

Планетарная передача /Л. А. Борисенко. Заявлено 11.04.89. Опубл. 15.10.92. Бюл. №38-3с.; 5. Гавриленко В.А. Основы теории эвольвентной зубчатой передачи. М.: Машиностроение, 1969. - 432 с.; 6. Планетарные передачи. Справочник. Под ред. докторов техн. наук В.Н. Кудрявцева и Ю.Н. Кирдяшева. Л.: Машиностроение, 1977. - 536 с.

УДК 629.067

Н.Р. Михальцевич

ОСОБЕННОСТИ УПРАВЛЕНИЯ ТОРМОЖЕНИЕМ ДВУХКОЛЕСНЫХ МОБИЛЬНЫХ МАШИН С АБС

*Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь*

ВВЕДЕНИЕ

Торможение двухколесной техники, особенно с использованием антиблокировочных тормозных систем, связано с рядом проблем:

1) При движении двухколесных транспортных средств практически всегда имеет место движение колеса с боковым уводом, а при криволинейном манёвре - дополнительно с большим наклоном.

2) При торможении двухколесного транспортного средства не допускается даже мгновенная блокировка переднего колеса, так как это может привести к потере устойчивости транспортного средства, и к его опрокидыванию.

Учитывая данные факты можно сделать вывод, что использование автомобильных антиблокировочных систем на мотоциклах невозможно.

Следовательно, на двухколесной технике должны использоваться совершенно новые системы активной безопасности. Алгоритм управления должен учитывать все факторы, влияющие на устойчивость транспортного средства, но при этом также должна обеспечиваться управляемость транспортного средства.

Вариант алгоритма АБС для мотоцикла.

Существуют различные алгоритмы управления антиблокировочными системами:

1. Регулирование по скольжению (S-регулирование).
2. Регулирование по изменению коэффициента сцепления μ (μ -регулирование).
3. Градиентное регулирование.

Для антиблокировочной системы двухколесного транспортного средства наиболее целесообразно использовать градиентный метод регулирования.

Параметром регулирования в этом случае является производная $d\mu/ds$. Главное преимущество градиентного регулирования состоит в том, что оно позволяет обеспечить работу колеса в доэкстремальной области μ -s-кривой. Выбор граничных условий в этой области для определения порогов срабатывания АБС может обеспечить максимальную эффективность торможения, управляемость и устойчивость движения, а также минимальные энергетические потери в колесе.

Одним из граничных условий является равенство:

$$d\mu/ds = 0 \quad (1)$$

что соответствует максимуму μ - s -кривой. Желательно, чтобы порог срабатывания АБС на очередное затормаживание после цикла сброса давления не выходил за эти рамки.

За точкой, соответствующей μ_{\max} , регулирование не должно происходить не только исходя из показателей безопасности движения, но и износа шин, так как мощность торможения в этой ситуации начинает все больше перераспределяться с тормозного механизма на контакт колеса с дорогой.

Таким образом, отслеживание μ_{\max} обеспечивает автоматическую адаптацию работы АБС к дрейфу экстремума по оси s .

Порог срабатывания АБС для понижения давления должен лежать в доэкстремальной области μ - s -кривой. При этом целесообразно использовать информацию о поведении производной.

Аналитически доэкстремальный алгоритм описывается следующим образом. Сигнал на растормаживание АБС подается при выполнении условий:

$$dF_{\mu} / ds > 0 \quad (2)$$

$$\left| \left(\frac{dF_{\mu}}{ds} \right)_i - \left(\frac{dF_{\mu}}{ds} \right)_{i-1} \right| \leq \chi_1 \quad (3)$$

где χ_1 -регулирующее отклонение для определения момента времени начала понижения давления. Достижение системой значения χ_1 свидетельствует об окончании линейного участка μ - s -кривой и о появлении тенденции приближения к экстремуму.

При оттормаживании антиблокировочной системой контролируется выполнение соотношений:

$$dF_{\mu} / ds < 0 \quad (4)$$

$$\left| \left(\frac{dF_{\mu}}{ds} \right)_i - \left(\frac{dF_{\mu}}{ds} \right)_{i-1} \right| \leq \chi_2 \quad (5)$$

где χ_2 -регулирующее отклонение для повышения давления, свидетельствующее о предельном допустимом отклонении от экстремума.

Далее описанные процессы повторяются до прекращения критической ситуации.

Информация о dF_{μ} / ds может быть получена напрямую, при наличии в АБС датчика окружной силы или тормозного момента, либо контролироваться аппаратно по датчикам давления в тормозном приводе и угловой скорости колеса. Аналитически выражение для зависимости производной dF_{μ} / ds от момента, развиваемого тормозным механизмом, и замедления может быть получено дифференцированием по ds уравнения баланса тормозящего колеса:

$$m \cdot \frac{dV_a}{dt} = F_{\mu} + (1-s) \cdot \left(\frac{M_{br}}{r_d} - \frac{J}{r_d} \cdot \frac{d\omega_k}{dt} - F_{\mu} \right) \quad (6)$$

$$\frac{dF_{\mu}}{ds} = m \cdot \frac{dj}{ds} + \frac{1}{r_d} \left(\left(1 - \frac{1}{s} \right) \cdot \left(\frac{dM_{br}}{ds} - J \cdot \frac{d\varepsilon}{ds} \right) - \frac{1}{s^2} (M_{br} - J \cdot \varepsilon) \right) \quad (7)$$

Подобная АБС намного лучше решает проблему сохранения транспортным средством свойств устойчивости и управляемости, поскольку позволяет контролировать влияние боковых сил.

Кроме того, при использовании данного алгоритма не снижается тормозная эффективность.

Для определения регулировочного параметра dF_{μ}/ds рассмотрим схему криволинейного движения двухколесного транспортного средства, для режима торможения, рис.1.[1]

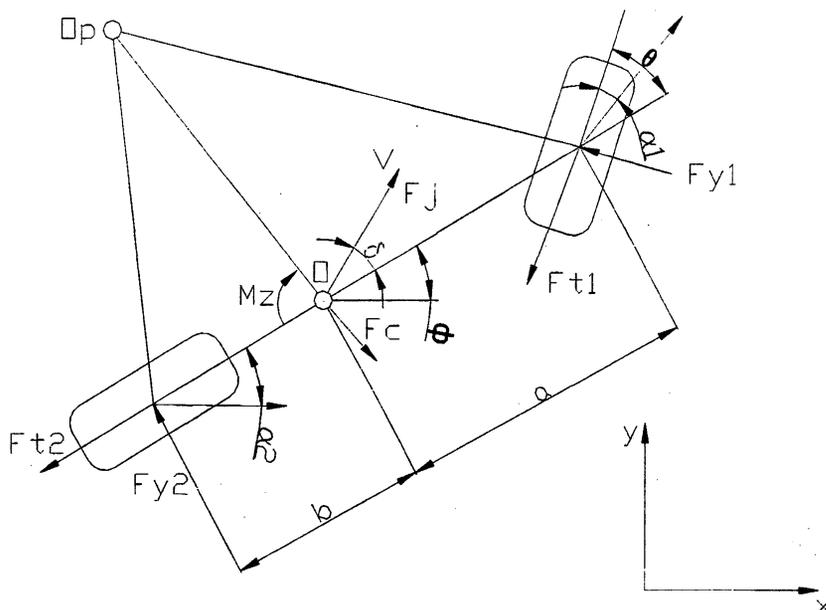


Рис.1. Модель одноколейного транспортного средства при криволинейном движении (при торможении).

В данной схеме для упрощения расчетов не принимались во внимание аэродинамические силы, действующие на мотоцикл в боковом и фронтальном направлениях, так они оказывают незначительное влияние на поведение транспортного средства во время торможения.

Данная схема описывается следующей системой уравнений:

$$-F_{r1} \cdot \cos \theta - F_{y1} \cdot \sin \theta - F_{r2} + F_c \cdot \sin \delta + F_j \cdot \cos \delta = 0, \quad (8)$$

$$-F_{r1} \cdot \sin \theta + F_{y1} \cdot \cos \theta + F_{y2} - F_c \cdot \cos \delta + F_j \cdot \sin \delta = 0, \quad (9)$$

$$M_z + F_{y2} \cdot b - F_{y1} \cdot \cos \theta \cdot a - F_{r1} \cdot \sin \theta \cdot a = 0. \quad (10)$$

Используя уравнение (8), выразим выражение для определения значения F_{r1} :

$$F_{r1} = \frac{M_z + F_{y2} \cdot b - F_{y1} \cdot \cos \theta \cdot a}{a \cdot \sin \theta}, \quad (11)$$

где

$$M_z = J_z \cdot \ddot{\phi}, \quad (12)$$

J_z - момент инерции мотоцикла, относительно вертикальной оси.

..

$\ddot{\phi}$ - инерционное ускорение, относительно вертикальной оси.

$$F_{yi} = k_{ai} \cdot \alpha_i, \quad (13)$$

где k_{ai} -коэффициент сопротивления боковому уводу (для шины мотоцикла составляет 15...40 кН/рад).

α_i - угол бокового увода.

Тогда выражение принимает вид:

$$F_{\tau 1} = \frac{J_z \cdot \ddot{\phi} + k_{\alpha 2} \cdot \alpha_2 \cdot b - k_{\alpha 1} \cdot \alpha_1 \cdot \cos \theta \cdot a}{a \cdot \sin \theta} \quad (14)$$

Используя уравнение 1, определим выражение для определения $F_{\tau 2}$:

$$F_{\tau 2} = -F_{\tau 1} \cdot \cos \theta - F_{y1} \cdot \sin \theta + F_c \cdot \sin \delta + F_j \cdot \cos \delta \quad (15)$$

$$\text{где } F_j \text{ — инерционная сила, } F_j = m_a \cdot \frac{dV_a}{dt}, \quad (16)$$

δ — угол тракторного увода.

$$\delta = \frac{b}{R_p} - \alpha_2 = \frac{b}{R_p} - \frac{F_c}{k_{\alpha 2}} \cdot \frac{a}{L} = \frac{b}{R_p} - \frac{R_{z2} \cdot V_a^2}{R_p \cdot k_{\alpha 2} \cdot g} = \frac{b \cdot k_{\alpha 2} \cdot g - R_{z2} \cdot V_a^2}{R_p \cdot k_{\alpha 2}}. \quad (17)$$

С учетом всех полученных преобразований, получаем следующее выражение для определения значения $F_{\tau 2}$:

$$F_{\tau 2} = \frac{J_z \cdot \ddot{\phi} + k_{\alpha 2} \cdot \alpha_2 \cdot b - k_{\alpha 1} \cdot \alpha_1 \cdot \cos \theta \cdot a}{a \cdot \sin \theta} \cdot \cos \theta - k_{\alpha 1} \cdot \alpha_1 \cdot \sin \theta + m_a \cdot \frac{V_a^2}{R_p} \cdot \sin\left(\frac{b \cdot k_{\alpha 2} \cdot g - R_{z2} \cdot V_a^2}{R_p \cdot k_{\alpha 2}}\right) + \quad (18)$$

$$+ m_a \cdot \frac{dV_a}{dt} \cdot \cos\left(\frac{b \cdot k_{\alpha 2} \cdot g - R_{z2} \cdot V_a^2}{R_p \cdot k_{\alpha 2}}\right) = A$$

Для определения значения силы F_{μ} используем выражение:

$$F_{\mu i} = \sqrt{F_{n i}^2 + F_{y i}^2} \quad (19)$$

где i — номер колеса.

Значения силы сцепления колеса с дорогой можно определить из выше приведенных уравнений.

Значение величины s — проскальзывания колеса, можно определить по формуле:

$$s_{sum} = \sqrt{\left(\frac{c}{V_a}\right)^2 + 2 \cdot (1 - \cos \alpha_i) \cdot \left(1 - \cos\left(\frac{c}{V_a}\right)\right)}. \quad (20)$$

Используя все полученные выражения можно записать выражения для регулировочного параметра $\frac{dF_{\mu}}{ds}$ для каждого из колес мотоцикла.

Для переднего колеса мотоцикла выражение принимает вид:

$$\frac{dF_{\mu 1}}{ds} = \frac{d \left(\sqrt{\left(\frac{J_z \cdot \ddot{\phi} + k_{\alpha 2} \cdot \alpha_2 \cdot b - k_{\alpha 1} \cdot \alpha_1 \cdot \cos \theta \cdot a}{a \cdot \sin \theta} \right)^2 + k_{\alpha 1}^2 \cdot \alpha_1^2} \right)}{d \left(\sqrt{\left(\frac{c}{V_a} \right)^2 + 2 \cdot (1 - \cos \alpha_1) \cdot \left(1 - \cos\left(\frac{c}{V_a}\right)\right)} \right)}. \quad (21)$$

Для заднего колеса:

$$\frac{dF_{\mu 2}}{ds} = \frac{d\left(\sqrt{A^2 + k_{\alpha 2}^2 \cdot \alpha_2^2}\right)}{d\left(\sqrt{\left(\frac{c}{V_a}\right)^2 + 2 \cdot (1 - \cos \alpha_1) \cdot (1 - \cos\left(\frac{c}{V_a}\right))}\right)} \quad (22)$$

Все параметры представленные в данных уравнениях определяются аппаратно с помощью датчиков используемых антиблокировочной системой, либо задаются как постоянные величины.

ЛИТЕРАТУРА

1. Активная безопасность автомобиля. В.Г.Бутылин, М.С.Высоцкий, В.Г.Иванов, И.И.Лепешко. Минск, «Белавтотракторостроение», 2002, с. 133-136.

УДК 629.067

Н.Р. Михальцевич, В.Г.Иванов

ПЕРСПЕКТИВНЫЕ АНТИБЛОКИРОВОЧНЫЕ ТОРМОЗНЫЕ СИСТЕМЫ ДЛЯ МОТОЦИКЛОВ

*Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь*

ВВЕДЕНИЕ

Анализ научной литературы и технических разработок в области безопасности транспортных средств показывает, что АБС и другие средства активной безопасности для мотоциклов, роллеров и других двухколёсных транспортных средств пока не получают достаточного распространения. Однако применение данных систем является острой необходимостью, о чем свидетельствуют следующие факты:

1) Доля погибших в мотоциклетных авариях составляет не менее 20% от общего количества жертв ДТП. Данная цифра имеет тенденцию к увеличению [1], так как количество двухколёсных мобильных машин в общем европейском транспортном потоке значительно растёт. Например, за последние 10 лет в Германии рост составил свыше 210% для мотоциклов и только до 120% для легковых автомобилей.

2) Установлено, что в 30% аварий с мотоциклами причиной было неправильное управление водителем применительно к текущим сцепным условиям дороги, что приводит к падению водителя и повышает риск получить опасную травму.

3) Исследования по безопасности на транспорте показывают, что одним из главных факторов мотоциклетных аварий является некорректное использование тормозов. Свыше 1/3 всех мотоциклистов используют только задние тормоза, 11% - только передние тормоза. Правильное управление тормозами позволило бы, по прогнозам, предотвратить до 30% аварий.

Анализируя данные факты можно утверждать, что планируемое решение об установке АБС на транспортные средства категории L к 2010 является своевременным.

Классификационный анализ