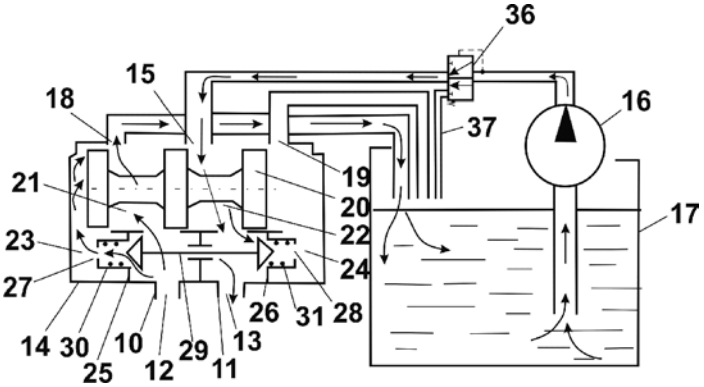

Рис. 2. Функциональная схема распределительного устройства

Предлагаемое гидравлическое устройство для повышения устойчивости транспортных средств устанавливается между грузовой платформой 1, которая закреплена на ходовой части 2 транспортного средства шарнирно-поворотными соединениями 3, расположенными на продольной оси ходовой части, на переднем и заднем ее торцах. Устройство имеет гидравлическую систему, состоящую из реверсивных гидроцилиндров 4 и 5, расположенных под некоторым углом к горизонтальной плоскости ходовой части 2, обеспечивающих поддержание грузовой платформы 1, корпуса которых закреплены шарнирно-поворотными соединениями 7 и 9 на ходовой части 2, а штоки закреплены симметрично шарнирами 6 и 8 относительно краев грузовой платформы. Система содержит гидромагистрали (трубопроводы) 10 и 11, соединяющие верхние и нижние полости противоположных реверсивных гидроцилиндров, подключенные через отверстия 12 и 13 к регулятору давления 14, имеющему подводящее отверстие 15, соединенное с масленым насосом 16, обеспечивающим подачу жидкости из бака 17 в гидросистему, а также двух отверстий 18 и 19, симметрично смещенных к торцам регулятора, через которые происходит сброс жидкости из гидросистемы в бак 17. Гидравлическая система имеет четыре редукционных клапана 34 и 35, установленных, соответственно, на гидромагистралях (трубопроводах) 10 и 11, предохранительный клапан 36, установленный в нагнетающей магистрали насоса 16.

При движении ТС на прямолинейном и горизонтальном участке дороги, когда на грузовую платформу не действуют опрокидывающие силы, давление в верхних и нижних полостях гидроцилиндров 4, 5, соответственно в гидромагистралях 10, 11 и в полостях золотниковой камеры 23, 24, уравновешено, поэтому золотник 20 перекрывает подводящее отверстие.

При движении ТС по откосам и криволинейным участкам дороги возникают опрокидывающие моменты грузовой платформы 1, что вызывает, например, при крене вправо повышенное давление в нижней полости гидроцилиндра 5 и верхней полости гидроцилиндра 4, а также в гидромагистрали 10 и полостях 21 и 23 золотниковой камеры, которое обеспечивает сдвиг золотника 20 вправо, что соединяет подводящее отверстие 15 с золотниковой полостью 21. Насос 16 нагнетает жидкость в гидромагистраль 10 и заставляет работать гидроцилиндры 4, 5 в противоположном направлении, и обеспечивает плавное смещение грузовой платформы в обратном направлении.

При этом повышение давления в полости 21 вызывает перекрытие отверстия 27 переключающим клапаном 29, что стопорит дальнейшее перемещение золотника 20. При возникновении крена грузовой платформы влево в работу вступают противоположные полости реверсивных гидроцилиндров 4 и 5.

Установка описываемого устройства приводит к снижению опрокидывающего момента за счет исключения крена подрессоренных масс и как следствие – к увеличению критической скорости автомобиля по опрокидыванию, что способствует повышению подвижности военных колесных машин [5].

Список литературы

1. Сенкус В.В., Шерстюк В.В., Шерстюк П.В., Шерстюк А.В., Сенкус В.В. Патент РФ на полезную модель №2249521 «Гидравлическое устройство для повышения устойчивости транспортных средств».

2 Заявка №53-16967. Япония. Устройство для регулирования наклона кузова вагона рельсового транспортного средства. МКИ В 61 F 5/22. Публикация 05.06.1978. №5-425.

3. Заявка №53-16967. Япония. Устройство гидравлического типа для предотвращения крена подвижного состава. МКИ В 61 F 5/02. Публикация 04.06. 1970. №45-16002

4. Якубов С.С., Буртаков Б.Е., Кабиров Ф.З., Беляев А.Р., Чагин В.Г., Мардеев И.А., Савостин С.Г., Арсеньев М.В., Рыжиков Е.А., Конопко С.Б. Патент РФ на полезную модель №2318678 «Гидравлическая система стабилизации поперечной устойчивости транспортного средства».

5. Васильченков В.Ф. и др. Военная автомобильная техника. Книга вторая. Военные автомобили и гусеничные машины. Теория эксплуатационных свойств: учебник для курсантов высш. воен.-учеб. заведений. – Рязань: ООО ПК «Тигель», 2004. – 432 с.

ЭЛЕКТРОПНЕВМАТИЧЕСКИЙ ТОРМОЗНОЙ ПРИВОД АВТОПОЕЗДА

[1]Носулин В.А., [2]Свиридов Е.В.

[1]Пермский военный институт внутренних войск МВД России, Пермь, e-mail: viktor123715@gmail.com;
[2]Пермский национальный исследовательский политехнический университет, Пермь

Автопоезда в значительно большей степени оказывают влияние на тяжесть последствий дорожно-транспортных происшествий (ДТП), чем одиночные транспортные средства, и способствуют общему росту аварийности на автомобильной технике.

По данным исследований [1] тормозных свойств автопоездов, находящихся в эксплуатации, установлено, что устойчивость движения при торможении, как правило, ниже рекомендуемой [2]. Основной причиной низкой эффективности и устойчивости автопоездов является наличие пневматического тормозного привода, обладающего инерционностью, что вызывает запаздывание срабатывания тормозов прицепного звена, как при торможении, так и при растормаживании. Увеличение времени срабатывания тормозного привода вызывает увеличение тормозного пути, а это по совокупности свидетельствует о снижении эффективности торможения. Кроме того, рассогласованная работа тормозных приводов тягача и прицепного зве-

на способствует появлению в сцепном устройстве нагрузок сжатия или растяжения, что способствует ухудшению курсовой устойчивости. Это особенно опасно проявляется на опорных поверхностях с низкими сцепными качествами, что снижает не только безопасность движения, но и увеличивает вероятность невыполнения задачи по причине совершения ДТП.

В автотракторостроении известны конструктивные разработки, как внедренные в серийное производство, так и перспективные, позволяющие сократить время срабатывания тормозного привода прицепа (полуприцепа), регулирующие интенсивность торможения автопоезда в зависимости от дорожных условий и режима движения. Аналитические исследования показывают, что многие из них малоэффективны, а зачастую просто неприемлемы в специальных условиях эксплуатации.

Предлагается конструктивная разработка комбинированного электропневматического тормозного привода автопоезда [3], схема которого представлена на рис. 1. Он содержит тормозной кран 1, подключенный к ресиверу 2 и тормозным камерам 3 тягача, воздухораспределитель 4 прицепа, подключенный к ресиверу 5 и тормозным камерам 6 прицепа и посредством соединительной магистрали 7 с соединительной головкой 8 к тормозному крану 1, электромагнитный клапан 9, установленный в магистрали 10, соединяющей ресивер 5 с управляющей полостью А воздухораспределителя 4 через штоковую полость Б, электронный блок 11, связанный электрическими цепями с обмоткой электромагнитного клапана 9, задающим датчиком 12 давления, установленным в контуре тормозных камер 3 тягача и датчиком 13 давления обратной связи, установленным в контуре тормозных камер 6 прицепа.

клапан 19, обмотка которого подключена к электронному блоку 11.

Комбинированный электропневматический тормозной привод автопоезда работает следующим образом.

В нерабочем положении тормозной кран 1 связывает тормозные камеры 3 тягача с атмосферой, а соединительную магистраль 7 с ресивером 2. Воздухораспределитель 4 соединяет тормозные камеры 6 прицепа с атмосферой, его управляющая полость А через электромагнитный клапан 9 связана с атмосферой, электромагнитный клапан 15 разобщает штоковую полость В воздухораспределителя 4 с тормозными камерами 6 прицепа.

При торможении тормозной кран 1 связывает тормозные камеры 3 тягача с ресивером 2, а соединительную магистраль 7 – с атмосферой. Значение давления сжатого воздуха в соединительной магистрали 7 начинает падать. В случае запаздывания увеличения значения давления в тормозных камерах 6 прицепа из-за задержки распространения управляющего сигнала в соединительной магистрали 7 и срабатывания воздухораспределителя 4, соответствие величин изменения значений давления в контуре тормозных камер 3 и тормозных камерах 6 превысит пороговое значение (сравниваемое с зоной нечувствительности воздухораспределителя 4). Это фиксируется электронным блоком 11 на основании информации от датчиков давления 12 и 13. На электромагнитные клапаны 9 и 19 от электронного блока 11 подается электрический сигнал. Электромагнитный клапан 9 занимает положение, при котором управляющая полость А воздухораспределителя 4 через магистраль 10 и штоковую полость Б сообщается с ресивером 5, а электромагнитный клапан 19 занимает положение,

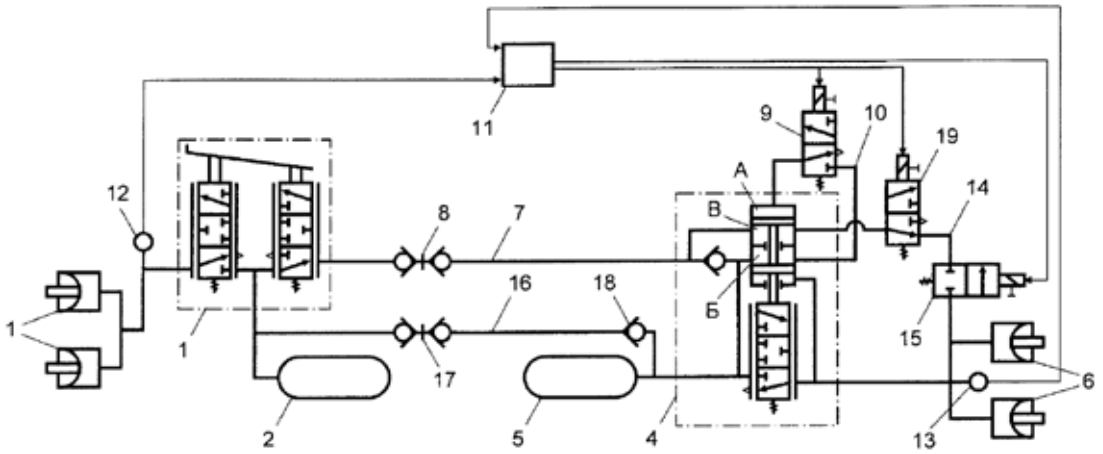

Рис. 1. Комбинированный электропневматический тормозной привод автопоезда

Тормозные камеры 6 прицепа соединены со штоковой полостью В воздухораспределителя 4 соединительной магистралью 14 через дополнительный электромагнитный клапан 15, обмотка которого подключена к электронному блоку 11. Ресивер 5 прицепа соединен с источниками 2 сжатого воздуха тягача дополнительной питающей магистралью 16 через соединительную головку 17 и обратный клапан 18. Штоковая полость В воздухораспределителя 4 прицепа имеет связь с атмосферой через электромагнитный

при котором штоковая полость В воздухораспределителя 4 сообщается с атмосферой. Воздухораспределитель 4 срабатывает от суммарного воздействия падения значения давления воздуха в штоковой полости В и его увеличения в управляющей полости А и штоковой полости Б и подает сжатый воздух от ресивера 5 в тормозные камеры 6 прицепа.

Таким образом, темп изменения значения давления сжатого воздуха в тормозных камерах 6 увеличивается по сравнению со случаем, когда воздухораспре-

делитель 4 срабатывает от падения значения давления в штоковой полости В, связанной только с соединительной магистралью 7.

Когда величина изменения значения давления сжатого воздуха в тормозных камерах 6 придет в соответствие с величиной изменения значения давления в контуре тормозных камер 3, управляющий сигнал с электромагнитных клапанов 9 и 19 будет снят. Если после завершения этого процесса значение давления сжатого воздуха в контуре тормозных камер 3 будет продолжать изменяться в сторону увеличения, процесс повторится.

При растормаживании тормозной кран 1 связывает тормозные камеры 3 тягача с атмосферой, а магистраль 7 – с ресивером 2. Значение давления сжатого воздуха в соединительной магистрали 7 будет увеличиваться, а в тормозных камерах 3 – падать. В тормозных камерах 6 прицепа величина давления воздуха уменьшается с некоторым отставанием по сравнению с тормозными камерами 3 тягача из-за задержки срабатывания воздухораспределителя 4. При этом если величина падения давления воздуха в тормозных камерах 6 равна нулю, на электромагнитный клапан 15 подается управляющий сигнал от электронного блока 11. Электромагнитный клапан 15 займет положение, при котором штоковая полость В воздухораспределителя 4 сообщается с тормозными камерами 6 прицепа. Сжатый воздух из тормозных камер 6 поступает в полость В воздухораспределителя 4, увеличивая тем самым темп нарастания в ней давления сжатого воздуха в совокупности с магистралью 7. Это вызывает ускорение срабатывания воздухораспределителя 4, который связывает тормозные камеры 6 прицепа с атмосферой. Когда величина падения значения давления воздуха в тормозных камерах 6, при наличии падения давления в контуре тормозных камер 3, будет отлична от нуля и достигнет порогового значения из-за срабатывания воздухораспределителя 4, управляющий сигнал с электромагнитного клапана 15 будет снят.

Таким образом, при растормаживании, частичная подача воздуха из тормозных камер 6 прицепа в штоковую полость В воздухораспределителя 4 совместно с наполнением из соединительной магистрали 7 позволяет повысить быстродействие электропневматического тормозного привода.

При этом ресивер 5 прицепа соединен с источниками 2 сжатого воздуха тягача дополнительной питающей магистралью 16 через соединительную головку 17 и обратный клапан 18, что обеспечивает поддержание в тормозном приводе прицепного звена номинального значения давления воздуха.

Применение в автопоездах комбинированного электропневматического привода по сравнению с пневматическим позволяет добиться повышения эффективности торможения за счет сокращения времени срабатывания на 6% и, соответственно, тормозного пути на 20%.

В результате применения предлагаемой конструкции тормозного привода автопоезда достигается повышение эффективности и обеспечения устойчивости его торможения за счет быстродействия срабатывания, а, следовательно, безопасности движения, сохранения жизни и здоровья людей, сохранности оборудования и специальной техники, имущества за счет снижения вероятности совершения ДТП и высокой степени гарантии выполнения поставленных задач.

Список литературы

1. Свиридов Е.В. Методика расчета показателей устойчивости торможения армейских автопоездов: дис. канд. техн. наук. – Рязань, 2007 – 189 с.

2. ГОСТ Р 51709–2001. Автотранспортные средства. Требования безопасности к техническому состоянию и методы проверки. – Введ. 2002-01-01. – М.: Изд-во стандартов, 2001. – 27 с.

3. Пат. 140948 Российская Федерация, МПК B60T 13/68, B60T 13/36, B60T 15/04. Комбинированный электропневматический тормозной привод автопоезда / Е.В. Свиридов, С.Л. Овечкин, В.А. Павлов, Д.А. Солодовников, В.Н. Планкин,С.Н. Казанцев, В.В. Логинов; заявитель и патентообладатель Перм. воен. ин-т. ВВ МВД России. – № 2013152484/11; опубл. 20.05.2014, Бюл. № 14 – 2с.: ил.

ОСОБЕННОСТИ ОЦЕНКИ УСТОЙЧИВОСТИ ДВИЖЕНИЯ ПОЛНОПРИВОДНЫХ АВТОМОБИЛЕЙ ПРИ ТОРМОЖЕНИИ

[1]Сафибеков С.Д., [2]Свиридов Е.В.

[1]Пермский военный институт внутренних войск МВД России, Пермь, e-mail: SOSVOY94@mail.ru;
[2]Пермский национальный исследовательский политехнический университет, Пермь

Одной из причин, создающих проблемные вопросы безопасной эксплуатации автотранспортных средств, является снижение устойчивости торможения ввиду различных конструкционных и эксплуатационных факторов.

Следует отметить, что в полноприводных автомобилях наличие механической связи между колесами через трансмиссию оказывает существенное влияние на процесс их торможения. Вопросы распределения тормозного момента между колесами и осями в зависимости от внешних и внутренних факторов освещаются недостаточно.

В качестве оценочных параметров устойчивости при торможении принимаются угловое и боковое отклонения автомобиля от заданного направления скорости и заданной ориентации его продольной оси, а также величина разворачивающего автомобиль момента:

$$\alpha = \int \omega_A dt; \quad (1)$$

$$Y = \iint (\dot{v}_y + v_x \omega_A) dt; \quad (2)$$

$$M_{\text{разв}} = \left(\sum_1^n R_{xi1} - \sum_1^n R_{xi2}\right)\frac{B}{2}, \quad (3)$$

где α – обобщенный угол поворота продольной оси автомобиля относительно начального положения, град; ω_A – угловая скорость автомобиля, рад/с; Y – боковое смещение центра масс автомобиля относительно начального положения его продольной оси, м; $\dot{v}_y$ – боковое ускорение центра масс автомобиля, м/с^2; v_x – скорость всех точек автомобиля в направлении его продольной оси в плане, м/с; $M_{\text{разв}}$ – разворачивающий момент, создаваемый касательными реакциями, *Н×м;* n – число осей на автомобиле; i – порядковый номер оси при отсчете от передней; R_{xi} – касательная реакция на колесе в контакте с дорогой (1 – для левого борта, 2 – для правого борта), Н; В – колея автомобиля, м.

При заблокированном дифференциале раздаточной коробки (ДРК) величины тормозных сил, передаваемых через трансмиссию, в случае отсутствия осей, на колесах которых создаются разные значения тормозных моментов (из двух колес тормозящим является только одно) или колеса различаются сцеплением с опорной поверхностью (ОП) (далее будем называть такие оси полуактивными), определяются соотношением активных (тормозят оба колеса) и пассивных (без тормозящих колес или с максимальным сцеплением колес с ОП) осей, а также нормальными нагрузками.

Уравнения вращения колес и деталей трансмиссии имеют вид: