

УДК 629.33

И.С. САЗОНОВ, В.А. КИМ, д-ра техн. наук

Белорусско-Российский университет, г. Могилев

П.А. АМЕЛЬЧЕНКО, д-р техн. наук; Д.А. ДУБОВИК, канд. техн. наук

Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, г. Минск

В.И. ВАСИЛЕВСКИЙ, генеральный директор

ОАО «Могилевоблавтотранс», Республика Беларусь

УПРАВЛЕНИЕ ДВИЖЕНИЕМ КОЛЕСНЫХ МАШИН НА ОСНОВЕ ИЗМЕРЕНИЯ И АНАЛИЗА СИЛОВЫХ ФАКТОРОВ

В статье дано теоретическое обоснование способов измерения тормозных моментов, фактически реализуемых колесами с опорной поверхностью, для барабанных и дисковых тормозных механизмов, необходимых для создания автоматических систем управления торможением автотранспортных средств (АТС) на силовом анализе. Получены результаты измерения тормозных моментов и боковых реакций, действующих на колеса автомобиля ВАЗ-2108 при его экстренном торможении (поверхность « μ -split»). На основе анализа изменения силовых факторов разработаны новые алгоритмы управления торможением автотранспортных средств (АТС), которые реализованы в макетных образцах автоматических систем управления. Результаты испытаний подтвердили их эффективность. Изложены методы получения новых источников информации — силы взаимодействия между звеньями седельного автопоезда, позволяющие создать системы управления торможением автопоездов, исключающие складывание их звеньев в любых режимах движения АТС. Изложены перспективы использования электрических сигналов, пропорциональных силовым факторам (силы в контакте колес с дорогой и сил взаимодействия между звеньями автопоездов) при создании новых бортовых систем диагностики тормозных систем и систем стабилизации управления движением АТС в любых режимах их движения (системы ESP на силовом анализе).

Ключевые слова: коэффициент относительного скольжения, автоматическая система управления, источники информации, алгоритм управления, отрицательный знак производных, циркуляции мощности, силовой анализ, экстренное торможение, автотранспортное средство, фактически реализуемые моменты, пороговые значения моментов

Введение. Гарантом безопасности движения колесных машин является тормозная система. Поэтому с момента создания автомобиля все усилия проектировщиков автомобилей были направлены на создание высокоэффективных тормозных систем. Современные тормозные системы автомобилей и автопоездов обладают высоким быстродействием и способны развивать значительные тормозные моменты на колесах. Однако в процессе эксплуатации было отмечено, что при торможении автомобиля заметно ухудшается его устойчивость, которая чаще всего приводит к аварийным ситуациям. С целью обеспечения безопасности автомобиля при торможении стали создавать системы автоматического управления торможением, обеспечивающие устойчивость машин при торможении.

Основы функционирования современных систем управления торможением колесных машин. Основой создания автоматических систем управления торможением стал известный эллиптический закон изменения боковой силы в зависимости от касательной силы (эллипс трения), действующих в контакте колеса с опорной поверхностью (рисунок 1).

Из рисунка 1 видно, что при увеличении касательной реакции, возникающей при торможении и тяговом режимах качения колеса боковая реакция, действующая в контакте колеса с опорной поверхностью, подвергается заметному спаду. Причем, при максимальном значении касательной реакции боковая реакция равна нулю (см. рисунок 1). В реальных условиях качения колеса, например, при торможении, когда угловая скорость тормозящего колеса равна нулю,

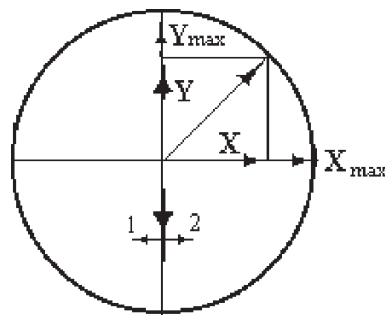


Рисунок 1 — Взаимосвязь между касательной и боковой реакциями в контакте колеса с опорной поверхностью:

1 — тяговый режим; 2 — тормозной режим; Y — касательная реакция в контакте колеса с опорной поверхностью; X — боковая реакция в контакте колеса с опорной поверхностью

боковая реакция в соответствии с законом эллипса должна быть минимальной. При этом условии, если возникает даже незначительный момент, действующий на автомобиль (например, из-за разности условий сцепления колес по бортам автомобиля), возникает потеря его устойчивости. Опыт эксплуатации колесных машин также показал, что именно блокировка колес при торможении является причиной потери устойчивости автомобиля и автопоезда при торможении. Поэтому, в последующем при проектировании систем управления торможением все усилия были направлены на то, чтобы исключить блокировку колес машины при торможении.

Анализ качества функционирования современных систем активной безопасности колесных машин. В соответствие с диаграммой (см. рисунок 1) было бы логично предполагать, что все системы управления должны бы базироваться на измерении и анализе информации о силах в контакте колеса с опорной поверхностью. Однако задача измерения сил в контакте колес с опорной поверхностью не реализована ни в одной современной системе управления движением колесных машин. Поэтому все алгоритмы управления торможением в качестве источника информации автоматических систем управления торможением используют кинематические параметры — угловые скорости вращения колес. Алгоритмы управления отслеживают блокировку колес при торможении и при обнаружении блокировки осуществляют их разблокировку.

Критерий формирования сигнала управления тормозным механизмом. Автоматические системы, основанные на отслеживании блокировки колеса при торможении, реализованы в современных антиблокировочных системах (АБС).

Для дальнейшего совершенствования алгоритмов управления торможением колеса на анализе угловой скорости вращения колеса была использована известная диаграмма изменения коэффициента сцепления колеса с опорной поверхностью в зависимости от относительного скольжения колеса (рисунок 2). Данная диаграмма иллюстрирует изменения касательной и боковой сил, действующих на колесо при его торможении путем изменения косвенных параметров — изменение коэффициента сцепления колеса с дорогой в зависимости от относительного скольжения его пятна контакта. Данная зависимость позволяет исключить прямое измерение и анализ сил в контакте колеса и использовать кинематический параметр — угловую скорость вращения колеса для автоматической системы управления его торможением.

Коэффициент относительного скольжения пятна контакта колеса S_{ki} определяется по формуле:

$$S_{ki} = \frac{V - \omega_i \cdot r_{ik}}{V}, \quad (1)$$

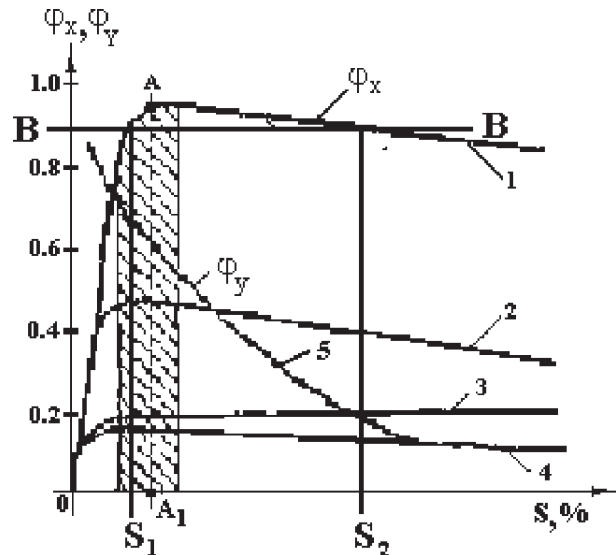


Рисунок 2 — Диаграмма изменения коэффициента сцепления тормозящего колеса с опорной поверхностью в зависимости от коэффициента относительного скольжения его пятна контакта: 1 — сухой асфальт; 2 — мокрый бетон; 3 — мокрая брусчатка; 4 — укатанный снег; 5 — значения (ϕ_y) на сухом асфальте

где ω_i — угловая скорость вращения колеса автомобиля (автопоезда); r_{ik} — динамический радиус качения колеса; V — скорость корпуса автомобиля (автопоезда), которая определяется путем опроса всех скоростей по формуле:

$$V_i = \omega_i \cdot r_{ik}. \quad (2)$$

Эффективность алгоритма управления торможением, основанного на диаграмме, представленной на рисунке 2, в значительной степени зависит от точности расчета коэффициента сцепления колеса с дорогой S_{ki} и скорости поступательного движения корпуса автомобиля V . Как известно, коэффициент сцепления i -го колеса автомобиля определяется по формуле:

$$\Phi_{сикi} = \frac{F_{ки}}{N_{ки}},$$

где $F_{ки}$ — касательная сила в контакте i -го колеса автомобиля с дорогой; $N_{ки}$ — нормальная реакция опорной поверхности колеса.

Заметим, что измерение сил $F_{ки}$ и $N_{ки}$ в алгоритмах современных АБС не предусматривается, а критерием формирования сигналов управления исполнительными механизмами тормозов служит пороговое значение относительного скольжения пятна контакта колеса S_{ki} , находящегося в пределах от 22—26 %. Приведенное значение S_{ki} не имеет фиксированного значения. Различные авторы приводят различные значения изменения S_{ki} .

Скорость поступательного движения автомобиля в системах управления торможением определяется путем опроса скоростей геометрических центров колес автомобиля, которые определяются по формуле (1). При этом необходимо отметить, что все угловые скорости колес автомобиля могут быть отличны от нуля, однако скорость поступательно-

го движения V может быть равна нулю (например, автомобиль на льду).

Кроме того, анализируя критерий формирования сигналов управления торможением по пороговому значению S_{ki} , не оставляем незамеченным тот факт, что одному и тому же значению коэффициента сцепления $\varphi_{ци}$ соответствуют разные значения коэффициентов относительного скольжения S_{ki} (см. рисунок 2). Множество патентов на алгоритмы ABS, в первую очередь, связаны с точностью расчета скорости остова автомобиля V и установления коэффициента сцепления $\varphi_{ци}$ (именно установления, а не расчета).

Наиболее сложные алгоритмы ABS осуществляют расчет коэффициента сцепления колеса с опорной поверхностью по формуле:

$$\varphi_{ци} = \frac{J_k}{N_{ик} \cdot r_0} \cdot \frac{d\omega_k}{dt}, \quad (3)$$

где J_k — момент инерции колеса, кг·м³; $N_{ик}$ — опорная реакция колеса; t — время, с; $\frac{d\omega_{ик}}{dt}$ — ускорение вращения колеса.

Нетрудно заметить, что данный метод расчета является приближенным, так как величины: нормальная реакция опорной поверхности $N_{ик}$, динамический радиус качения колеса r_0 , моменты инерции колес J_k — переменные величины.

Если учесть, что величина коэффициента сцепления $\varphi_{ци}$ оценивается десятками долями единиц, то погрешность расчета коэффициента может быть значительной, а функционирование системы управления колесной машиной становится не эффективным.

Кроме того, алгоритм формирования сигналов управления торможением колеса, основанный на определении $\varphi_{ци}$, должен решать задачу нахождения экстремума, т. е.:

$$\dot{\varphi}_{ци} = \frac{d\varphi_{ци}}{dt} = 0. \quad (4)$$

Отслеживание экстремума коэффициента сцепления существенно повысит эффективность системы управления, так как $\varphi_{ци}$ величина непостоянная и носит случайный характер. Из анализа алгоритмов существующих систем управления торможением колесных машин следует, что эффективность алгоритма управления торможением автомобиля на основе прямого измерения и анализа сил в контакте колеса существенно упростится, а устойчивость торможения колесной машины повысится.

В настоящее время в автомобилях используются комбинированные с ABS противобуксовочные системы (ABS/ПБС). Система ПБС предназначена для управления тяговым режимом движения автомобиля и использует ту же исходную информацию, что и ABS, поэтому вполне логично, что эти системы совмещены и носят название комбинированных систем управления.

Система ПБС в качестве критерия формирования сигналов управления межколесными и межосевыми дифференциальными приводами использует заданные пороговые значения, характеризующие разность угловых скоростей вращения ведущих колес колесной машины. При условии превышения разности заданного значения угловых скоростей система осуществляет полную или частичную блокировку дифференциальных механизмов, тем самым повышая тяговые свойства машины.

В последнее время появляются новые системы активной безопасности (САБ), такие как электронные системы стабилизации (ESP), системы контроля динамики автомобиля (VDC), которые с 2014 г. могут быть законодательно предписаны ЕЭК ООН для их обязательного использования на всех автомобилях. Системы контроля динамики автомобиля (VDC) являются логическим развитием систем ABS/ПБС, в которых эффективность их функционирования достигается повышением их информативности, что решается путем наращивания числа датчиков кинематических параметров. Таким образом, тенденция совершенствования современных САБ АТС идет по пути наращивания информативности за счет увеличения числа измеряемых кинематических параметров и совершенствования алгоритмов формирования сигналов управления исполнительными механизмами (тормоза, двигатель, привода трансмиссии и аналитической базы алгоритма — математические модели движения колесных машин).

Основными недостатками ESP являются сложность их алгоритмов управления, связанных с обработкой информации и высокой стоимостью, зависящей от стоимости алгоритма («мозга» системы).

Критерий формирования сигналов управления основывается на основе расчета и анализа сил в контакте колес с опорной поверхностью.

Таким образом, главная задача всех алгоритмов современных САБ прямо или косвенно сводится к определению силовых факторов в контакте колеса с опорной поверхностью, поэтому прямое их измерение позволит упростить алгоритм управления, и тем самым повысит эффективность функционирования автоматических систем и снизит их стоимость.

Создание систем управления движением колесных машин напрямую связано с созданием устройств измерения сил в контакте колес с опорной поверхностью и установлением регулярной закономерности их изменения во временной связи.

Способы измерения тормозных моментов, фактически реализуемых колесами с опорной поверхностью при торможении автомобиля [1]. Сущность метода измерения сил в контакте колеса при его торможении состоит в определении реактивных сил, возникающих в элементах тормозных механизмов, воспринимающих фактически реализуемые колесом тормозные моменты с опорной поверхностью.

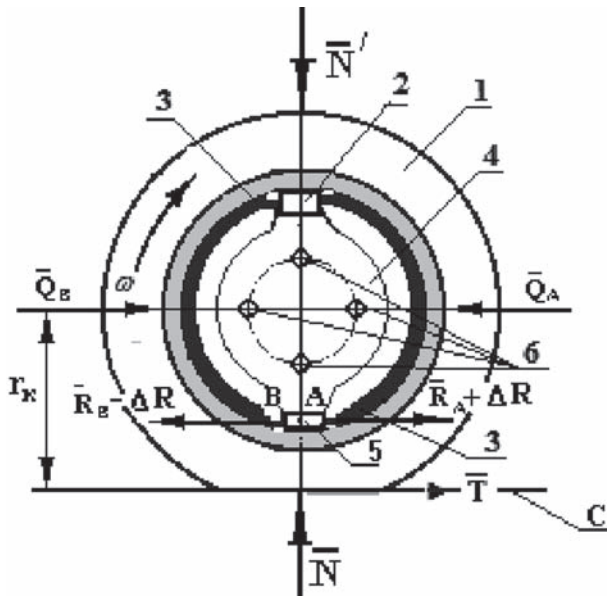


Рисунок 3 — Схема к пояснению способа измерения тормозного момента в барабанном тормозе: 1 — тормозящее колесо с тормозным барабаном; 2 — разжимное устройство колодок тормоза; 3 — тормозные колодки; 4 — суппорт тормоза; 5 — опорная пластина колодок тормоза; C — поверхность дороги; ω — угловая скорость вращения колеса; r_k — радиус качения колеса; \bar{R}_A, \bar{R}_B — реакции в точках «А» и «В» опоры пластины 5; $\bar{R}_B - \bar{R}_A = \Delta R$ — разность реакций, возникающая при приложении момента к колесу; \bar{N} — нормальная реакция дороги C; \bar{Q}_A, \bar{Q}_B — разжимные усилия колодок тормоза

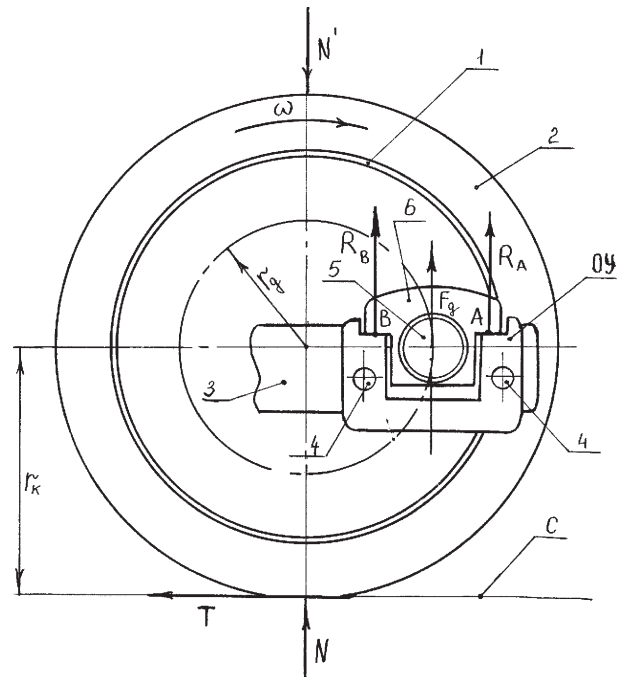


Рисунок 4 — Схема к способу измерения тормозного момента в дисковом тормозе: 1 — тормозной диск; 2 — колесо; 3 — суппорт дискового тормоза; 4 — болты крепления суппорта тормоза; 5 — подвижный суппорт дискового тормоза; 6 — тормозные накладки; B — тормозной цилиндр; C — плоскость дороги

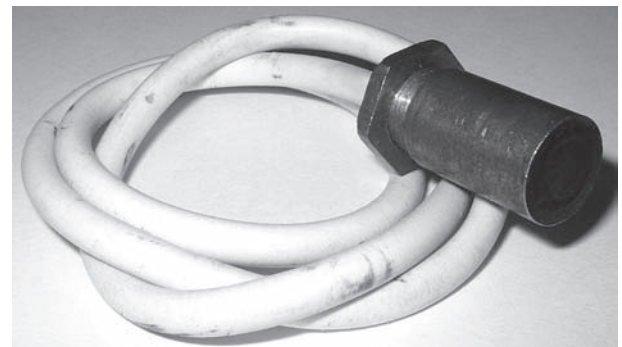
Для обоснования способа измерения тормозного момента в барабанном тормозе рассмотрим схему, представленную на рисунке 3.

При торможении разжимное устройство 2 создает разжимные силы колодок 3 тормоза \bar{Q}_A, \bar{Q}_B . В результате между колодками 3 и барабаном возникает тормозной момент. Допустим, что колесо 1 поднято относительно поверхности дороги C.

Водитель нажимает на тормозную педаль. Колодки тормоза 2 прижимаются к поверхности барабана колеса 1. В точках «А» и «В» опоры колодок возникают реакции \bar{R}_A и \bar{R}_B . Если к колесу 1 не приложен момент (колесо поднято), то модули сил $|\bar{R}_A| = |\bar{R}_B|$ (см. рисунок 3). Допустим, к колесу приложен момент, который стремится повернуть колесо в направлении ω , то реакции опор в точках «А» и «В» изменятся: $|\bar{R}_A| \neq |\bar{R}_B|$. Разность реакций опор равна:

$$\Delta R = |\bar{R}_A| - |\bar{R}_B|.$$

Величина ΔR пропорциональна тормозному моменту, приложенному к тормозящему колесу, и зависит от условий взаимодействия колеса с дорогой. В процессе торможения автомобиля момент, прикладываемый к колесу, зависит от силы в контакте колеса с дорогой \bar{T} , которая в свою очередь зависит от характеристики дороги и тормозного момента, формируемого водителем и нормальной реакции колеса \bar{N} .



a



б

Рисунок 5 — Индукционные датчики измерения сил в опорах барабанных и в дисковых тормозных механизмах: а — бесконтактный индукционный датчик дифференцирования электрического сигнала, пропорционального скорости изменения разности реакции $\frac{d(\Delta R)}{dt} = \frac{dM}{dt}$; б — контактный индукционный датчик измерения электрических сигналов пропорциональных силам в опоре колодок тормоза

Величину ΔR можно определить с помощью датчиков сил (рисунок 5) путем их установки в опорах тормозных колодок 5.

Для теоретического обоснования способа измерения тормозного момента в дисковом тормозном механизме (тормозной силы) рассмотрим схему, представленную на рисунке 4. При срабатывании дискового тормоза, если на колесо 2 не приложен момент, момент трения между диском 1 и колодкой тормоза 6 отсутствует. При этом реакция в опоре колодки тормоза в точке «А» равна: $|\bar{R}_A| = 0$ (см. рисунок 4).

Если к колесу 1 приложить момент в направлении вращения ω (см. рисунок 4), то в опоре «А» возникает реакция: $|\bar{R}_A| \neq 0$. Таким образом, при торможении колеса в зависимости от дорожных условий к колесу 2 будут приложены различные моменты в зависимости от силы в контакте колеса с дорогой \bar{T} (см. рисунок 4). При этом величина разности силы ΔR также изменяется.

При торможении колеса, вращающегося в противоположном направлении, величина $|\bar{R}_A| = 0$, а величина $|\bar{R}_B| \neq 0$. Следовательно, это позволяет производить измерение тормозного момента колеса при торможении автомобиля при движении задним ходом.

Для измерения силы давления колодки 6 на опору суппорта «А» дискового тормоза был спроектирован индукционный датчик, который размещался на суппорте дискового тормоза (рисунок 10).

Компоненты систем управления торможением на основе анализа тормозных моментов и результаты их испытаний. Для определения ΔR были изготовлены датчики измерения сил (см. рисунок 5), которые размещались на опорах барабанного тормоза (рисунки 6, 7).

Датчики размещаются в опорах колодок барабанного тормоза. Сигнал от датчиков пропорционален $\Delta R = |\bar{R}_A| - |\bar{R}_B|$, который в свою очередь про-

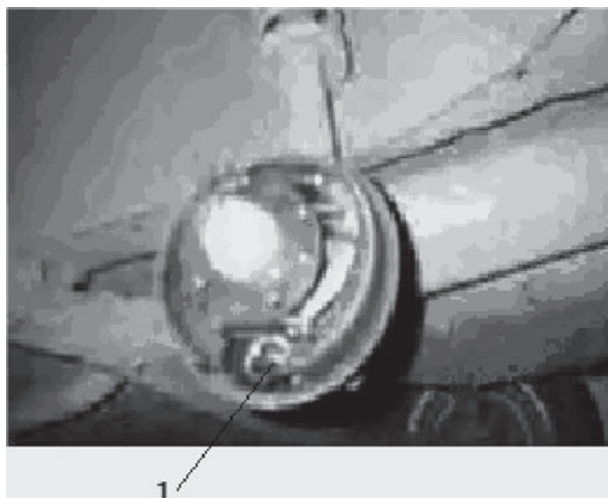


Рисунок 6 — Монтаж индукционных датчиков в опорах колодок барабанного тормоза легкового автомобиля ВАЗ-2108:
1 — датчики в опоре колодок барабанного тормоза ВАЗ-2108

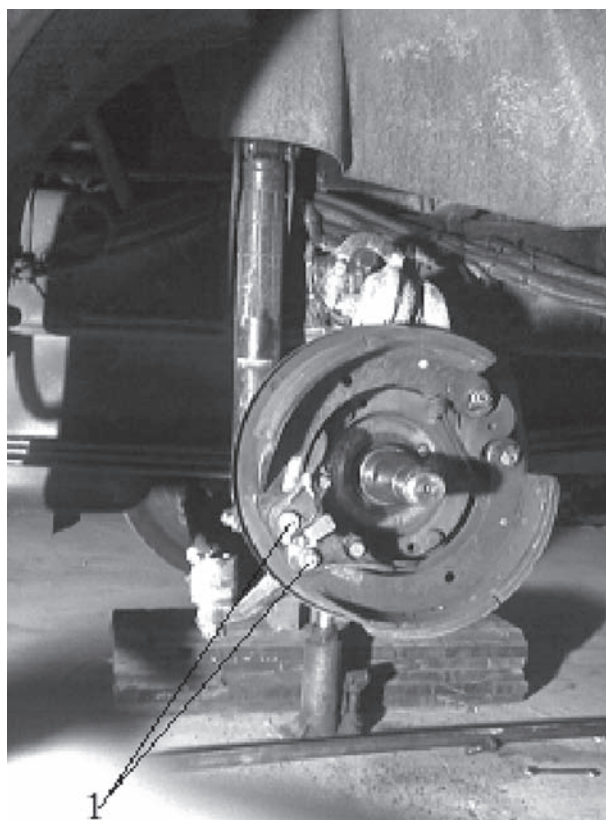


Рисунок 7 — Барабанный тормоз с поворотными осями колодок, включающих индукционные датчики измерения сил: 1 — поворотные оси колодок барабанного тормоза автомобиля МАЗ-544018-320-030, включающие индукционные датчики измерения сил

порционален тормозному моменту, реализуемому тормозящим колесом с дорогой.

На рисунках 6 и 7 представлен монтаж индукционных датчиков в опорах колодок барабанного тормоза легкового автомобиля ВАЗ-2108 и на поворотных осях колодок тягача автомобиля МАЗ-544018-320-030.

Для измерения тормозного момента барабанного тормоза ($\Delta R = |\bar{R}_A| - |\bar{R}_B|$) были разработа-

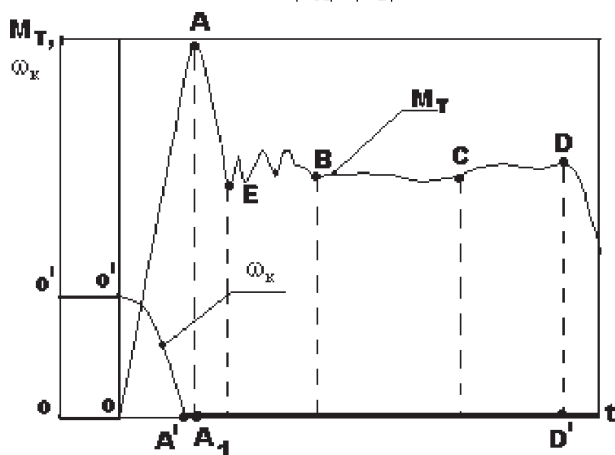


Рисунок 8 — Осциллограмма изменения ΔR , пропорционального тормозному моменту, фактически реализуемому колесом автомобиля ВАЗ-2108 с опорной поверхностью при его экстренном торможении:

M_T — изменение тормозного момента ($\Delta R = |\bar{R}_A| - |\bar{R}_B|$);
 ω_k — угловая скорость тормозящего колеса (вертикальная нагрузка на колесо $N = 200$ кг; угловая скорость начала торможения равна $\omega = 32$ с⁻¹)

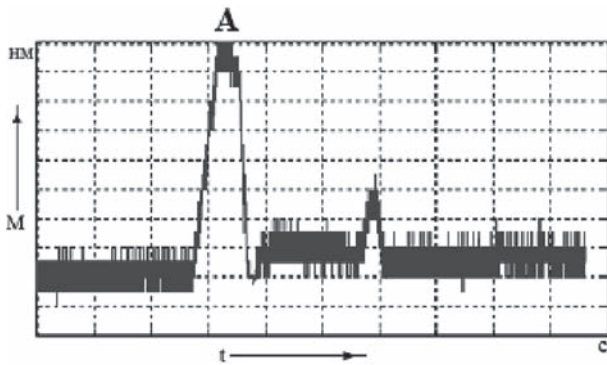


Рисунок 9 — Осциллограмма изменения ΔR (тормозной момент колеса барабанного тормоза) при экстренном торможении седельного тягача МАЗ-544018-320-030 (начальная скорость торможения 15 км/ч, торможение без АБС)

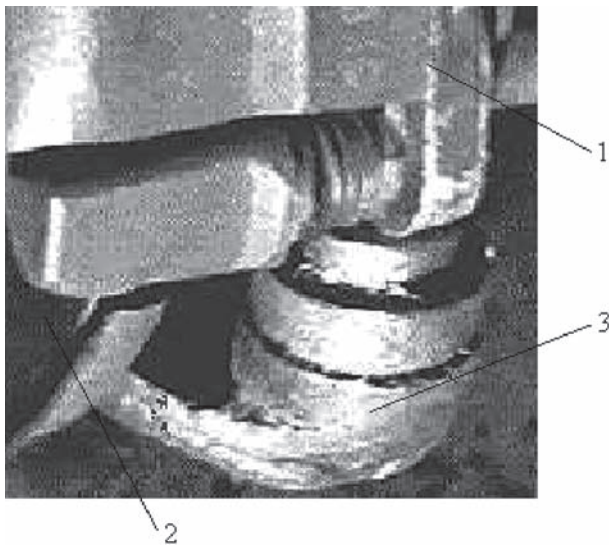


Рисунок 10 — Устройство измерения тормозного момента дискового тормоза легкового автомобиля ВАЗ-2108:
1 — диск тормоза; 2 — опора тормозных колодок;
3 — суппорт индукционного датчика

ны конструкции индукционных датчиков, которые размещались внутри поворотных осей колодок барабанного тормоза автомобиля МАЗ (см. рисунок 7).

На рисунках 8 и 9 представлены осциллограммы изменения $\Delta R = |\bar{R}_A| - |\bar{R}_B|$, полученные при экстренном торможении легкового автомобиля ВАЗ-2108 и тягача автопоезда МАЗ-544018.

На рисунке 10 представлен монтаж датчика измерения тормозного момента (ΔR) в опоре колодки дискового тормоза автомобиля ВАЗ-2108 (см. рисунок 10).

Результаты натурных испытаний измерения ΔR в барабанном и в дисковом тормозе автомобиля ВАЗ-2108 представлены на рисунке 11.

Осциллограмма изменений ΔR при плавном торможении автомобиля ВАЗ-2108 (служебное торможение) представлена на рисунке 12.

Из осциллограммы изменения тормозных моментов, представленной на рисунке 12, видно, что

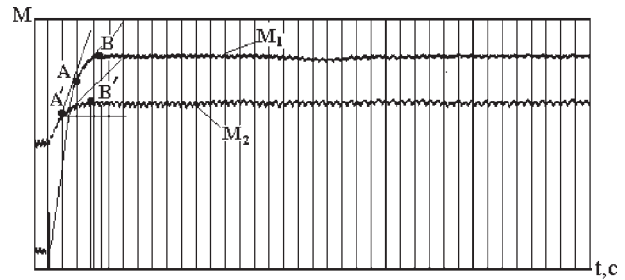


Рисунок 11 — Осциллограммы изменения тормозного момента при экстренном торможении автомобиля ВАЗ-2108 (натурные испытания): A' — угловая скорость переднего колеса с дисковым тормозом; B' — угловая скорость заднего колеса с барабанным тормозом; M — тормозные моменты: A — момент на дисковом тормозе; B — момент на барабанном тормозе (опорная поверхность — мокрый асфальт, начальная скорость торможения $V = 22,2$ м/с)

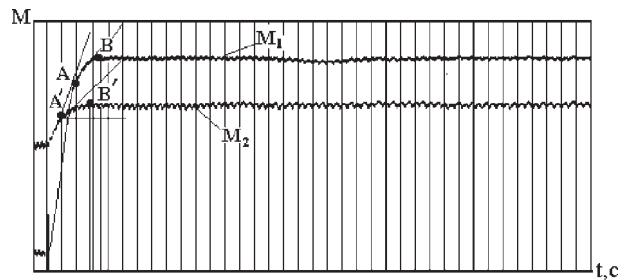


Рисунок 12 — Осциллограммы изменения тормозных моментов при служебном торможении автомобиля ВАЗ-2108 (натурные испытания торможения автомобиля ВАЗ-2108): M_1 — момент на переднем колесе с дисковым тормозом; M_2 — момент на заднем колесе с барабанным тормозом

моменты не претерпевают спад после достижения максимумов.

Установка индукционных датчиков на опоры барабанного и дискового тормозов требует изменений конструкций опор тормоза.

Профессор Минченя В.Т. и инженер Асимов Р.М. (БНТУ) разработали и испытали электронные датчики, которые не требуют изменений конструкций опор колодок тормозных механизмов [6].

Принцип работы датчиков основан на контроле изменения величины магнитной проницаемости материала, подверженного воздействию нагрузок [2]:

$$\mu = f(\sigma),$$



Рисунок 13 — Датчик регистрации изменения магнитной проницаемости металла при воздействии на него нагрузок

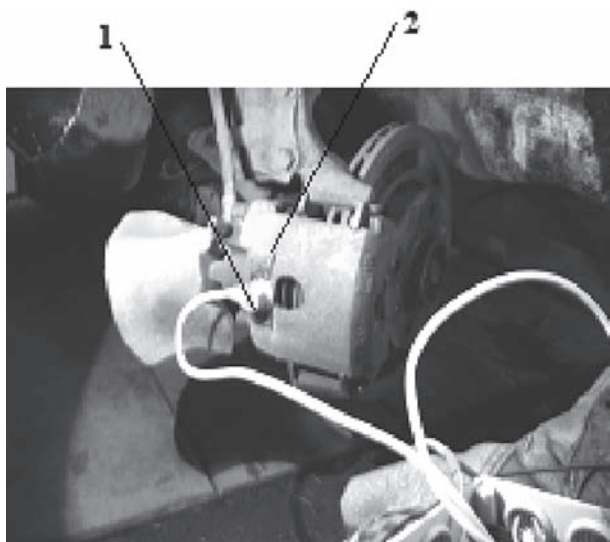


Рисунок 14 — Установка датчика измерения тормозного момента, основанного на изменении внутренних механических напряжений на скобе переднего дискового тормоза легкого автомобиля «Фольксваген»: 1 — датчик измерения тормозного момента; 2 — скоба дискового тормоза

где σ — напряжение в металле суппорта тормоза. Положение датчика на суппорте дискового тормоза и сам датчик представлены на рисунке 14.

Результаты измерения тормозного момента дискового тормоза автомобиля Фольксваген с помощью датчика, представлены на рисунке 15.

Критерий формирования сигналов управления на основе анализа силовых факторов в контакте колес с опорной поверхностью и его практическая реализация в системе управления торможением автомобиля [3]. Из осциллограмм (см. рисунки 8—9) видно, что тормозные моменты имеют характерные особенности их изменений при экстренном торможении автомобиля. Например, на участках от «О» до достижения максимума момента M (ΔR) в точке A производная от $\frac{dM}{dt} > 0$. После достижения максимума в точке максимума A происходит спад тор-

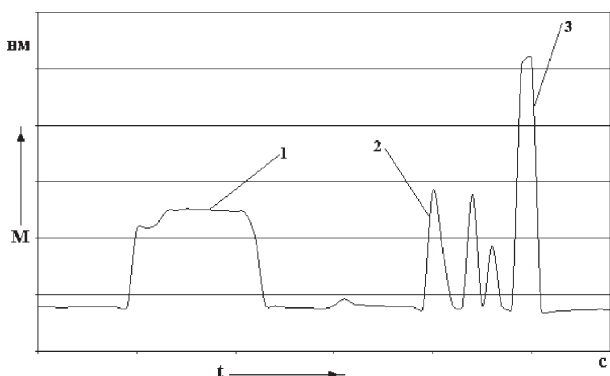


Рисунок 15 — Осциллограмма изменения тормозного момента при торможении колеса легкого автомобиля «Фольксваген»: 1 — торможение с удержанием педали тормоза нажатой; 2 — кратковременное торможение с различной силой нажатия на тормозную педаль; 3 — экстренное торможение колеса с максимальной интенсивностью нажатия на тормозную педаль

мозного момента: $\frac{dM}{dt} < 0$ (см. рисунки 8—9).

При служебном торможении автомобиля отрицательная производная момента $\frac{dM}{dt} < 0$ отсутствует (см. рисунок 12).

Из анализа результатов измерения тормозных моментов установлено, что при блокировке колеса при торможении происходит спад тормозного момента (см. рисунки 8—9). Следовательно, алгоритм управления может быть основан на анализе знаков производных от тормозного момента M , пропорционального электрическому сигналу ΔR (разность сигналов в опорах тормозных колодок).

Скольжение пятна контакта колеса при торможении можно отслеживать по отрицательному знаку производной тормозного момента, т.е. $\frac{dM}{dt} < 0$, который представляет собой критерий формирования сигналов управления исполнительными механизмами тормозов автомобиля (модуляторами) [2].

Для апробации алгоритма управления торможением был разработан и апробирован четырехканальный электронный блок управления (рисунок 16) для легкого автомобиля ВАЗ-2108. Электронный блок управления позволяет производить раздельное управление торможением каждого колеса автомобиля (система IR).

Примечание. При использовании современной электронной базы габаритные размеры блока управления могут быть значительно меньше, а эффективность функционирования электронного блока управления повысится.

На рисунке 17 приведены осциллограмма изменения тормозных моментов колес автомобиля ВАЗ-2108 при работе системы управления торможением, реализующей алгоритм, который формирует сигнал управления при отрицательных знаках производных моментов $\frac{dM}{dt} < 0$. В качестве

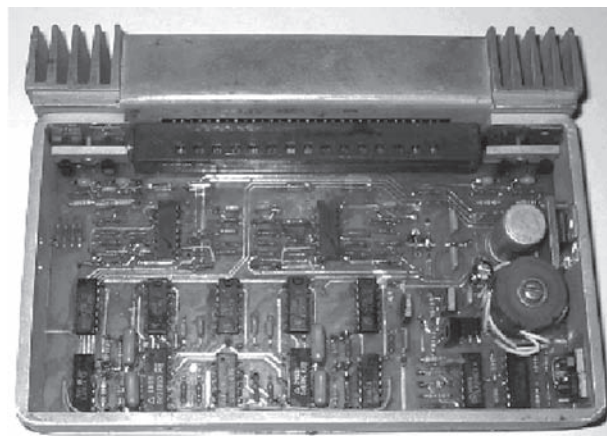


Рисунок 16 — Четырехканальный электронный блок управления АБС на силовом анализе с индивидуальным регулированием (IR) торможения каждого колеса автомобиля

модулятора был использован модулятор BOSCH-2. Частота модулятора составляла не более 7 Гц. Процесс торможения сопровождался блокировкой педали тормоза.

Источник информации для системы управления движением седельных автопоездов, исключая складывание его звеньев в режимах экстренного торможения и криволинейного движения. Современные системы активной безопасности, такие как АБС и VDC не исключают опасного явления, часто происходящего с автопоездами, — это складывание их звеньев. Наиболее опасные режимы движения, при которых чаще всего происходит складывание звеньев автопоезда, — это движение по криволинейной траектории и экстренное торможение автопоезда. Особенностью автопоезда является наличие шарнирных связей между его звеньями. Поэтому при создании систем управления движением автопоездов необходимо учитывать специфические особенности динамики их движения. В настоящее время у седельных автопоездов масса полуприцепа превышает массу тягача более чем в 2,4 раза. При таком соотношении масс звеньев автопоезда при незначительном времени срабатывания тормозов полуприцепа создаются наиболее вероятные условия складывания звеньев поезда.

При создании новых систем управления движением автопоездов, кроме измерения тормозных моментов для систем управления торможением с целью повышения эффективности системы управления, возникает необходимость в информации о силах взаимодействия между его звеньями. Использование информации о силах взаимодействия между звеньями позволит создать алгоритм управления, исключая опасное явление — складывание звеньев автопоезда, как в режиме криволинейного движения, так и в режиме экстренного торможения. Кроме того, данная информация может быть использована для создания алгоритма управления динамикой трогания автопоезда и для совершенствования алгоритма противобуксовочной системы автопоезда.

На рисунке 18 представлен шкворень полуприцепа МАЗ, включающий в себя электронный датчик измерения сил и блок обработки электрических сигналов, пропорциональных силам, дей-

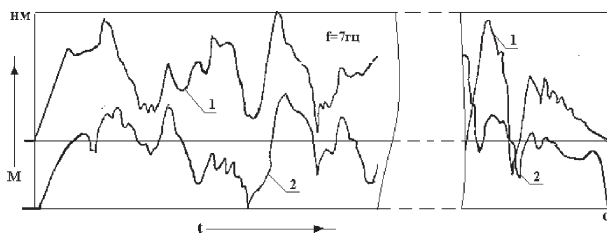


Рисунок 17 — Оциллограмма изменений тормозных моментов на переднем (дисковый тормоз) и заднем (барабанный тормоз) колесах автомобиля «ВАЗ-2108» при экстренном торможении (частота срабатывания электромагнитного клапана модулятора БШШ-2 составляла $f = 7$ Гц, дорога — уплотненный снежный покров): 1 — тормозной момент на колесе с дисковым тормозом; 2 — тормозной момент на колесе с барабанным тормозом

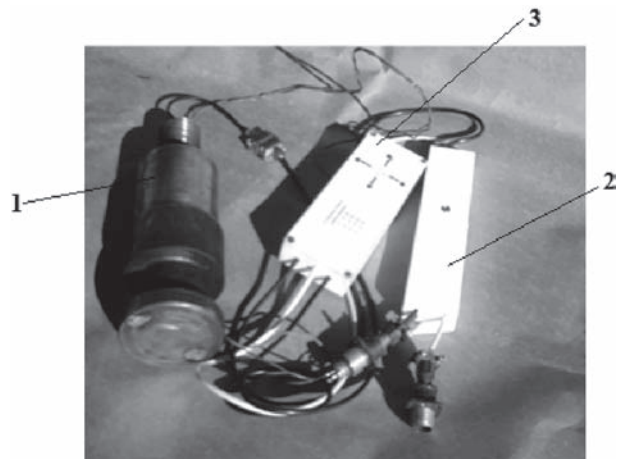


Рисунок 18 — Шкворень седельно-сцепного устройства автопоезда в составе тягача МАЗ-64229 и полуприцепа МТМ 9330, включающий устройство измерения сил между тягачом и полуприцепом: 1 — шкворень седельно-сцепного устройства; 2 — электронный блок обработки информации; 3 — светодиодный индикатор

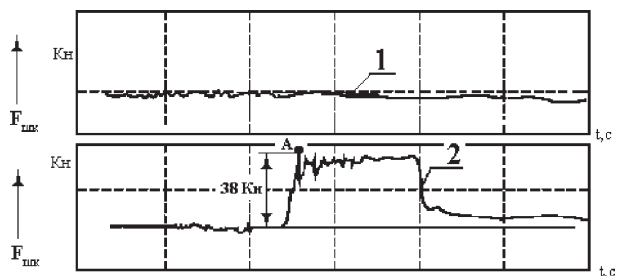


Рисунок 19 — Оциллограмма изменения сил в шкворне при прямолинейном торможении седельного автопоезда в составе тягача МАЗ-64229 и полуприцепа МТМ 9330: 1 — силы в поперечном направлении; 2 — силы в продольном направлении

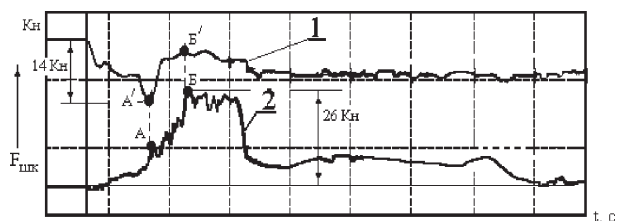


Рисунок 20 — Оциллограмма изменения сил в шкворне автопоезда при его экстренном торможении на криволинейной траектории

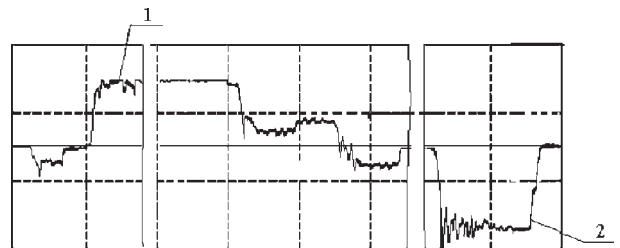


Рисунок 21 — Оциллограмма изменения сил в шкворне в процессе разгона и экстренного торможения седельного автопоезда в составе тягача МАЗ-64229 и полуприцепа МТМ 9330

ствующим на шкворень, в продольных и в поперечных направлениях.

Для повышения информативности о силах взаимодействия между звеньями седельного автопоезда создано устройство, которое производит измере-

ния сил, действующих на шкворень в продольных и в поперечных направлениях.

На рисунках 19—21 представлены осциллограммы натуральных испытаний устройства измерения сил, действующих на шкворень. Испытания проводились в различных режимах движения седельного автопоезда МАЗ.

На основе анализа экспериментальных данных устройств измерения в шкворне седельного автопоезда в составе тягача МАЗ-64229 и полуприцепа МТМ 9330 в различных режимах движения разработаны новые алгоритмы управления, исключающие складывание его звеньев [6—7]. В основу алгоритма управления положен анализ сил в шкворне седельного автопоезда.

Различные варианты размещения электронных датчиков измерения сил в шкворне седельного автопоезда представлены на рисунке 22.

Примечание. Устройство измерения сил в сцепке седельного автопоезда может быть использовано для создания систем управления многосвязных автопоездов с активными прицепами, а также для систем управления тяговых колесных машин, снижающих буксование их ведущих колес, повышая тем самым их тяговые свойства и экономичность.

Перспективы создания систем управления движением колесных машин на основе анализа силовых факторов. Анализ результатов исследований систем управления на основе измерения сил показал, что эффективность алгоритмов управления движением автомобилей и автопоездов можно повысить за счет прямого измерения и анализа боковых реакций колес, т. е. возникает возможность создания более эффективной и совершенной системы управления стабилизацией движения, чем современная система ESP. Основанием для данного утверждения являются датчики измерения сил, не требующие изменения штатной конструкции тормозных механизмов и сцепных устройств [8—10].

Для проверки алгоритма управления по боковой силе, действующей на колесо, были созданы устройства измерения боковых сил, действующих



Рисунок 22 — Сцепные устройства седельных автопоездов с устройствами измерения сил между их звеньями

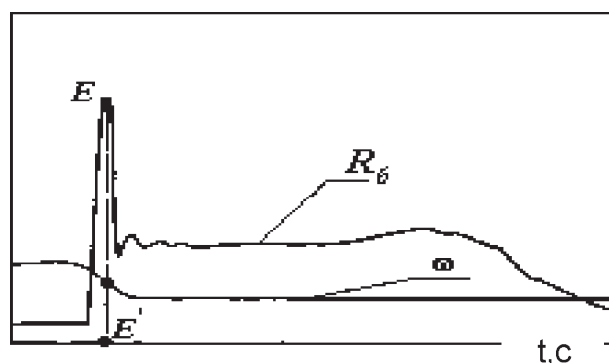


Рисунок 23 — Осциллограмма изменения боковой реакции и угловой скорости вращения заднего правого колеса автомобиля ВАЗ-2108 при экстренном торможении (начальная скорость торможения $V=90$ км/ч; опорная поверхность типа « μ -split»): R_b — боковая реакция; ω — угловая скорость вращения колеса тормозящего колеса

на задние колеса легкового автомобиля ВАЗ-2108. На рисунке 23 представлена осциллограмма изменения боковой реакции, действующей на тормозящее колесо, и изменение его угловой скорости вращения (опорная поверхность экстренного торможения автомобиля ВАЗ-2108 — типа « μ -split»).

На основе анализа информации о боковых реакциях колеса при его торможении создан новый алгоритм управления торможением, основанный на анализе боковых сил [5]. Алгоритм предусматривает регулирование тормозными моментами на колесах автомобиля только лишь при условии возникновения бокового скольжения тормозящего колеса. Алгоритм для формирования сигналов управления торможением производит отслеживание отрицательных знаков производных от боковых реакций, действующих на колеса машины по времени.

На рисунке 24 представлена осциллограмма управления торможением колеса автомобиля ВАЗ-2108

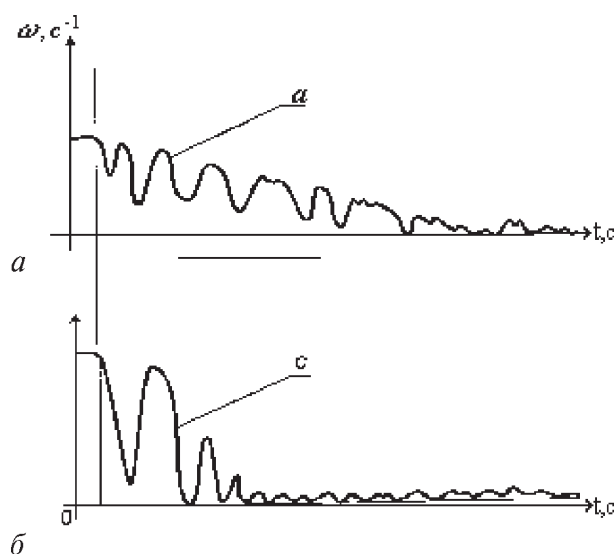


Рисунок 24 — Осциллограммы регулирования угловой скорости вращения тормозящего колеса по опорной поверхности типа «микст» (скорость начала торможения 100 км/ч): а — регулирование по тормозному моменту; б — регулирование по боковой реакции колеса

при его экстренном торможении, основанная на анализе боковой реакции, действующей на колесо.

Из рисунка 24 видно, что эффективность регулирования торможения колеса по боковой силе выше, чем регулирование по тормозному моменту.

Примечание. Создание систем управления на основе измерения и анализа боковых реакций колес в любых режимах движения автомобилей и автопоездов значительно повысит их устойчивость, управляемость, а, следовательно, и их безопасность.

Перспективы создания систем управления приводами многоприводных колесных машин. Наличие замкнутых силовых контуров, содержащих систему масс с упруго-диссипативными связями (система «трансмиссия — ведущие колеса — опорная поверхность»), — отличительная особенность полноприводных машин. Основным недостатком полноприводных колесных машин — это возникновение циркуляции мощности при блокировании межосевых приводов, объясняемой многими авторами изменениями динамических радиусов колес ведущих мостов. Поэтому, все алгоритмы современных автоматических систем управления формируют сигнал управления приводами на основе контроля разности угловых скоростей вращения колес ведущих мостов. При этом, способ управле-

ния не учитывает условий сцепления ведущих колес с опорной поверхностью, так как отсутствуют их источники информации. Использование метода прямого измерения сил в контакте ведущих колес с опорной поверхностью и их анализ повысит эффективность систем управления приводами за счет обеспечения работы ведущих колес, близких к их «чистому» качению. При этом критерием формирования сигналов управления приводами служит обнаружение отрицательных знаков производных моментов.

Алгоритм управления режимами движения полноприводной колесной машины представлен на рисунке 25.

Процедура регулирования происходит следующим образом. После измерения касательных, нормальных и боковых сил определяют их распределение по колесам, осям и бортам. Затем сравнивают распределение нормальных и касательных сил.

При $F'_{i0} < 0$ это означает, что колеса пробуксовывают, при этом возникает значительное боковое проскальзывание, поэтому необходимо формировать приоритетный сигнал управления. В последующем цикл управления повторяется.

Особенностью предложенного способа управления является то, что он может производить оцен-

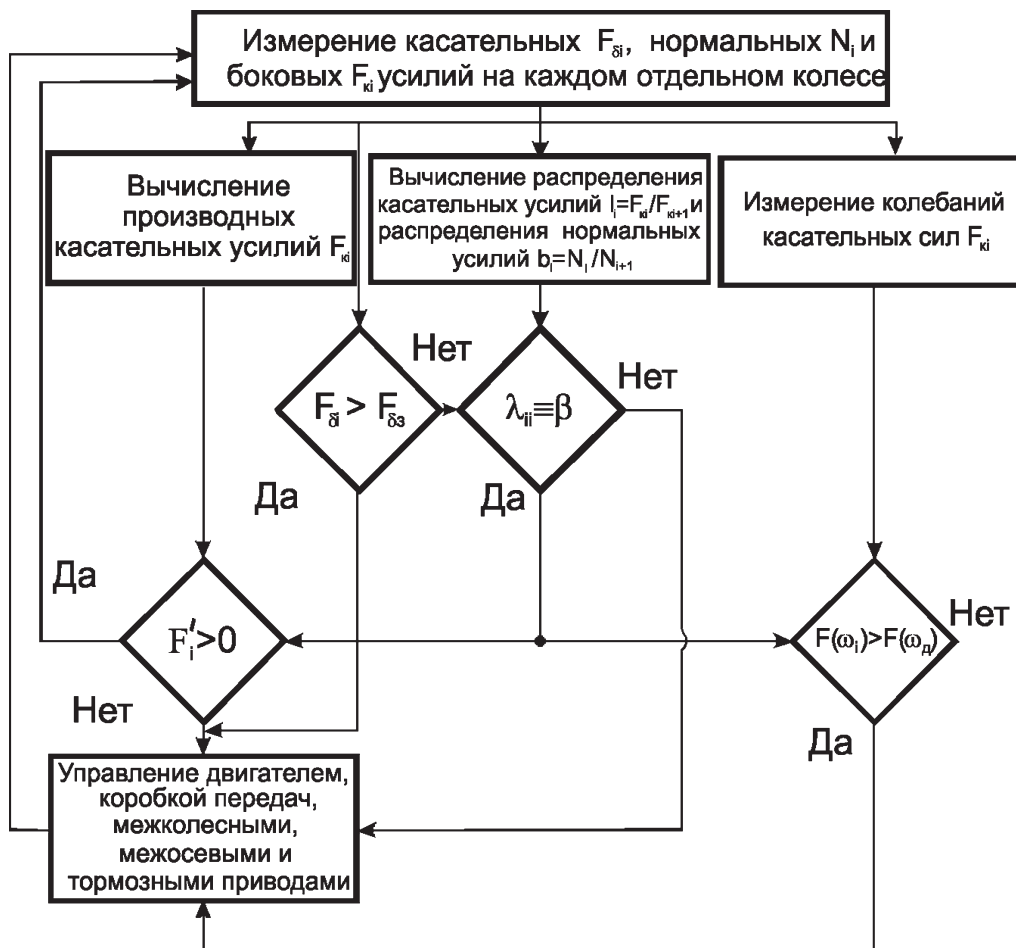


Рисунок 25 — Алгоритм управления движением полноприводной колесной машины

ку внутренней энергии системы. Разность касательных реакций колес ведущих мостов приводит к накоплению потенциальной энергии упругой деформации шин и элементов трансмиссии. Колебания сил в контакте колес с опорной поверхностью происходит тогда, когда момент упругой деформации элементов трансмиссии и шин становится большим, чем момент сцепления колес с опорной поверхностью. Следовательно, отслеживать циркуляцию мощности в трансмиссии полноприводной колесной машины можно по отрицательному знаку градиента потенциальной энергии деформации упругих элементов машины.

Рассмотрим возможность управления приводами многоосных многоприводных колесных машин с дифференциальными приводами. Прежде всего выясним, каким образом можно установить критерий формирования сигналов управления приводами многоосных полноприводных колесных машин, обеспечивающих минимальное буксование колес. Для этого в качестве примера рассмотрим двусосную полноприводную машину с дифференциальными межколесными и межосевыми связями. Рассмотрим признаки буксования колес ведущего моста. Как известно, признак буксования колеса моста устанавливается из сравнения угловых скоростей ведущих колес моста. Так как при наличии симметричного дифференциального механизма все моменты на его полуосях равны. Следовательно, при равных моментах, передаваемых колесам, мощность на буксующем колесе больше, чем на колесе, находящемся в лучших условиях сцепления. В идеале отношение этих мощностей должно быть равно единице, т. е.

$$\frac{N_{np}}{N_{лев}} = 1,$$

где N_{np} , $N_{лев}$ — мощности на колесах, которые можно определить путем измерения момента на колесе и угловых скоростей вращения колес.

Заметим, что конструктивно предусматривается, что отношение опорных реакций колес моста также равно единице. Следовательно, если обнаруживается, что отношение мощностей колес моста отличны от единицы, автоматическая система должна формировать сигнал управления межколесным дифференциальным механизмом. Необходимо отметить, что при рассмотрении одного ведущего моста критерием формирования сигналов управления дифференциалом можно осуществить путем сравнения угловых скоростей вращения колес моста. Однако для многоосной машины критерий сравнения угловых скоростей вращения не является универсальным, поэтому необходимы датчики измерения моментов на колесах и угловых скоростей вращения. Конструктор колесной машины на стадии проектирования задает распределение вертикальных нагрузок по мостам полноприводной колесной машины, т.е. задает отношение весовых нагрузок по ведущим мостам:

$$\frac{P_1}{P_2} = \lambda,$$

где P_1 , P_2 — весовые нагрузки на ведущие мосты.

Для полной реализации сцепного веса двусосной машины конструктор задает передаточные отношения межосевого дифференциального механизма, пропорциональные весовым нагрузкам, приходящимся на мосты. Тогда, если необходимо установить критерий формирования сигнала управления межколесным и межосевым дифференциальным механизмом на основе анализа отношений угловых скоростей вращения колес мостов, возникает сложность выбора этих отношений из-за того, что каждое из четырех колес может иметь разные угловые скорости вращения. Поэтому, критерий формирования сигналов управления на основе силовых факторов является наиболее универсальным. Так, в данном случае в качестве критерия формирования сигналов управления можно принять отношение мощностей на ведущих мостах:

$$\frac{N_1}{N_2} = \frac{N_{лев1} + N_{np}}{N_{лев2} + N_{np2}} = \lambda.$$

Данное условие формирования сигналов управления межосевыми приводами можно использовать для полноприводных машин с любым числом межосевых приводов.

Выводы. 1. Результатами экспериментальных исследований установлено, что тормозные моменты (силы) в контакте колеса с опорной поверхностью при экстренном торможении АТС подчиняются регулярной закономерности их изменения при несоответствии формируемых водителем моментов в тормозных механизмах условиям сцепления колес, характеризующаяся наличием максимума и спада момента в начале переходного процесса.

2. Сравнение результатов изменения тормозных моментов во времени, полученных при экстренном торможении АТС, с результатами изменениями тяговых и боковых сил в зависимости от коэффициента буксования, коэффициент относительного скольжения, углов увода, полученных различными исследователями, позволил сделать вывод о том, что скольжение пятна контакта характеризуется спадом тормозного момента. Эти признаки характерны как для тяговых, так и для боковых сил.

3. Для обеспечения устойчивости движения АТС в любом режиме движения в алгоритме управления САБ АТС приоритетным сигналом управления должен быть отрицательный знак производной от боковых реакций.

4. Критерием формирования сигналов управления межосевым приводом полноприводной двусосной машины является наличие отрицательного знака производной момента на любом из ведущих колес машины.

5. Критерием формирования сигналов управления дифференциальными приводами многоосных многоприводных колесных машин является соблюдение условия отношений мощностей колес моста и ведущих мостов, пропорциональных отношениям весовых нагрузок, приходящихся на колеса и мосты заданных на стадии проектирования машин.

Список литературы

1. Сазонов, И.С. Регулирование режимами движения полноприводных колесных машин / И.С. Сазонов. — Могилев: Бел. нац. ун-т, 2002. — 242 с.: ил.
2. Ким, В.А. Методология создания систем активной безопасности автотранспортных средств на основе анализа сил / В.А. Ким. — Могилев: Беларус.-Рос. ун-т, 2003. — 347 с.: ил.
3. Динамика колесных машин / И.С. Сазонов [и др.]; под общ. ред. И.С. Сазонова. — Могилев: Беларус.-Рос. ун-т, 2006. — 462 с.
4. Тормозные системы колесных машин / И.С. Сазонов [и др.]; под общ. ред. И.С. Сазонова. — Могилев: Беларус.-Рос. ун-т, 2011. — 351 с.
5. Устройство измерения тормозного момента: пат. 2131365 (RU), МКИ6 В60Т8/52, G 01 L 5/28. С1 / Ф.А. Ким, В.С. Портасенок, Р.И. Фурунжиев. — № 97109779/28; заявл. 13.06.97; опубл. 10.06.99 // Бюл. № 16. — 6 с.: ил.
6. Индукционный датчик: пат. № 7197 ВУ МПК F16D 55/00 / Н.Т. Минченя, В.Т. Минченя, С.Л. Карпович. — № а 20020190. — заявл. 05.03.02, опубл. 30.09.03.
7. Устройство для измерения деформации шкворня тягово-сцепного устройства седельного автопоезда: пат. № 15383 ВУ МПК F16D 55/00 / В.А. Ким, Г.В. Бочкарев, И.С. Сазонов, Г.С. Ленецкий. — № а 20071463 — заявл. 21.10.05. — опубл. 30.10.08.
8. Способ управления антиблокировочной системой торможения транспортного средства: пат. 98/01332 (WO), МКИ6 В60Т 8/52 / В.А. Ким, Ф.А. Ким, В.С. Портасенок, Р.И. Фурунжиев, В.П. Лобах, Г.В. Бочкарев. — № РСТ/ВУ96/00005; заявл. 29.07.96; опубл. 15.01.98.
9. Способ регулирования торможением автопоезда: пат. 2299140 РФ, МКИ6 В 60 Т С1 / И.С. Сазонов, А.Т. Скойбеда, В.И. Василевский, Г.В. Бочкарев, В.В. Корсаков, Н.А. Коваленко, В.А. Ким, И.И. Цыганков, Л.Г. Красневский, В.В. Сикорский, В.Д. Рогожин. — № 2005132206/11. — заявл. 18.10.05; опубл. 20.05.07 // Бюл. № 14.
10. Anti-lock Brake Control System: пат. 4.822.113 США, МКИ В 60 Т 8/58 / А. Kade, Н.Г. Hopkins, М.А. Salman (США); BOEING. — № 784609; заявл. 14.03.72; опубл. 11.08.74 // Бюл. № 405. — 21 с.: ил.

Авторы выражают благодарность А.Т. Скойбеде, доктору технических наук; Л.Г. Красневскому, члену-корреспонденту НАН Беларуси за помощь при работе над статьей

Sazonov I.S., Kim V.A., Amelchenko P.A., Doubovik D.A., Vasilevskiy V.I.
Wheeled vehicle motion control based on measuring and analysis of force factors

The paper gives theoretical justification of the ways to measure actual braking torque of the wheels with the bearing face for drum and disk brakes which are necessary for creating automated brake control systems for vehicles based on load design. The results of measurement of braking torque and lateral reaction effecting the wheels of VAZ-2108 while emergency braking (« μ -split» surface) were obtained. New algorithms of braking control of vehicles which have been carried out in a model of automated control systems have been created on the basis of force factor change analysis. Test results have proved their efficiency. The paper presents methods of gaining new sources of information such as saddle-type articulated lorry segment interaction forces which make it possible to create braking control systems of articulated lorries ruling out folding of their parts at various modes of the vehicle motion. Prospects of electrical signal use which is proportionate to force factors (wheels-road contact force and force of interaction of the parts of the articulated lorry) for creating new on-board braking diagnostic systems and movement control stabilizing systems for vehicles at various motion modes (ESP systems on load design) are given in the paper.

Поступила в редакцию 13.08.2012.