

деления кинематических параметров колеса, что необходимо, например, для отработки алгоритма управления противоблокировочных устройств в тормозных системах грузовых автомобилей.

Л и т е р а т у р а

1. Терешин Г.М. Радиоизмерения. М., 1969. 2. Баранов Л.А. и др. Конденсаторные преобразователи в автоматике и системах управления. М., 1969. 3. Старостин А.Н. Импульсная техника. М., 1973. 4. Куликов С.В., Чистяков Б. В. Дискретные преобразователи сигналов на транзисторах. М., 1972.

В.В. Капустин, А.Г. Денисов, С.С. Волкус

ИССЛЕДОВАНИЕ ГИСТЕРЕЗИСА И ЧАСТОТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ТОРМОЗНОГО МЕХАНИЗМА АВТОМОБИЛЯ БелАЗ-549

Эффективная и надежная работа автоматических противоблокировочных устройств (ПБУ) в тормозных системах автомобилей зависит от правильного определения их параметров, рационального выбора схемы и места установки исполнительного устройства (модулятора).

В общем комплексе этих задач по разработке ПБУ первоочередное значение имеет широкое экспериментальное исследование статических и динамических характеристик реальной тормозной системы. В связи с разработкой ПБУ большой практический интерес представляет определение передаточной функции тормозного механизма $M_T(p)$, т.е. зависимости изменения тормозного момента от подведенного в колесный цилиндр давления в режиме торможения и оттормаживания.

Исследованию тормозного механизма и, в частности пары трения (тормозная колодка – барабан), посвящен ряд работ. Однако не определена аналитическая зависимость $M_T(p)$, которая бы наиболее полно учитывала все факторы.

В то же время полученные зависимости $M_T(p)$ не отражают реальную связь параметров и не учитывают целый ряд факторов работы тормозного механизма, что объясняется сложностью термодинамических процессов, происходящих на контактирующей поверхности пары трения [1]. В работе [2] отмечаются большие неустойчивости тормозного момента $M_T(p)$. При

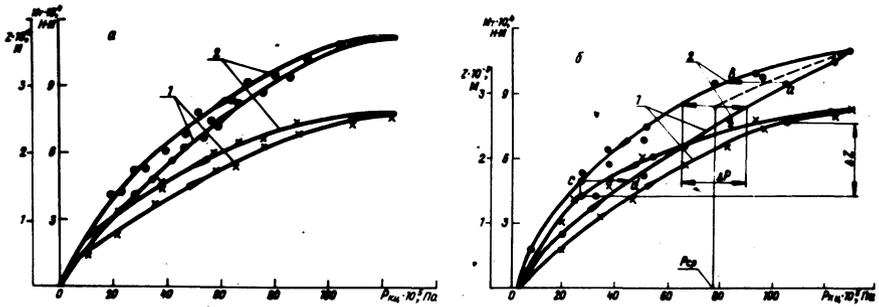


Рис. 1. Гистерезис тормозного механизма БелАЗ-549: а — следящее торможение; б — экстренное торможение; — тормозной момент M_T ; х-х — перемещение тормозной колодки z ; 1 — торможение; 2 — оттормаживание.

определении зависимости $M_T(p)$ применяют ряд допущений и упрощений. Так, в тормозных системах с гидравлическим приводом применяется линейная зависимость.

Наши исследования тормозной системы автомобиля БелАЗ-549 показали, что зависимость $M_T(p)$ в цикле торможения и оттормаживания может быть с достаточной степенью точности описана полиномом 3 или 4-й степени (рис. 1). Кроме того, применяя регрессионный анализ, можно учесть влияние и других факторов на величину тормозного момента, как, например, начальную скорость торможения автомобиля v_a , перемещение тормозных колодок z .

Известно, что при уменьшении давления в тормозном цилиндре (при оттормаживании) образуется область, в которой тормозной момент остается постоянным, т.е. тормозной механизм имеет зону нечувствительности. Вследствие этого на всем рабочем диапазоне изменения давления при торможении и оттормаживании и образуется петля, которая в зависимости от типа и конструкции тормозного механизма может изменяться в широких пределах — от 20 до 50% [3]. Высокое значение гистерезиса относится к тормозным механизмам симплексного типа (с захватывающей и отжимной колодкой), в которых разжимные кулаки опираются непосредственно на колодку и имеют значительное сухое трение. Это обстоятельство необходимо учитывать при проектировании тормозных механизмов.

Тормозные колодки автомобиля БелАЗ-549 управляются непосредственно штоком колесного цилиндра, что значительно

уменьшает сухое трение. Но, несмотря на такую конструкцию, гистерезис при экстренном торможении достигает значительной величины (20 – 25%) (рис. 1), что объясняется эффектом серводействия обеих колодок и возникающими при этом адгезийными свойствами (прилипанием). Эти явления рассмотрены в работах А.В. Чичинадзе [1].

На величину гистерезиса, как показали испытания, влияет и момент инерции тормозных колодок I_k , который при массе колодки $Q = 100$ кг равен $I_k = 1,65 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

Величина инерционного момента тормозной колодки может быть определена из выражения

$$M_k^{(J)} = \frac{I_k}{l} \frac{d^2 z}{dt^2}, \quad (1)$$

где I_k – момент инерции колодки; l – расстояние от оси штока колесного цилиндра до оси колодки; z – линейное перемещение штока колесного цилиндра.

Влияние момента инерции тормозных колодок может быть учтено при моделировании работы тормозного гидропривода.

Величина гистерезиса и быстродействие тормозного механизма в режиме работы тормозной системы с ПБУ могут быть оценены коэффициентом нечувствительности

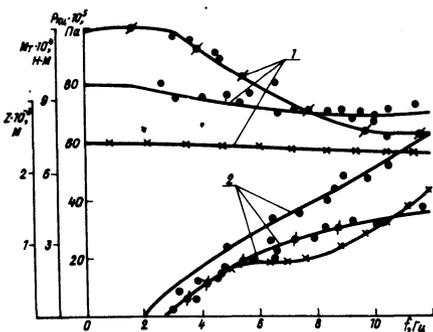
$$K = \frac{\Delta p}{2 p_{\text{ср}}}, \quad (2)$$

где Δp – абсолютная разность изменения давления в колесном цилиндре в пределах зоны нечувствительности тормозного момента; $p_{\text{ср}}$ – усредненное давление в колесном цилиндре (рис. 1, б).

На рис. 1 приведена зависимость $z(p)$, которая дает возможность определить характер и величину изменения расхода жидкости, необходимого для обеспечения регулирования тормозного момента M_T в заданных пределах.

Если предположить, что при каком-то установившемся режиме работы ПБУ изменение тормозного момента может происходить по замкнутому контуру $abcd$ (рис.1,б), то

Рис. 2. Амплитудно-частотные характеристики тормозного механизма БелАЗ-549: 1 — огибающие кривые торможения; 2 — огибающие кривые оттормаживания; — тормозной момент M_T ; ж-ж — перемещение тормозной колодки Z ; — — — давление в колесном цилиндре $P_{к.ц}$.



давление в колесном цилиндре должно соответственно изменяться в пределах

$$P = \Delta p + P_{сл}, \quad (3)$$

где Δp — абсолютное давление зоны нечувствительности (участок ab и cd); p — следящее давление при изменении тормозного момента ($сл bc$ и da).

Очевидно, что для уменьшения запаздывания изменения M_T необходимо обеспечить в первую очередь быстрый перепад давления $P_{к.ц}$. Исполнительный клапан ПБУ должен при этом обеспечивать максимальный расход жидкости.

Если в пневматических исполнительных устройствах быстрое растормаживание (участок ab) может быть достигнуто увеличением сечения, то в гидравлических это находится в прямой зависимости от роста инерционных потерь жидкости в линии слива. В гидравлических тормозных системах определенные места установки исполнительного устройства с учетом обеспечения эквивалентности инерционных потерь жидкости как в линии питания, так и слива имеет принципиальное значение.

Экспериментально определены амплитудно-частотные характеристики тормозного механизма. Частота изменения давления в колесном цилиндре моделировалась электрогидравлическим клапаном, который был включен последовательно в гидравлическую тормозную систему автомобиля. Электроклапан управлялся специально разработанным генератором электрических импульсов с переменной частотой и скважностью входного сигнала. Циклическое торможение автомобиля проводилось с начальной скоростью торможения 10, 20, 30, 40, 50 км/ч.

Тормозной момент M_T , перемещение колодок Z , давле-

ние в колесном цилиндре $p_{к,ц}$ и за клапаном $p_{кл}$, перемещение золотника клапана h , частота $f_{кл}$, скорость затормаживаемого колеса ω_k и автомобиля v_a измерялись одновременно и записывались на шлейфы осциллографа.

На рис. 2 приведены огибающие кривые торможения и оттормаживания, которые определяют поле и величину амплитуд давления $p_{к,ц}$, тормозного момента M_T и перемещения колески z . Из графика видно, что гистерезис тормозного механизма оказывает наиболее существенное влияние на величину амплитуды тормозного момента в режиме оттормаживания.

Область колебаний тормозного момента при увеличении частоты срабатывания клапана смещается относительно изменения давления $p_{к,ц}$ к своему максимальному значению с резким уменьшением амплитуды $A(M_T)$. Как показали исследования, при частоте $f_{кл} > 6$ Гц незначительное изменение тормозного момента практически не влияет на режим торможения, т.е. колесо блокируется.

Следовательно, для обеспечения следящего изменения тормозного момента от давления в колесном цилиндре в диапазоне более высоких частот необходимо компенсировать влияние гистерезиса вводом в схему регулирования нелинейных корректирующих устройств. Максимальный расход, а значит и быстрое падение давления при относительно больших длинах трубопроводов питания и слива можно осуществить с помощью аккумулялирующих элементов в исполнительных клапанах ПБУ.

Проведенные исследования дают возможность оценить влияние гистерезиса тормозного механизма на выбор схемы и параметров исполнительных устройств с целью обеспечения эффективной работы ПБУ.

При выборе схемы и проектировании новых тормозных механизмов с учетом установки ПБУ в тормозных системах автомобилей необходимо учитывать явление механического гистерезиса.

Л и т е р а т у р а

1. Чичинадзе А.В. Расчет и исследование внешнего трения при торможении. М., 1967.
2. Петров М.А. Работа автомобильного колеса в тормозном режиме. Омск, 1973.
3. Fritzsche G. und Reinecke E. Elektronisches Bremsregelsystem für Nutzfahrzeuge - ATZ, 1972, N7.