

Явников В.А., Клименко И.В., Липовец В.В., Гращенков Г.П.

ПОВЫШЕНИЕ АКТИВНОЙ БЕЗОПАСНОСТИ БРОНЕТРАНСПОРТЕРА «ДОЗОР-Б» ЗА СЧЕТ ОПТИМИЗАЦИИ ПРИВОДА РАБОЧЕЙ ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ ИЗДЕЛИЯ

Введение. Повышение безопасности военных легкобронированных машин остается одним из основных направлений в развитии военного машиностроения. В настоящее время все мировые машиностроительные предприятия идут по пути создания различных автоматических систем управления, функциональные возможности которых уже сейчас во многом превышают возможности водителя.

Тормозные системы являются важнейшим элементом обеспечения безопасности движения изделия, а особенно привод рабочей тормозной системы. Привод рабочей тормозной системы бронетранспортера «Дозор-Б» пневмо-гидравлический, двухконтурный. Схема комбинированная структурная рабочей тормозной системы изделия «Дозор-Б» приведена на рис. 1.

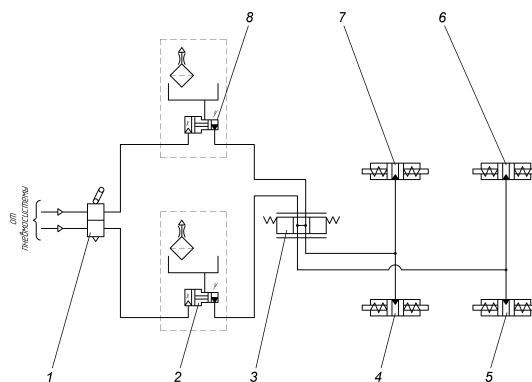


Рисунок 1 – Схема комбинированная структурная рабочей тормозной системы изделия «Дозор-Б»
 1 – кран тормозной двухсекционный; 2, 8 – пневмогидроусилители; 3 – уравниватель тормозных сил;
 4, 5, 6, 7 – колесные тормозные цилиндры

При нажатии на педаль тормоза усилие передаётся через систему рычагов и тяг педального узла на рычаг двухсекционного тормозного крана 1 (рис. 1). Сжатый воздух, подведенный из соответствующего ресивера пневмосистемы через верхнюю секцию тормозного крана, поступает к пневмогидроусилителю 8 I-го контура. При этом в нем создается необходимое давление рабочей жидкости, поступающей через уравниватель тормозных сил 3 в колесные тормозные цилиндры 4, 7 переднего моста.

Одновременно через нижнюю секцию тормозного крана, сжатый воздух поступает к пневмогидроусилителю 2 II-го контура и создающееся в нем давление рабочей жидкости, поступает через уравниватель тормозных сил 3 в колесные тормозные цилиндры 5, 6 заднего моста.

При выходе из строя одного из контуров привода второй остается работоспособным.

Уравниватель тормозных сил установленный в приводе управления рабочей тормозной системы предназначен для предотвращения юза и возможного заноса. Действие уравнивателя основано на ограничении тормозных сил на задних колесах, или ограничении давления в приводе передних колес при торможении с малой интенсивностью для сохранения управляемости на скользких дорогах. Уравниватель тормозных сил задает оптимальное распределение тормозных сил между передними и задними колесами, обеспечивая максимальную эффективность. Такое соотношение выполняется при соблюдении следующей зависимости [2]:

$$\frac{P_{\text{тор1max}}}{P_{\text{тор2max}}} = \frac{R_{z1\text{max}}}{R_{z2\text{max}}} = \frac{b + \varphi h_g}{a - \varphi h_g}, \tag{1}$$

где $P_{\text{тор1}}$ и $P_{\text{тор2}}$ – сумма оптимальных распределений тормозных сил между передними и задними колесами; R_{z1} и R_{z2} – сумма нормальных реакций на передних и задних колесах; a и b – расстояние от центра масс от передней и задней оси; φ – коэффициент сцепления; h_g – высота центра масс.

Приведенное отношение зависит от коэффициента сцепления и от полезной нагрузки, так как при изменении нагрузки меняется также положение центра масс.

Уравнитель обеспечивает при любой степени загрузки и аварийном торможении на дорожном покрытии с коэффициентом сцепления 0,15...0,8 максимально возможное замедление при одновременной блокировке всех колес изделия или опережающей блокировке колес переднего моста. Однако наличие уравнителя тормозных сил связано с некоторой потерей тормозной эффективности на 10...15 %, так как предотвращение юза задних колес достигается их «недотормаживанием». Кроме того, при экстренном торможении, особенно на скользких дорогах, приводит к полной блокировке всех колес.

Новым этапом в совершенствовании тормозной системы стало создание антиблокировочной системы (АБС), которая обеспечивает повышение активной безопасности изделия. Принцип, заложенный в конструкцию любой АБС, заключается в поддержании относительного скольжения тормозящих колес в узком диапазоне, обеспечивая высокое значение коэффициента сцепления колес с дорожным полотном при любом состоянии его покрытия, что позволяет сохранить устойчивость изделия при торможении и сократить тормозной путь.

Таким образом, повышение активной безопасности бронетранспортера «Дозор-Б» за счет обеспечения возможности совместного функционирования привода рабочей тормозной системы и системы АБС, является актуальной и перспективной задачей.

Цель и задачи исследования. Целью данной работы является рассмотрение вопросов повышения активной безопасности бронетранспортера «Дозор-Б» за счет обеспечения возможности совместного функционирования привода рабочей тормозной системы и системы АБС.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

- выполнить анализ существующих схем управления приводом рабочей тормозной системы, и определить направления дальнейших исследований в части улучшения тормозной эффективности бронетранспортера «Дозор-Б».

- разработать схему управления рабочей тормозной системы и выполнить теоретическую оценку качества регулирования процесса торможения предложенной схемы.

Объект исследования – привод управления рабочей тормозной системы изделия «Дозор-Б».

Предмет исследования – показатели тормозной эффективности и устойчивости бронетранспортера «Дозор-Б» при совместном функционировании рабочей тормозной системы и системы АБС.

Методы исследования, используемые в работе – системный подход при изучении и решении проблемы повышения активной безопасности и эффективности работы тормозных систем бронетранспортеров «Дозор-Б» при движении, особенно по дорогам общего назначения, за счёт оптимизации привода рабочих тормозных систем изделий на базе научных положений теории автоматического управления, теории механизмов и машин, деталей машин.

Научная новизна полученных результатов заключается в следующем. Получила дальнейшее развитие теория повышения безопасности изделия «Дозор-Б», в части решения проблемы улучшения тормозной эффективности, за счет оптимизации привода рабочей тормозной системы.

Анализ существующих схем управления приводом рабочей тормозной системы. В настоящее время в двухосных транспортных средствах применяются следующие схемы управления двухконтурным приводом рабочей тормозной системы [3]:

Исходя из вышеприведенных существующих схем, а именно с точки зрения технической и экономической целесообразности, применение схемы №4 (таблица 1) в разработке привода управления рабочей тормозной системы является наиболее рациональным.

Теоретическая оценка качества регулирования процесса торможения разработанной схемы. Формирование функциональных характеристик тормозной системы основывается на выборе схемы взаимодействия контуров управления исполнительными механизмами колес изделия.

В данной статье применение получили две из них: диагональное управление рабочими контурами системы и низкопороговое управление исполнительными механизмами системы АБС по «слабому» колесу (Select Low) – SL. На рис. 2 представлена схема комбинированная структурная рабочей тормозной системы изделия «Дозор-Б» обеспечивающая установку элементов системы АБС.

Таблиця 1

№ п/п	Схема управління рабочей тормозной системой	Принцип функционирования	Примечания
1.		Один контур действует на передние тормозные механизмы, второй – на задние.	Данная схема в настоящее время применяется в изд. «Дозор-Б». С точки зрения простоты, средств и реализации она является оптимальной, однако при выходе из строя контура передней оси – происходит значительное снижение эффективности торможения.
2.		Один контур действует на тормозные механизмы всех колес, второй – только на передние.	Схема является более сложной и требует значительных финансовых средств для реализации. Данная схема применяется в основном в транспортных средствах полная масса которых составляет менее 3,5 т.
3.		Каждый из контуров системы действует на все тормозные механизмы.	Данная схема является наиболее сложной и дорогостоящей по сравнению с вышеприведенными схемами.
4.		Один контур действует на тормозные механизмы переднего левого и заднего правого колеса, второй – на тормозные механизмы переднего правого и заднего левого колеса.	Данная диагональная схема с точки зрения простоты, средств и реализации является наиболее оптимальной. При выходе из строя одного контура сохраняется 50 % тормозной эффективности изделия. Применение данной схемы не ограничивается массой транспортного средства.

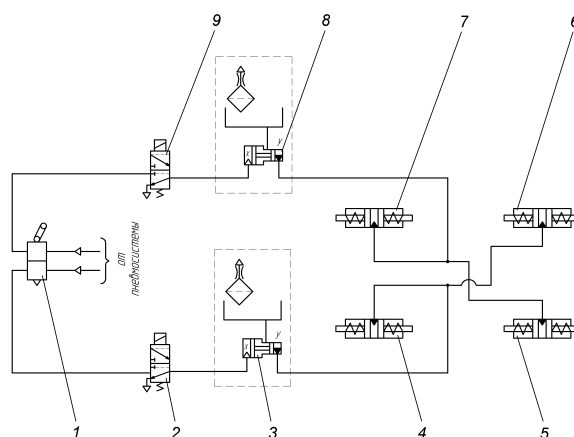


Рисунок 2 – Схема комбинированная структурная рабочей тормозной системы изделия «Дозор Б» с модуляторами системы АБС

1 – кран тормозной двухсекционный; 2, 9 – модуляторы системы АБС; 3, 8 – пневмогидроусилители; 4, 5, 6, 7 – колесные тормозные цилиндры

Отличие данной комбинированной структурной схемы от используемой на серийном бронетранспортере «Дозор-Б» заключается в изменении схемы управления приводом рабочей тормозной системы и в установке в контуры системы вместо уравнителя тормозных сил модуляторов системы АБС.

При торможении без срабатывания системы АБС, нажатие на педаль тормоза обеспечивает передачу усилия через систему рычагов и тяг педального узла на рычаг двухсекционного тормозного крана 1 (рис. 2). Сжатый воздух, подведенный из соответствующего ресивера пневмосистемы через верхнюю секцию тормозного крана, поступает к модулятору системы АБС 9 и далее к пневмогидроусилителю 8 I-го контура. При этом в нем создается необходимое давление рабочей жидкости, под действием которого

приводяться в действие колесные тормозные цилиндры (правого колеса переднего моста 7 и левого колеса заднего моста 5).

Одновременно через нижнюю секцию тормозного крана, сжатый воздух поступает к модулятору системы АБС 2 и далее к пневмогидроусилителю 3 II-го контура, в свою очередь, создающееся в нем давление рабочей жидкости, воздействует на колесные тормозные цилиндры (левого колеса переднего моста 4 и правого колеса заднего моста 6).

При отпускании педали, обе секции тормозного крана соединяются с атмосферой, и сжатый воздух из пневмогидроусилителей и модуляторов через выпускное отверстие тормозного крана выходит в атмосферу. Рабочая жидкость вытесняется при торможении в магистраль – тормозная система полностью растормаживается.

Распределение тормозных усилий производится по диагональной схеме. При применении вышеуказанной схемы, предположим при выходе из строя I-го контура пневмо-гидропривода, в точках контакта колес с дорогой II-го контура возникают тормозные силы, соответственно F_{mn} и $F_{mз}$.

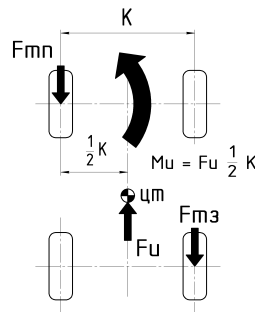


Рисунок 3 – Схема действия сил на изделие во время торможения при срабатывании только II-го контура в раздельном диагональном приводе рабочей тормозной системы

F_{mn} – тормозная сила, приложенная к переднему колесу; $F_{mз}$ – тормозная сила, приложенная к заднему колесу; F_u – сила инерции при торможении; K – величина колеи изделия; M_u – момент от силы инерции, разворачивающий изделие; $цт$ – центр тяжести

Момент от силы инерции M_u , приложенной в центре тяжести $цт$ изделия на плече, равном половине колеи, стремится разворачивать само изделие вокруг переднего левого колеса. При этом момент силы инерции $F_{mз}$ будет разворачивать изделие в противоположном направлении вокруг заторможенного заднего правого колеса, обеспечивая остаточную устойчивость и управляемость.

В предложенной комбинированной структурной схеме рабочей тормозной системы изделия «Дозор Б» применяются одноканальные модуляторы АБС WABCO диафрагменной конструкции. Исходя из проведенного комплексного анализа научно-технической информации мировых производителей исполнительных механизмов систем АБС [1, 4, 5], именно модуляторы фирмы WABCO имеют наиболее высокое (15 м/с) быстродействие и высокую надежность – отказы составляют 0,2 %.

Модуляторы WABCO (рис. 4) имеют два электроклапана 1, 6 и два пневмоклапана 3 и 5. Выходы модулятора подключены: I – к тормозному крану, II – к пневмогидроусилителю, III – соединение с атмосферой.

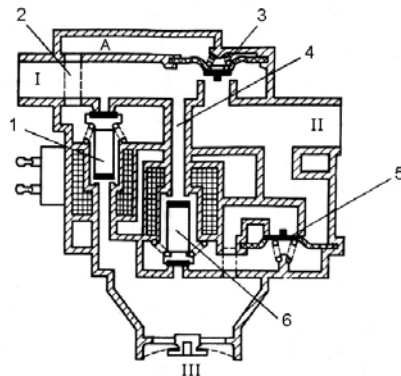


Рисунок 4 – Модулятор фирмы WABCO

1, 6 – электроклапаны; 2 – канал соединения полости А с выходом к тормозному крану; 3, 5 – пневмоклапаны; I – выход к тормозному крану; II – выход к пневмогидроусилителю; III – выход соединения с атмосферой

При торможении с работающей системой АБС, модулятор обеспечивает трехфазный рабочий цикл. В фазе сброса давления на оба электроклапана модулятора подается напряжение от электронного блока управления. Электроклапан 1 закрывает атмосферный выход и одновременно пропускает воздух из выхода 1 через канал 2 в полость А. Давление с обеих сторон диафрагмы пневмоклапана 3 выравнивается и он усилием пружины закрывается. Одновременно, вследствие срабатывания электроклапана, 6 открывается пневмоклапан 5. Через него воздух из пневмогидроусилителя выходит в атмосферу.

Выдержка тормозного давления (вторая фаза) на постоянном уровне производится при подаче напряжения только на электроклапан 1. В этом случае оба пневмоклапана закрыты.

Для третьей фазы – увеличения давления, модулятор переводится в положение, показанное на рис. 4. Электроклапаны в этом случае обесточены и воздух проходит из тормозного крана в пневмогидроусилитель.

Установка трехфазных модуляторов позволяет реализовать принцип низкого порога регулирования, т.е. регулирование, предусматривающее подачу команд на растормаживание и затормаживание обоих колес одной диагонали одновременно по сигналу датчика колеса, находящегося в худших по сцеплению условиях – «слабого» колеса (Select Low) – SL. При этом создается равенство тормозных сил на обоих колесах, что способствует сохранению курсовой устойчивости изделия.

Применяемые в предложенной схеме рабочей тормозной системы модуляторы АБС работают в соответствии с алгоритмом функционирования по замедлению тормозящего колеса.

Рассмотрим процесс работы модуляторов и системы АБС в целом по этому алгоритму.

Уравнение движения тормозящего колеса имеет вид [4]:

$$J_k \xi_{mk} = M_{\text{тор}} - M_{\varphi}, \quad (2)$$

где J_k – момент инерции колеса; $\xi_{mk} = d\omega_{mk} / dt$ – угловое замедление колеса; $M_{\text{тор}}$ – момент, создаваемый тормозным механизмом; M_{φ} – момент, возможный по сцеплению колеса с опорной поверхностью.

Используя это уравнение, можно построить график процесса работы модуляторов и системы АБС в целом по замедлению (рис. 5). На рисунке нанесены следующие зависимости:

– зависимость момента на тормозящем колесе, реализуемого по сцеплению, от относительного скольжения $M_{\varphi} = f(S)$;

– зависимость момента, создаваемого тормозным механизмом на тормозящем колесе, от относительного скольжения в процессе автоматического регулирования $M_{\text{тор}} = f(S)$.

Относительное скольжение в свою очередь определяется выражением [4]:

$$S = (v - \omega_{mk} r_0) / v, \quad (3)$$

где v – скорость изделия; ω_{mk} – угловая скорость тормозящего колеса; r_0 – свободный радиус колеса.

Нажатие на педаль тормоза вызывает рост тормозного момента (участок 0 – 1 – 2). На всем этом участке $M_{\text{тор}} > M_{\varphi}$, что вызывает замедление колеса, сопровождающееся увеличением относительного скольжения. Особенно быстро замедление нарастает на отрезке 1–2, где разность $M_{\text{тор}} - M_{\varphi}$ резко увеличивается в результате снижения M_{φ} , а замедление прямо пропорционально этой разнице:

$$\xi_{mk} = (M_{\text{тор}} - M_{\varphi}) / J_k. \quad (4)$$

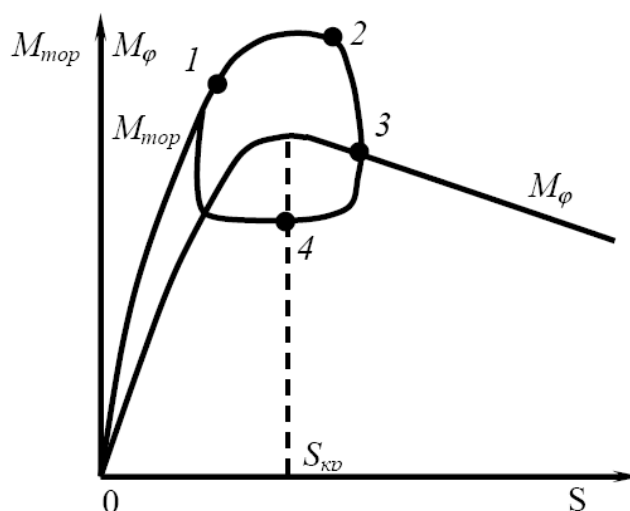


Рисунок 5 – Графік процесу роботи модуляторів і системи АБС в цілому по замедленню

Резкий рост замедлення свідчує про те, що відносне скольження стало декількома більше $S_{кр}$ – величини відносного скольження, що відповідає максимуму. Це слугує основою для подачі блоком управління в точку 2 команди модулятору на зниження тиску в гальмівному приводі. Точка 2 відповідає першій команді. По даному сигналу гальмівний момент зменшується і в точці 3 стає рівним моменту по сцепленню $M_{тор} = M_{\phi}$, а замедлення $\xi_{тк} = 0$. Нульове значення замедлення слугує другою командою, по якій модулятор підтримує в гальмівному приводі постійний тиск і, відповідно, постійний гальмівний момент $M_{тор}$. В цій фазі $M_{тор} > M_{\phi}$ і $\xi_{тк} = (M_{\phi} - M_{тор}) / J_{к}$, т.е. $\xi_{тк}$ змінює знак і колесо починає прискорюватися. Максимальне значення прискорення відповідає максимальній різниці $M_{тор} > M_{\phi}$, що має місце в точці 4 і є третьою командою. В точці 4 блок управління дає сигнал модулятору на збільшення тиску в гальмівному приводі, і описаний цикл повторюється з частотою до 5 Гц, дозволяючи підтримувати відносне скольження в інтервалі, що забезпечує високе значення продольного і поперечного коефіцієнта сцеплення, що сприяє стабільному руху вантажу при гальмуванні на дорогах з різним коефіцієнтом сцеплення.

Висновки. Оптимізація приводу робочої гальмівної системи бронетранспортера «Дозор-Б» забезпечує можливість спільного функціонування робочої гальмівної системи і системи АБС, що сприяє підвищенню активної безпеки вантажу, за рахунок:

- підтримання в процесі екстреного гальмування відносного скольження колес в вузьких межах поблизу $S_{кр}$;
- забезпечення постійного контролю за силою сцеплення колес з дорожнім покриттям;
- перерозподілу тиску в гілках приводу робочої гальмівної системи, при цьому не допускаючи блокування колес і разом з тим досягаючи максимальної сили гальмування без втрати курсової стабільності і управляємості.

Література

1. Фрумкін А.К., Попов А.И., Алышев И.И. «Современные антиблокировочные системы и противобуксовочные системы грузовых автомобилей, автобусов и прицепов». – М.: ЦНИТЭИАвтопром. 1990. – 57 с.
2. «Гормозные системы. Диагностика неисправностей. АБС». (Устройство, принцип действия, проверка и регулировка.) / Ассоциация независимых издательств. – М., 1998.
3. Автомобильный справочник/ Перевод с англ. Первое русское издание. – М.: Издательство «За рулем», 2000. – 896 с.

4. Тарасик В.П., Рынкевич С.А. «Интеллектуальные системы управления автотранспортными средствами». – Мн.: УП «Технопринт», 2004. – 510 с.
5. Bosch Technische Unterrichtung. Pkw-Bremsanlagen. Robert Bosch GmbH, 1989. Postfach 30 02 20, D-7000 Stuttgart 30.

Bibliography (transliterated)

1. Frumkin A.K., Popov A.I., Alyishev I.I. «Sovremennyye antiblokirovochnyye sistemy i protivobuksovochnyye sistemy gruzovykh avtomobiley, avtobusov i pritsepov». – М.: TsNITEIAvtoprom. 1990. – 57 p.
2. «Tormoznyie sistemyi. Diagnostika neispravnostey. ABS». (Ustroystvo, printsip deystviya, proverka i regulirovka.). Assotsiatsiya nezavisimyykh izdatelstv. – М., 1998.
3. Avtomobilnyiy spravochnik. Perevod s angl. Pervoe russkoe izdanie. – М.: Izdatelstvo «Za rulem», 2000. – 896 p.
4. Tarasik V.P., Rynkevich S.A. «Intellectualnyie sistemyi upravleniya avtotransportnyimi sredstvami». – Мн.: УП «Технопринт», 2004. – 510 p.
5. Bosch Technische Unterrichtung. Pkw-Bremsanlagen. Robert Bosch GmbH, 1989. Postfach 30 02 20, D-7000 Stuttgart 30.

УДК 621.85.52

Явніков В.О., Клименко І.В., Липовець В.В., Гращенко Г.П.

ПІДВИЩЕННЯ АКТИВНОЇ БЕЗПЕКИ БРОНЕТРАНСПОРТЕРА «ДОЗОР-Б» ЗА РАХУНОК ОПТИМІЗАЦІЇ ПРИВОДА РОБОЧОЇ ГАЛЬМІВНОЇ СИСТЕМИ ВИРОБУ

Запропоновано метод підвищення активної безпеки бронетранспортера «Дозор-Б», за рахунок забезпечення можливості спільного функціонування привода робочої гальмівної системи та системи АБС.

Yavnikov V.A., Klymenko I.V., Lipovets V.V., Grashchenkov G.P.

INCREASED ACTIVE SAFETY FOR ARMORED PERSONNEL CARRIER «DOZOR-B» BY OPTIMIZING THE SERVICE BRAKING SYSTEM

The method of increasing of «Dozor-B» active safety due to the providing of the interoperability drive braking system and ABS is described.