автомобилестроения, можно увидеть, что производители постоянно повышают уровень контроля параметров движения колесных транспортных средств, чтобы добиться максимальной устойчивости и управляемости автомобилей. В настоящее время на автомобильном рынке по-прежнему значительная доля принадлежит бюджетным передне- и заднеприводным моделям, трансмиссии которых не обеспечивают возможность перераспределения крутящих моментов между колесами. Изменение моментов в данном случае может происходить только путем подтормаживания отдельных колес. Целью работы является создание методов повышения устойчивости и управляемости двухосных заднеприводных автомобилей. Предложен алгоритм работы системы динамической стабилизации заднеприводных двухосных автомобилей за счет подтормаживания колес и корректирующего изменения углов поворота управляемых колес (подруливания), обеспечивающий повышение курсовой и траекторной устойчивости автомобиля. Методами имитационного моделирования установлено, что наиболее эффективными являются алгоритмы стабилизации, применяемые в комбинации «снижение потребляемой мощности двигателя + создание стабилизирующего момента за счет перераспределения крутящих моментов на различных колесах + подруливание». Они обеспечивают повышение эффективности стабилизации автомобиля на 20...90 %.

**Ключевые слова:** колесная машина, активная безопасность, математическая модель, имитационное моделирование, устойчивость, управляемость.



Examining the trends in the automotive industry, one can see that car manufacturers are constantly improving the level of control over the parameters of motion of wheeled vehicles

\* 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 им. Н.Э. Баумана.

to achieve maximum stability and controllability of the car. Currently, budget front- and rear-wheel drive models still represent the lion's share of the automotive market. Their transmissions do not provide the possibility of torque re-distribution between the wheels. In this case, the torque can be changed only through partial braking of individual wheels. The purpose of this work is to develop methods to increase stability and controllability of two-axle rear-wheel drive vehicles. The author proposes an algorithm of work of the dynamic stabilization system for rear-wheel drive two-axle vehicles through partial braking of the wheels and corrective changing of the rotation angle of the steering wheels (corrective steering). This improves the longitudinal and trajectory stability of the vehicle. Using the simulation modelling methods, it has been established that the most efficient are the algorithms that are used in the following combination: engine input power reduction + creation of a stabilizing moment through re-distribution of torque on individual wheels + corrective steering. Such algorithms make vehicle stabilization more efficient by 20...90%.

**Keywords:** wheeled vehicle, active safety, control algorithm, mathematical model, simulation modeling, stability, controllability.

Управляемость и устойчивость — важнейшие эксплуатационные свойства автомобиля и составляющие активной безопасности его движения. Оценке этих свойств придается большое значение. Как известно, системы активной безопасности автомобиля предназначены для предотвращения аварийной ситуации. Применение этих систем позволяет в различных критических ситуациях сохранить контроль над автомобилем, т. е. сохранить его курсовую устойчивость и управляемость.

Система динамической стабилизации (СДС) позволяет удерживать автомобиль в пределах заданной водителем траектории при различных режимах движения (разгон, торможение, движение по прямой и в поворотах, свободное качение).

В настоящее время за рубежом большое внимание уделяется вопросам создания систем активной безопасности автомобиля, обеспечивающих повышение его устойчивости и управляемости. Исследования ведутся по двум направлениям.

Во-первых, создаются СДС, принцип действия которых основан на изменении крутящих моментов, подводимых к ведущим колесам. Все более актуальным и целесообразным становится использование различных систем полного привода. Благодаря распределению тягового усилия на все колеса весь вес автомобиля можно использовать в качестве сцепного, что положительно сказывается на динамических качествах и проходимости автомобиля, а также позволяет реализовать алгоритмы управления, улучшающие его управляемость и курсовую устойчивость. Разработке этих методов посвящены, например, работы [1, 2].

Однако на автомобильном рынке по-прежнему львиную долю занимают бюджетные

передне- и заднеприводные модели, трансмиссии которых не обеспечивают возможность перераспределения крутящих моментов между колесами. Изменение моментов в данном случае происходит только за счет подтормаживания отдельных колес.

Срабатывает СДС в опасных ситуациях, когда возможна или уже произошла потеря управляемости автомобилем. Путем подтормаживания 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, т. е. по радиусу большему, чем радиус поворота. Система динамической стабилизации в этом случае подтормаживает заднее колесо, идущее по внутреннему радиусу поворота, придавая автомобилю бóльшую поворачиваемость и направляя его в поворот. Одновременно с подтормаживанием колес СДС снижает обороты двигателя. Если при прохождении поворота происходит занос задней части автомобиля, СДС активизирует тормоз переднего колеса, перемещающегося по наружному радиусу поворота. Таким образом появляется момент противовращения, исключая боковой занос.

Во-вторых, повышение устойчивости и управляемости обеспечивают за счет введения автоматического корректирующего изменения угла поворота управляемых колес (подруливания) [3–5].

Возможно комбинированное управление на основе указанных подходов [6].

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

Целью работы является создание методов повышения устойчивости и управляемости двухосных заднеприводных автомобилей.

**Математическая модель трансмиссии заднеприводного двухосного автомобиля.** Рассмотрим схему трансмиссии автомобиля 4×2 с задней ведущей осью (рис. 1).

Работа трансмиссии, схема которой изображена на рис. 1, описывается следующей системой уравнений:

$$\begin{cases} J_k \dot{\omega}_{k1} = -M_1; \\ J_k \dot{\omega}_{k2} = \frac{M_{24}}{2} i_{ГП} - M_2; \\ J_k \dot{\omega}_{k3} = -M_3; \\ J_k \dot{\omega}_{k4} = \frac{M_{24}}{2} i_{ГП} - M_4; \\ \dot{\omega}_{дв} = i_{ГП} i_{КП} \frac{\dot{\omega}_{k2} + \dot{\omega}_{k4}}{2}; \\ J_{дв} \dot{\omega}_{дв} = h_{др} M_{дв} - \frac{M_{24}}{i_{КП}}, \end{cases} \quad (1)$$

где  $J_k$  — момент инерции колеса;  $\dot{\omega}_{ki}$  — угловое ускорение вращения  $i$ -го колеса;  $M_i$  — момент сопротивления на  $i$ -м колесе;  $M_{24}$  — крутящий момент, приведенный к заднему валу трансмиссии;  $J_{дв}$  — момент инерции двигателя;  $\dot{\omega}_{дв}$  — угловое ускорение вращения вала двигателя;  $M_{дв}$  — крутящий момент, развиваемый двигателем;  $i_{КП}$  — передаточное отношение коробки передач;  $i_{ГП}$  — передаточное отношение главной передачи задней оси;  $h_{др} = 0...1$  — ко-

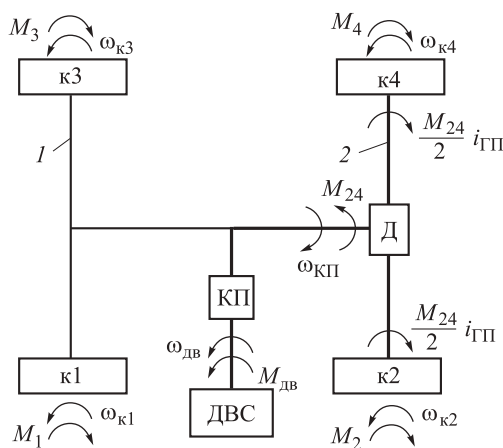


Рис. 1. Схема трансмиссии автомобиля с задней ведущей осью:

1 — передняя ось; 2 — задняя ось; к1...к4 — колеса; КП — коробка передач; ДВС — двигатель внутреннего сгорания; Д — симметричный неуправляемый межколесный дифференциал

эффициент, характеризующий положение педали дросселя (органа управления подачей топлива).

Момент сопротивления на  $i$ -м колесе

$$M_i = M_{Ti} + R_{ix} r_k, \quad (2)$$

где  $M_{Ti}$  — тормозной момент на  $i$ -м колесе;  $R_{ix}$  — проекция силы взаимодействия  $i$ -го колеса с опорным основанием на направление плоскости колеса;  $r_k$  — расстояние от оси колеса до опорной поверхности.

**Алгоритм работы системы динамической стабилизации путем подтормаживания отдельных колес для заднеприводных автомобилей 4×2.** На автомобилях, трансмиссия которых не оснащена системами перераспределения крутящего момента, стабилизирующий момент можно создавать только подтормаживанием отдельных колес. Для заднеприводных двухосных автомобилей, как показано в работе [7], максимальная устойчивость движения обеспечивается при торможении только колесами задней оси.

В качестве параметра, характеризующего степень поворачиваемости колесной машины (КМ), предлагается использовать угол  $\beta = \theta_t - \theta_\phi \neq 0$  между теоретическим  $V_t$  и фактическим  $V_\phi$  векторами линейных скоростей центра масс (рис. 2).

Для обеспечения работы СДС необходимо определять текущую скорость автомобиля. Составляющие этой скорости вычисляют путем интегрирования производных  $dV_x/dt$  и  $dV_y/dt$ , которые определяются следующим образом:

$$\frac{dV_x}{dt} = a_x + \omega_z V_y;$$

$$\frac{dV_y}{dt} = a_y - \omega_z V_x,$$

где  $V_x, V_y$  — проекции вектора скорости центра масс автомобиля на оси подвижной системы координат;  $a_x, a_y$  — линейные ускорения центра масс машины в проекции на оси  $X$  и  $Y$ ;  $\omega_z$  — угловая скорость машины относительно вертикальной оси, проходящей через центр масс автомобиля.

После этого находят  $\text{tg } \theta_\phi$  — текущее (фактическое) значение тангенса угла между вектором скорости и продольной осью автомобиля (см. рис. 2), а также  $\text{tg } \theta_t$  — теоретическое значение тангенса этого угла. Курсовая устойчивость автомобиля обеспечивается при ра-

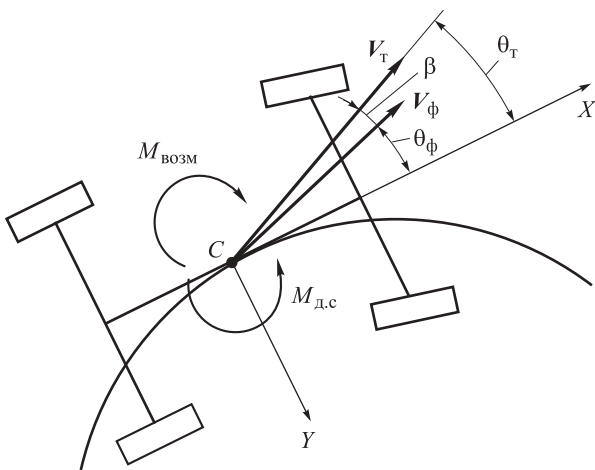


Рис. 2. Угол  $\beta$  отклонения вектора скорости от продольной оси автомобиля:

$M_{\text{возм}}$  — внешний возмущающий момент;  $M_{\text{д.с}}$  — момент динамической стабилизации

венстве этих углов, а следовательно, и их тангенсов.

Значения  $\text{tg } \theta_\phi$  и  $\text{tg } \theta_\tau$  вычисляют по формулам

$$\text{tg } \theta_\phi = \frac{V_y}{V_x};$$

$$\text{tg } \theta_\tau = \frac{L-a}{L} \text{tg } \theta_{1\text{cp}},$$

где  $L$  — длина базы автомобиля;  $a$  — расстояние от центра масс автомобиля до передней оси;  $\theta_{1\text{cp}}$  — средний угол поворота передних (левого и правого) управляемых колес.

*Прямолинейное движение.* Условием прямолинейного движения будем считать

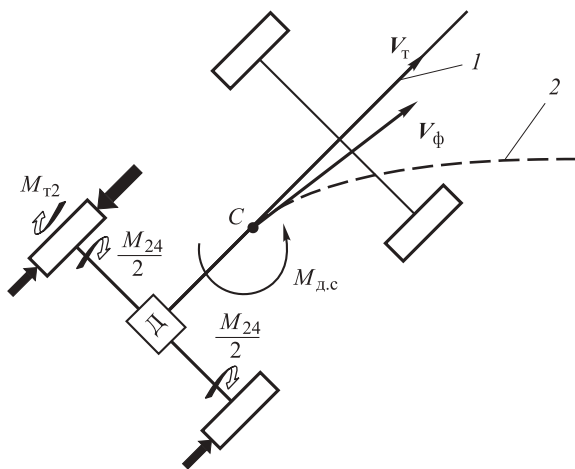


Рис. 3. Прямолинейное движение в случае возникновения заноса:  
1 — заданный курс; 2 — непреднамеренный курс

$$|\theta_{1\text{cp}}| \leq 3^\circ. \quad (3)$$

При этом, если

$$|\beta| = |\theta_\tau - \theta_\phi| \leq 3^\circ, \quad (4)$$

стабилизирующего подтормаживания колес не требуется.

Если условие (3) выполняется, а условие (4) не выполняется (рис. 3), то:

- происходит автоматическое снижение потребляемой мощности силовой установки [8];
- на одно из колес задней ведущей оси подается тормозной момент, рассчитанный по приведенной далее методике. При этом, если  $\beta > 0$ , подтормаживается правое колесо задней оси, а если  $\beta < 0$  — левое колесо.

*Криволинейное движение.* Если условие (3) не выполняется, будем считать движение криволинейным. При этом, если выполняется условие (4), стабилизирующего подтормаживания не требуется.

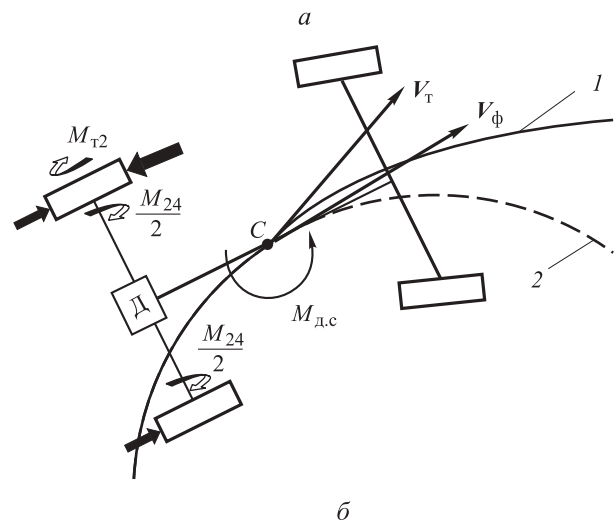
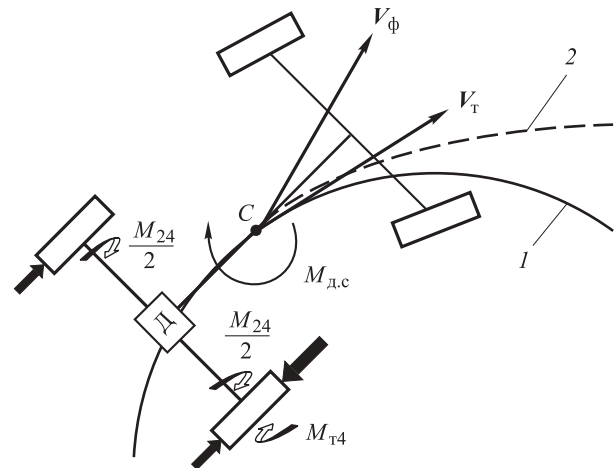


Рис. 4. Криволинейное движение в случае возникновения заноса передней (а) и задней (б) осей:  
1 — заданный курс; 2 — непреднамеренный курс

Если  $\text{sign}(\theta_t - \theta_\phi)\text{sign}(\theta_{1cp}) > 0$ , то диагностируется наступление заноса *передней* оси (рис. 4, а). В этом случае:

1) происходит автоматическое снижение потребляемой мощности силовой установки [8];

2) к внутреннему заднему (по отношению к направлению поворота) колесу подводится момент торможения, рассчитанный по приведенной далее методике.

Если  $\text{sign}(\theta_t - \theta_\phi)\text{sign}(\theta_{1cp}) < 0$ , то диагностируется наступление заноса *задней* оси (рис. 4, б). В этом случае:

1) происходит автоматическое снижение потребляемой мощности силовой установки [8];

2) к внешнему заднему (по отношению к направлению поворота) колесу подводится момент торможения, рассчитанный по приведенной далее методике.

**Определение степени использования максимального тормозного момента.** Как известно [8], требования к перераспределению крутящих моментов на колесах автомобиля в целях повышения устойчивости и управляемости противоречивы и зависят от условий, в которых находится колесный движитель. Например, при прямолинейном движении со значительной нагрузкой (по бездорожью, с нагрузкой на крюке, на подъем) предпочтительной является заблокированная трансмиссия. В случае же движения 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 перечисленных алгоритмов необходимо знать зависимости 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 широкое применение находят нечеткие модели и алгоритмы управления [9].

Известно, что нечеткое управление основано не столько на использовании аналитических или теоретических моделей, сколько на

практическом применении знаний квалифицированных специалистов. Эти знания представлены 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) для улучшения процессов управления и оказания помощи по настройке типовых регуляторов. Из вышесказанного следует, что задача создания метода адаптации регулятора, реализующего опыт экспертов, становится актуальной.

Настройка регулятора осуществляется в несколько этапов [10].

*Процедура фаззификации.* Введем две входные  $X_1$ ,  $X_2$  и одну выходящую  $Y$  лингвистические переменные:

$X_1$  — модуль разности углов направлений теоретического и фактического векторов скоростей  $|\beta| = |\theta_t - \theta_\phi|$ ;

$X_2$  — модуль скорости изменения разности углов направлений теоретического и фактического векторов скоростей  $|\dot{\beta}|$ ;

$Y_1$  — степень *sVi* использования максимального тормозного момента.

Введем следующие термы для всех лингвистических переменных: «высокий уровень» (ВУ); «средний уровень» (СУ); «низкий уровень» (НУ).

Для завершения процедуры фаззификации построим функции принадлежности для каждой лингвистической переменной (рис. 5). Процедура определения значений функций принадлежности подробно описана в работе [10].

*Правила и механизм нечеткого логического вывода.* Следующий этап — разработка нечетких правил. Большинство нечетких систем используют продукционные правила, связывающие лингвистические переменные [10]. Совокупность таких правил описывает стратегию принятия решения, применяемую в данной задаче.

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

При вычислении значения выходной переменной будем использовать нечеткий логический вывод Мамдани [10]. Эта процедура

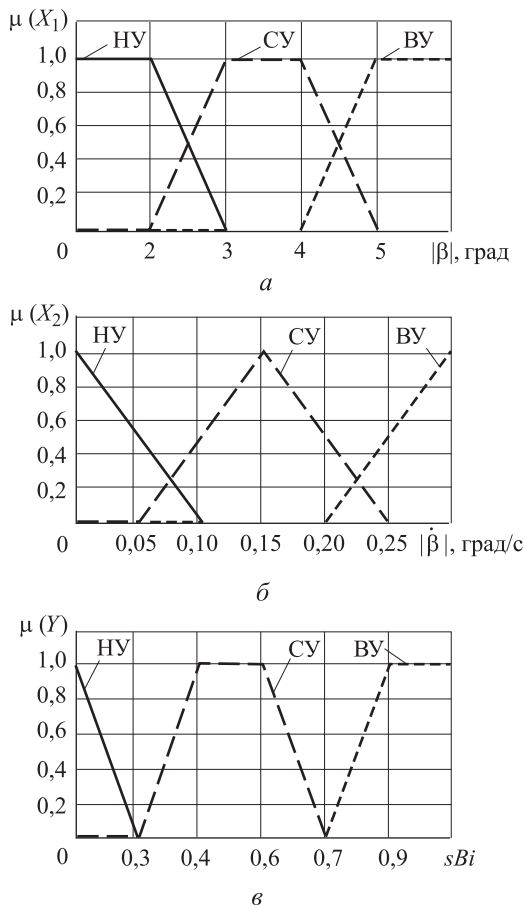


Рис. 5. Функции принадлежности входных переменных  $X_1$  (а),  $X_2$  (б) и выходной переменной  $Y$  (в)

включает два этапа: обобщение и заключение.

Пример нечеткого правила выглядит следующим образом:

ЕСЛИ  $X_1$  = «высокий уровень» И  $X_2$  = «низкий уровень», ТО  $Y$  = «высокий уровень».

Полный набор нечетких правил приведен в таблице.

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

$$\mu_j(Y) = \min[\mu_j(X_1), \mu_j(X_2)], \quad (6)$$

Таблица нечетких правил для выходной переменной  $Y$

$X_2$	$X_1$		
	НУ	СУ	ВУ
НУ	НУ	СУ	ВУ
СУ	ВУ	СУ	НУ
ВУ	СУ	НУ	НУ

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

Операция импликации означает «срезание» функции принадлежности  $\mu_j(Y)$ .

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  $\mu_j(Y)$  требуется провести операцию *агрегирования* (объединения) нечеткого множества  $\mu(Y) = [\mu_1(Y), \mu_2(Y), \dots, \mu_n(Y)]$ , которая обычно реализуется операцией взятия максимума [12].

*Процедура дефаззификации.* На последнем этапе необходимо осуществить переход от нечетких значений выходной величины  $Y$  к четкому числовому значению. Эта операция называется *дефаззификацией* (устранением нечеткости). Наиболее часто применяют дефаззификацию по методу центра тяжести [10].

**Исследование эффективности работы алгоритмов стабилизации движения.** В целях подтверждения эффективной работы алгоритмов стабилизации движения заднеприводных двухосных КМ были проведены теоретические исследования с помощью имитационного математического моделирования. Особенности математической модели движения автомобиля рассмотрены в [11].

В качестве объекта моделирования использовали заднеприводную двухосную машину.

**Технические характеристики моделируемой двухосной машины**

Расстояния, м:	
от передней оси до центра масс	1,236
от задней оси до центра масс	1,294
Длина базы, м	2,530
Ширина колеи, м	1,540
Момент инерции КМ относительно вертикальной оси, проходящей через центр тяжести, кг · м <sup>2</sup>	400
Вес КМ, Н	16 873
Максимальная мощность двигателя при 5 600 об/мин, кВт	140
Максимальный крутящий момент двигателя при вращении коленчатого вала со скоростью 2 000...5 200 об/мин, Н · м	240
Передаточное отношение главной передачи	5,8

Передаточные отношения коробки передач:

1-я передача .....	3,727
2-я передача .....	2,048
3-я передача .....	1,393
4-я передача .....	1,097
5-я передача .....	0,892

Исследовано движение на трех типах опорного основания:

1) «лед со снегом» (с коэффициентом взаимодействия движителя с опорным основанием при полном буксовании  $\mu_{s \max} = 0,3$ );

2) «сухой асфальт» (с  $\mu_{s \max} = 0,6$ );

3) «микст».

Отметим, что под термином «опорное основание» понимается только твердая опорная поверхность. Управляемыми являлись колеса передней оси автомобиля.

Проведено моделирование двух маневров:

1) вход в поворот и движение в повороте с фиксированным радиусом;

2) переставка (смена полосы движения).

Выполнение маневров исследовали при постоянном уровне воздействия на педаль акселератора: 0,3 при движении на асфальте и 0,1 для опорных оснований «лед со снегом» и «микст». Начальная скорость при выполнении маневров составляла 40 км/ч для асфальтового покрытия и 20 км/ч для остальных типов опорных оснований.

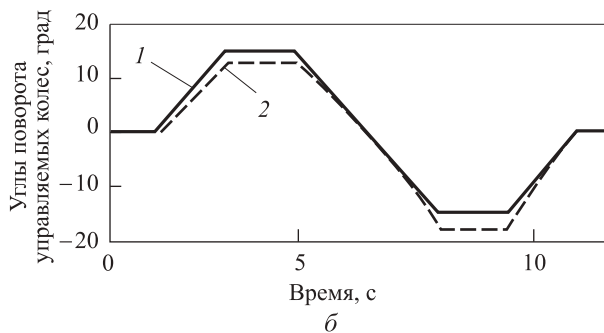
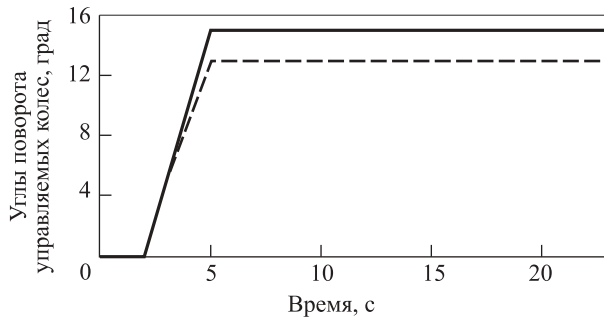


Рис. 6. Изменение углов поворота управляемых колес:

а — при маневре «поворот»; б — при маневре «переставка»

На рис. 6 показаны зависимости изменения углов поворота управляемых колес для различных маневров.

Проведено исследование эффективности различных алгоритмов стабилизации и их сочетаний.

**Обозначение алгоритмов стабилизации**

Подруливание ..... S (Steering)

Создание стабилизирующего момента

за счет перераспределения крутящих

моментов на различных колесах ..... T (Torque)

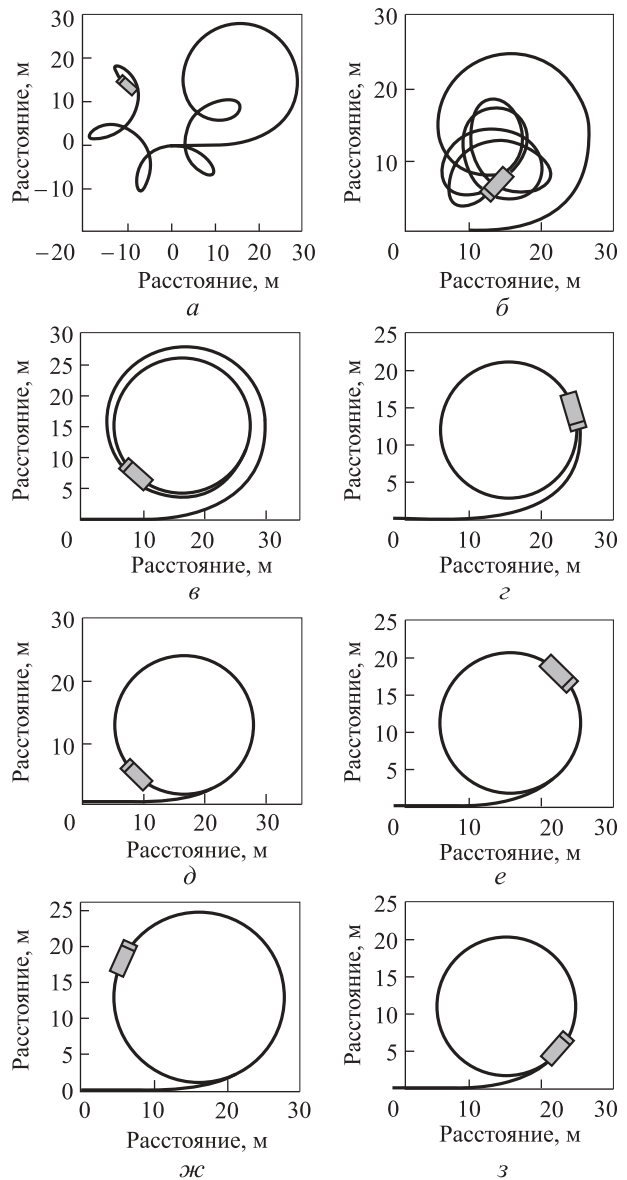


Рис. 7. Траектории движения колесной машины при совершении маневра «поворот» на опорном основании «лед со снегом» при различных алгоритмах стабилизации:

а — без управления; б — S; в — T; г — T + S; д — LP; е — LP + S; ж — LP + T; з — LP + T + S

Подруливание + создание стабилизирующего момента за счет перераспределения крутящих моментов на различных колесах . . . . . T + S  
(Torque + Steering)

Снижение потребляемой мощности двигателя . . . . . LP (Low Power)

Снижение потребляемой мощности двигателя + подруливание . . . . . LP + S (Low Power + Steering)

Снижение потребляемой мощности двигателя + создание стабилизирующего момента за счет перераспределения крутящих моментов на различных колесах . . . . . LP + T (Low Power + Torque)

Снижение потребляемой мощности двигателя + создание стабилизирующего момента за счет перераспределения крутящих моментов на различных колесах + подруливание . . . . . LP + T + S (Low Power + Torque + Steering)

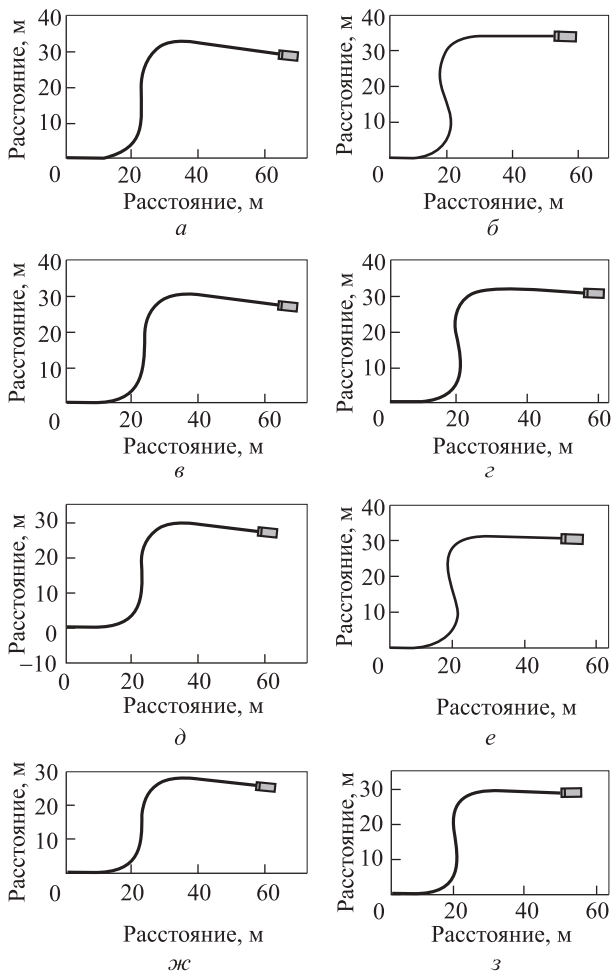


Рис. 8. Траектории движения колесной машины при совершении маневра «переставка» на опорном основании «лед со снегом» при различных алгоритмах стабилизации:  
а — без управления; б — S; в — T; г — T + S; д — LP; е — LP + S; ж — LP + T; з — LP + T + S

Методика расчета корректирующих углов поворота управляемых колес предложена в работе [12]. На рис. 7 для примера представлены траектории движения КМ в повороте при различных сочетаниях алгоритмов стабилизации на опорном основании «лед со снегом», на рис. 8 — траектории для маневра «переставка».

Согласно предложенным в работе [13] критериям оценки эффективности СДС было проведено исследование относительной эффективности каждого из разработанных алгоритмов стабилизации. На рис. 9 и 10 приведены значения показателя относительной эффективности алгоритмов стабилизации для различных условий движения.

Анализ графиков, представленных на рис. 9 и 10, показывает, что наиболее эффективными являются алгоритмы стабилизации, применяемые в комбинации LP + T + S. Они обеспечивают снижение среднеквадратических значений угла  $\beta$  на 20...90 %. Эффект от применения каждого из этих алгоритмов по отдельности существенно ниже (4...28 %), а иногда (например, переставка на «миксте») они могут лишь ухудшить управление автомобилем. Таким об-

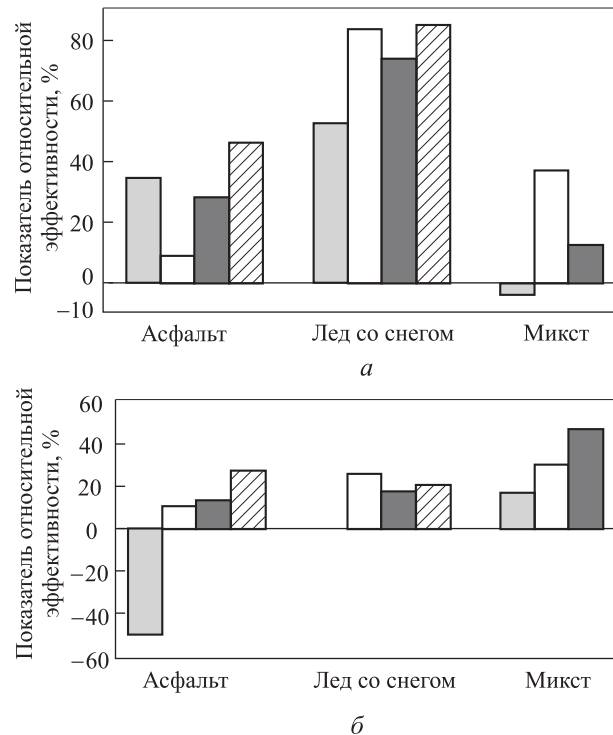


Рис. 9. Значения показателя относительной эффективности алгоритмов стабилизации для различных условий движения при повороте (а) и переставке (б):  
■ — S; □ — LP; ■ — T; ▨ — T + S



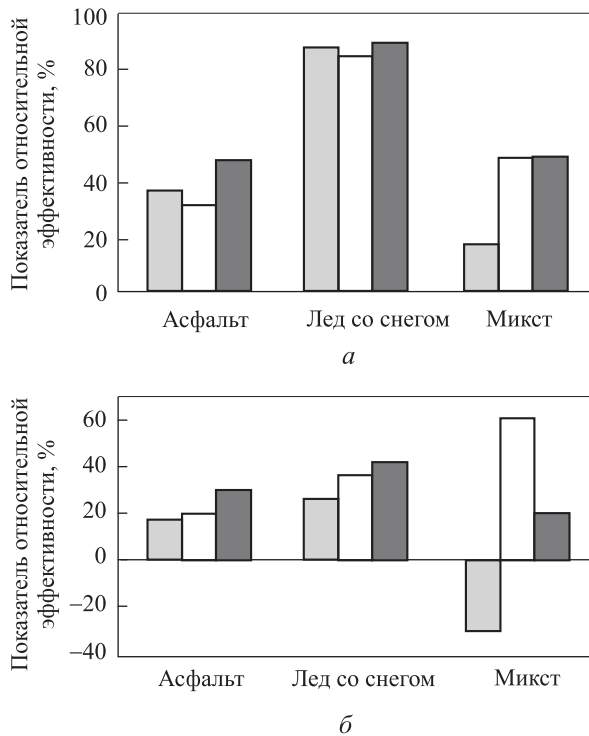


Рис. 10. Значения показателя относительной эффективности алгоритмов стабилизации для различных условий движения при повороте (а) и переставке (б):

□ — LP + S; □ — LP + T; ■ — LP + S + T

разом, комбинация алгоритмов «снижение потребляемой мощности двигателя + создание стабилизирующего момента за счет перераспределения крутящих моментов на различных колесах + подруливание», обеспечивающая повышение курсовой и траекторной устойчивости заднеприводных двухосных автомобилей, является наилучшим вариантом.

## Выводы

1. Предложен алгоритм работы системы динамической стабилизации заднеприводных двухосных автомобилей за счет подтормаживания колес и корректирующего изменения углов поворота управляемых колес (подруливания), обеспечивающий повышение курсовой и траекторной устойчивости машины.

2. Методами имитационного моделирования установлено, что наиболее эффективны алгоритмы стабилизации, применяемые в комбинации «снижение потребляемой мощности двигателя + создание стабилизирующего момента за счет перераспределения крутящих моментов на различных колесах + подруливание». Они обеспечивают повышение эффективности стабилизации автомобиля на 20...90 %.

## Литература

- [1] Karogal I., Ayalew B. Independent Torque Distribution Strategies for Vehicle Stability Control, in World Congress of the Society of Automotive Engineers. 2009, SAE, Inc.: Detroit, MI.
- [2] Osborn R.P., Shim T. Independent Control of All-Wheel-Drive Torque Distribution. SAE paper number 2004-01-2052, 2004.
- [3] Mammari 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.
- [4] Рязанцев В.И. *Активное управление сходжением колес автомобиля*. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. 212 с.
- [5] Rodrigues A.O. *Evaluation of an active steering system*. Master's degree project. Sweden, 2004. Available at: [http://people.kth.se/~kallej/grad\\_students/rodriguez\\_orozco\\_thesis04.pdf](http://people.kth.se/~kallej/grad_students/rodriguez_orozco_thesis04.pdf) (accessed 1 May 2015).
- [6] 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 (2), pp. 115–124.
- [7] Антонов Д.А. *Расчет устойчивости движения многоосных автомобилей*. Москва, Машиностроение, 1984. 168 с.
- [8] 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, вып. 12. URL: <http://engjournal.ru/catalog/machin/transport/1029.html> (дата обращения 01.06.2015).
- [9] Жилейкин М.М., Федотов И.В., Мардеева Л.Р. Разработка непрерывного закона управления полуактивной системой поддрессорования с нечеткой настройкой параметров. *Наука и образование*, 2013, № 7 URL: <http://technomag.edu.ru/doc/567714.html>, Doi: 10.7463/0713.0567714.