

ции опоры должен быть больше 21° . Из-за нестабильности коэффициента трения значение $\operatorname{tg} \varphi$ должно выбираться в 1,5–2 раза больше μ . С другой стороны, чрезмерное увеличение угла φ вызывает необходимость повышения прижимных сил F_1 и F_2 для обеспечения требуемого тормозного момента M_τ . Следовательно, происходит снижение эффективности тормоза, оцениваемой

$$\text{коэффициентом эффективности } K_9 = \frac{M_\tau}{r (F_1 + F_2)}.$$

Соотношение сил, действующих на колодку, можно проследить с помощью многоугольника сил (рис.3). Из произвольной точки откладываем равнодействующую \vec{N} всех нормальных сил, приложенных к накладке. Из точки b проводим равнодействующую \vec{F}_τ тангенциальных сил. Затем через точку a проводим прямую, параллельную реакции R , а из точки c — прямую, параллельную равнодействующей сил \vec{F}_1 и \vec{F}_2 . В результате получаем точку d пересечения этих прямых, при этом отрезок da (в выбранном масштабе) представляет собой реакцию R , а отрезок cd — равнодействующую приводных сил F_1 и F_2 , необходимых для обеспечения заданных сил \vec{N} и \vec{F}_τ . Нетрудно заметить, что силы F_1 , F_2 и R являются взаимосвязанными.

В заключение можно сделать вывод о том, что разработанные новые многоколодные барабанные тормоза имеют существенные преимущества перед двухколодными тормозами. Преимуществами можно считать равномерный износ и максимальное использование поверхности трения барабана и, следовательно, значительную долговечность многоколодных тормозов, меньшую массу и габариты. Кроме названных, к преимуществам тормозов можно отнести простоту монтажа-демонтажа колодок без снятия барабана; малую деформацию барабана вследствие равномерного распределения нормальных сил по всей его окружности и, следовательно, малые перемещения колодок; высокую стабильность рабочих характеристик. Все это позволяет выполнять тормоза с большим или средним самоусилением. Благодаря перечисленным достоинствам конструкции многоколодных тормозов они могут быть отнесены к перспективным.

ЛИТЕРАТУРА

1. А.с. № 1108270 (СССР). Колодочный тормоз/И.И.Лепешко, Н.Ф.Метлюк, В.П.Автушко, П.Р.Бартош. — Опул. в Б.И., 1984, № 30.

УДК 629.113–592–52

В.В.МОЧАЛОВ, канд.техн.наук (БПИ)

ОБОСНОВАНИЕ ОПТИМАЛЬНОГО ЗАКОНА УПРАВЛЕНИЯ БЕЗЫНЕРЦИОННОЙ ПРОТИВОБЛОКИРОВОЧНОЙ ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМОЙ С КОРРЕКЦИЕЙ ПО ПРОИЗВОДНОЙ

Противоблокировочные тормозные системы (ПБС) первоначально были созданы лишь для того, чтобы устранять блокирование колес транспортных средств при торможении. Однако в процессе совершенствования ПБС все бо-

лее превращаются в системы адаптивного оптимального управления торможением. Оптимальное торможение колеса автомобиля осуществляется, как правило, в области критического значения $S_{кр}$ коэффициента продольного скольжения S . Обеспечивая оптимальное торможение, ПБС обеспечивают эффективность торможения при высокой устойчивости и достаточной управляемости автомобиля. Одновременно с этим устраняется блокирование колес и увеличивается срок службы шин.

Таким образом, задачу устранения блокирования колес можно считать частной по отношению к общей задаче обеспечения торможения колес с коэффициентом продольного скольжения, близким к критическому. Решение общей задачи ПБС приведет и к решению частной.

Получение информации в ПБС для адаптации системы возможно лишь при циклических колебаниях относительно экстремума зависимости коэффициента сцепления φ от коэффициента продольного скольжения S , который существует, как правило, при критическом значении коэффициента продольного скольжения $S_{кр}$.

В связи с этим под оптимальным законом управления ПБС будем понимать закон управления, обеспечивающий минимальный по времени переход колеса в состояние с критическим коэффициентом продольного скольжения. Сформулированный закон является оптимальным по быстродействию [1] законом управления, но на первоначальном этапе анализа и синтеза ПБС может быть распространен на всю систему.

Для аналитического определения особенностей оптимального управления ПБС используем разработанную ранее методику [2, 3], основанную на идеализации (упрощении) как объекта управления (колеса), так и ПБС. Систему будем полагать при этом безынерционной, т.е. изменяющей характер тормозного давления непосредственно с момента достижения требуемой точки переключения по продольному скольжению (без последующего запаздывания). Идеализация ПБС основывается также на выборе продольного скольжения колеса в качестве информационного параметра.

Учитывая установленную целесообразность переменного упреждения при переключении ПБС для компенсации инерционных свойств объекта управления [3], введем в закон управления коррекцию по производной. Такая коррекция является эффективным средством обеспечения переменного упреждения [1]. Обычно подобная коррекция осуществляется с помощью параллельного дифференцирующего звена, которое первоначально рассмотрим без сглаживания (рис. 1). Для общего случая закон переключения ПБС с коррекцией по производной в транспонированных координатах $S^* = S - S_{кр}$ и $\dot{S}^* = dS^* / dt$ можно записать следующим образом:

$$S^* + f(S^*, \dot{S}^*) = 0.$$

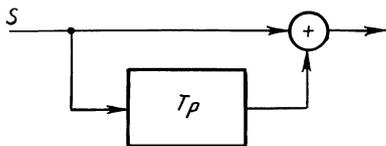


Рис. 1. Схема включения дифференцирующего звена для коррекции переключения ПБС: T – постоянная времени; p – параметр преобразования Лапласа.

На рис. 2 показаны фазовые траектории для рассматриваемого случая безынерционного переключения ПБС по продольному скольжению [2]. Кривая Π_1 соответствует подъему тормозного момента M_T , а кривые Y_1, Γ_1, Y_2 — его уменьшению. Видно, что в докритической зоне существует единственная траектория (Γ_1), проходящая через точку с координатами $S^* = \dot{S}^* = 0$. Для левой полуплоскости (докритической по скольжению области торможения) эта кривая является фазовой траекторией перехода за минимальное время противоблокировочной системы в состояние с критическим скольжением без дополнительных переключений. Таким образом, данная кривая представляет собой траекторию оптимального переключения ПБС. Аналогичны рассуждения и для правой полуплоскости (кривая Γ_2). Общей кривой оптимального переключения в результате будет кривая $\Gamma_1-0-\Gamma_2$. Подставляя координаты $S^* = -\dot{S}^* = 0$ в уравнения фазовых траекторий [2], получим зависимости для закона переключения:

$$\left\{ \begin{array}{l} S^* + \frac{V_a J}{r_d^2 G_{\kappa} K_1} \left[\dot{S}^* - \frac{b_2}{r_d G_{\kappa} K_1} \ln \left| \frac{\dot{S}^* G_{\kappa} r_d K_1}{b_2} - 1 \right| \right] = 0, S^* < 0 \\ S^* - \frac{V_a J}{r_d^2 G_{\kappa} K_1} \left[\dot{S}^* - \frac{b_1}{r_d G_{\kappa} K_2} \ln \left| \frac{\dot{S}^* G_{\kappa} r_d K_2}{b_1} + 1 \right| \right] = 0, S^* > 0, \end{array} \right. \quad (1)$$

где V_a — скорость поступательного движения оси колеса с радиусом r_d и моментом инерции J ; G_{κ} — вес автомобиля, приходящийся на колесо; K_1 ,

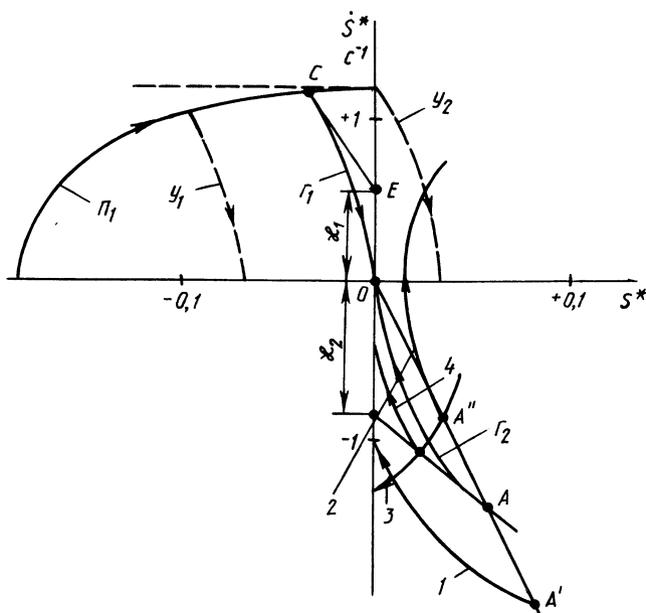


Рис. 2. Фазовые траектории движения колеса, управляемого ПБС.

K_2 — угловые коэффициенты кусочно-линеаризованной зависимости коэффициента сцепления φ от S ; b_1 — темп линеаризованного возрастания; b_2 — темп линеаризованного уменьшения тормозного момента

Уравнения системы (1) описывают оптимальный закон управления безнерционной идеализированной ПБС. Учитывая проблематичность реализации подобного закона, упростим его, сведя зависимость по переменной \dot{S}^* к линейной:

$$S^* - k\dot{S}^* = 0, \quad (2)$$

где k — коэффициент коррекции по производной. Практическая реализация закона (2) не вызывает затруднений, но следует оценить его приемлемость для ПБС. Проделаем это в фазовых координатах.

На рис. 2 изображены линии оптимального переключения $\Gamma_1-0-\Gamma_2$ (для модели колеса автомобиля БелАЗ-549). Если на участке Γ_2 кривой переключения выбрать произвольно точку А и прямой АО соединить ее с началом координат, то полученная прямая согласно закону (2) окажется линией переключения с определенным значением коэффициента коррекции k . Причем, если переключение будет происходить в точке А, то движение будет оптимальным, т.е. непосредственно приводящим к требуемому состоянию с $S^* = \dot{S}^* = 0$. Если переключение произойдет в точке А', более удаленной от начала фазовых координат, то при движении по соответствующей фазовой траектории (кривая 1) произойдет пересечение с осью ординат. Это означает, что вокруг начала координат сохранится циклическое движение и ПБС сможет поддерживать требуемое значение проскальзывания колеса.

Если же переключение будет происходить в точке А'', находящейся ближе к началу координат, чем точка А, то фазовая траектория движения ПБС после повышения тормозного момента в точке А'' не охватит начало координат (кривая 2). Для ПБС, где отсутствует возможность непрерывного получения информации о фазовых координатах (например, о поступательной скорости и скольжении колеса), это приведет к блокированию колеса. Именно поэтому можно предположить, что кроме прямой $S^* = 0$, совпадающей с осью ординат, не существует прямой переключения, которая удерживает колебания скольжения колеса вокруг требуемой точки слежения.

На основании изложенного для обеспечения адаптации системы (что возможно лишь при наблюдении за экстремумом $\varphi - S$ -зависимости) линеаризуем уравнение (1) следующим образом:

$$\begin{cases} S^* + k_1(\dot{S}^* - \kappa_1) = 0 & \text{при } 0 < \kappa_1 < \dot{S}^*, \\ S^* = 0 & \text{при } \kappa_2 \leq \dot{S}^* \leq \kappa_1, \\ S^* - k_1(\dot{S}^* - \kappa_2) = 0 & \text{при } \dot{S}^* < \kappa_2 < 0, \end{cases} \quad (3)$$

где k_1, k_2 — коэффициенты коррекции, а κ_1 и κ_2 — зоны нечувствительности коррекции по производной.

Обоснованный закон переключения графически можно пояснить следующим образом. Из точки максимально возможного значения производной на кривой оптимального переключения Γ_2 (например, из точки А) проведем касательную до пересечения ее с ординатой (прямая АВ, рис. 2). Линией переключения определим прямые ОВ и ВА. В этом случае для крайней точки А пе-

реключение будет оптимальным и траектория фазового движения совпадает с кривой Γ_2 . Переключение на прямой ОВ происходит без упреждения, т.е. κ_2 (рис. 2) — зона нечувствительности коррекции по производной. При переключении на внутренних точках отрезка ВА осуществляется упреждение по производной \dot{S}^* . На рис. 2 для сравнения приведены траектории: 3 — без упреждения и 4 — с упреждением переключения, относящиеся к одному и тому же случаю торможения.

Указанные особенности аналогичны и для кривой Γ_1 . Но поскольку максимальная амплитуда в этом квадранте координатной поверхности известна [2], то положение касательной СЕ (рис. 2) к кривой оптимального переключения Γ_1 здесь более определено, чем в предыдущем случае (где оно существенно зависит от момента предыдущего переключения).

В итоге получена полная линия переключения (отрезки прямых СЕ, ЕВ и ВА) закона управления (3), который обеспечивает упреждение переключения с сохранением слежения за критическим значением скольжения колеса.

Таким образом, обоснована целесообразность введения зоны нечувствительности при коррекции по производной безынерционной ПБС для повышения качества управления с одновременным сохранением возможности адаптации системы. Для реальных инерционных ПБС количественное уточнение установленной особенности возможно, например, методом машинного расчета.

В результате проведенных исследований можно сделать ряд выводов. Общей задачей ПБС как адаптивных систем оптимального торможения транспортных средств является поддержание торможения колес с продольным скольжением, приближающимся к критическому, а частной — устранение блокирования колес в процессе торможения. Оптимальным (как минимум по быстрдействию) является закон управления ПБС, обеспечивающий минимальный по времени переход колеса в состояние с критическим скольжением. Для идеализированной (анализирующей скольжение колеса безынерционной) ПБС рассчитан оптимальный закон управления, являющийся нелинейным и многофакторным. Анализ упрощенных линеаризованных вариантов закона показал целесообразность введения зоны нечувствительности при коррекции по производной для повышения качества работы с одновременным сохранением возможности адаптации ПБС в характерных условиях неполной информации.

ЛИТЕРАТУРА

1. Б е с е к е р с к и й В.А., П о п о в Е.П. Теория систем автоматического регулирования. — М., 1975. — 767 с.
2. М о ч а л о в В.В. Графоаналитическое исследование противоблокировочной тормозной системы методом фазового пространства. — Минск, 1980. — 18 с. Рукопись деп. в БелНИИНТИ 20.05.1980, № 155 Деп. Автомобильный и городской транспорт. — М., 1980, с. 56.
3. М о ч а л о в В.В. Частотный анализ замкнутой противоблокировочной тормозной системы методом гармонического баланса. — Минск, 1982. — 29 с. — Рукопись деп. в БелНИИНТИ 22.12.1982, № 439 Деп. — Автомобильный и городской транспорт. — М., 1983, № 1, 1А51ДЕП.