

ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ

УДК 629.113

В. А. Ким, д-р техн. наук, профессор, **И. С. Саонов**, д-р техн. наук, профессор,
С. Ю. Билык, аспирант, **Ки Йонг Чой**, аспирант, Белорусско-Российский университет,
г. Могилев, Республика Беларусь
E-mail: bru@bru.by

ОБОСНОВАНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ АЛГОРИТМОВ УПРАВЛЕНИЯ ТОРМОЖЕНИЕМ КОЛЕСНЫХ МАШИН НА СИЛОВОМ АНАЛИЗЕ

В статье дано обоснование эффективности алгоритмов управления торможением колесных машин на основе измерения и анализа сил в контакте колес с опорной поверхностью. Изложены методы получения первичной информации — моменты (силы), фактически реализуемые колесами в контакте с опорной поверхностью. На основе анализа результатов экспериментальных исследований установлен критерий формирования сигналов управления исполнительными механизмами колесных тормозов при экстренных торможениях колесных машин — идентификация отрицательного знака производной от тормозного момента (сил) по времени, характеризующего скольжение контакта колеса относительно его опорной поверхности.

Ключевые слова: алгоритм управления, критерий формирования сигналов управления, источники информации, идентификация отрицательных знаков производной от сил (моментов) по времени, силы, фактически реализуемые в контакте колес с опорной поверхностью.

The paper substantiates the effectiveness of braking control algorithms for wheeled vehicles on the basis of measurement and analysis of forces in the wheel — road contact. Methods for obtaining primary information are described: i.e. the torque (forces) actually generated by wheels in the contact with the road surface. Based on the analysis of the results of experimental studies, the criterion for control signal formation by actuating mechanisms of wheel brakes in the case of emergency braking of wheeled vehicles is established: the identification of the negative sign of the derivative of the braking torque (force) with respect to time characterizing the wheel slip contact relative to the road surface.

Keywords: Control algorithm, criterion of formation of control signals, sources of information, identification of negative signs derived from forces (moments) in time, forces actually realized in contact of wheels with a support surface.

По истечении многих лет с момента создания антиблокировочных системы (АБС, ABS) и противобуксовочных систем (ПБС, ASR) прошло более 100 лет. Однако их алгоритмы практически не претерпели значительных изменений. Источниками первичной информации систем ABS/ASR (комбинированные системы) все еще являются угловые скорости и ускорения вращения колес и масс машин (кинематические параметры). На основе анализа кинематических параметров осуществляется оценка состояния сцеплений колес с опорной поверхностью путем косвенных расчетов — определение относительных скольжений контактов колес, коэффициентов сцеплений колес с опорной поверхностью, а более сложные алгоритмы осуществляют определение сил в контакте колес.

Системы управления движением автомобилей продолжают совершенствоваться. Создаются

новые системы, система стабилизации движением автомобилей (ESP), которые также основаны на измерении и анализе кинематических параметров. Совершенствование систем активной безопасности автотранспортных средств (САБ АТС) идет по пути наращивания числа информационных каналов. Число датчиков для измерения кинематических параметров увеличивается, что в свою очередь ведет к усложнению алгоритмов управления, и тем самым повышая их стоимость.

На основе измерения ускорений поступательного и вращательного движений масс автомобиля, используя метод Даламбера, алгоритмы управления производят расчеты по определению сил F и моментов M , фактически реализуемых колесами в контакте с опорной поверхностью. Целью расчетов является идентификация условий сцепления колес с опорной поверхностью автомобиля

(асфальтобетон, снежный, ледяной покров и т. п.), т. е. определение сил в контакте колес с опорной поверхностью. Методы расчета сил (моментов) в контакте колес с опорной поверхностью основаны на известных законах классической механики — уравнении поступательного движения (закон Ньютона для поступательного движения и закон Эйлера для вращательного движения):

$$\begin{cases} ma = \sum F; \\ J\varepsilon = \sum M, \end{cases} \quad (1)$$

где m — масса тела, кг; J — момент инерции тела, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$; a — ускорение поступательного движения, $\text{м}/\text{с}^2$; ε — угловое ускорение вращающейся массы, с^{-2} ; F — результирующая сила, приложенная к телу, Н; M — результирующий момент, приложенный к колесам или остову автомобиля, $\text{Н}\cdot\text{м}$.

Без исключения все алгоритмы САБ АТС основаны на известной диаграмме (рис. 1). Диаграмма дает качественную картину изменений коэффициентов сцеплений в продольном и в поперечном направлении осей колеса в зависимости от коэффициента относительного скольжения контакта колеса [7, 8 и др.].

Диаграммы, представленные на рис. 1, а, косвенно подтверждают, что коэффициент тре-

ния между поверхностями контактируемых тел, при отсутствии их относительного скольжения, больше чем при возникновении относительного скольжения поверхностей трения. Многие авторы по-разному интерпретируют понятие коэффициентов сцеплений колес с опорной поверхностью. Полагают, что существует взаимосвязь между коэффициентами сцеплений колеса с опорной поверхностью в продольном $\varphi_{\text{сц}}^x$ и боковом направлениях $\varphi_{\text{сц}}^y$ [7].

Все исследователи единодушны в том, что максимальные значения коэффициентов сцеплений колеса с опорной поверхностью можно определить по формулам (при отсутствии скольжения контакта колеса относительно его опорной поверхности):

$$\varphi_{\text{сц}}^x = \frac{F_{\text{к}}}{N_{\text{к}}}; \quad \varphi_{\text{сц}}^y = \frac{R_{\text{б}}}{N_{\text{к}}}, \quad (2)$$

где $F_{\text{к}}$ — сила в контакте колеса с опорной поверхностью, возникающая в тяговом и в тормозном режимах качения колеса; $R_{\text{б}}$ — боковая реакция опорной поверхности колеса; $N_{\text{к}}$ — нормальная реакция опорной поверхности колеса.

Необходимо отметить, что до сих пор исследователями не установлена функциональная связь между коэффициентами сцеплений в продольном

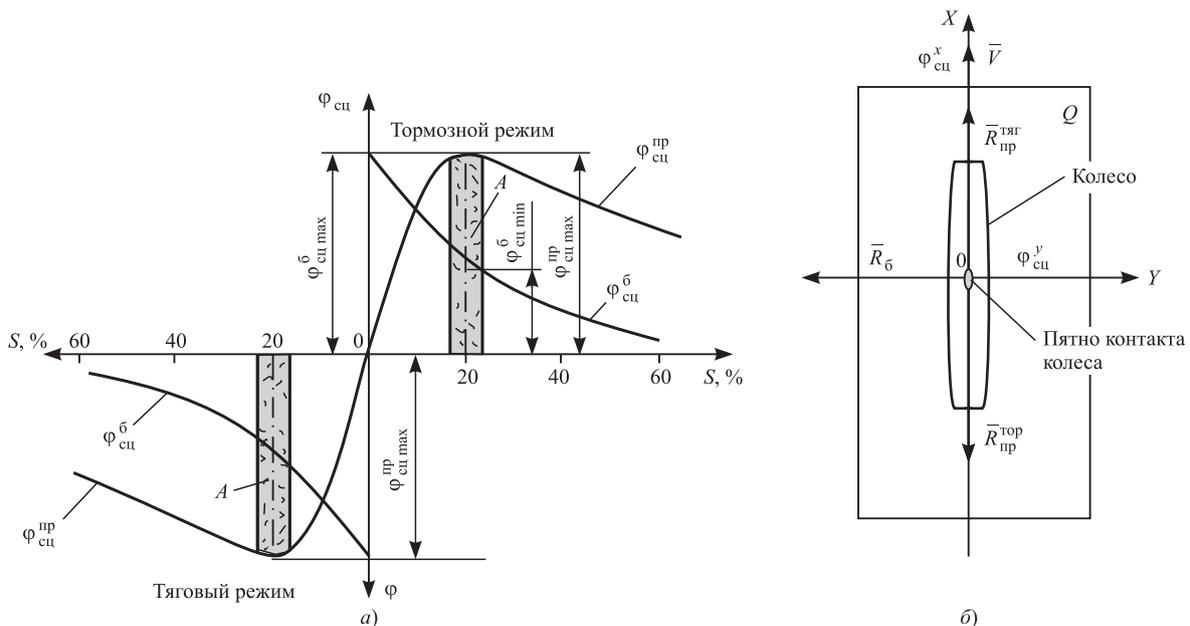


Рис. 1. Изменение коэффициентов сцеплений колеса в зависимости от коэффициента относительного скольжения его контакта в продольном направлении (тормозной, тяговый режим):

a — изменение коэффициентов сцеплений колес в зависимости от коэффициента относительного скольжения S контакта колеса в тормозном и в тяговом режимах качения; *б* — направление сил, приложенных в точке пятна контакта колеса с опорной поверхностью; *A* — диапазон регулирования

и поперечном направлениях. Такая функциональная связь была бы весьма полезной при проведении теоретических и практических расчетов, позволяющих оценить устойчивость движения колесных машин. В современных системах управления движением колесных машин для формирования сигналов управления исполнительными механизмами автомобилей (тормоза, двигатель, коробка передач и т. п.) задаются пороговыми значениями угловых скоростей, ускорений колес или задаются диапазоном изменения коэффициента относительного скольжения колеса "А" (рис. 1, а). В то же время условия сцепления колес и режимы движения автомобиля постоянно изменяются, поэтому алгоритмы формирования сигналов управления по заведомо заданным пороговым значениям кинематических параметров имеют существенные недостатки, что в последующем сказывается на качестве управления. Поэтому путь совершенствования алгоритмов управления САБ АТС видится в использовании более информативных источников — прямое измерение и анализ сил в контакте колес с опорной поверхностью, а не методом их косвенных расчетов.

Приведем другие примеры, свидетельствующие о необходимости совершенствования существующих алгоритмов ABS/ASR. Как известно, алгоритм ABS является ядром всех алгоритмов современных систем активной безопасности автотранспортных средств (САБ АТС). Все алгоритмы производят расчеты и анализируют коэффициенты относительного скольжения контактов колес по формуле:

$$S_{ki} = \frac{V - \omega_i r_{dki}}{V} \cdot 100 \%, \quad (3)$$

где ω_i — угловые скорости вращения колес автомобиля (автопоезда), s^{-1} ; r_{dki} — динамические радиусы качения колес, м; V — скорость поступательного движения остова машины, м/с.

Известно, что динамический радиус качения колеса r_{dki} и нормальная реакция опорной поверхности колес N_k постоянно изменяются при движении автомобиля, а скорость поступательного движения машины, рассчитанная путем опроса угловых скоростей вращения всех колес машины ω_i , представляет собой усредненный показатель.

Формирование сигналов управления тормозами колесных машин осуществляют путем идентификации заведомо заданной области

относительного скольжения колеса "А". Однако колеса автомобиля могут вращаться, а скорость его поступательного движения может быть равна нулю, $V = 0$. Например, при низком коэффициенте сцепления колес с опорной поверхностью может происходить полное буксование ведущих колес, автомобиль стоит на месте (опорная поверхность — лед), т. е. скорость поступательного движения машины равна нулю, а угловые скорости колес не равны нулю.

Алгоритмы существующих ABS все еще определяют скорость автомобиля на основе измерения угловых скоростей вращения колес, и с этим связано качество их функционирования. Так, коэффициент относительного скольжения контакта колеса S_{ki} измеряется десятными долями единицы, поэтому погрешность расчета скорости поступательного движения остова колесной машины, производимая путем опроса угловых скоростей вращения колес машины, имеющих разные значения, могут иметь существенные погрешности, и тем самым снижает качество функционирования САБ АТС.

Наглядное представление о силах, действующих в контакте колес с опорной поверхностью, представлено на рис. 1, б.

Колесо совершает качение по плоскости Q . Силы в контакте колеса с плоскостью качения приложены в точке пятна контакта колеса "О" и направлены вдоль осей X и Y . Коэффициенты сцеплений в направлении осей X и Y обозначены: $\varphi_{сц}^y, \varphi_{сц}^x$ (рис. 1, б). Из рис. 1, а следует, что увеличение силы в продольном направлении влечет за собой уменьшение силы в боковом направлении колеса, и это является причиной потери устойчивости движения автомобиля при экстренных торможениях. Подобная закономерность изменений сил в контакте колеса происходит и в тяговом режиме его качения.

Главной задачей создания САБ АТС на силовом анализе является установление критерия формирования сигналов управления исполнительными механизмами.

Для достижения поставленной цели в работе решаются две основные задачи: 1 — разработка метода, позволяющего создание устройств измерения сил в контакте колес с опорной поверхностью и в узлах связи между звеньями колесной машины; 2 — установление критерия формирования сигналов управления исполнительными механизмами, необходимых для создания алгоритмов управления движением колесных машин.

Теоретическое обоснование метода измерения тормозных сил (моментов) в контакте тормозящих колес с опорной поверхностью и их практическая реализация в колесных тормозах

Прежде всего дадим теоретическое обоснование возможности создания устройства, позволяющего прямое измерение сил (моментов), фактически реализуемых колесом в контакте с опорной поверхностью при торможении автомобиля. Более подробно способ измерения тормозного момента изложен в работах [1, 8].

Для пояснения способа измерения тормозного момента рассмотрим схему колесного барабанного тормоза и силы, действующие на его элементы (рис. 2). Здесь 1 — тормозящее колесо; 2 — разжимное устройство колодок тормоза (гидроцилиндр, разжимной кулак и т. п.); 3 — тормозные колодки; 4 — суппорт (тормозной щит); 5 — опора тормозных колодок (опорная пластина); 6 — элементы крепления тормозного щита; 7 — тормозной барабан, скрепленный с колесом 1; A , B — точки контакта колодок тормоза 3 с опорной пластиной 5; \vec{Q}_A , \vec{Q}_B — векторы равнодействующих сил, действующие на поверхности тормозных накладок 3, создающие тормозной момент M ; \vec{N} — нормальная реакция опорной поверхности колеса 1; ω — угловая скорость колеса перед началом его торможения; T — тормозная сила в контакте колеса с опорной поверхностью; $r_{\text{дк}}$ — динамический радиус качения колеса; M — тормозной момент,

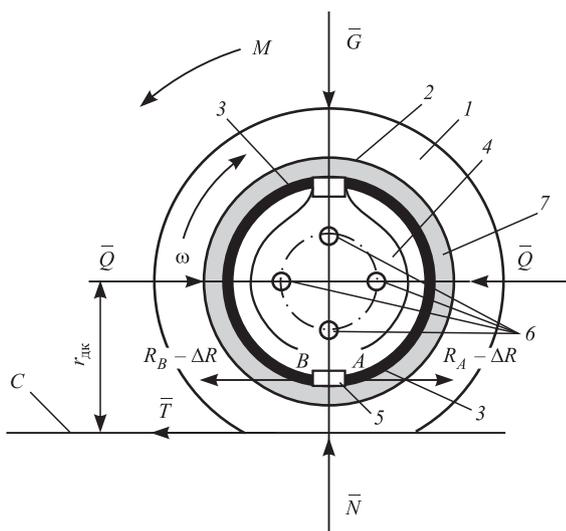


Рис. 2. Схема тормозящего колеса и силы, действующие на него и на элементы колесного тормоза

создаваемый тормозом; R_A , R_B — реакции в опорах колодок; ΔR — разность сил, характеризующей догрузку-разгрузку опорной пластины тормоза при возникновении тормозного момента M .

Для пояснения сущности предлагаемого метода измерения сил в контакте колес с опорной поверхностью положим, что колесо 1 поднято относительно опорной поверхности C . Водитель нажимает на педаль привода колесного тормоза 2. Разжимное устройство тормоза 2 вращает колодки 3 относительно точек опор A и B , находящихся на опорной пластине 5. Колодки тормоза прижимаются к тормозному барабану 7, который жестко связан с тормозящим колесом 1. В результате в точках опоры колодок A и B возникают реакции R_A и R_B . Полагаем, что тормозной механизм симметричен. Тогда модули сил $|R_A| = |R_B|$. Заметим, что мы рассматриваем ситуацию, когда колеса машины не контактирует с поверхностью C (колесо поднято).

Положим, что в том же поднятом состоянии колеса к нему приложен момент M , стремящийся повернуть колесо в направлении прикладываемого момента M (рис. 2). При этом изменяются модули сил $|R_A|$ и $|R_B|$ в точках опоры A и B опорной пластины 5. При приложении момента M реакции $|R_A|$ и $|R_B|$ не равны между собой. В направлении приложения момента к колесу сила в точке опоры A будет больше силы в опоре B , т. е. $|R_A| > |R_B|$. Величина разности этих сил $\Delta R = R_A - R_B$ зависит от момента M , прикладываемого к колесу.

Вернемся к рассмотрению качения колеса по плоскости C при торможении. При срабатывании тормозного привода колодки тормоза 3 прижимаются к тормозному барабану 7. Результирующие силы давления колодок на поверхность барабана создают силы трения. Кроме того, в контакте колеса с опорной поверхностью возникает реакция связи. В результате возникает пара сил (формируемый момент). При возникновении момента трения в тормозе создается момент от силы сцепления T в контакте колеса с опорной поверхностью C , который направлен противоположно моменту M (реализуемый момент). Тормозная сила в контакте колеса с опорной поверхностью равна:

$$T = N\varphi_{\text{сц}},$$

где N — нормальная реакция опорной поверхности колеса; $\varphi_{\text{сц}}$ — коэффициент сцепления колеса с опорной поверхностью.

Момент, создаваемый силой T в контакте колеса с опорной поверхностью при торможении

колеса (момент по условиям сцепления колес с опорной поверхностью), равен:

$$M_{\text{сц}} = Tr_{\text{дк}} = N\varphi_{\text{сц}}r_{\text{дк}}$$

Момент $M_{\text{сц}}$ ограничен коэффициентом сцепления $\varphi_{\text{сц}}$ и нормальной реакцией N , поэтому формируемый в колесном тормозе момент M не должен превышать момент по сцеплению $M_{\text{сц}}$ ($M < M_{\text{сц}}$). В противном случае происходит скольжение контакта колеса относительно опорной поверхности (юз колеса). При скольжении контакта колеса наблюдается уменьшение коэффициентов сцеплений $\varphi_{\text{сц}}^y, \varphi_{\text{сц}}^x$ (рис. 1, а). Причем наибольшую опасность для устойчивости движения машины представляет падение коэффициента сцепления в боковом направлении $\varphi_{\text{сц}}^y$. Резкий спад коэффициента сцепления $\varphi_{\text{сц}}^y$ приводит к заносу автомобиля, что чаще всего и наблюдается при экстренных торможениях автомобиля. Поэтому алгоритмы ABS при идентификации блокировки колеса ($\omega_k = 0$) формируют сигнал разблокировки тормозящего колеса путем снятия с колеса тормозного момента M .

Следовательно, разность сил $\Delta R = R_A - R_B$ в опорах колодок тормоза "А" и "В" пропорциональна тормозному моменту, возникающего при взаимодействии колеса с опорной поверхностью.

Отметим, что разность сил в опорах колодок $\Delta R = R_A - R_B$ на асфальтобетонной поверхности будет больше, чем на льду. Таким образом, идентификацию сил взаимодействия колеса с опорной поверхностью можно осуществить путем установки датчиков измерения сил в опорах колодок барабанного тормоза "А" и "В".

Для проведения эксперимента нами были спроектированы и изготовлены макетные образцы индукционных датчиков, которые размещались в опорах колодок барабанного тормоза ВАЗ-2108 (рис. 3, а, б).

На рис. 3: а) бесконтактный индукционный датчик для устройства измерения моментов



Рис. 3. Индукционные датчики измерения реализуемых колесами тормозных моментов и их производных по времени:

а — бесконтактный; б — контактный

в барабанных и дисковых тормозах; б) контактный индукционный датчик для устройства измерения моментов в барабанных и дисковых тормозах.

На рис. 4 и 5 представлены устройства измерения тормозных моментов, включающие электронные датчики, размещенных в опорах колодок барабанного тормоза легкового автомобиля ВАЗ-2108.



Рис. 4. Размещение датчиков измерения сил в опорах колодок барабанного тормоза легкового автомобиля ВАЗ-2108:

1 — датчики, включенные в опору колодок барабанного тормоза ВАЗ-2108



Рис. 5. Поворотные оси колодок барабанного тормоза автомобиля МАЗ-544018-320-030, включающие датчиками измерения тормозного момента (силы) в контакте колес с опорной поверхностью:

1 — поворотные оси колодок барабанного тормоза, включающие датчиками измерения сил

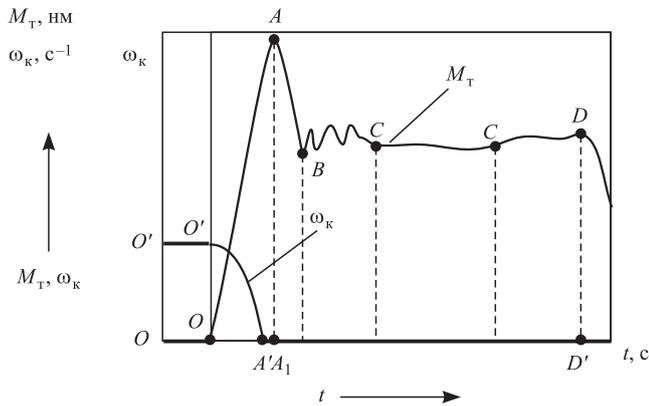


Рис. 6. Осциллограмма изменения тормозного момента (силы) в барабанном тормозе заднего правого колеса автомобиля ВАЗ-2108 при экстренном торможении (опорная поверхность — мокрый асфальт, скорость перед началом торможения 60 км/ч):

M_T — тормозной момент; ω_k — угловая скорость тормозящего колеса (угловая скорость начала торможения, $\omega = 37\text{с}^{-1}$)

На рис. 5 представлен передний барабанный тормоз тягача МАЗ-544018-320-030. Электронные датчики измерения сил при торможении размещены на поворотных осях 1 тормозных колодок.

На рис. 6 и 7 представлены осциллограммы изменения $\Delta R = |\bar{R}_A| - |\bar{R}_B|$, пропорциональные тормозным моментам, полученные при экстренном торможении легкового автомобиля ВАЗ-2108 и седельного тягача МАЗ-544018-320-030.

Для теоретического обоснования метода измерения тормозного момента в дисковом тормозе рассмотрим схему, представленную на рис. 8.

При срабатывании дискового тормоза, если к колесу 2 не приложен тормозной момент, момент трения между диском 1 и колодкой тормоза 5 от-

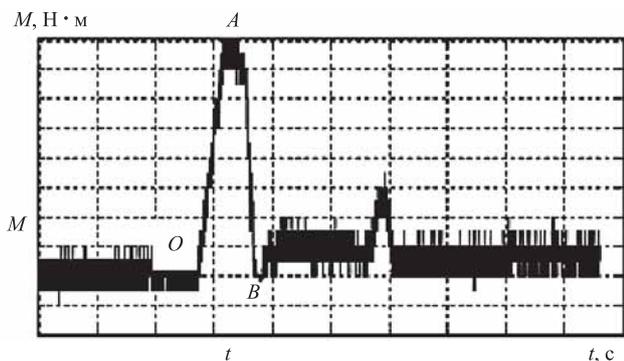


Рис. 7. Осциллограмма изменения тормозного момента (силы) в барабанном тормозе переднего правого колеса тягача МАЗ-544018-320-030 при экстренном торможении (скорость начала торможения 40 км/ч, опорная поверхность — снежный покров, торможение без АБС)

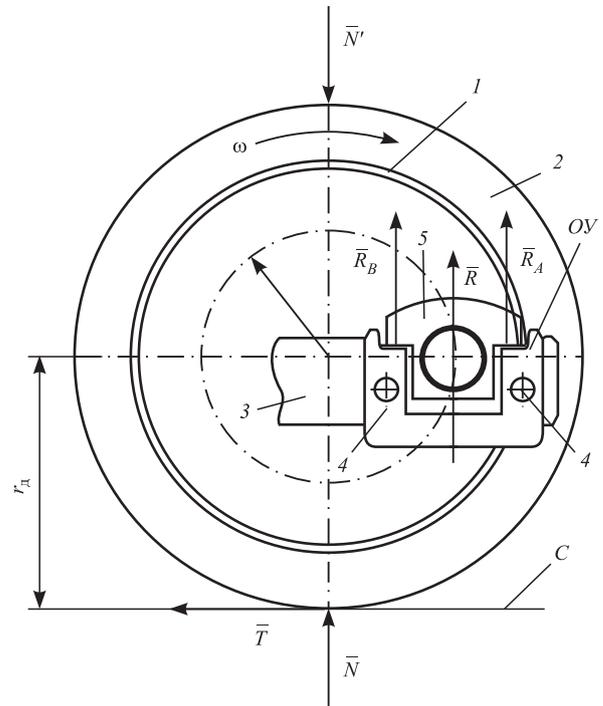


Рис. 8. Схема сил, действующих на элементы дискового тормоза:

1 — тормозной диск; 2 — колесо; 3 — суппорт дискового тормоза; 4 — болты крепления суппорта тормоза; 5 — подвижный суппорт дискового тормоза; б — тормозные накладки; В — тормозной цилиндр; С — опорная плоскость колеса

сутствует. При этом реакция в опоре колодки тормоза в точках "А" и "В" равна нулю, $|\bar{R}_A| = |\bar{R}_B| = 0$.

Если к колесу 1 приложить момент в направлении вращения ω (рис. 9), то в опоре "А" возникает реакция $|\bar{R}_A| \neq 0$, которая будет пропорциональной моменту, прикладываемому к колесу.

Для измерения силы давления колодки 5 на опору "А" дискового тормоза был спроектирован индукционный датчик, который устанавливался на суппорте дискового тормоза.

На рис. 9 представлено устройство измерения тормозного момента в дисковом тормозе автомобиля ВАЗ-2108.

Результаты натурных испытаний устройств измерения тормозных моментов в барабанном и в дисковом тормозах автомобиля ВАЗ-2108 представлены на рис. 10.

Осциллограммы изменения тормозных моментов при служебном торможении автомобиля ВАЗ-2108 представлены на рис. 11.

Из рис.11 видно, что при служебном торможении тормозные моменты не претерпевают резкого спада, т. е. производные от тормозных моментов не имеют отрицательных знаков производных по

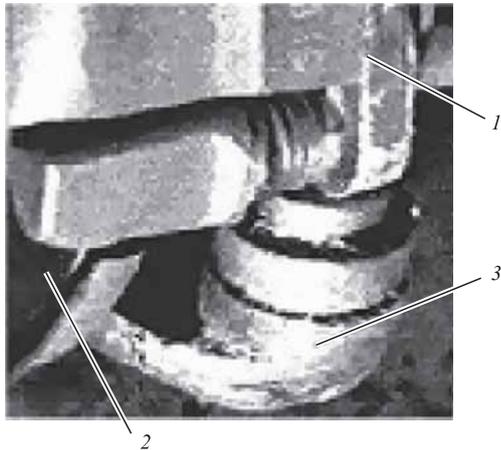


Рис. 9. Устройство измерения тормозного момента дискового тормоза легкового автомобиля ВАЗ-2108:

1 — диск тормоза; 2 — опора тормозных колодок; 3 — суппорт индукционного датчика

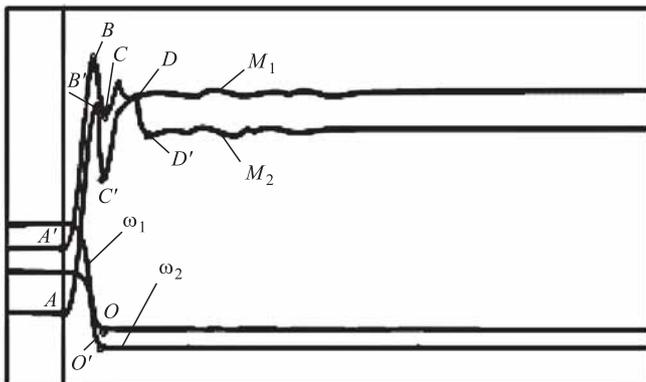


Рис. 10. Осциллограмма изменения тормозных моментов и угловых скоростей вращения колес при экстренном торможении автомобиля ВАЗ-2108 (скорость перед началом торможения 60 км/ч, опорная поверхность — мокрый асфальт):

M_1, M_2 — тормозные моменты на колесах передней (дисковый тормоз) и задней осей (барabanный тормоз); ω_1, ω_2 — угловые скорости вращения колес передней и задней осей

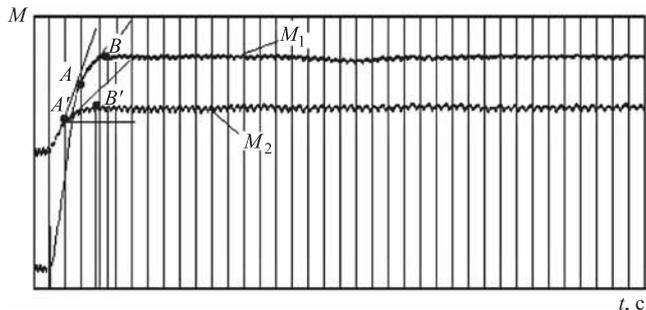


Рис. 11. Осциллограммы изменения тормозных моментов при служебном торможении автомобиля ВАЗ-2108 (скорость автомобиля 60 км/ч, мокрый асфальт, торможение без блокировок колес):

M_1 — момент на переднем колесе с дисковым тормозом; M_2 — момент на заднем колесе с барабанным тормозом

времени. Производные от моментов по времени в точках B и B' равны нулю: $\frac{dM_B}{dt} = \frac{dM_{B'}}{dt} = 0$ означают достижение максимума моментов.

Анализ результатов испытаний устройств измерения тормозных моментов, обоснование критерия формирования сигналов управления торможением автомобиля

Из анализа результатов натуральных испытаний устройств измерения тормозных моментов (см. рис. 6, 7, 10), установленных в барабанном и дисковом тормозах легкового автомобиля ВАЗ-2108 и тягача МАЗ-544018-320-030, установлено, что тормозные моменты имеют характерные особенности их изменений при экстренных торможениях автомобилей. Например, на участке изменения момента M (ΔR) от точки "O" до его максимального значения в точке "B" производная от $\frac{dM}{dt} > 0$. В последующем, после достижения максимума (точка "B") происходит спад тормозного момента, характеризуемый отрицательным знаком производной, $\frac{dM}{dt} < 0$.

При служебном торможении автомобиля отрицательный знак производной от момента по времени отсутствует (см. рис. 11).

Анализ результатов измерения тормозных моментов при экстренных торможениях легкового и грузового автомобилей установлено, что при блокировке колеса происходит спад тормозного момента, характеризующийся отрицательным знаком производной от момента по времени.

Следовательно, критерием идентификации скольжения контакта колеса относительно опорной поверхности является отрицательный знак производной от тормозного момента по времени, т. е. $\frac{dM}{dt} = \frac{d\Delta R}{dt} < 0$. Данный критерий положен нами в основу создания алгоритма ABS на силовом анализе.

Алгоритм управления торможением автомобиля, основанный на измерении и анализе тормозных моментов, реализуемых колесами машины с опорной поверхностью, более подробно изложен в работах [Ким].

Для опробования алгоритма управления торможением, основанного на идентификации отрицательного знака производной от тормозного момента по времени, нами был разработан и испытан четырехканальный электронный блок

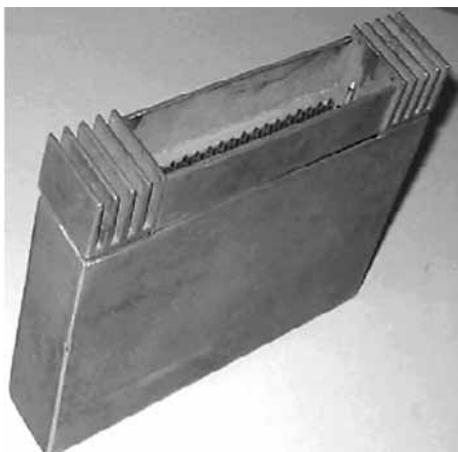


Рис. 12. Электронный блок управления ABS на основе измерения и анализа тормозных моментов с индивидуальным регулированием каждого колеса (IR) автомобиля ВАЗ-2108

управления торможением каждого колеса (IR) легкового автомобиля ВАЗ-2108 (рис. 12). Современная электронная база позволяет существенно уменьшить габаритные размеры блока управления, а также повысить эффективность его функционирования.

Электронный блок управления осуществлял индивидуальное регулирование торможением каждого колеса (IR) автомобиля ВАЗ-2108.

На рис. 13 приведены осциллограммы изменений тормозных моментов на колесах автомобиля ВАЗ-2108 при торможении с ABS, основанного на идентификации отрицательных знаков производных от тормозных моментов по времени ($\frac{dM}{dt} < 0$).

В качестве исполнительного механизма при проведении испытаний ABS на силовом анализе

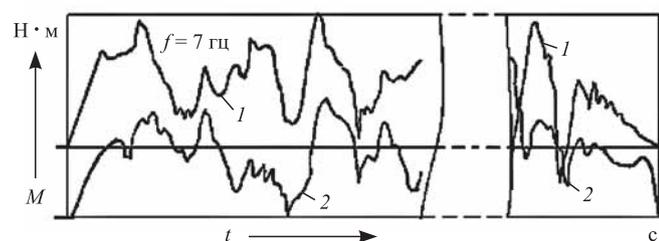


Рис. 13. Осциллограмма изменений тормозных моментов в колесных тормозах автомобиля ВАЗ-2108 при экстренном торможении с ABS (скорость начала торможения 80 км/ч, частота срабатывания электромагнитного клапана модулятора БОШ-2 $f = 7$ Гц, дорога — уплотненный снежный покров):

1 — тормозной момент дискового тормоза; 2 — тормозной момент барабанного тормоза

был использован модулятор BOSCH-2. Частота срабатывания электромагнитных клапанов модулятора составляла не более 7 Гц.

Результаты испытаний ABS на силовом анализе показали, что алгоритм управления однозначно идентифицировал состояние скольжения колес относительно опорной поверхности при экстренных торможениях автомобиля ВАЗ-2108. Сигнал управления гидромодулятором формировался на коротком интервале времени (0,08 с). Результатами анализа процесса управления торможением автомобиля ВАЗ-2108 установлено, что для повышения качества управления экстренным торможением автомобиля требуется модулятор с высокой частотой срабатывания электромагнитных клапанов (20...30 Гц).

Эффективность алгоритма управления на основе анализа тормозных моментов, фактически реализуемых колесами автомобиля с опорной поверхностью, объясняется еще и тем, что система управления на силовом анализе использует производные более высокого порядка, чем существующие ABS. Предлагаемая автоматическая система управления торможением автомобиля обладает более высоким порядком производных. Производная от силы (момента) по времени пропорциональна третьей производной от кинематического параметра по времени.

Выводы

1. Теоретическое обоснование методов измерения тормозного момента, фактически реализуемых колесами в контакте с опорной поверхностью для барабанных и дисковых колесных тормозов, позволили создать и испытать макетные образцы устройств измерения тормозных моментов для барабанных и дисковых тормозов легкового и грузового автомобилей.

2. Результаты натурных испытаний макетных образцов устройств измерения тормозных моментов, включенных в тормозные механизмы грузового автомобиля МАЗ-544018-320-030 и легкового автомобиля ВАЗ-2108, подтвердили возможность их практической реализации в штатных конструкциях барабанных и дисковых тормозах.

3. Результаты анализа измерения тормозных моментов в барабанных и дисковых тормозах показали, что изменения тормозных моментов при экстренных торможениях колесных машин подчиняются регулярной закономерности их изменений, заключающееся в том, что скольже-

ние контактов колес сопровождается возникновением отрицательных знаков производных от тормозных моментов по времени.

4. Алгоритм АБС, основанный на идентификации отрицательных знаков производных от тормозных моментов, позволит создание эффективных систем управления торможением колесных машин, адаптивных к характеристикам сигналов управления, формируемых водителем, и изменяющимся характеристикам опорной поверхности.

5. Испытания макетного образца АБС на автомобилях ВАЗ-2108 и МАЗ-544018-320-030, основанного на идентификации отрицательного знака производной от сил в контакте колес с опорной поверхностью по времени, подтвердили эффективность алгоритма.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Ким В. А.** Методология создания систем активной безопасности автотранспортных средств на основе анализа сил. — Могилев: Белорусско-Российский университет, 2003. — 347 с.
2. **Саонов И. С.** Динамическое регулирование режимов движения полноприводных колесных машин. — Минск: БГПА, 2001. — 185 с.
3. **Пат. 2125517 РФ, МКУ^б В 60 К 41/00.** Способ регулирования режимами движения мобильных машин / В. А. Ким и др.; заявитель патентообладатель Партасенко Станислав Николаевич. Заявл. 25.09.97; Оpubл. 27.01.99. Бюл. № 3. — 28 с.
4. **Пат. 2187436 РФ, МПК В 60 К 41/00.** Способ управления движением полноприводных колесных машин / И. С. Саонов; заявитель и патентообладатель Могил. гос. техн. ун-т. Заявл. 13.01.2000; опубл. 20.08.02, БИ № 23. — 24 с.
5. **Новый принцип формирования** сигналов управления торможением АТС / В. А. Ким и др. // Автомобильная промышленность. — 1999. — № 6. — С. 19–22.
6. **Пат. 2103191 (RU), МКИ^б В 60 Т 8/52.** Способ управления антиблокировочной системой торможения транспортного средства / В. П. Лобах, Г. В. Бочкарев, В. А. Ким, В. С. Портасенок, Р. И. Фурунжиев. № 96119735/11; Заявлено 27.09.96; Оpubл. 27.01.98, Бюл. № 3. — 4 с.
7. **Пат. 2125517 (RU), МКИ^б В 60 К 41/ 00, В 60 Т 1/02.** Способ регулирования режимов движения мобильных машин / В. А. Ким № 97119963/28; Заявлено 03.12.97; Оpubл. 27.01.99, Бюл. № 3. — 18 с.
8. **Пат. 2131365 (RU), МКИ^б В 60 Т 8/52, G 01 L 5/28.** Устройство измерения тормозного момента / Г. В. Бочкарев, В. А. Ким, Ф. А. Ким, В. С. Портасенок, Р. И. Фурунжиев. № 97109779/28; Заявлено 13.06.97; Оpubл. 10.06.99, Бюл. № 16. — 6 с.

ИЗДАТЕЛЬСТВО

"ИННОВАЦИОННОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ"

принимает подписку на журнал

"ГРУЗОВИК"

ТРАНСПОРТНЫЙ КОМПЛЕКС. СПЕЦТЕХНИКА

на 2018 год

Подписавшись в издательстве, вы:

- 1) получаете без задержек журнал с первого номера;
- 2) экономите на стоимости почтовой доставки;
- 3) получаете скидку до 5 %.

Наши реквизиты:

E-mail: realiz@mashin.ru

Тел.: 8 (495) 785-60-69.

Отдел продаж, маркетинга, рекламы

WWW.MASHIN.RU