

00112
На правах рукописи

УДК 629.11.012.816

НЕ ВЫДАЕТСЯ

Марохин Сергей Михайлович

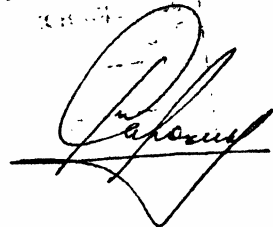
**ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ПОДВИЖНОСТИ
СПЕЦАВТОМОБИЛЯ, ОСНАЩЕННОГО СИСТЕМАМИ
АКТИВНОЙ БЕЗОПАСНОСТИ**

Специальность 05.05.03 - Колесные и гусеничные машины

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва 2005



199

Работа выполнена в ООО «ДИСА» и Московском государственном техническом университете имени Н.Э. Баумана.

Научный руководитель: доктор технических наук, профессор Котиев Г.О.

Официальные
оппоненты: доктор технических наук, профессор Ахметшин А.М.
кандидат технических наук, с.н.с. Никульников Э.Н.

Ведущая организация: НАМИ

Защита диссертации состоится 27.06.05 в 10⁰⁰ на заседании диссертационного совета Д 212.141.07 в Московском государственном техническом университете им. Н.Э. Баумана по адресу 107005, Москва, 2-ая Бауманская ул., д. 5.

Ваши отзывы в двух экземплярах, заверенные печатью просьба выслать по указанному адресу.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Московского государственного технического университета им. Н.Э. Баумана.

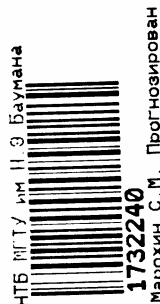
Автореферат разослан " ____ " _____ 2005 г.

Председатель диссертационного совета

доктор технических наук, профессор



ПОЛУН'ЯН А.А.



ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Автомобиль, предназначенный для перевозки ценных грузов, - спецавтомобиль является объектом, к которому предъявляются особые требования по безопасности. Как известно, технический уровень и уровень безопасности спецавтомобиля определяются его защищенностью и высокой подвижностью. Защищенность спецавтомобиля обеспечивается бронированием необходимым для безопасности в случае нападения, как правило, с огнестрельным оружием. Подвижность, необходимая для безопасности в случае блокирования передвижения или преследования спецавтомобиля, определяется высоким уровнем быстроходности, приемистости, управляемости и устойчивости, опорной и профильной проходимости, т.е. системами автомобиля (силовой установкой, трансмиссией, ходовой частью, системами рулевого и тормозного управления), в том числе системами активной безопасности. Системы активной безопасности устанавливаются на спецавтомобиль с целью:

- 1) обеспечения минимального тормозного пути и управляемости при торможении (антиблокировочные системы (АБС));
- 2) обеспечения минимального времени разгона и повышения проходимости (противобуксовочные системы (ПБС));
- 3) обеспечения курсовой и траекторной устойчивости, а также предотвращения опрокидывания при выполнении маневров (системы динамической стабилизации (СДС)).

Системы активной безопасности представляют собой автоматические системы управления, которые в качестве исполнительных устройств используют устройства тормозного управления, силовой цепи, а также (в перспективе) рулевого управления. Естественно, что использование такого рода систем, которые вне зависимости от квалификации водителя обеспечивают высокие показатели подвижности транспортного средства, на спецавтомобиле является целесообразным.

Однако, как правило, при создании спецавтомобиля в качестве базового шасси с целью последующего бронирования используют серийные автомобили. В результате бронирования изменяются геометрические и массовые характеристики, влияющие на подвижность автомобиля. В этой связи на этапе проектирования спецавтомобиля актуальным является определение возможности использования систем активной безопасности базового шасси, а также прогнозирование характеристик подвижности спецавтомобиля для случая установки систем активной безопасности в производстве.

На этапе разработки наиболее эффективным является прогнозирование характеристик подвижности спецавтомобиля, оснащенного системой активной безопасности, с использованием имитационного математического моделирования на ЭВМ. Проведение вычислительных экспериментов на ранних стадиях создания спецавтомобиля дает возможность исследовать эффективность различных систем активной безопасности на совокупности допустимых условий, при

выполнении разнообразных маневров, в том числе соответствующих отраслевым стандартизованным испытаниям. Это позволит разработчикам определиться не только с требованиями к системам активной безопасности спецавтомобиля, но сократить сроки доводочных испытаний и, тем самым, снизить стоимость разработки.

Цели и задачи. Целью работы является повышение подвижности спецавтомобиля за счет использования систем активной безопасности.

Для достижения цели в работе решены следующие основные задачи:

- разработан метод прогнозирования подвижности спецавтомобиля, оснащенного системами активной безопасности;
- разработана математическая модель движения автомобиля, оснащенного системами активной безопасности;
- выполнено сравнение результатов имитационного моделирования и натурных экспериментов;
- проведены теоретические исследования эффективности систем активной безопасности автомобиля.

Научная новизна заключается: в разработке метода прогнозирования подвижности спецавтомобиля, оснащенного системами активной безопасности, позволяющего на стадии проектирования с использованием имитационного математического моделирования теоретически исследовать характеристики динамики спецавтомобиля в режимах разгона, торможения и при выполнении маневров на ровном горизонтальном основании с произвольными характеристиками сцепления и сопротивления движению; в создании математической модели движения автомобиля по ровному горизонтальному основанию, пригодной для исследования эффективности систем активной безопасности на совокупности дорожных условий; в разработке алгоритма работы СДС, направленного на предотвращения опрокидывания.

Практическая ценность работы. На основе результатов выполненных исследований для практического использования при проектировании систем активной безопасности спецавтомобиля создан комплекс программ для ЭВМ. Использование комплекса позволяет имитировать динамику спецавтомобиля в различных режимах, и, тем самым, сократить сроки проектирования и доводочных испытаний.

Реализация результатов работы. Результаты работы внедрены в конструкторском бюро предприятия «ДИСА», специализирующемся на производстве броневых автомобилей и используются в учебном процессе при подготовке инженеров на кафедре «Колесные машины» МГТУ им. Н.Э. Баумана.

Апробация работы и публикации. По материалам диссертации опубликовано 5 научных работ. Основные положения и результаты диссертационной работы заслушивались и обсуждались на научно-техническом семинаре кафедры «Колесные машины» МГТУ им. Н. Э. Баумана, на научно-исследовательской конференции МАДИ (ТУ) (Москва, 2002), на международной научно-технической конференции, посвященной

30-летию кафедры «Строительные и дорожные машины» НГТУ (Н.Новгород, 2002), на 46-ой международной научно-технической конференции ААИ (Дмитров-7, ФГУП «НИИЦИАМТ», 2004).

Структура работы. Диссертация состоит из введения, четырех глав, общих выводов и списка литературы. Работа изложена на 147 листах, содержит 152 рисунка, 7 таблиц. Библиография работы содержит 49 наименований.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность совершенствования систем активной безопасности спецавтомобиля, сформулирована цель работы и приведено краткое содержание выполненных исследований.

В первой главе представлен анализ систем активной безопасности автомобиля и требований к спецавтомобилю по мерам безопасности. Дан обзор математических моделей взаимодействия колеса с опорной поверхностью и движения автомобиля. Особенно отмечены работы Д.А. Антонова, А.М. Ахметшина, В.Г. Бутылина, Дж. Вонга, М.С. Высоцкого, А.Б. Дика, В.Г. Иванова, И.И. Лепешко, А.С. Литвинова, Я.Н. Нефедьева, В.А. Петрова, Ю.Л. Рождественского, Р.В. Ротенберга, Г.А. Смирнова, А.К. Фрумкина, А.Б. Фоминых, А.А. Хачатурова, Д.Р. Эллиса и труды научных школ МГТУ им. Н.Э. Баумана, МАДИ, МАМИ, НАМИ, БНТУ, Академии БТВ, НИИЦИАМТ.

Проведенный анализ позволил сформулировать метод прогнозирования характеристик подвижности спецавтомобиля, оснащенного системой активной безопасности. Предлагается прогнозировать характеристики подвижности спецавтомобиля, оснащенного системами активной безопасности, на основе имитационного моделирования динамики спецавтомобиля при движении по ровному горизонтальному опорному основанию с разными, возможно изменяющимися характеристиками сопротивления и сцепления. При этом следует рассматривать режимы торможения, разгона, выполнения типовых маневров («поворот с фиксированным радиусом», «переставка»), соответствующие, в том числе, стандартизованным испытаниям. При этом должны фиксироваться кинематические и силовые характеристики движения спецавтомобиля.

В итоги главы, для реализации предложенного метода и, тем самым, достижения цели работы были выделены основные задачи, решению которых посвящены остальные главы диссертации.

Во второй главе представлена математическая модель движения спецавтомобиля. Движение по ровному горизонтальному основанию двухосного автомобиля как твердого тела в подвижной системе координат, связанной с автомобилем, описывается следующей системой уравнений (рис. 1):

$$\left\{ \begin{aligned} a_x &= \frac{dV_x}{dt} - \omega_z \cdot V_y = \frac{1}{m} \cdot \left(\sum_{i=1}^4 P_{fxi} + P_{wx} + \sum_{i=1}^4 R_{xi} \right) \\ a_y &= \frac{dV_y}{dt} + \omega_z \cdot V_x = \frac{1}{m} \cdot \left(\sum_{i=1}^4 P_{fyi} + P_{wy} + \sum_{i=1}^4 R_{yi} \right) \\ J_z \cdot \frac{d\omega_z}{dt} &= \sum_{i=1}^4 M_{nki} + \sum_{i=1}^4 M(\bar{R}_i) + \sum_{i=1}^4 M(\bar{P}_{fi}) \\ V_{x'} &= \frac{dx'}{dt} = V_x \cdot \cos \theta - V_y \cdot \sin \theta \\ V_{y'} &= \frac{dy'}{dt} = V_x \cdot \sin \theta + V_y \cdot \cos \theta \\ \omega_z &= \frac{d\theta}{dt} \end{aligned} \right.$$

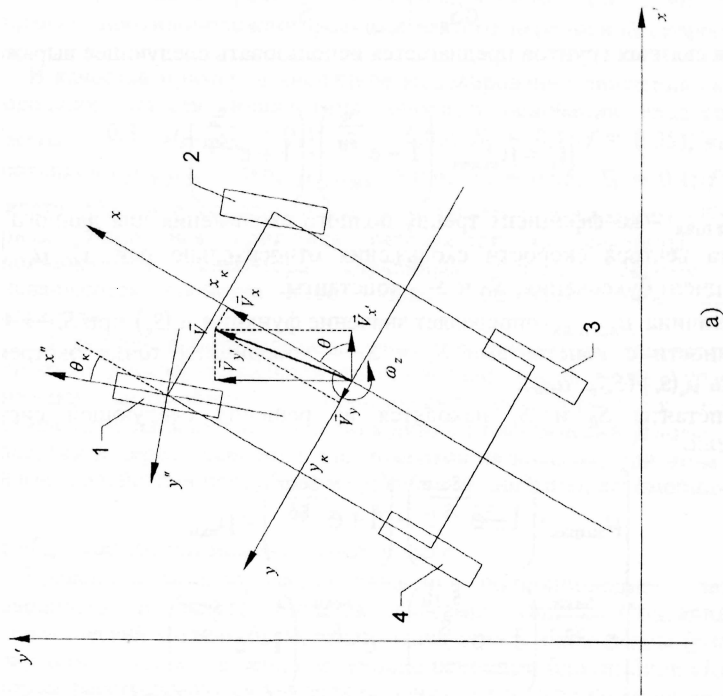
где m - масса автомобиля; J_z - момент инерции автомобиля относительно оси z ; $\vec{V}$ - вектор скорости центра масс автомобиля; $\vec{a}$ - вектор ускорения центра масс автомобиля (абсолютная производная от вектора скорости центра масс автомобиля); $\frac{d\vec{V}}{dt}$ - относительная производная от вектора скорости центра масс автомобиля; $\vec{\omega}$ - вектор угловой скорости поворота автомобиля; θ - угол поворота автомобиля вокруг вертикальной оси; x' , y' - координаты центра масс автомобиля в неподвижной системе координат; $\bar{P}_{fi}$ - вектор силы сопротивления прямолинейному движению i -го колеса; $\bar{R}_i$ - вектор силы взаимодействия с грунтом, действующей на i -ое колесо в плоскости опорного основания; $\bar{P}_w$ - вектор силы сопротивления воздуха; M_{nki} - момент сопротивления повороту i -го колеса.

Нормальные реакции Q_i , необходимые для определения сил $\bar{P}_{fi}$, $\bar{R}_i$ находятся из решения следующей системы уравнений:

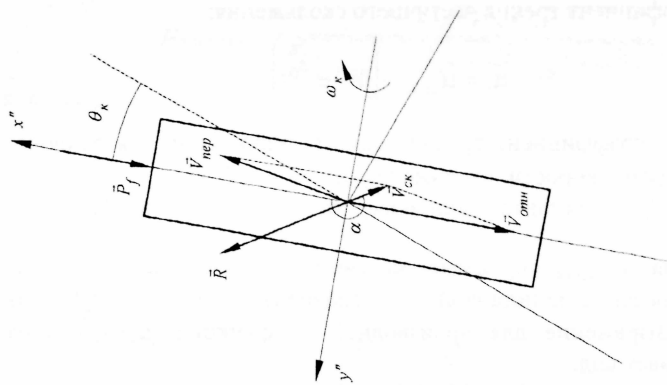
$$\left\{ \begin{aligned} Q_1 - Q_2 + Q_3 - Q_4 &= 0 \\ Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 &= mg \\ Q_1 \cdot x_1 + Q_2 \cdot x_2 + Q_3 \cdot x_3 + Q_4 \cdot x_4 &= -m \cdot a_x \cdot H_z \\ Q_1 \cdot y_1 + Q_2 \cdot y_2 + Q_3 \cdot y_3 + Q_4 \cdot y_4 &= -m \cdot a_y \cdot H_z \end{aligned} \right.$$

где x_i , y_i - координаты i -го колеса в подвижной системе координат x - y , H_z - высота, на которой находится центр масс автомобиля.

Значения нормальных реакций Q_i должны быть ≥ 0 . Если при решении системы уравнений получаем два и более отрицательных значений Q_i , тогда останавливаем процесс численного моделирования, так как этот режим соответствует опрокидыванию автомобиля.



а)



б)

Рис. 1. Расчетная схема движения автомобиля

Величина силы взаимодействия с грунтом составит:

$$R = \mu_s \cdot Q,$$

где μ_s - коэффициент трения частичного скольжения:

$$\mu_s = \mu_{s\alpha \max} \cdot \left(1 - e^{-\frac{S_k}{S_0}} \right),$$

где $\mu_{s\alpha \max}$ - коэффициент трения полного скольжения для данного угла между вектором скорости скольжения и осью x'' α , S_k - коэффициент скольжения, S_0 - константа. Данное выражение справедливо для несвязных грунтов.

Величина $\mu_{s\alpha \max}$ определяет максимальное значение функции $\mu_s(S_k)$, а в совокупности с константой S_0 - градиент функции $\mu_s(S_k)$ в начале координат. Выражение для производной от функции $\mu_s(S_k)$ в начале координат имеет вид:

$$\left. \frac{d\mu_s(S_k)}{dS_k} \right|_{S_k=0} = \frac{\mu_{s\alpha \max}}{S_0}$$

Для связных грунтов предлагается использовать следующее выражение μ_s :

$$\mu_s = \mu_{s\alpha \max} \cdot \left(1 - e^{-\frac{S_k}{S_0}} \right) \cdot \left(1 + e^{-\frac{S_k}{S_1}} \right)$$

где $\mu_{s\alpha \max}$ - коэффициент трения полного скольжения для данного угла поворота вектора скорости скольжения относительно оси x'' α , S_k - коэффициент буксования, S_0 и S_1 - константы.

Величина $\mu_{s\alpha \max}$ определяет значение функции $\mu_s(S_k)$ при $S_k \rightarrow \infty$, а в совокупности с константами S_0 и S_1 - координаты точки экстремума функции $\mu_s(S_k)$ (S_{extr} , μ_{extr}).

Константы S_0 и S_1 находятся из решения следующей системы уравнений:

$$\begin{cases} \mu_{s\alpha \max} \cdot \left(1 - e^{-\frac{S_{extr}}{S_0}} \right) \cdot \left(1 + e^{-\frac{S_{extr}}{S_0}} \right) = \mu_{extr} \\ \frac{e^{-\frac{S_{extr}}{S_0}} \cdot \left(1 + e^{-\frac{S_{extr}}{S_1}} \right)}{S_0} - \frac{e^{-\frac{S_{extr}}{S_1}} \cdot \left(1 - e^{-\frac{S_{extr}}{S_0}} \right)}{S_1} = 0 \end{cases}$$

Коэффициент трения полного скольжения в соответствии с представлениями об эллипсе трения может быть представлен в виде:

$$\mu_{s\alpha \max} = \frac{\mu_{sx \max} \cdot \mu_{sy \max}}{\sqrt{\mu_{sx \max}^2 \cdot \sin^2 \alpha + \mu_{sy \max}^2 \cdot \cos^2 \alpha}}$$

где $\mu_{sx \max}$, $\mu_{sy \max}$ - параметры эллипса трения.

Коэффициент буксования:

$$S = \frac{V_{ск}}{\omega_k \cdot r_k}$$

Вектор силы взаимодействия с грунтом $\vec{R}$ направлен противоположно вектору скорости скольжения $\vec{V}_{ск}$.

Величина силы сопротивления прямолинейному движению колеса представим в виде:

$$P_f = f \cdot Q$$

где f - коэффициент сопротивления прямолинейному движению колеса.

Вектор силы сопротивления прямолинейному движению колеса $\vec{P}_f$ направлен противоположно проекции вектора переносной скорости на ось x'' .

В качестве примеров численное моделирование движения автомобиля проводилось на следующих типах опорного основания: «лед со снегом» ($\mu_{sx \max} = 0,3$; $\mu_{sy \max} = 0,3$; $S_0 = 0,05$; $S_1 = 0,1$; $f = 0,05$), «грунтовое основание» ($\mu_{sx \max} = 0,6$; $\mu_{sy \max} = 0,6$; $S_0 = 0,05$; $S_1 = 0,1$; $f = 0,05$) и «микст». Опорное основание «микст» задается следующим образом. На первом этапе вся площадка разбивается на квадраты. Затем, с использованием генератора случайных чисел, каждому квадрату присваиваются свойства либо «льда со снегом», либо «грунтового основания».

В данной работе примеры расчетов приведены для автомобиля с полностью дифференциальной трансмиссией. Связь между уравнениями динамики автомобиля и трансмиссии осуществляется как через поступающие из решения уравнения динами трансмиссии угловые скорости колес, так и через уравнения для моментов на колесах, при этом значения сил взаимодействия поступают из уравнений динамики автомобиля:

$$M_i = -R_{ix'} \cdot r_k - M_{mi}$$

где M_{mi} - тормозной момент на i -ом колесе.

Численное моделирование движения полноприводного автомобиля проводилось в пакете Simulink системы Matlab. Описанная выше математическая модель была реализована в виде блок-схемы (рис. 2). Эта блок-схема включает в себя следующие основные блоки: блок «Корпус», в котором рассчитываются ускорения, скорости и перемещения автомобиля; блок «Ходовая часть», в котором рассчитываются силы и моменты, действующие на автомобиль; блок «Трансмиссия» и блок «Двигатель». Блоки «Углы поворота колес», «Газ» и «Тормозные моменты»

предназначены для подачи в схему управляющих воздействий «водителя» и системы активной безопасности.

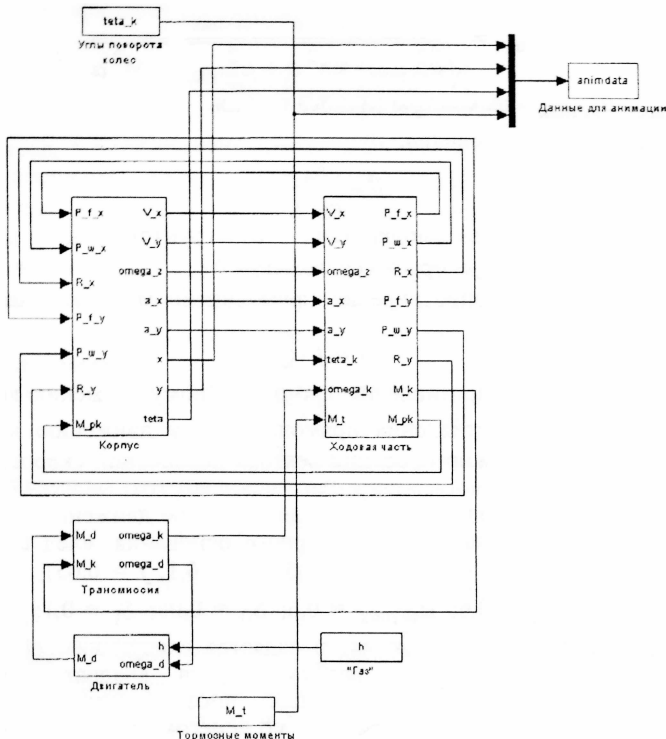


Рис. 2. Блок-схема математической модели

Математическая модель системы активной безопасности спецавтомобиля представляет блок, на вход которого подаются сигналы, имитирующие работу датчиков, а выходом которого являются управляющие сигналы (изменение тормозного момента, изменение подачи топлива и др.). В блоке системы активной безопасности реализуются алгоритмы, исследуемых систем активной безопасности.

Для исследования пригодности разработанной математической модели проведено сравнение результатов расчетов и экспериментальных данных. Исследовалось десять различных спецавтомобилей. При торможении разница по тормозному пути и замедлению не превышает 15%. При движении в повороте и при переставке разница по предельной скорости выполнения маневров также не превышает 15%. Полученная разница вызвана разбросом характеристик взаимодействия движителя с опорным основанием. Таким образом, разработанная математическая

модель движения пригодна для проведения практических расчетов по исследованию систем активной безопасности спецавтомобиля.

В третьей главе, для подтверждения эффективности предложенного метода прогнозирования подвижности спецавтомобиля, оснащенного системой активной безопасности, приводится сравнительный анализ результатов моделирования торможения и разгона автомобиля с различными законами работы АБС и ПБС на грунтовом основании, основании «лед со снегом», «микст».

При исследовании антиблокировочных систем рассматривались четыре системы, работающие по следующим алгоритмам.

АБС-1. На вход вычислительного устройства подаются текущие значения угловых скоростей колес $\omega_{k1}, \omega_{k2}, \omega_{k3}, \omega_{k4}$ и продольного ускорения центра масс автомобиля a_x . В момент нажатия водителем педали тормоза со спидометра снимается текущее значение продольной скорости центра масс автомобиля V_{x0} . Далее продольная скорость центра масс автомобиля V_x определяется путем интегрирования продольного ускорения центра масс автомобиля a_x с учетом значения V_{x0} . Процесс интегрирования a_x прекращается, если автомобиль остановился ($\dot{V}_x = 0$) или водитель отпустил педаль тормоза.

В начале каждого такта управления вычисляются значения коэффициентов скольжения колес $S_{k1}, S_{k2}, S_{k3}, S_{k4}$ по формуле:

$$S_{ki} = \frac{V_x - \omega_{ki} \cdot r_k}{\omega_{ki} \cdot r_k}, \quad i = 1 - 4.$$

Затем проверяется условие $a_x < a_{x\min}$ или $a_x > a_{x\min}$, где $a_{x\min}$ – наименьшее значение продольного ускорения центра масс автомобиля a_x из всех зарегистрированных значений. Если $a_x < a_{x\min}$, тогда переменной $a_{x\min}$ присваивается текущее значение продольного ускорения центра масс автомобиля a_x , а в качестве оптимального значения коэффициента скольжения S_{opt} принимается среднее значение текущих коэффициентов скольжения колес $S_{k1}, S_{k2}, S_{k3}, S_{k4}$. Если $a_x > a_{x\min}$, тогда переменной $flag$ присваивается значение 1. До нажатия водителем педали тормоза $flag = 0$. Когда $flag = 0$ алгоритм стремится удерживать угловые скорости колес $\omega_{k1}, \omega_{k2}, \omega_{k3}, \omega_{k4}$ в коридоре шириной 10% и при этом уменьшает среднюю угловую скорость колес ω_{kcp} . Когда $flag = 1$ алгоритм стремится удерживать коэффициенты скольжения колес $S_{k1}, S_{k2}, S_{k3}, S_{k4}$ равными S_{opt} .

На выходе вычислительного устройства формируются управляющие сигналы $dM_{m1}, dM_{m2}, dM_{m3}, dM_{m4}$, каждый из которых может принимать одно из трех значений: -1 – понизить давление в i -м колесном тормозном цилиндре (КТИ); 0 – давление в i -м КТИ не изменять; 1 – повысить давление в i -м КТИ.

АБС-2 (идеальная АБС). Особенностью идеальной АБС является то, что условно полагается известным оптимальное значение коэффициента скольжения S_{opt} , соответствующего максимуму силы сцепления для текущего опорного основания.

АБС-3. На вход вычислительного устройства подаются текущие значения угловых скоростей колес $\omega_{k1}, \omega_{k2}, \omega_{k3}, \omega_{k4}$. На основании этих

значений вычисляется оценка продольной скорости центра масс автомобиля V_a согласно следующему выражению:

$$V_a = \frac{(\omega_{\kappa 1} + \omega_{\kappa 2} + \omega_{\kappa 3} + \omega_{\kappa 4}) \cdot r_{\kappa}}{4}$$

Управляющие воздействия dM_{m1} , dM_{m2} , dM_{m3} , dM_{m4} выбираются таким образом, чтобы угловые скорости колес были равны V_a .

АБС-4. На вход вычислительного устройства подаются текущие значения угловых ускорений колес $\dot{\omega}_{\kappa 1}$, $\dot{\omega}_{\kappa 2}$, $\dot{\omega}_{\kappa 3}$, $\dot{\omega}_{\kappa 4}$. Управляющие воздействия dM_{m1} , dM_{m2} , dM_{m3} , dM_{m4} выбираются таким образом, чтобы угловые ускорения колес были равны $\left(-\frac{0,6g}{r_{\kappa}}\right)$.

Для проверки работоспособности разных антиблокировочных систем было проведено численное моделирование торможения автомобиля без АБС и с АБС разного типа. Анализируя результаты моделирования можно отметить, что применение АБС-1 и АБС-2 при торможении на грунтовом основании позволяет сократить тормозной путь на 7%. При торможении на льду со снегом применение АБС-1 позволяет сократить тормозной путь на 11%, а применение АБС-2 – на 9%. При торможении на миксте АБС-1 и АБС-2 обеспечили наиболее управляемое движение, причем автомобиль с АБС-1 отклонился от заданной траектории на меньшее расстояние. Что касается АБС-3 и АБС-4, то они во всех случаях проигрывают АБС-1 и АБС-2, а иногда и машине без АБС. На рис. 3 изображены траектории движения автомобилей без АБС и с АБС на опорном основании «микст».

Таким образом, численное моделирование торможения автомобиля показало, что алгоритм работы АБС-1 работоспособен и обеспечивает приемлемое качество управления тормозной системой автомобиля на разных типах опорного основания.

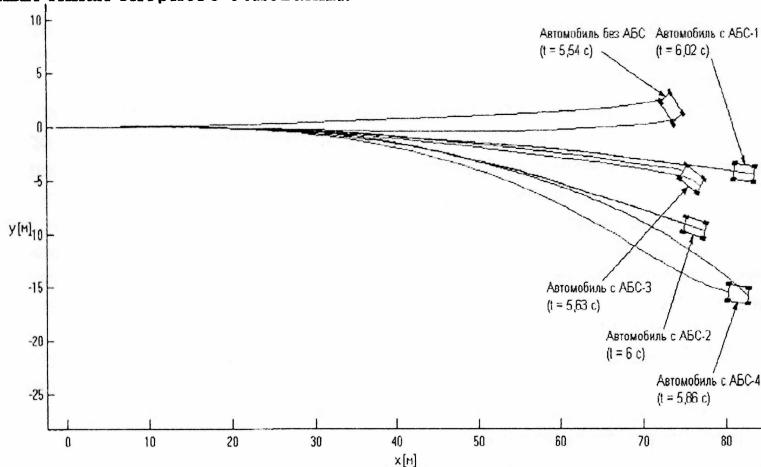


Рис. 3. Траектории движения автомобилей на миксте

Для оценки эффективности также исследовалось торможение автомобиля с предложенной АБС (АБС-1) на опорных основаниях «сухой бетон» и «мокрый базальт». Опорное основание «сухой бетон» характеризуется следующими параметрами: $\mu_{sx\max} = 0,667$; $\mu_{sy\max} = 0,667$; $S_0 = 0,091$; $S_1 = 0,189$; $f = 0,01$. Опорное основание «мокрый асфальт»: $\mu_{sx\max} = 0,125$; $\mu_{sy\max} = 0,125$; $S_0 = 0,091$; $S_1 = 0,189$; $f = 0,01$.

Полученные результаты сравниваются с экспериментальными данными работы АБС, разработанной д.т.н. А.М. Ахметшиным и установленной на автомобиле ЗИЛ-534330 (снаряженный и груженный) и ЗИЛ-5301 (снаряженный и груженный), а также АБС фирмы «Вабко», установленной на автомобиль ЗИЛ-5301 (снаряженный и груженный).

Анализ полученных результатов показал, что предложенная АБС удовлетворяет требованиям Правил №13 ЕЭК ООН (коэффициент использования силы сцепления $\varepsilon \geq 75\%$) при торможении автомобиля на дорогах с высоким и низким коэффициентом сцепления. По эффективности торможения предложенный алгоритм работы АБС не уступает современным разработкам.

Далее в этой главе представлено исследование противобуксовочной системы, работа которой состоит в обеспечении максимально быстрого разгона автомобиля. В процессе работы ПБС регулирует подачу топлива h_pbs и тормозные моменты на колесах машины M_t . Управляющими сигналами являются сигналы h_reg и $brake(i)$, $i = 1 \div 4$. Сигнал $brake(i)$ может принимать одно из трех значений: «1» - увеличить давление в i -м колесном тормозном цилиндре (КТЦ), «-1» - уменьшить давление в i -м КТЦ, «0» - не изменять.

Алгоритм работы ПБС следующий. С колесных датчиков снимаются значения угловых скоростей колес $\omega_k(i)$, $i = 1 \div 4$, с продольного акселерометра – ускорение автомобиля a . В момент включения водителем ПБС в памяти регулятора сохраняется значение начальной скорости машины, определяемое по показаниям спидометра. Далее скорость автомобиля определяется путем интегрирования ускорения автомобиля. Процесс интегрирования прекращается в момент выключения водителем ПБС. После определения текущей скорости машины производится расчет коэффициентов скольжения для каждого колеса ($S(i)$, $i = 1 \div 4$). В случае, если текущее ускорение больше значения a_max_pbs , хранящегося в памяти регулятора, происходит обновление значения a_max_pbs и сохранение текущего среднего значения коэффициентов скольжений колес в памяти регулятора в качестве оптимального (S_opt_pbs). Управление подачей топлива производится таким образом, чтобы среднее значение коэффициентов скольжения колес S_sr было равно оптимальному значению S_opt_pbs . Регулирование тормозных моментов на колесах необходимо для обеспечения равенства угловых скоростей колес.

Для проверки работоспособности предложенного алгоритма было проведено численное моделирование разгона автомобиля без ПБС и с ПБС. Разгон автомобиля моделировался на трех типах опорного основания:

«грунтовое основание», «лед со снегом» и «микст». Количество топлива, подаваемого в двигатель, которое задается водителем, максимально ($h_{\text{вод}}=1$).

Анализ результатов показал, что автомобиль с ПБС по всем параметрам превосходит автомобиль без ПБС. На «миксте» автомобиль с ПБС отклонился от заданной траектории на меньшее расстояние, чем автомобиль без ПБС.

Как представляется, недостатками алгоритма работы АБС-1, также как и ПБС, является использование расчетных значений скорости автомобиля, полученных по результатам интегрирования данных акселерометра. Однако применение на автомобиле электронных систем управления, оснащенных современными вычислительными средствами, практически устраняет этот недостаток.

В четвертой главе представлено исследование эффективности системы динамической стабилизации, которая предназначена для обеспечения траекторной и курсовой устойчивости автомобиля во время маневра. Предложенная система управляет подачей топлива (h_{reg}) и давлением в колесных тормозных цилиндрах ($brake$).

Алгоритм работы СДС следующий. С датчиков, установленных на автомобиле, система получает значения углов поворота колес ($teta_k$), продольного ускорения (a_x), поперечного ускорения (a_y), угловой скорости поворота автомобиля (ω_z), угловых скоростей колес (ω_k) и степени нажатия на педаль «газа» водителем (h_dr). СДС начинает работать после того, как угол поворота руля превысит заданный уровень, в этот момент фиксируется текущая скорость автомобиля, далее скорость автомобиля (V_x , V_y) определяется путем интегрирования производных dV_x/dt и dV_y/dt , которые определяются следующим образом:

$$\frac{dV_x}{dt} = a_x + \omega_z \cdot V_y$$
$$\frac{dV_y}{dt} = a_y - \omega_z \cdot V_x$$

Процесс интегрирования прекращается, если угол поворота руля меньше определенного значения в течение некоторого времени.

Далее определяется текущее значение тангенса угла между вектором скорости и продольной осью автомобиля tg_teta_f (рис. 4), а также теоретическое значение тангенса этого угла tg_teta_t . Курсовая устойчивость машины будет обеспечиваться при равенстве этих углов, а значит и их тангенсов.

Траекторная устойчивость машины обеспечивается определенным соотношением угловых скоростей колес, зависящим от текущего угла поворота руля. Рассчитанные теоретические значения угловых скоростей колес записываются в вектор ω_k_t . Далее алгоритм определяет, как необходимо изменить давление в колесных тормозных цилиндрах ($brake$) для поддержания желаемых значений угловых скоростей колес ω_k_t , а также как нужно изменить количество подаваемого топлива (h_{reg}) для

обеспечения желаемого значения тангенса угла между вектором скорости и продольной осью машины tg_theta_t .

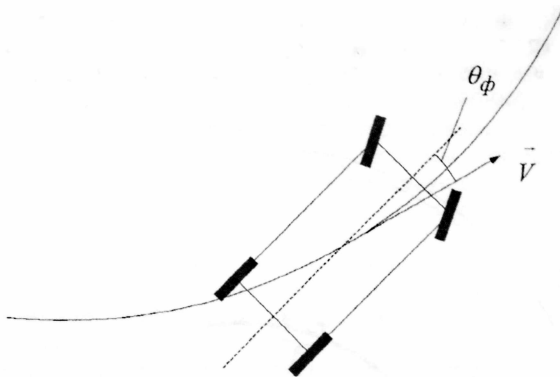


Рис. 4. Угол отклонения вектора скорости от продольной оси автомобиля

Важным компонентом СДС является подсистема предотвращения опрокидывания (ГПЮ). Алгоритм работы ГПЮ следующий. С поперечного акселерометра снимается значение поперечного ускорения a_y автомобиля.

Если в повороте $|a_y| > 0,3g$ (порог «неприятных» ощущений водителя), тогда уменьшается подача топлива в двигатель и увеличиваются тормозные моменты на внешних колесах.

Для проверки работоспособности предложенного алгоритма было проведено численное моделирование движения автомобиля при выполнении типовых маневров «поворот» и «переставка» без СДС и с СДС. Движение автомобиля моделировалось на трех типах опорного основания: «грунтовое основание», «лед со снегом» и «микст». Результаты исследований показали, что машина с СДС ведет себя лучше на любом грунте при выполнении типовых маневров. Для примера на рис. 5 показаны траектории движения исследуемых автомобилей при выполнении поворота на миксте. Из рисунка видно, что радиус поворота автомобиля с СДС меньше радиуса поворота автомобиля без СДС и равен в среднем расчетному - 15 м. Причем траектория движения автомобиля с СДС значительно устойчивее за счет автоматического регулирования подачи топлива.

Для проведения вычислительного эксперимента с опрокидыванием автомобиля было выбрано опорное основание с высоким коэффициентом сцепления, имеющее следующие параметры: $\mu_{sx\max} = 0,7$; $\mu_{sy\max} = 0,7$; $S_0 = 0,05$; $S_1 = 0,1$; $f = 0,05$. В результате автомобиль без СДС перевернулся (нормальные реакции внешних колес стали равны нулю). Поперечное

ускорение автомобиля без СДС превысило ограничение $0,3g$. Автомобиль, оснащенный СДС, автоматически снизил скорость и выполнил маневр.

Таким образом, численное моделирование показало, что предложенный алгоритм работы СДС работоспособен, обеспечивает курсовую и траекторную устойчивость автомобиля при выполнении маневров, а подсистема предотвращения опрокидывания значительно повышает активную безопасность автомобиля, не допуская отрыва колес.

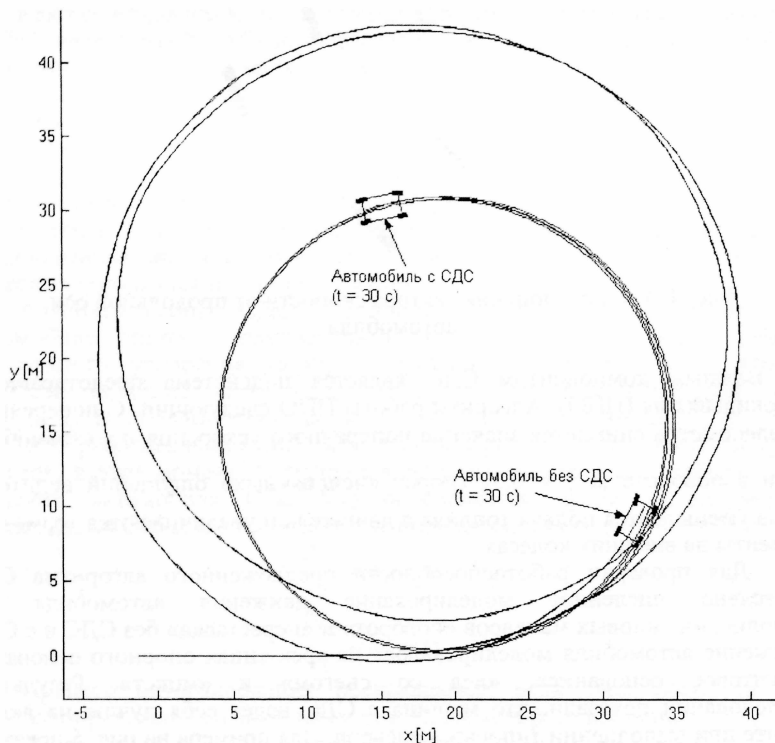


Рис. 5. Траектории движения автомобилей без СДС и с СДС

Основные проблемы при реализации алгоритмов работы систем активной безопасности связаны с невозможностью точного определения линейной скорости автомобиля. Современные тенденции совершенствования систем активной безопасности связаны, прежде всего, с созданием комплексных систем (поскольку датчиковая аппаратура и исполнительные механизмы одни и те же) и использованием нейросетевых технологий для распознавания параметров динамики системы, которые измерить непосредственно в настоящее время не представляется возможным.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ ПО РАБОТЕ

1. Разработан метод прогнозирования подвижности спецавтомобиля, оснащенного системами активной безопасности, позволяющий повысить эффективность конструкторских разработок и сократить сроки доводочных испытаний. Основу метода составляет новая имитационная математическая модель движения спецавтомобиля по ровной опорной поверхности с произвольными, изменяющимися характеристиками сопротивления и сцепления. При этом рассматриваются режимы торможения, разгона, выполнения типовых маневров соответствующие, в том числе, стандартизованным испытаниям. По результатам исследований на основе сравнения расчетных данных с нормативными показателями делается заключение об эффективности использования рассматриваемой системы активной безопасности. Математическая модель позволяет исследовать системы активной безопасности (АБС, ПБС, СДС) с произвольными алгоритмами работы.
2. Сравнением результатов расчетов и экспериментальных данных установлено, что разработанная новая математическая модель движения спецавтомобиля по ровному горизонтальному основанию пригодна для практического использования при исследовании эффективности систем активной безопасности на совокупности дорожных условий. Относительная погрешность по тормозному пути, замедлению при торможении, предельным скоростям выполнения маневров не превышает 15%.
3. Получено новое выражение для описания коэффициента взаимодействия колеса с опорным основанием в зависимости от скольжения, необходимое для исследования динамики автомобиля при движении по связным грунтам. Выражение весьма удобно для использования, поскольку полностью определяется тремя характерными параметрами, определяемыми экспериментально. Доказано, что при математическом моделировании движения автомобиля по ровному опорному основанию использование полученной зависимости позволяет достичь точности, приемлемой для исследования работы систем активной безопасности.
4. По результатам имитационного моделирования движения спецавтомобиля в различных дорожных условиях при торможении, разгоне, выполнении маневров установлено, что применение систем АБС, СДС и ПБС повышает подвижность спецавтомобиля. В тоже время использование систем активной безопасности практически позволяет исключить отрицательное влияние разнесенного по контуру автомобиля бронирования на устойчивость и управляемость. С другой стороны, установка на спецавтомобиль систем активной безопасности в случае, если на базовом шасси использование этих систем не предусмотрено, позволяет разработчикам спецмашин повышать уровень защищенности.
5. Применение АБС позволяет обеспечить устойчивость и управляемость автомобиля при торможении и по предложенному алгоритму добиться значения коэффициента использования тормозной силы равному 0,97. Применением ПБС удастся повысить устойчивость автомобиля при разгоне

и приемистость до 12%. Применение системы динамической стабилизации с отдельными подсистемами, обеспечивающими траекторную и курсовую устойчивость, позволяет обеспечить неизменность радиуса поворота автомобиля в функции угла поворота руля вне зависимости от условий движения. Доказано, что использование в СДС разработанной подсистемы предотвращения опрокидывания, работающая по критерию не превышения заданного порогового бокового ускорения, позволяет повысить безопасность спецавтомобиля.

ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ДИССЕРТАЦИИ ОТРАЖЕНЫ В СЛЕДУЮЩИХ РАБОТАХ:

1. Ергин А.А., Котиев Г.О., Марохин С.М. Алгоритм работы антиблокировочной системы автомобиля // Материалы международной научно-технической конференции, посвященной 30-летию кафедры «Строительные и дорожные машины» – Н. Новгород, 2002. – С. 265. - 266.
2. Марохин С.М., Котиев Г.О., Ергин А.А. Математическая модель движен ^а колесной машины для исследования эффективности тормозной системы // Материалы международной научно-технической конференции, посвященной 30-летию кафедры «Строительные и дорожные машины» – Н. Новгород, 2002. – С. 269, 270.
3. Марохин С.М., Котиев Г.О., Ергин А.А. Прогнозирование характеристик криволинейного движения спецавтомобиля при выполнении типовых маневров, соответствующих натурным испытаниям на устойчивость и управляемость // Известия Академии инженерных наук РФ им. акад. А.М. Прохорова. Транспортно-технологические машины и комплексы / Под ред. Ю.В. Гуляева. – Москва – Н. Новгород, 2003. - Т. 5. - С. 26-35.
4. Котиев Г.О., Марохин С.М., Ергин А.А. Система динамической стабилизации криволинейного движения спецавтомобиля с возможностью предотвращения опрокидывания. Известия Академии инженерных наук РФ им. акад. А.М. Прохорова. Транспортно-технологические машины и комплексы / Под ред. Ю.В. Гуляева. – Москва – Н. Новгород, 2003. - Т. 5. - С. 36-44.
5. Марохин С.М. Прогнозирование активной безопасности специального автомобиля // Материалы 46-ой международной научно-технической конференции ААИ – Дмитров-7, 2004. – С. 28 – 36.

Подписано в печать 28.12.5. 15.

Заказ 168, объем 1,0 п.л. Тираж 100 экз.

Типография МГТУ им. Баумана