

РАСЧЕТНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ И АНАЛИЗ РАСХОДНО-ПЕРЕПАДНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК МОДУЛЯТОРА ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ АНТИБЛОКИРОВОЧНОЙ СИСТЕМЫ ДЛЯ АВТОМОБИЛЕЙ ОСОБО БОЛЬШОЙ ГРУЗОПОДЪЕМНОСТИ

С. В. Ермилов¹, М. И. Жилевич²

¹ Ст. преподаватель кафедры "Гидропневмоавтоматика и гидропневмопривод" Белорусского национального технического университета, Минск, Беларусь, e-mail: ermilov.tut@gmail.com

² Студент кафедры "Гидропневмоавтоматика и гидропневмопривод" Белорусский национальный технический университет, Минск, Беларусь, e-mail: thmi@tut.by

Реферат

Антиблокировочные системы (АБС) предназначены для изменения скорости вращения колёс транспортного средства путем регулирования давления в магистралях тормозной системы в процессе торможения и применяются практически во всем спектре автотранспортных средств. Однако на карьерных самосвалах применение АБС затруднено из-за увеличения габаритов исполнительных механизмов и, как следствие, больших расходов рабочей жидкости. Для реализации АБС на карьерном самосвале была разработана расчетная схема модулятора, разделяющая поток на основной и вспомогательный и позволяющая определить параметры рабочего окна вспомогательного аппарата при известных габаритах основного. Проведенные расчеты могут быть использованы для составления типоразмерного ряда таких модуляторов для карьерных самосвалов различной грузоподъемности на основе типовых гидрораспределителей с электромагнитным управлением.

Ключевые слова: антиблокировочная система, модулятор, тормозной гидропривод, расчетная схема, автомобиль особо большой грузоподъемности, расходно-перепадная характеристика.

DESIGN STUDIES AND ANALYSIS OF FLOW-DIFFERENTIAL CHARACTERISTICS OF HYDRAULIC MODULATOR ANTI-LOCK SYSTEM FOR HEAVY-DUTY OSBO VEHICLES

S. V. Ermilov, M. I. Zhilevich

Abstract

Anti-lock systems (ABS) are designed to change the speed of rotation of the vehicle wheels by regulating the pressure in the highways of the brake system during braking and are used in almost the entire range of vehicles. However, the use of ABS is difficult on quarry dump trucks due to the growth of the dimensions of the actuators and, as a result, the large flow rates of the working fluid. To implement ABS on a quarry dump truck, a design scheme of the modulator was developed that divides the flow into the main and auxiliary ones and allows determining the parameters of the working window of the auxiliary device with known dimensions of the main one. The calculations performed can be used to compile a standard-sized series of such modulators for mining dump trucks of various load capacities based on standard hydraulic distributors with electromagnetic control.

Keywords: Anti-lock system, modulator, hydraulic brake drive, design scheme, heavy-duty vehicle, consumption and differential characteristics.

Введение

Обязательным требованием, предъявляемым к современным автомобилям, является обеспечение минимального тормозного пути с сохранением устойчивого и управляемого движения при торможении. Для выполнения этого условия применяют антиблокировочные системы (АБС). Первые известные патенты по АБС относятся к концу 20-х годов XX века. Однако до конца 40-х годов такие системы применялись только на опытных и спортивных автомобилях. Активные исследования начались после внедрения электронной АБС на автомобиле Ford в 1969 году.

В настоящее время АБС – обязательная конструктивная часть практически всего спектра автотранспортных средств. Большие распространение получили пневматические антиблокировочные системы. Гидравлические системы находят применение, как правило, на легковых и грузовых автомобилях малой грузоподъемности. Совершенствование АБС в настоящее время ведется, как правило, путем разработки оптимальных алгоритмов при установившейся структуре и конструкции исполнительных элементов.

В соответствии с Правилами ЕЭК ООН №13 применение АБС на автомобилях особо большой грузоподъемности не регламентировано, однако некоторые мировые производители уже ведут работы по установке таких систем на карьерные самосвалы. Одной из главных проблем реализации антиблокировочных систем на карьерных самосвалах – большие размеры исполнительных механизмов и, как следствие, большой расход рабочей жидкости в тормозном приводе.

Анализ публикаций

АБС является замкнутой системой автоматического управления, главная задача которой – изменение скорости вращения колёс транспортного средства путем регулирования давления в магистра-

лях тормозной системы в процессе торможения. Исполнительным механизмом АБС, управляющим давлением в тормозных цилиндрах, является модулятор давления.

Основой конструкции модулятора является аппаратура с электромагнитным управлением золотникового либо клапанного типа. В работе [1] проведен сравнительный анализ таких исполнительных элементов. Расчеты показали, что для работы исполнительных элементов золотникового типа необходимо на 20% меньше усилий электромагнита, в то время как клапанные элементы обладают более высокой чувствительностью. Также было установлено, что при равных давлениях стабильность расходных характеристик у золотниковых распределителей обеспечивается в большем диапазоне частот (на 25-40 % больше, чем у клапанных). В связи с этим рекомендуется использовать клапанные элементы в многофазных модуляторах как дополнительный агрегат при необходимости слива жидкости и сброса давления. Аппаратура с исполнительными элементами золотникового типа ограничена по применению не имеет и применяется как в напорных, так и в сливных магистралях гидравлического тормозного привода.

Как привило, конструктивно модуляторы АБС включают элементы дискретного типа, позволяющие осуществить управление по двухфазному, трехфазному или многофазному циклическому алгоритму.

Преимуществом двухфазного модулятора является простота конструкции. Например, в разомкнутом приводе такой модулятор может быть реализован трехлинейным двухпозиционным распределителем.

Конструктивное исполнение трехфазных и многофазных модуляторов более сложное и получается комбинированием двухпозиционных трехлинейных распределителей. Наличие фазы выдержки способствует предотвращению гидроударов и волновых процессов в трубопроводах при резком изменении направления потока жидкости.

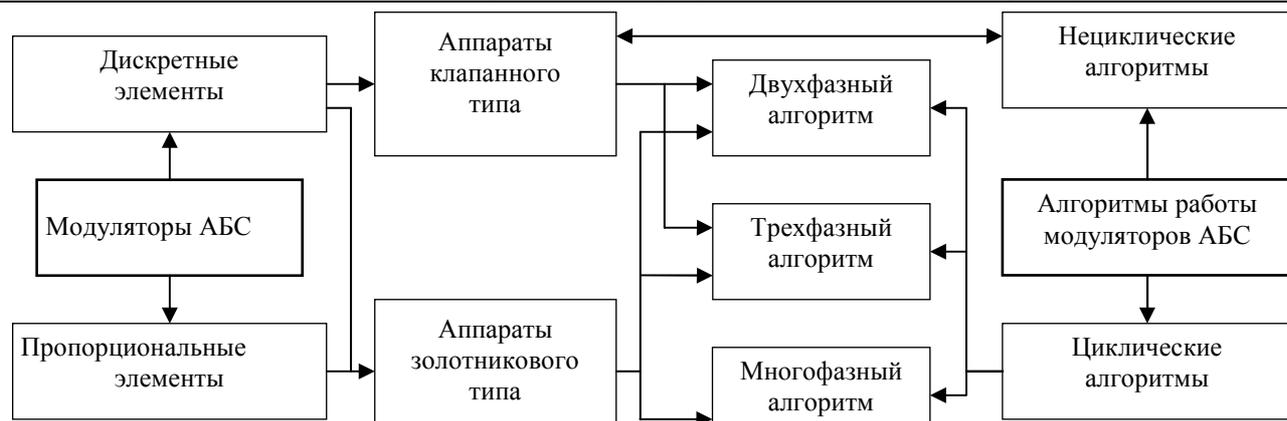


Рисунок 1 – Классификация и взаимосвязь схемных решений и алгоритмов АБС

Также введение третьей фазы позволяет уменьшить расход рабочего тела и повысить величину среднего тормозного момента. Многофазные алгоритмы работы получают путем добавления дополнительной фазы выдержки в фазе сброса давления.

Применение пропорциональной аппаратуры позволяет управлять давлением по нециклическому алгоритму путем поддержания величины сцепления колеса с дорогой в заданном оптимальном диапазоне во время торможения транспортного средства.

Классификационная схема конструктивных решений модуляторов гидравлических тормозных АБС и их связь с реализуемыми алгоритмами функционирования АБС приведены на рисунке 1.

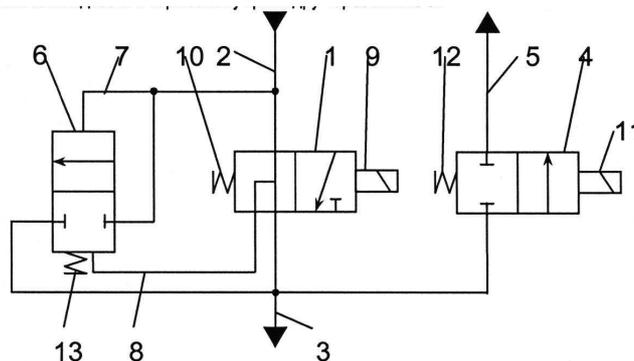
Конструктивные особенности гидравлических модуляторов и их работа рассмотрены в [1, 2, 3, 4].

Как отмечалось, в модуляторах АБС гидравлических тормозных приводов чаще применяются дискретные золотниковые распределители с электромагнитным управлением с параметрами рабочего окна, близкими к серийно-выпускаемым и пригодным для использования в качестве элементов модулятора. Небольшие расходы рабочей жидкости в гидравлическом тормозном приводе позволяют применять распределители, размеры золотниковых пар которых невелики. В этом случае элементами управления могут быть серийно выпускаемые электромагниты, так как не требуются большие усилия для перемещения золотников. Однако на автомобилях особо большой грузоподъемности размеры исполнительных гидроцилиндров и, как следствие, расход рабочей жидкости значительно возрастают. Соответственно растут конструктивные размеры золотниковых пар модулятора и их инерционность. Для управления такими золотниками необходимо использовать либо гидроусилители, что снижает быстродействие тормозного привода в целом и не позволяет обеспечить требуемую частоту срабатывания модулятора, либо специальные форсированные электромагниты, обеспечивающие заданные частоту и усилие на толкателе.

Схемное решение [5], представленное на рисунке 2, позволяет снизить инерционность элементов гидравлического модулятора и обеспечить заданное быстродействие антиблокировочной системы при больших расходах рабочей жидкости. Требуемая скорость срабатывания привода достигается путем разделения потока рабочей жидкости на основной и вспомогательный при помощи дополнительного нормально закрытого клапана золотникового типа, установленного параллельно основному.

Предложенный модулятор может быть применен при работе антиблокировочной системы по двух- либо трехфазному алгоритму.

При фазе торможения электромагниты 9 и 11 отключены. Поток жидкости проходит от источника давления через клапан 1 к тормозному цилиндру. Т.к. условный проход впускного аппарата заведомо мал, то в линиях 2 и 3 возникает перепад давления, передаваемый по линиям управления 7 и 8 к запорному элементу вспомогательного клапана 6, который при помощи пружины 13 удерживается в верхнем по схеме положении. Когда величина перепада давления достигает определенного значения, золотник клапана 6 перемещается вниз по рисунку 2, пропуская дополнительный поток рабочей жидкости к тормозному цилиндру через линию 3.



1 – впускной клапан; 2 – линия подачи рабочей жидкости; 3 – линия подвода рабочей жидкости к тормозному цилиндру; 4 – выпускной клапан; 5 – линия сброса давления; 6 – вспомогательный клапан; 7, 8 – линии управления вспомогательным клапаном; 9 – управляющий электромагнит впускного клапана; 10 – возвратная пружина впускного клапана; 11 – управляющий электромагнит выпускного клапана; 12 – возвратная пружина выпускного клапана; 13 – возвратная пружина вспомогательного клапана

Рисунок 2 – Гидравлический модулятор тормозного привода

Фаза выдержки (при работе по трехфазному циклическому алгоритму) обеспечивается снятием сигнала с электромагнита 11 клапана 4 при включенном сигнале управления на электромагните 9 клапана 1. Запорный элемент клапана 4 смещается вправо по рисунку 2 и отсекает полость гидроцилиндра от линии слива. Клапан 1 находится в левом по рисунку положении, как следствие, давления в линиях 7 и 8 равны, запорный элемент клапана 6 удерживается в верхней по схеме позиции пружины 13.

Цель и постановка задачи

Целью данной работы является анализ полученных расхродно-перепадных характеристик предложенного модулятора для последующего обоснования основных конструктивных параметров вспомогательного клапана золотникового типа и типоразмерного ряда модуляторов АБС для карьерных самосвалов различной грузоподъемности.

Определение основных параметров модулятора для гидропривода с большим расходом рабочей жидкости

Перепад давления на золотниковом распределителе можно получить на основании формулы Торричелли [6]:

$$\Delta p = \frac{2}{\rho} \left(\frac{1}{\mu \pi d_{зол}^2 x} \right)^2 Q^2, \tag{1}$$

- где Δp – перепад давления;
- Q – расход жидкости на входе в модулятор;
- ρ – плотность рабочей жидкости;
- μ – коэффициент расхода гидрораспределителя;
- $d_{зол}$ – диаметр золотника гидрораспределителя;
- x – перемещение золотника гидрораспределителя.

На рисунке 3 приведены расходно-перепадные характеристики для золотниковых пар гидрораспределителей с электромагнитным управлением полученные по формуле (1).

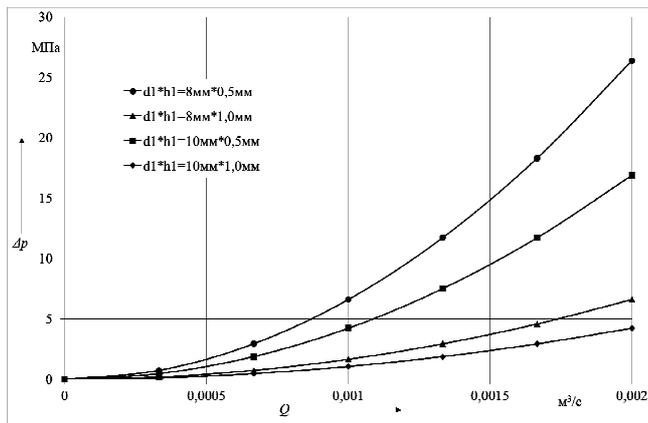


Рисунок 3 – Расходно-перепадные характеристики гидрораспределителей с электромагнитным управлением

Анализ характеристик показывает, что увеличение расхода рабочей жидкости приводит к росту потерь давления у гидрораспределителей с прямым электромагнитным управлением (до 26,4 МПа при расходе 0,002 м³/с и параметрах рабочего окна $d_{33}x_{33} = 8 \text{ мм} \times 0,5 \text{ мм}$). Увеличение площади рабочего окна позволяет снизить перепад давлений, однако ограничение по мощности стандартных электромагнитов не позволяет создавать золотники для серийно выпускаемых гидрораспределителей с требуемыми габаритами.

Расчетная схема предложенного модулятора для фазы торможения представлена на рисунке 4.

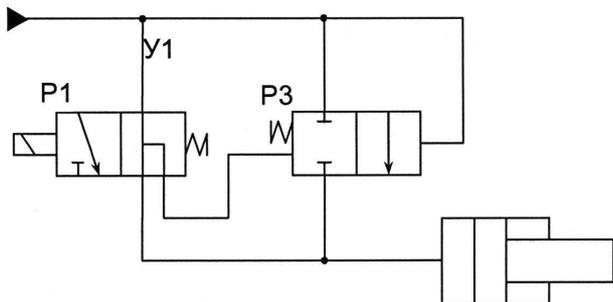


Рисунок 4 – Расчетная схема модулятора (фаза торможения)

При расчетах предполагается, что размеры гидрораспределителя P1 первого каскада (основного гидрораспределителя фазы торможения) заранее известны или могут быть заданы исходя из размеров золотниковых пар серийно выпускаемых гидрораспределителей с электромагнитным управлением. Расчет гидрораспределителя второго каскада, установленного параллельно основному, проводится для режима экстренного торможения с максимальным расходом рабочей жидкости, обеспечивающим заданное быстродействие тормозной системы.

Поток жидкости делится на два, проходящие через распределители. Основной распределитель P1 и вспомогательный P3:

$$Q = Q_1 + Q_3, \tag{2}$$

где Q_1 и Q_3 – соответственно расходы жидкости через распределители P1 и P3.

Расход жидкости на каждом из направлений определяется по формуле Торричелли. Тогда для распределителей P1 и P3 получим:

$$Q_1 = \mu_1 \pi d_{301} x_1 \sqrt{\frac{2\Delta p_1}{\rho}}; \tag{3}$$

$$Q_3 = \mu_3 \pi d_{303} x_3 \sqrt{\frac{2\Delta p_3}{\rho}}; \tag{4}$$

где d_{30i} – диаметр золотника i -го гидрораспределителя;

μ_{1i} – коэффициент расхода i -го гидрораспределителя;

x_{1i} – перемещение золотника i -го гидрораспределителя P1;

i – номер гидрораспределителя ($i=1, 3$).

Принимая расходы рабочей жидкости и перепады давления на гидроаппаратах равными, а габариты распределителя P1 известными после подстановки выражений (3) и (4) в формулу (1) и простых математических преобразований получим зависимость $\Delta p = f(d_{33}x_{33}, Q)$:

$$\Delta p = \frac{2}{\rho} \left(\frac{1}{\mu_1 \pi d_{301} x_1 + \mu_3 \pi d_{303} x_3} \right)^2 Q^2. \tag{5}$$

Расходно-перепадная характеристика вспомогательного распределителя, получаемая из выражения (5), представляет собой зависимость потерь давления Δp от нескольких переменных: проходящего расхода и произведения диаметра золотника d_{303} , клапана второго каскада и его хода x_3 .

Базовый набор исходных данных для расчета расходно-перепадной характеристики включает коэффициенты расхода основного $\mu_1=0,65$ и вспомогательного гидрораспределителей $\mu_3=0,65$, а также плотность жидкости $\rho=880 \text{ кг/м}^3$. Варьируемые параметры приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Варьируемые параметры для расчета расходно-перепадной характеристики

Расход жидкости	Q	40 ... 120 л/мин
Геометрические размеры рабочего окна основного распределителя P1	$d_{301} \times h_{301}$	6 мм × 0,5 мм ... 10 мм × 1,0 мм
Геометрические размеры рабочего окна вспомогательного распределителя P3	$d_{303} \times h_{303}$	10 мм × 1,0 мм ... 32 мм × 3,0 мм

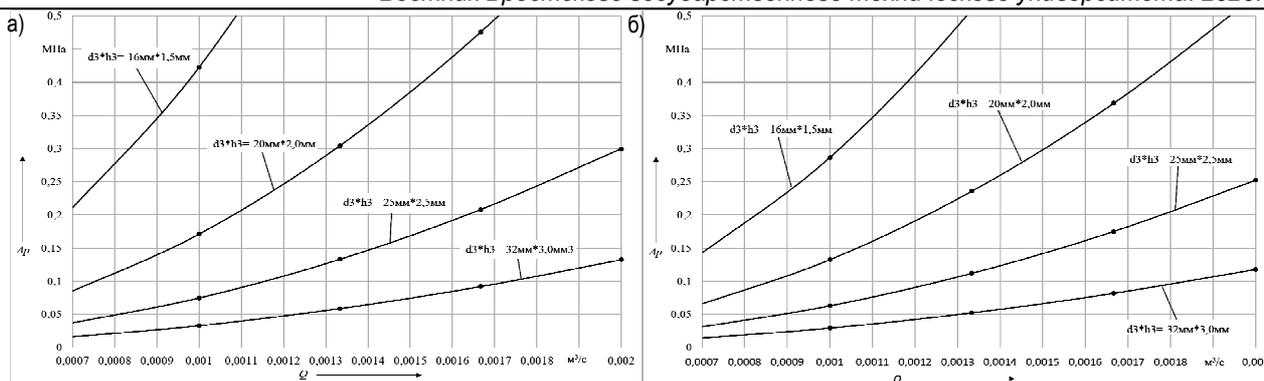
По выражению (5) были построены семейства расходно-перепадных характеристик, некоторые из которых представленные на рисунке 5.

Анализ расходно-перепадных характеристик показал, что наличие вспомогательного распределителя позволяет значительно снизить перепад давлений, возникающий при прохождении потока рабочей жидкости через предлагаемый модулятор. Так, применение вспомогательного распределителя с окном 16 мм × 1,5 мм, установленного параллельно основному с размерами рабочего окна 8 мм × 0,5 мм, позволяет снизить перепад давления более, чем в 15 раз (с 2,93 МПа до 0,19 МПа) при расходе жидкости 40 л/мин. Дальнейшее увеличение расхода уменьшает отношение перепадов давлений для стандартного и предлагаемого модуляторов и при 120 л/мин составляет 14,5 раз (26,4 МПа при применении стандартного модулятора в сравнении с 1,82 МПа для предлагаемого). Повышение габаритных размеров вспомогательного распределителя позволяет еще больше снизить перепад давлений. Так, для вспомогательного распределителя с габаритами 20 мм × 2,0 мм минимальное значение перепада давлений составит 0,08 МПа при расходе 40 л/мин, а максимальное – 0,69 МПа при расходе 120 л/мин; при окне 25 мм × 2,5 мм получим 0,03 МПа при расходе 40 л/мин и 0,33 МПа при расходе 120 л/мин; для окна с размерами 32 мм × 3,2 мм значения составят 0,02 МПа и 0,13 МПа для расходов 40 л/мин и 120 л/мин соответственно.

Увеличение размеров рабочего окна основного распределителя P1 позволяет дополнительно уменьшить перепад давлений, возникающий между входом и выходом предлагаемого модулятора. При площадях окон 10 мм × 1,0 мм и 32 мм × 3,2 мм основного и вспомогательного распределителей соответственно и расходе жидкости в 120 л/мин величина перепада давлений снижается до 0,11 МПа, что приблизительно в 40 раза меньше, чем применение только одного распределителя P1 (в таком случае данному расходу соответствует перепад давлений равный 4,22 МПа).

Также из уравнения (5) может быть получена зависимость для определения площади рабочего окна вспомогательного гидрораспределителя P3 $d_{33}x_{33}$ как функция нескольких переменных $d_{33}x_{33} = f(\Delta p, Q)$:

$$d_{303} x_3 = \frac{Q}{\mu_3} \sqrt{\frac{\rho}{2\Delta p}} - \frac{\mu_1}{\mu_3} d_{301} x_1. \tag{6}$$



а) $d_{31} \times h_1 = 8 \text{ мм} \times 0,5 \text{ мм}$; б) $d_{31} \times h_1 = 10 \text{ мм} \times 1,0 \text{ мм}$

Рисунок 5 – Расходно-перепадная характеристика предлагаемого модулятора с параметрами рабочего окна основного распределителя Р1

Данное выражение позволяет, задаваясь желаемыми значениями перепада давлений на предлагаемом модуляторе и расхода в системе, выбрать вспомогательный распределитель с наиболее оптимальной площадью рабочего окна.

Базовый и варьируемый наборы исходных данных для определения параметров рабочего окна $d_{30л3} \times h_{30л3}$ вспомогательного распределителя Р3 такие же, как и при расчете расходно-перепадной характеристики. Кроме того, перепад давления принимался в пределах от 0,5 МПа до 3,5 МПа.

Расчет по выражению (6) проведен для расходов 40 л/мин, 80 л/мин и 120 л/мин. Результаты приведены на рисунке 6 в виде областей, рекомендуемых для выбора основных конструктивных размеров золотниковой пары вспомогательного распределителя Р3: хода X_{33} и диаметра золотника d_{33} . Верхняя граница каждой из представленных областей рассчитана для распределителя первого каскада с рабочим окном 8 мм×0,5 мм, а нижняя – 32 мм×3,0 мм.

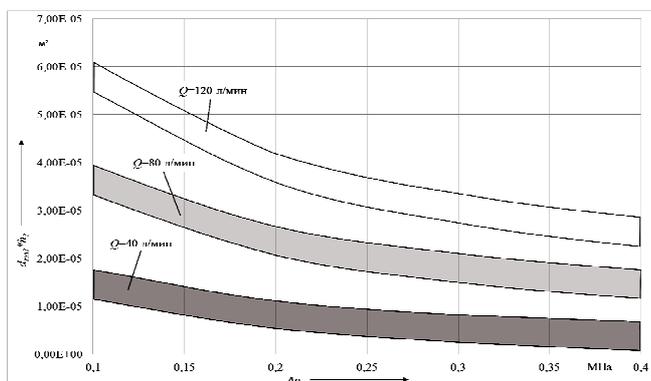


Рисунок 6 – Диаграмма определения площади рабочего окна ($d_{33} \times X_3$) дополнительного распределителя Р3 предлагаемого модулятора по перепаду давлений и расходу жидкости в системе

Заключение

Выполнен анализ конструктивных схем модуляторов и алгоритмов работы антиблокировочных тормозных систем мобильных машин. Предложена классификационная схема, особенностью которой является установление взаимосвязей между схемными решениями модуляторов и реализуемыми алгоритмами работы.

Разработана расчетная схема модулятора гидравлической АБС с двухкаскадным распределителем золотникового типа для фазы торможения для карьерных самосвалов особо большой грузоподъемности, отличающегося наличием золотникового распределителя с гидравлическим управлением, установленного параллельно основному серийно выпускаемому электрогидравлическому распределителю, работающему в фазе торможения, и обеспечивающему заданную частоту срабатывания модулятора, и позволяющая получить расходно-перепадные характеристики модулятора и определить основные конструктивные размеры золотниковой пары вспомогательного распределителя при заданных размерах рабочего окна основного электрогидрораспределителя с целью обеспечения заданного быстродействия тормозной системы при допустимых потерях давления при экстренном торможении.

Проведены расчетные исследования. Получен ряд расходно-перепадных характеристик, которые могут быть использованы для создания типоразмерного ряда модуляторов для карьерных самосвалов различной грузоподъемности и, соответственно, различных расходов рабочей жидкости в тормозном гидроприводе.

Список цитированных источников

- Капустин, В. В. Исследование динамики и обоснование параметров модулятора прогивоблокировочного устройства гидравлического тормозного привода большегрузных автомобилей: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03 / В. В. Капустин. – Минск, 1977. – 239 с.
- Фрумкин, А. К. Регуляторы тормозных сил и антаблерирующие системы / А. К. Фрумкин – М.: МАДИ, 1981. – 58 с.
- Разработка методики выбора схемы и параметров модуляторов противоблокировочных тормозных систем автомобилей особо большой грузоподъемности: авто-реф. дис. на соиск. учен. степ. канд. техн. наук: 05.05.03 / Н. Н. Первышин. – Х., 1985. – 21 с.
- Модулятор гидравлического тормозного привода с большим расходом рабочей жидкости / М. И. Жилевич, С. В. Ермилов, П. Р. Бартош, П. Н. Кишкевич // Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета [Текст]: 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.
- Жилевич, М. И. Модулятор гидравлического тормозного привода с большим расходом рабочей жидкости / М. И. Жилевич, С. В. Ермилов, П. Р. Бартош, П. Н. Кишкевич // Вестник ХНАДУ – 2016 – № 75 – С. 83–88.
- Гидравлика, гидромашин и гидроприводы: Учебник для машиностроительных вузов / Т. М. Башта, С. С. Руднев, Б. Б. Некрасов [и др.] – 4-е изд., стереотипное, перепечатка со второго издания 1982 г. – М.: Издательский дом Альянс, 2010. – 423 с.: ил.

References

- Kapustin, V. V. Issledovanie dinamiki i obosnovanie parametrov modulyatora progivoblokirovocnogo ustrojstva gidravlicheskogo tormoznogo privoda bol'shegruznyh avtomobilej: dis. ... kand. tehkn. nauk: 05.05.03 / V. V. Kapustin. – Minsk, 1977. – 239 s.
- Frumkin, A. K. Reguljatory tormoznyh sil i antablokirovocnyye sistemy / A. K. Frumkin – M.: MADI, 1981. – 58 s.
- Razrabotka metodiki vybora skhemy i parametrov modulyatorov protivoblokirovocnyh tormoznyh sistem avtomobilej osobo bol'shoj gruzopod'emnosti: avto-ref. dis. na soisk. uchen. step, kand. tehkn. nauk: 05.05.03 / N. N. Pervyshin. – Ch., 1985. – 21 s.
- Modulyator gidravlicheskogo tormoznogo privoda s bol'shim raskhodom rabochej zhidkosti / M. I. Zhilevich, S. V. Ermilov, P. R. Bartosh, P. N. Kishkevich // Vestnik Har'kovskogo nacional'nogo avtomobil'no-dorozhnogo universiteta [Tekst]: sb. nauch. tr. / Har'k. nac. avtomob.-dor. un-t; [redkol.: Bogomolov V.A. (glav. red.) i dr.]. – Har'kov: HNADU, 2016. – Vyp. 75. – S. 83–88.
- Zhilevich, M. I. Modulyator gidravlicheskogo tormoznogo privoda s bol'shim raskhodom rabochej zhidkosti / M. I. Zhilevich, S. V. Ermilov, P. R. Bartosh, P. N. Kishkevich // Vestnik HNADU – 2016 – № 75 – S. 83–88.
- Gidravlika, gidromashiny i gidroprivody: Uchebnik dlya mashinostroitel'nyh vuzov / T. M. Bashta, S. S. Rudnev, B. B. Nekrasov [i dr.] – 4-e izd., stereotipnoe, perepchatka so vtorigo izdaniya 1982 g. – M.: Izdatel'skij dom Al'jans, 2010. – 423 s.: il.

Материал поступил в редакцию 18.10.2020