

УДК 629.114.4

ХАРИТОНЧИК С. В., д-р техн. наук, профессор,
ректор
E-mail: skharytonchyk@bntu.by

ЕРМИЛОВ С. В.,
ст. преп. каф. «Гидропневмоавтоматика и гидропневмопривод»
E-mail: gpa_atf@bntu.by

ЖИЛЕВИЧ М. И., канд. техн. наук, доц.

Белорусский национальный технический университет, г. Минск, Республика Беларусь

Поступила в редакцию 20.09.2024

РАСЧЕТНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ И АНАЛИЗ ПЕРЕХОДНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК МОДУЛЯТОРА ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ АНТИБЛОКИРОВОЧНОЙ СИСТЕМЫ ДЛЯ АВТОМОБИЛЕЙ ОСОБО БОЛЬШОЙ ГРУЗОПОДЪЕМНОСТИ

Оптимальное управление тормозной системой позволяет повысить безопасность движения автомобиля. Создание и развитие антиблокировочных систем (АБС), ставших основой, для всех остальных системы контроля сцепления с дорогой, стало важным этапом в повышении активной безопасности автомобилей. В современных АБС, несмотря на разнообразие в конструкции и логике работы системы, решающей задачи предотвращения блокировки колес и реализации оптимальных сцепных свойств колеса с дорогой во время движения автомобиля, могут быть выделены некоторые общие признаки, позволяющие создать классификацию таких систем. В соответствии с правилами ЕЭК ООН №13 установка АБС на автомобилях особо большой грузоподъемности (например, карьерных самосвалах) не является обязательной, однако некоторые мировые производители ведут работы по установке таких систем на карьерные самосвалы в виде дополнительной опции. Большие габаритные размеры тормозных механизмов, требующие существенный расход рабочей жидкости, позволяющий обеспечить требуемое быстродействие тормозного привода, являются одной из основных проблем реализации антиблокировочных систем на карьерных самосвалах. В ходе решения данной проблемы было разработано схемное решение гидравлического модулятора АБС, подтвержденное патентом на изобретение. Были выполнены расчетные исследования, позволившие определить габаритные размеры золотников его исполнительных элементов и жесткости возвратной пружины с целью обеспечения минимального быстродействия и перерегулирования при движении золотника на этапе первого экстренного быстродействия, когда значение расхода является максимальным.

Ключевые слова: антиблокировочная система, модулятор, тормозной гидропривод, расчетная схема, автомобиль особо большой грузоподъемности, жесткость возвратной пружины.

Введение

Увеличение использования дорожного транспорта при перевозках с одновременным повышением активной безопасности автомобилей возможно при существенном улучшении их тормозных свойств. Обязательное требование, предъявляемое к современным автомобилям – обеспечение минимального тормозного пути с сохранением устойчивого и управляемого движения при процессе торможения. Этому

способствует АБС, осуществляющая регулирование скорости вращения колес транспортного средства путем изменения давления в магистралях тормозной системы и являющаяся родоначальницей, всех остальных системы контроля сцепления с дорогой.

В настоящее время АБС – это электронная система с микропроцессорным управлением, обладающая сложной логикой и конструкцией, способная не только контролировать поведение

колес, но и адаптироваться к изменению реальных условий торможения с минимальным временем запаздывания

Анализ публикаций

Тормозные приводы современных автомобилей могут быть разделены на замкнутые (гидростатические), работающие по принципу изменения объема тормозной системы в процессе торможения, и разомкнутые (высокого давления), имеющие более сложную конструкцию и оснащенные внешним источником энергии в виде гидронасоса высокого давления обычно в сочетании с пневмогидроаккумулятором [1, 2].

В замкнутых приводах установка АБС обязательна и является частью тормозной системы, так как область их применения – легковые автомобили. В случае разомкнутого привода АБС устанавливается на автомобилях малой грузоподъемности, габаритные размеры тормозных гидроцилиндров которых невелики и, как следствие, величина расхода рабочей жидкости позволяет применять в модуляторах давления гидроклапаны с небольшими размерами золотниковых пар, управляемых стандартными электромагнитами.

АБС является замкнутой системой автоматического управления, состоящая из источника давления, датчиков угловой скорости колес; блока управления, исполнительных устройств (модуляторы давления) и объекта регулирования (тормозные механизмы и контактирующие с дорогой колеса). Расположение элементов АБС на автомобиле, приведенные в работах [3, 4, 5], позволяют реализовать различные принципы регулирования, среди которых можно выделить четыре базовых (*IR (Individuelle Regelung)* – индивидуальное регулирование; *InR (Indirekte Regelung)* – косвенное регулирование; *SH (Select-High)* – регулирование по высокому порогу; *SL (Select-Low)* – регулирование по низкому порогу), и их модификации (*MIR (Modifizierte Individuelle Regelung)* – модифицированное индивидуальное регулирование; *InIR (Indirekte Individuelle Regelung)* – косвенное индивидуальное регулирование; *InSR (Indirekte Seitenregelung)* – косвенное бортовое регулирование; *MAR (Modifizierte Achsregelung)* – модифицированное осевое регулирование; *MSR (Modifizierte Seitenregelung)* – модифицированное бортовое регулирование), работа которых описана в [3, 4].

В зависимости от исходных данных, используемых в ходе разработки алгоритмов работы

АБС, выделяют два подхода. К первой группе относят алгоритмы, использующие в качестве первичной информации, кинематические параметры вращения колес автомобиля [6, 7, 8–10], а ко второй – внутренние и внешние силы, действующие на колесо при движении транспортного средства [5].

За основу в первой группе алгоритмов управления принимают уравнение динамического равновесия колеса, имеющее вид [3, стр. 10, 4, стр. 69, ф. 2, 3]:

$$M_T - J_k \frac{d\omega_k}{dt} = R_z \cdot r_k \cdot \varphi_x(S), \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (1)$$

где M_T – тормозной момент, Н·м;

J_k – момент инерции колеса, кг·м²;

$d\omega_k/dt$ – угловое замедление колеса, с⁻²;

R_z – нормальная реакция дороги, Н; r_k – радиус качения колеса, м;

$\varphi_x(S)$ – зависимость коэффициента сцепления в тангенциальном направлении (φ_x) от коэффициента относительного проскальзывания колеса (S).

Зависимость $\varphi_x(S)$, приведенная на рис. 1, оказывает большое влияние на процесс торможения [4, 11]. Практически для всех типов поверхностей зависимость $\varphi_x(S)$ имеет экстремум при критическом значении проскальзывания $S_{кр}$. Это позволяет разделить алгоритмы использующие кинематические параметры на экстремальные (регулирование по коэффициенту проскальзывания (S -регулирование), регулирование по коэффициенту сцепления) и доэкстремальные (градиентное регулирование) [4].

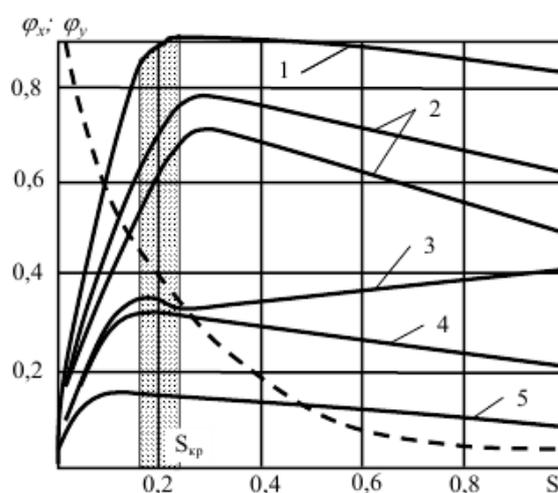


Рисунок 1 – Зависимость коэффициентов сцепления от коэффициента относительного проскальзывания колеса [3, стр. 8]:

1 – сухой асфальт; 2 – мокрый асфальт; 3 – свежеснежный снег; 4 – укатанный снег; 5 – лед

Регулирование по коэффициенту проскальзывания является более распространенным и делится на подгруппы [4]:

- использование режима равенства приведенного углового замедления колеса и линейного замедления автомобиля;
- определение относительного проскальзывания колеса и его дальнейшее поддерживание в заданных пределах;
- использование порогового замедления тормозящего колеса;
- комбинированное регулирование.

Применение силовых алгоритмов позволяет исключить методические ошибки, возникающие при определении величины курсовой скорости автомобиля либо величины коэффициента сцепления, т.к. нет необходимости в измерении угловых скоростей колес [12, 13]. Сущность метода заключается в определении реактивных сил, возникающих в элементах тормозных механизмов, воспринимающих фактически реализуемые колесом тормозные моменты с опорной поверхностью [13].

Существенное влияние на алгоритм функционирования АБС оказывает конструктивное исполнение исполнительного механизма АБС, регулирующего давление в тормозных цилиндрах (модулятор давления). Применение элементов дискретного типа позволяет реализовать двухфазные, трехфазные и многофазные циклы работы АБС. В случае использования пропорциональной аппаратуры возможно управление давлением по нециклическому алгоритму путем поддержания сцепления колеса с дорогой в заданном оптимальном диапазоне во время торможения транспортного средства. В работах [14, 15] приведены схемные решения, позволяющие реализовать циклический и нециклический алгоритмы работы модулятора, в [15] представлена классификация и взаимосвязь схемных решений и алгоритмов АБС.

Рассмотренные основные принципы регулирования и подходы, применяемые при составлении алгоритмов, базовые алгоритмы управления АБС и возможные типы тормозных приводов с АБС, позволяют составить классификацию антиблокировочных систем (рис. 2).



Рисунок 2 – Классификация антиблокировочных систем

Цель и постановка задачи

Целью данной работы является анализ полученных динамических характеристик золотника вспомогательного клапана, предложенного в [14] гидравлического модулятора для последующего обоснования величины жесткости возвратной пружины в зависимости от геометрических параметров рабочего окна золотниковой пары.

Определение основных параметров модулятора тормозного гидропривода с АБС карьерного самосвала

В настоящее время на отечественных карьерных самосвалах БЕЛАЗ АБС, дающая, как показывает практика, на других типах автомо-

билей значительный положительный эффект, не реализована, т.к. основные схемные решения модуляторов АБС не позволяют реализовать необходимый расход жидкости в случае применения гидравлической аппаратуры с типовыми размерами рабочих площадей и управляемых стандартными электромагнитами, что требуют увеличения размеров золотниковых пар, приводит к росту массы запорных элементов и, как следствие, необходимого усилия развиваемого электромагнитом, позволяющего функционировать модулятору с необходимой частотой. Решение данной проблемы возможно путем применения либо форсированных уникальных электромагнитов, что приведет к повышению инерционности элементов модулято-

ра и возникновению нежелательных колебательных процессов во время смены фаз, происходящей с высокой частотой, либо электрогидравлических усилителей, снижающих быстродействие как модулятора, так и всего тормозного привода карьерного самосвала.

Для уменьшения инерционности элементов гидравлического модулятора с целью обеспечения заданного быстродействия антиблокировочной системы карьерного самосвала, предложен гидравлический модулятор АБС (рис. 3), в котором параллельно впускному клапану с электромагнитным управлением установлен нормально закрытый клапан с гидравлическим управлением. Принцип работы такого модулятора описан в источнике [14].

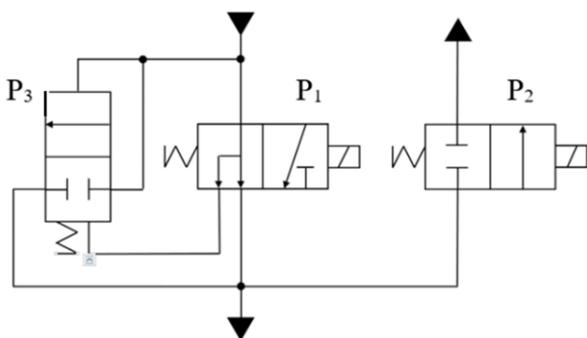


Рисунок 3 – Гидравлический модулятор тормозного привода:
P1 – впускной клапан; P2 – сливной клапан;
P3 – вспомогательный клапан

В процессе экстренного торможения частота срабатывания гидравлического модулятора АБС находится в пределах от 4 до 12 Гц [3]. Поэтому необходимо максимально сократить время переходного процесса, что позволит сохранить требуемое быстродействие АБС, и исключить колебания запорного элемента в момент достижения конечного положения, приводящие к появлению ударов в конце хода, влекущих к ухудшению качества работы системы, снижению объемного КПД, увеличению износа элементов модулятора и т. п.

Впускной P1 и выпускной P3 клапаны являются типовыми с определенными характеристиками.

На рис. 4 приведена расчетная схема учитывающая основные силы, действующие на золотник вспомогательного P3 клапана с гидравлическим управлением: инерционная сила $F_{и}$; сила вязкого трения $F_{в.тр}$; усилие пружины $F_{пр}$; управляющее усилие $F_{упр.}$, позволяющая исследовать динамику вспомогательного P3 клапана.

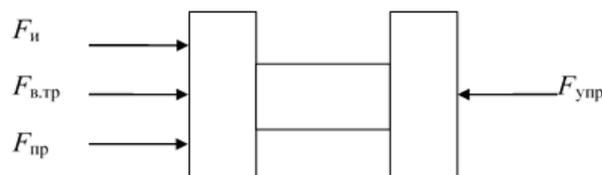


Рисунок 4 – Расчетная схема, учитывающая силы, действующие на золотник вспомогательного клапана

Уравнение, описывающее динамику золотника вспомогательного P3 клапана, получение которого приведено в [16], имеет вид:

$$\frac{m_{зол}}{c_{пр}} \cdot \frac{d^2 x_{зол}}{dt^2} + \frac{k_{в.тр}}{c_{пр}} \cdot \frac{dx_{зол}}{dt} + x_{зол} = \frac{\pi \cdot d_{зол}^2 \cdot \Delta p_{упр.}}{4 \cdot c_{пр}}, \quad (2)$$

где $m_{зол}$ – масса золотника распределителя;

$x_{зол}$ – перемещение золотника распределителя;

$k_{в.тр}$ – коэффициент вязкого трения;

$c_{пр}$ – жесткость пружины;

$\Delta p_{упр.}$ – давление управления;

$d_{зол}$ – диаметр золотника.

После преобразований по Лапласу при нулевых начальных условиях выражение (2) и последующего его решения методом операционного исчисления при подаче на вход системы единичного ступенчатого воздействия $1(t)$ было получено выражение в общем виде, описывающее переходный процесс для системы второго порядка:

$$y(t) = A \cdot e^{s_1 t} + B \cdot e^{s_2 t}, \quad (3)$$

где A и B – некоторые коэффициенты, методика определения которых описано в [17];

t – время, с.

Сжатие возвратной пружины происходит во время работы вспомогательного P3 клапана на фазе экстренного торможения при возникновении управляющего перепада давления, смещающего запорный элемент, а на протяжении фаз сброса и выдержки давления, когда его значение становится равным нулю, пружина возвращает золотник в исходное положение. Также жесткость пружины должна иметь некоторое оптимальное значение, при деформации пружины, что позволит обеспечить максимальный ход запорного элемента за минимальное время его перемещения.

Расчеты, позволяющие определить жесткость возвратной пружины проводились на основании выражения (3), в соответствии с гео-

метрическими параметрами рабочего окна вспомогательного Р₃ клапана, полученными в [15] и представлены в табл. 1.

Величина коэффициента демпфирования ξ может быть определена по выражению [16]:

$$\xi = \frac{k_{в.гр}}{2 \cdot \sqrt{m_{зол} \cdot C_{пр}}}$$

Рекомендуемые пределы величины коэффициента демпфирования ξ от 0,7 до 1,0 [18].

Таблица 1 – Исходные данные для выбора параметров возвратной пружины вспомогательного клапана Р₃

Набор параметров		1	2	3	4
Диаметр золотника вспомогательного клапана Р ₃ , мм	$d_{зол3}$	16	20	25	32
Масса золотника вспомогательного клапана Р ₃ , г	$m_{зол3}$	52	65	74	86
Перемещение золотника вспомогательного клапана Р ₃ , мм	$x_{зол3}$	1,5	2,0	2,5	3,0
Номинальное давление, МПа	$p_{ном}$	10			
Коэффициент демпфирования	ξ	0,7			

По результатам расчетов были выбраны следующие значения жесткости возвратной пружины для различных значений параметров рабочего окна вспомогательного клапана Р₃: при 16 мм × 1,5мм – 267 Н/м; при 20 мм × 2,0 мм – 313 Н/м; при 25 мм × 2,5 мм – 410 Н/м; при 32 мм × 3,0мм – 538Н/м.

Графики перемещения $h_3(t)$ золотника вспомогательного клапана Р₃, полученные по результатам расчета, приведены на рисунке 5. Сплошная линия показывает перемещение $h_3(t)$ запорного элемента вспомогательного клапана Р₃, пунктирные линии – границы коридора, позволяющие определить время переходного процесса. В качестве входного воздействия принималось единичное ступенчатое воздействие $x(t) = x_0 \cdot 1(t)$, где величина $x_0 = 2\% p_{ном} = 0,2$ МПа, равная максимальному допустимому перепаду давлений на клапане [19]. Границы коридора – $\pm 5\%$ от установившегося значения, равного $x_0 = 5\% p_{ном} = 0,2$ МПа.

Значения перерегулирования и времени переходного процесса для всех случаев приблизительно одинаковы и, соответственно, составляют приблизительно 4,7 % и 0,044 с.

Значения перерегулирования и времени переходного процесса для всех случаев приблизительно одинаковы и, соответственно, составляют приблизительно 4,7 % и 0,044 с.

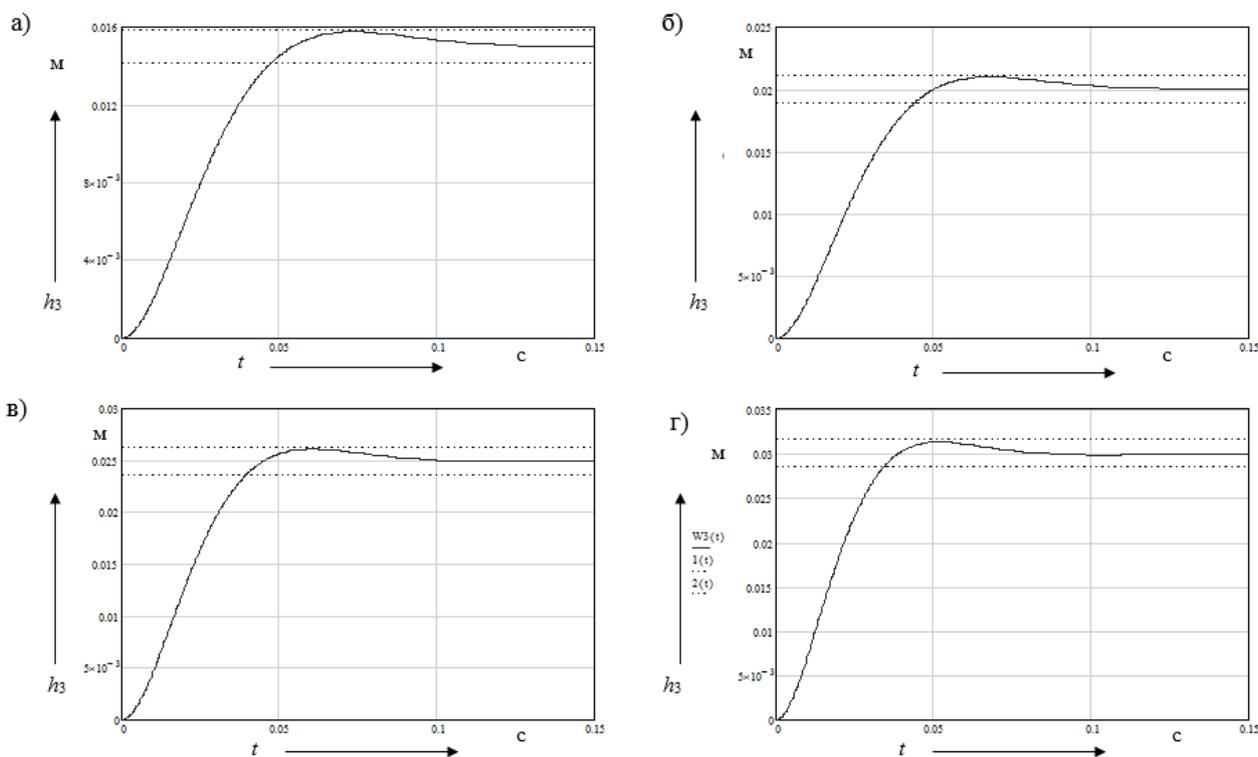


Рисунок 5 – Выбор жесткости возвратной пружины: а) набор параметров 1; б) набор параметров 2; в) набор параметров 3; г) набор параметров 4

Выводы

Выполнен анализ основные принципы регулирования и подходы, применяемые при составлении алгоритмов, базовые алгоритмы

управления АБС и возможные типы тормозных приводов с АБС, позволили составить классификационную схему антиблокировочных систем. Из анализа научных трудов, использован-

ных в ходе составления классификации антиблокировочных систем, следует, что в настоящее время большая часть работ посвящена либо совершенствованию алгоритмов управления работой АБС, либо разработке пневматических и гидравлических тормозных систем с АБС легковых автомобилей и автомобилей малой грузоподъемности, и практически отсутствуют работы, связанные с совершенствованием гидравлических тормозных систем с АБС и их компонентов карьерных самосвалов.

Разработана расчетная схема, учитывающая силы, действующие на золотник вспомогательного клапана предложенного гидравлического модулятора АБС для тормозных систем карьерных самосвалов, и уравнение его движения, позволяющие определить жесткость возвратной пружины для различных геометрических параметров золотниковой пары, обеспечивающей заданное быстродействие и перерегулирование в конце хода золотника и в дальнейшем обосновать типоразмерный ряд таких модуляторов применительно к карьерным самосвалам различной грузоподъемности.

Литература

1. Капустин, В. В. Исследование динамики и обоснование параметров модулятора противоблокировочного устройства гидравлического тормозного привода большегрузных автомобилей : диссертация канд. техн. наук : 05.05.03 / В. В. Капустин; Белорусский политехнический институт. – Минск, 1977. – 239 с.
2. Тормозное управление гидравлической тормозной системы с АБС: основы конструкции и диагностики / А. П. Панычев [и др.] : Екатеринбург : УГЛТУ, 2013. – 42 с.
3. Петров, А. П. Антиблокировочная и противобуксовочная системы тормозов: учебное пособие. / А. П. Петров, С. Е. Хоменко. – Курган: Изд-во Курганского гос. ун-та, 2003. – 103 с.
4. Активная безопасность автомобиля: основы теории / В. Г. Бутылин, М. С. Высоцкий, В. Г. Иванов, И. И. Лепешко. – Национальная академия наук Беларуси (Минск). – Минск: Белавтотракторостроение, 2002. – 183 с.
5. Основы создания САБ АТС на силовом анализе : монография / И. С. Сазонов [и др.] ; под общ. ред. д-ра техн. наук, проф. И. С. Сазонова. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2016. – 256 с.
6. Нефедьев, Я. Н. Конструкции и характеристики электронных антиблокировочных систем зарубежных фирм. / Я. Н. Нефедьев. – НИИАВТОПРОМ. – М. : 1979. – 60 с.
7. Скойбеда, А. Т. Автоматизация ходовых систем колесных машин / А. Т. Скойбеда ; под ред. В. В. Гуськова. – Мн. : Наука и техника, 1979. – 280 с.
8. Bosch. Автомобильный справочник : пер. с англ. – М. : За рулем, 2000. – 896 с.
9. Гируцкий, О. И. Электронные системы управления агрегатами автомобиля / О. И. Гируцкий, Ю. К. Есеновский-Лашков, Д. Г. Поляк. – М. : Транспорт, 2000. – 213 с.
10. Кадаков, М. Renault Scenic RX4. Почти внедорожник / М. Кадаков // Авторевю. – 2000. – № 1. – С. 4.
11. Тарасик, В. И. Теория движения автомобиля: уч. для вузов / В. И. Тарасик – СПб: БХВ-Петербург, 2006 г. – 478 с.
12. Теоретические основы антиблокировочных и противобуксовочных систем нового поколения / Н. Н. Гурский [и др.] // Вестник Белорусского национального технического университета : научно-технический журнал. – 2009. – № 3. – С. 46–49.
13. Сазонов, И. С. Управление движением колесных машин на основе измерения и анализа силовых факторов / И. С. Сазонов, П. А. Амельченко, В. И. Василевский // Механика машин, механизмов и материалов. – 2012. – № 3–4. – С. 177–188.
14. Модулятор гидравлического тормозного привода с большим расходом рабочей жидкости / М. И. Жилевич, С. В. Ермилов, П. Р. Бартош, П. Н. Кишкевич // Вестник Харьковского нац. автомобильно-дорожного ун-та : сб. науч. тр. / Харьк. нац. автомоб.-дор. ун-т ; [редкол.: Богомолов В. А. (глав. ред.) и др.]. – Харьков : ХНАДУ, 2016. – Вып. 75. – С. 83–88.
15. Ермилов, С. В. Расчетные исследования и анализ расходно-перепадных характеристик модулятора гидравлической антиблокировочной системы для автомобилей особо большой грузоподъемности / С. В. Ермилов, М. И. Жилевич // Вестник Брестского гос. техн. университета. Серия: Машиностроение. – Брест, БГТУ – 2020. – № 122/4, 2020. – С.40–43.
16. Жилевич, М. И. Математическая модель движения золотника распределителя для исследования влияния параметров возвратной пружины = Mathematical model of the movement of the valve spool to research the influence of the parameters of the return spring / М. И. Жилевич, С. В. Ермилов, Д. Д. Можейко // Автотракторостроение и автомобильный транспорт : сборник научных трудов : в 2 томах / Белорус. нац. техн.

ун-т; редкол.: Д. В. Капский (отв. ред.) [и др.]. – Минск : БНТУ, 2021. – Т. 1. – С. 277–281.

17. S. Burns, Roland – Advanced Control Engineering / Roland S. Burns // Oxford : Butterworth-Heinemann, 2001 – 450 p.

18. Šulc, B. – Nonlinear modelling and control of hydraulic actuators / B. Šulc, J. A. Jan // Acta Polytechnica, 2002. – Vol. 42. – No. 3. – P. 41–47.

19. Кишкевич, П. Н. Статический и динамический расчет гидро- и пневмораспределителей: учебно-методическое пособие для студентов специальности 1-36 01 07 «Гидропневмосистемы мобильных и технологических машин» / П. Н. Кишкевич, М. И. Жилевич, П. Р. Бар-тош. – Минск : БНТУ, 2012. – 80 с.

UDC 629.114.4

KHARYTONCHYK Sergei V., D. Sc. in Eng., Ass. Prof.,
rector

E-mail: skharytonchyk@bntu.by

YERMILOV Sergei V.,

Senior lecturer

E-mail: gpa_atf@bntu.by

ZHYLEVICH Michael I., Ph.D. in Eng., Ass. prof.

Belarusian National Technical University, Minsk, Republic of Belarus

Received 20 September 2024

CALCULATED RESEARCH AND ANALYSIS OF THE TRANSIENT CHARACTERISTICS OF THE MODULATOR OF THE HYDRAULIC ANTI-LOCK SYSTEM FOR HEAVY-DUTY VEHICLES

Optimal control of the braking system makes it possible to increase the safety of vehicle movement. The creation and development of anti-lock braking systems (ABS), which became the basis for all other traction control systems, has become an important stage in increasing the active safety of cars. In modern ABS, despite the diversity in the structure and logic of the system, which solves the problem of preventing wheel locking and implementing optimal coupling properties of the wheel with the road while the car is moving, some generalized features can be identified that allow creating a classification of such systems. In accordance with the current UNECE Regulation No. 13, the installation of ABS on heavy-duty vehicles (for example, dump trucks) is not mandatory, however, some world manufacturers are working on installing such systems on quarry dump trucks as an additional option. The large overall dimensions of the braking mechanisms, which require a significant flow of working fluid, allowing for the required speed of the brake actuator, are one of the main problems in the implementation of anti-lock systems on dump trucks. In the course of solving this problem, a schematic solution of the hydraulic modulator ABS was developed, confirmed by a patent for the invention. Computational studies were performed that made it possible to determine the overall dimensions of the spool of its actuators and the stiffness of the return spring in order to ensure minimum speed and re-regulation during the movement of the spool at the stage of the first emergency speed, when the flow rate is maximum.

Keywords: anti-lock system, modulator, brake hydraulic drive, design scheme, especially heavy-duty vehicle, return spring stiffness.

References

1. Kapustin, V. V. Study of dynamics and substantiation of parameters of the modulator of the anti-blocking device of the hydraulic torque drive of heavy-duty vehicles : dissertation... Candidate of Technical Sciences : 05.05.03 / V.V. Kapustin; Belarusian Polytechnic Institute. – Minsk, 1977. – 239 p.
2. Braking control of a hydraulic braking system with ABS: fundamentals of design and diagnostics / A. P. Panychev [et al.] : Yekaterinburg : UGLU, 2013. – 42 p.
3. Petrov, A. P. Anti-lock and anti-slip torsion systems: Textbook. / A. P. Petrov, S. E. Khomenko. – Kurgan: Publishing house of the Kurgan State University, 2003. – 103 p.
4. Active car safety: fundamentals of theory / V. G. Butylin [et al.]. – The National Academy of Sciences of Belarus (Minsk). – Minsk: Belavto-traktorostroenie, 2002. – 183 p.
5. The basics of creating a PBX based on force analysis: monograph / I. S. Sazonov [et al.]; under the general editorship of Dr. of Technical Sciences, Prof. I. S. Sazonov. – Mogilev : Byelorussian-Russian University, 2016. – 256 p.
6. Nefediev, Ya. N. Designs and characteristics of electronic anti-lock systems of foreign companies. / Ya. N. Nefediev. – NIIAVTOPROM, M. : 1979. – 60 p.
7. Skoybeda, A. T. Automation of running systems of wheeled vehicles / A. T. Skoybeda; edited by V. V. Guskov. – Mn. : Science and Technology, 1979. – 280 p.
8. Bosch. Automobile reference book : trans. from English – M. : Behind the wheel, 2000. – 896 p.
9. Girutsky, O. I. Electronic control systems for car units / O. I. Girutsky, Yu. K. Esenovskiy-Lashkov, D. G. Polyak. – M. : Transport, 2000. – 213 p.
10. Kadakov, M. Renault Scenic RX4. Almost an SUV / M. Kadakov // Autorevue. – 2000. – No. 1. – p. 4.
11. Tarasik, V. I. Theory of car movement: teaching for universities / V. I. Tarasik – SPb BHV-Petersburg, 2006 – 478 p.
12. Theoretical foundations of anti-lock and anti-slip systems of a new generation / N. N. Gursky [et al.] // Bulletin of the Belarusian National Technical University : scientific and technical journal. – 2009. – No. 3. – pp. 46–49.
13. Sazonov, I. S. Motion control of wheeled vehicles based on measurement and analysis of force factors / I. S. Sazonov, P. A. Amelchenko, V. I. Vasilevsky // Mechanics of machines, mechanisms and materials. – 2012. – No. 3–4. – pp. 177–188.
14. Modulator of a hydraulic brake drive with a high flow rate of working fluid / M. I. Zhilevich [et al.] // Bulletin of the Kharkiv National University. automobile and Road Transport University : collection of scientific tr. / Kharkiv National auto-door. Univ. ; [editorial board.: Bogomolov V. A. and others]. – Kharkiv : KHNADU, 2016. – Issue 75. – pp. 83–88.
15. Ermilov, S. V. Computational studies and analysis of the flow-differential characteristics of the modulator of the hydraulic anti-lock system for heavy-duty vehicles / S. V. Ermilov, M. I. Zhilevich // Bulletin of the Brest State Technical University. university. Series: Mechanical Engineering. – Brest, BSTU. – 2020. – No. 122/4, 2020. – pp. 40–43.
16. Zhilevich, M. I. Mathematical model of the movement of the distributor spool to study the influence of the parameters of the return spring / M. I. Zhilevich, S. V. Ermilov, D. D. Mozheyko // Automotive industry and automobile transport : collection scientific papers : in 2 volumes / Belarusian National Technical Univ.; editorial board: D. V. Kapsky (ed.) [and others]. – Minsk : BNTU, 2021. – Vol. 1. – pp. 277–281.
17. S. Burns, Roland – Advanced Control Engineering / Roland S. Burns // Oxford : Butterworth-Heinemann, 2001 – 450 p.
18. Šulc, B. Nonlinear modelling and control of hydraulic actuators / B. Šulc, J. A. Jan // Acta Polytechnica 2002. – Vol. 42. – No. 3. – P. 41–47.
19. Kishkevich, P. N. Static and dynamic calculation of hydro and pneumatic distributors: an educational and methodological guide for students of specialty 1-36 01 07 «Hydropneumatic systems of mobile and technological machines» / P. N. Kishkevich, M. I. Zhilevich, P. R. Bartosh. – Minsk : BNTU, 2012. – 80 p.