

УДК 69.002.51:621.225.2

Варианты модернизации гидросистем с длинноходовыми гидроцилиндрами

Д.Ю. Кобзов^{1 a}, С.П. Ереско^{2 b}, И.О. Кобзова^{1 c}, Д.С. Корякина^{1 d}, С.А. Черезов^{1 e}

¹Братский государственный университет, ул. Макаренко 40, Братск, Россия

²Сибирский государственный аэрокосмический университет им. академика Решетнёва, пр. «Красноярский рабочий» 31, Красноярск, Россия

^akobzov7159@mail.ru, ^beresko07@mail.ru, ^ckobzova.inna@mail.ru, ^ddarja.koryakina@yandex.ru, ^esacherezoff@yandex.ru

Статья поступила 20.05.2014, принята 15.08.2014

В настоящее время в зарубежном и отечественном машиностроении, в частности в экскаваторостроении, осуществляется ряд мер по повышению единичных мощностей машин. Следствием этого главным образом является повышение уровня давления рабочей жидкости в гидросистемах машин и увеличение основных размеров гидроагрегатов, в частности гидроцилиндров их рабочего оборудования, к числу которых надо отнести ход штока гидроцилиндра, его линейные и диаметральные размеры, а, следовательно, и массу. Анализ надежности машин в эксплуатации показал, что отказы элементов гидравлического привода составляют половину от общего количества всех отказов по машине. При этом в гидроприводе максимальный процент отказов приходится на долю гидроцилиндров. В процессе эксплуатации гидроцилиндр возвратно-поступательного перемещения двустороннего действия с односторонним штоком в результате его функционального продольно-поперечного нагружения деформируется в вертикальной продольной плоскости с появлением полного прогиба, который резко усиливает действующие на него изгибающие нагрузки и реакции, возникающие в его подвижных герметизируемых сопряжениях. Последние резко интенсифицируют процесс изнашивания трущихся элементов. Не исключена вероятность искривления штока и заклинивания его в корпусе, и, как следствие, неработоспособность гидроцилиндра.

Ключевые слова: гидросистема, гидроцилиндр, деформация, поддержка.

Options for modernization of hydraulic systems with long-stroke hydraulic cylinders

D.Yu. Kobzov^{1 a}, S.P. Eresko^{2 b}, I.O. Kobzova^{1 c}, D.S. Koryakina^{1 d}, S.A. Cherezov^{1 e}

¹Bratsk State University, 40 Makarenko St., Bratsk, Russia

²Siberian State Aerospace University after academician Reshetnev, 31 Krasnoyarsky Rabochny Av., Krasnoyarsk, Russia

^akobzov7159@mail.ru, ^beresko07@mail.ru, ^ckobzova.inna@mail.ru, ^ddarja.koryakina@yandex.ru, ^esacherezoff@yandex.ru

Received 20.05.2014, accepted 15.08.2014

Nowadays in a foreign and domestic engineering industry and in an excavator industry, in particular, a number of measures is being taken to increase a unit capacity of machinery. A consequence of this is mainly an increase in the level of pressure of working liquid in machinery hydraulic systems and an increase in the main sizes of their hydraulic units; hydraulic cylinders of their working equipment, in particular, such as a valve rod stroke of the hydraulic cylinder, its linear and diametrical sizes, and, therefore, weight. The analysis of machinery service reliability has showed that refusals of hydraulic drive elements make a half from the total of all refusals of the machinery. As this takes place, the maximum percent of refusals in a hydraulic actuator falls to the share of hydraulic cylinders. While in service and as a result of the functional transverse and longitudinal loading, the hydraulic cylinder with reciprocating motion of bilateral action with a unilateral rod is deformed in the vertical longitudinal plane with full-scale deflection which sharply increases bending loadings and reactions arising in its mobile sealed interfaces. The interfaces sharply intensify the process of wear-out rubbing parts. The probability of a rod curving and its blocking in the case and, as a consequence, disability of a hydraulic cylinder cannot be excluded.

Keywords: hydraulic system, hydraulic cylinder, deformation, support.

Введение. В настоящее время в зарубежном и отечественном машиностроении, в частности в экскаваторостроении, осуществляется ряд мер по повышению единичных мощностей машин, следствием чего главным образом является повышение уровня давления в гидросистемах машин и увеличение основных размеров их гидроагрегатов, к числу которых можно отнести ход штока гидроцилиндра, его линейные и диаметральные размеры, а также массу. Все это в комплексе приводит к резкому возрастанию нагрузок на гидроцилиндр и его

длинномерные несущие элементы, вследствие чего снижаются его несущая (нагрузочная) способность, ресурс и надежность в целом. Не исключена возможность создания неработоспособного гидроцилиндра.

Существующие конструкции гидроцилиндров возвратно-поступательного перемещения двухстороннего действия с односторонним штоком содержат корпус с крышками, поршень с направляющими элементами, шток и уплотняющее устройство штока, установленное на крышке с направляющей втулкой [1, 5].

Основным недостатком названного устройства является то, что до приложения продольного сжимающего усилия, то есть рабочего толкающего усилия гидроцилиндра, он имеет прогиб, определяемый как сумма прогиба в результате несоосности его основных элементов (штока и гильзы), обусловленного наличием зазоров в его сопряжениях «поршень – гильза», «шток – направляющая втулка», прогиба в результате наличия возможного начального (технологического) искривления его элементов (штока и корпуса), регламентируемого технологическим допуском на непрямолинейность изготовления длинномерных деталей, а также прогиба от действия поперечных сил – весов этих элементов [4, 6-8].

В процессе функционирования, как правило, наклонно расположенный гидроцилиндр подвержен продольно-поперечному изгибу и не является устойчивым. При этом предельная величина продольного сжимающего усилия значительно меньше предельного сжимающего усилия устойчивого стержня, из чего следует, что стержень, имеющий начальное искривление, в нашем случае – силовой гидроцилиндр, более подвержен изгибу и возникновению в сечениях его элементов остаточных пластических деформаций, нежели прямолинейный, расположенный вертикально, то есть, с позиций прочности, обладает меньшей надежностью [9].

После приложения продольного сжимающего усилия, то есть при подаче под давлением жидкости в поршневую полость гидроцилиндра, полная деформация гидроцилиндра увеличивается [4 6,8,9-16] и, будучи плечом приложения этого усилия, приводит к возрастанию полного изгибающего момента, могущего вызвать критические напряжения и, соответственно, появление пластических деформаций у штока гидроцилиндра и последующую потерю гидроцилиндром работоспособности в результате заклинивания штока с поршнем в корпусе (гильзе) гидроцилиндра [1, 4, 9].

Продольное сжимающее усилие, как правило, постоянно на протяжении рабочего цикла строительной машины, например одноковшового экскаватора, и в данном случае является функцией сопротивления копанью грунта [9, 10]. Это усилие может скачкообразно меняться по мере увеличения этого сопротивления, например, при соприкосновении движущегося ковша экскаватора с непреодолимым препятствием (скала, валун и т. д.).

Одновременно такое функциональное расположение силового гидроцилиндра под нагрузкой приводит к увеличению реакций в его подвижных герметизируемых сопряжениях, что значительно ухудшает условия работы элементов этих сопряжений, повышает в них температуру и увеличивает интенсивность изнашивания [3, 9, 10, 17, 18].

По мере изнашивания трущихся поверхностей элементов гидроцилиндра, приводящего опять-таки к увеличению его полной деформации, соответственно, к увеличению действующих продольных и поперечных нагрузок, условия функционирования гидроцилиндра ухудшаются с большей интенсивностью [19], следствием чего является снижение его надежности и ресурса работоспособности как по несущей, так и по герметизирующей способности [20].

Перечисленные недостатки традиционной конструкции гидроцилиндра могут быть устранены, в частности, путем приведения гидроцилиндра из состояния продольно-поперечного изгиба в состояние устойчивости или близкое к таковому через поддержку корпуса (гильзы) гидроцилиндра промежуточной опорой [18].

Известный [21] длинноходовый гидроцилиндр содержит корпус с двумя, задним и передним, элементами крепления. Применение жесткого крепления корпуса гидроцилиндра позволяет несколько увеличить рабочий ход штока за счет повышения общей жесткости системы. Однако данная конструкция требует соблюдения строгой соосности всех трех опор крепления корпуса и штока гидроцилиндра, что усложняет его конструкцию. Кроме этого, использование неподвижного промежуточного поддерживающего элемента крепления корпуса гидроцилиндра не устраняет больших реакций в элементах сопряжений «поршень – корпус» и «шток – направляющая втулка», являющихся результатом собственной деформации длинномерного штока под действием продольного сжимающего усилия. При этом, в случае резкого изменения усилия на штоке гидроцилиндра, последний не имеет возможности занять устойчивое положение вследствие неподвижности переднего элемента крепления корпуса.

Известный из патента РФ № 2442028 гидроцилиндр, содержащий корпус с проушиной и двумя промежуточными поддерживающими опорами, имеет шток с проушиной и подвижной промежуточной опорой. Понятно, что конструкция с пятью опорами требует еще более строгой соосности всех опор крепления элементов гидроцилиндра, что также усложняет его конструкцию.

Однако основной недостаток перечисленных инженерных решений заключается в невозможности применения подобных гидроцилиндров в конструкции технических объектов, работа которых сопровождается изменением пространственного расположения гидроцилиндра относительно элементов рабочего оборудования, например в приводе рабочего оборудования од-

ноковшового экскаватора, гидроцилиндры которого совершают угловые перемещения относительно проушины корпуса.

Названный существенный недостаток устраняется, например, в гидроприводе, предложенном в авторском свидетельстве СССР № 1191534, в котором с целью поддержки силового гидроцилиндра дополнительно установлен вспомогательный гидроцилиндр, выполняющий роль поддерживающей опоры его корпуса.

Основным недостатком известного аналога является его низкая надежность в результате ориентации при выборе кинематической схемы поддержки гидроцилиндра вспомогательным на изгибающий момент, а не на линейное сосредоточенное усилие, направленное поперек оси силового цилиндра. Следствием этого является возможный S-образный перегиб последнего, приводящий к изгибу штока, росту реакции в трущихся сопряжениях силового гидроцилиндра, обрыву опорных проушин его штока и корпуса, а также вызывающий значительные знакопеременные напряжения изги-

ба в консольном элементе кинематической связи силового цилиндра с вспомогательным.

Кроме того, гидросвязь последнего с цилиндром управления посредством использования трубопровода значительной длины и, возможно, повышенных гидравлических соединений снижает его быстродействие по сравнению с силовым цилиндром. В результате этого последний включается, нагружается и деформируется раньше, нежели создается и прикладывается к нему усилие поддержки вспомогательным цилиндром.

Названный недостаток устраняется в известной из авторского свидетельства СССР № 1386758 гидросистеме, в которой используется вспомогательный гидроцилиндр, шарнирно соединенный с силовым и развивающий переменное по величине линейное сосредоточенное поддерживающее усилие, чем обеспечивается следящее поддерживающее усилие силового цилиндра при свободном изменении им своего пространственного расположения (рис. 1).

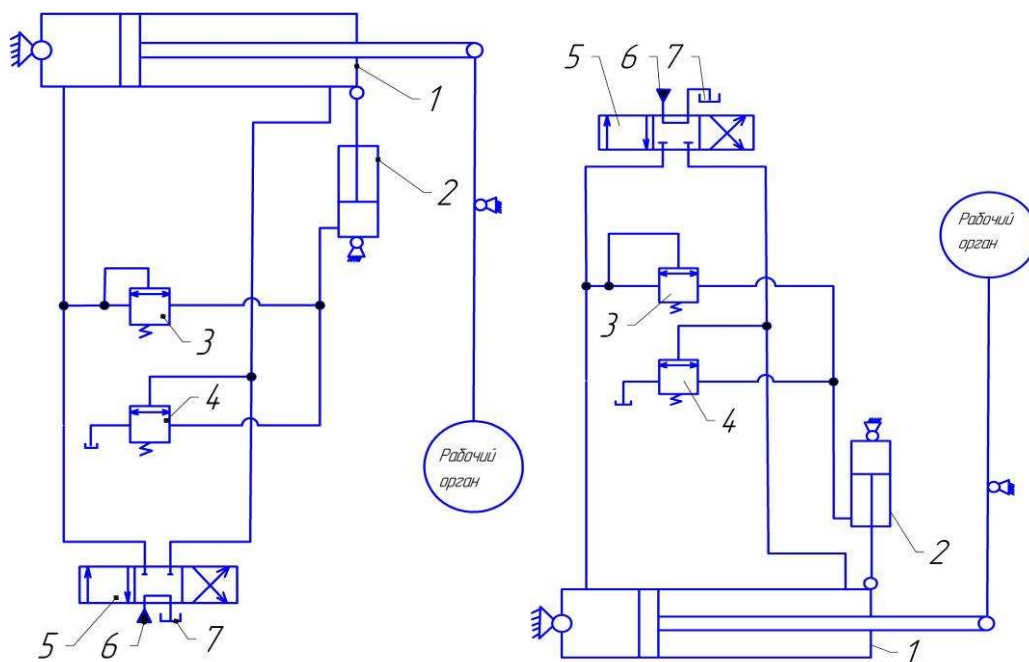


Рис. 1. Принципиальная гидросистема поддержки силового гидроцилиндра вспомогательным снизу и сверху: 1 – силовой гидроцилиндр; 2 – вспомогательный гидроцилиндр; 3 – напорный клапан, 4 – предохранительный клапан; 5 – гидрораспределитель; 6 – источник питания; 7 – слив

Основным недостатком названного прототипа является наличие дополнительной гидролинии, соединяющей полость вспомогательного цилиндра через клапан давления со сливом, в результате чего увеличивается общее число гидролиний, связывающих гидросистему привода силового гидроцилиндра с источником питания и сливом с двух до трех. Этот недостаток еще более проявляется на одноковшовых гидрофицированных машинах (одноковшовый экскаватор, фронтальный погрузчик, лесные манипуляторы и др.), содержащих несколько последовательно расположенных гидроци-

линдров (гидроцилиндры стрелы, рукояти и ковша). Так, после ковша число гидролиний становится – три, после рукояти – шесть, после стрелы – девять. Вместо двух, четырех и шести, соответственно. Как следствие, усложнение конструкции гидросистемы, повышение ее материалоемкости.

Кроме того, наличие гидролинии значительной длины способствует повышению давления слива в полости вспомогательного гидроцилиндра из-за возросшего гидравлического сопротивления, особенно при низких температурах окружающего воздуха и повыше-

нии вязкости рабочей жидкости. При этом давление слива должно стремиться к нулю. В противном случае на штоке вспомогательного цилиндра создается усилие поддержки силового цилиндра, когда таковое нежелательно, так как последний работает на растяжение и не прогибается. Как следствие – снижение надежности гидросистемы.

Перечисленные недостатки устраняются путем подключения клапана, соединенного с полостью вспомогательного цилиндра, к поршневой полости силового (рис. 2).

При подаче жидкости в поршневую полость силового гидроцилиндра 1 (рис. 2), что приводит к его продольно-поперечному нагружению и вызывает максимальный прогиб, вследствие срабатывания предохранительного клапана 3 включается в действие вспомогательный гидроцилиндр 2, выполняющий роль сенсорной по нагрузке поддерживающей опоры силового цилиндра 1. Давление срабатывания клапана 3, выбранное из условия обеспечения цилиндром 2 приведения цилиндра 1 в устойчивое положение, позволяет цилиндру 2 компенсировать все возможные, а также накопленные за период простоя прогибы гидроцилиндра 1, включая и те, что произошли из-за внутренних перетечек рабочей жидкости через уплотнения гидроцилиндра 2. Вытесняемая движущимся поршнем из штоковой полости цилиндра 1 жидкость поступает через распределитель 5 на слив 7. Эксплуатационное колебание нагрузки на штоке гидроцилиндра 1 через давление жидкости в его поршневой полости и полости вспомогательного цилиндра 2, связанной с первой, отражается на величине требуемого толкающего, тянущего под-

держивающего усилия на его штоке, чем достигается сенсорное по нагрузке действие вспомогательного цилиндра 2.

При подаче рабочей жидкости в штоковую полость цилиндра 1, не требующего из-за его растяжения поддержки вспомогательным цилиндром 2, жидкость из его штоковой полости включает клапан давления 4, соединяя полость цилиндра 2 с поршневой полостью силового 1, уже соединенной со сливом 7. Вытесняемая движущимся поршнем жидкость из поршневой полости силового цилиндра 1 через распределитель 5 также поступает на слив 7. При этом в случае возможных угловых перемещений цилиндра 1, например, в треугольной схеме привода рабочего органа, шток вспомогательного цилиндра 2 совершает как выдвижение, так и обратный ход. В этом случае гидролиния, соединяющая полость последнего с поршневой полостью силового цилиндра 1, исполняет роль слива минимальной длины с минимальными гидравлическими сопротивлениями. У прототипа же возможное всасывание жидкости происходит непосредственно из слива 7 (как правило, из гидробака машины) по длинным сочлененным (металлические трубопроводы и гибкие шланги высокого давления) гидролиниям со значительными гидравлическими сопротивлениями, что нежелательно, поскольку снижает надежность гидросистемы и машины в целом.

Таким образом, в заявляемой гидросистеме достигаются повышение надежности, упрощение конструкции гидросистемы и снижение ее материалоемкости.

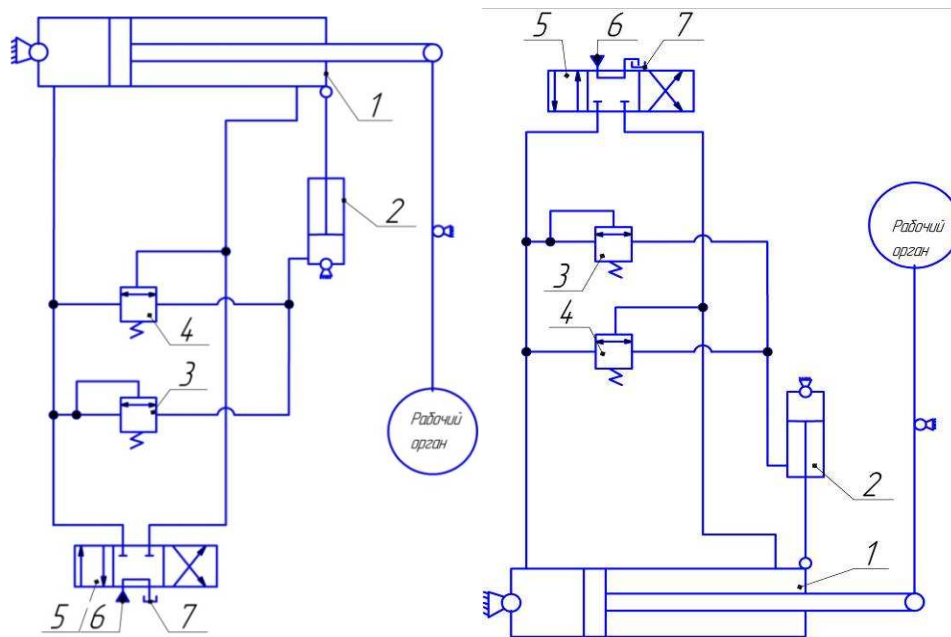


Рис. 2. Принципиальная гидросистема поддержки силового гидроцилиндра вспомогательным снизу и сверху: 1 – силовой гидроцилиндр; 2 – вспомогательный гидроцилиндр; 3 – напорный клапан, 4 – предохранительный клапан; 5 – гидрораспределитель; 6 – источник питания; 7 – слив

Основным недостатком гидросистем (рис. 1, 2) является их низкая надежность вследствие возможного рассогласования требуемого поддерживающего усилия на штоке вспомогательного цилиндра для приведения силового из состояния продольно-поперечного изгиба в положение продольной устойчивости и развиваемого в действительности вспомогательным цилиндром. Это наиболее вероятно при изменении угла наклона к горизонту силового гидроцилиндра, сопровождающегося изменением величины поперечных нагрузок, и незначительно сопряжено с перемещением его штока, влияющим на значение прогиба силового цилиндра. Усилие на штоке вспомогательного цилиндра, полость которого соединена через предохранительный клапан с поршневой полостью силового цилиндра, является результатом лишь развиваемого в нем давления жидкости в процессе функционирования без учета пространственного расположения силового цилиндра. Последнее же, увеличивая или снижая поперечные нагрузки, влияет на величину необходимого усилия на штоке вспомогательного цилиндра.

Кроме этого, недостатком известных гидросистем является их низкая надежность вследствие возможного первоочередного включения силового гидроцилиндра, а не поддерживающего его вспомогательного. Это объясняется более высоким гидравлическим сопротивлением и значительной длиной линии питания вспомогательного цилиндра по сравнению с силовым.

Перечисленные недостатки устраняются путем установки параллельно соединенных, разнонаправленных

напорного и обратного клапанов между предохранительными клапанами и поршневой полостью силового цилиндра и между клапанами давления и его штоковой полостью.

По аналогии с известными, эта гидросистема содержит силовой и вспомогательный гидроцилиндры, предохранительный клапан и клапан давления. Поршневая и штоковая полости силового цилиндра подключены через распределитель к источнику питания и сливу, а вспомогательный цилиндр, шток которого кинематически связан с корпусом силового, выполнен однополостным, полость которого подключена к выходу предохранительного клапана, сообщенного входом с поршневой полостью силового цилиндра, и к входу клапана, полость гидроуправления которого сообщена со штоковой полостью силового цилиндра.

В отличие от известных гидросистем с целью устранения вышеприведенных недостатков снабжена параллельно соединенными, разнонаправленными напорными и обратными клапанами, установленными между предохранительными клапанами и поршневой полостью силового цилиндра и между клапанами давления и его штоковой полостью. Кроме того, клапан давления и предохранительный клапан настраиваются на давление срабатывания, меньше аналогичного для клапанов.

Таким образом, вследствие произведенных дополнений и изменений гидросопротивлений линий питания силового цилиндра становится больше гидросопротивления линии питания вспомогательного цилиндра.

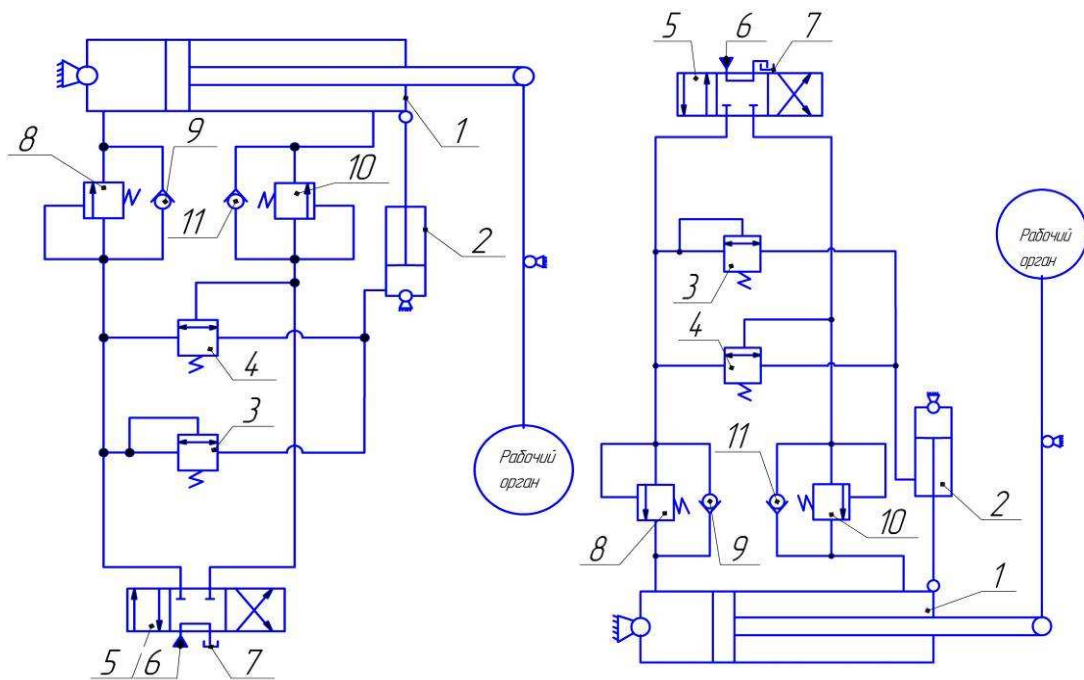


Рис. 3. Принципиальная гидросистема поддержки силового гидроцилиндра вспомогательным снизу и сверху: 1 – силовой гидроцилиндр; 2 – вспомогательный гидроцилиндр; 3 – напорный клапан; 4 – предохранительный клапан; 5 – гидрораспределитель; 6 – источник питания; 7 – слив; 8, 10 – напорный клапан; 9, 11 – обратный клапан

При подаче жидкости в поршневую полость силового гидроцилиндра 1 (рис. 3), что приводит к его продольно-поперечному нагружению и вызывает максимальные поперечные деформации в виде прогиба, вследствие разности давления срабатывания предохранительного клапана 3 и напорного 8, первый, открывшись, включает в действие вспомогательный гидроцилиндр 2, выполняющий роль сенсорной по нагрузке поддерживающей опоры силового цилиндра 1. Давление срабатывания клапана 3, выбранное из условия обеспечения цилиндром 2 приведения 1 в устойчивое положение, позволяет цилиндру 2 компенсировать все возможные, а также накопленные за период простоя прогиба гидроцилиндра 1, включая и те, что произошли из-за внутренних перетечек рабочей жидкости через уплотнения гидроцилиндра 2. Вслед за этим открывается напорный клапан 8, включая в работу силовой цилиндр 1, уже находящийся, благодаря действию цилиндра 2, в устойчивом положении. Вытесняемая движущимся поршнем из штоковой полости цилиндра 1 жидкость через обратный клапан 11 поступает далее через распределитель 5 на слив 7. Эксплуатационное колебание нагрузки на штоке гидроцилиндра 1 через давление жидкости в его поршневой полости и полости вспомогательного цилиндра 2, связанной с первой, отражается на величине требуемого толкающего, тянущего поддерживающего усилия на его штоке, чем достигается сенсорное по нагрузке действие гидроцилиндра 2.

При подаче через распределитель 5 рабочей жидкости в штоковую полость цилиндра 1, не требующую вследствие растяжения последнего его поддержки вспомогательным 2, сначала в результате разности давления срабатывания клапана давления 4 и напорного клапана 10 открывается клапан 4, соединяя со сливом 7 полость цилиндра 2, а затем – клапан 10, включающий в действие уже разгруженный от нежелательного в этом случае воздействия вспомогательного 2 гидроцилиндр 1. Вытесняемая движущимся поршнем жидкость из поршневой полости силового цилиндра 1 через обратный клапан 9 поступает далее через распределитель 5 на слив 7. При этом в случае возможных кинематически обусловленных угловых перемещений цилиндра 1 со стороны вспомогательного 2 в результате связи его полости через клапан 4 со сливом, постоянно заполненным рабочей жидкостью, вытесняемой из поршневой полости цилиндра 1, не действуют никакие дополнительные сопротивления, например, из-за всасывания жидкости непосредственно из слива 7 (как правило, из гидробака машины), что не желательно.

Выводы

Таким образом, использование этой гидросистемы, обеспечивающей быстрое действие вспомогательного цилиндра по отношению к силовому без использования каких-либо дополнительных элементов электроуправ-

ления и источников питания, позволяет повысить надежность гидрофицированной машины в целом.

Литература

1. Кобзов Д.Ю. Гидроцилиндры дорожных и строительных машин. Ч.1. Конструкция. Надежность. Перспективы развития. Братск, 1998. 59 с. Деп. в МАШМИР 13.08.1998, № 2-сд 1998.
2. Кобзов Д.Ю., Плешивцева С.В., Жмуров В.В. Анализ конструкции и перспективы развития гидропривода возвратно-поступательного действия // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2007. № 4 (16). С. 39-44.
3. Кобзов Д.Ю. О надежности и работоспособности гидроцилиндров повышенного типоразмера // Вестн. Таджик. техн. ун-та. Душанбе, 2012. № 4 (20). С. 30-39.
4. Кобзов Д.Ю., Усова С.В. Экспресс-диагностика несущей способности гидроцилиндров машин // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2009. № 3 (23). С. 174-179.
5. Кобзов Д.Ю., Ереско С.П., Кулаков А.Ю., Липецкий В.И., Лханаг Д. Бортовая диагностика несущей способности гидроцилиндров машин // Вестник Саратовского государственного технического университета. 2013. № 2 (71). 2. Вып. 2. С. 62-67.
6. Лапшин В.Л., Тарасов В.А., Жмуров В.В. Гидроцилиндры дорожных и строительных машин. Ч. 3. Несущая способность. Братск, 2011. 88 с. Рус. Деп. в ВИНТИ РАН 27.01.2011, № 27-В2011.
7. Кобзов Д.Ю., Кобзов А.Ю., Жмуров В.В. О расчете экономической эффективности модернизации гидроцилиндров ДСМ // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2008. №3 (19). С. 26-30.
8. Кобзов Д.Ю., Жмуров В.В., Кобзова И.О., Лханаг Д. К расчету продольного прогиба гидроцилиндра // Там же. 2010. № 4 (28). 2010. С. 64-69.
9. Кобзов Д.Ю. Диагностирование гидроцилиндров рабочего оборудования одноковшовых строительных экскаваторов: дис. ... канд. техн. наук. Л., 1987. 345 с.
10. Кобзов Д.Ю., Тарасов В.А., Трофимов А.А. Гидроцилиндры дорожных и строительных машин. Ч. 2. Условия эксплуатации, рабочий процесс, режим работы и параметры нагружения. Братск, 1999. 108 с. Рус. Деп. в ВИНТИ 01.12.1999, № 3552-В1999.
11. Кобзов Д.Ю., Жмуров В.В. Гидроцилиндры одноковшовых гидрофицированных машин. Братск, 2010. 105 с., ил., Рус. Деп. в ВИНТИ 17.05.2010, № 288-В2010.
12. Кобзов Д.Ю., Жмуров В.В., Плешивцева С.В. Совершенствование конструкции привода ковша одноковшовых гидрофицированных дорожных и строительных машин // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2007. № 3 (15). С. 40-46.
13. Кобзов Д.Ю., Лханаг Д., Дэлэг Д., Тарасов В.А. Выбор оптимальных форм штока гидроцилиндра // Научный вестник НГТУ. 2007. № 4 (29). С. 191-195.
14. Кобзов Д.Ю., Дэлэг Д., Жмуров В.В., Лханаг Д. Модернизация конструкции опор гидроцилиндра привода ковша одноковшовых гидрофицированных дорожных и строительных машин // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2008. № 1 (17). С. 28-33.
15. Кобзов Д.Ю., Ереско С.П. Методика определения эксцентриситета в опорах крепления гидроцилиндра // Горное

оборудование и электромеханика. 2009. № 3. С. 38-43.

16. Кобзов Д.Ю., Ереско С.П., Жмуров В.В., Кобзова И.О., Лханаг Д. О механизме образования эксцентриситета в опорах гидроцилиндра // Вестник. Таджикского технического университета. Душанбе, 2012. № 3 (19). С. 77-78.

17. Кобзов Д.Ю., Кобзов А.Ю., Лханаг Д. О потерях на трение в гидроцилиндрах машин // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2009. № 2 (22). С. 47-50.

18. Кобзов Д.Ю., Ереско С.П., Жмуров В.В. Гидроцилиндры дорожных и строительных машин. Ч. 6. Работоспособность. Надежность. Варианты модернизации. Братск, 2012. Рус. Деп. в ВИНТИ РАН, 27.04.2012, № 198-B2012.

19. Кобзов Д.Ю., Лханаг Д., Дэлэг Д. Dialectical approach to the insight into engineering objects evolution // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2008. № 1 (17). С. 93-99.

20. Сергеев А.П., Кобзов Д.Ю., Лханаг Д. Гидроцилиндры дорожных и строительных машин. Ч. 4. Герметизирующая способность. Братск, 2003. 44 с. Рус. Деп. в ВИНТИ 14.07.2003, № 1376-B2003.

21. Ji Yun Tian. Техническое обслуживание и ремонт гидрообъемного привода. Пекин: Машиностроение, 1988. С. 102-124.

References

1. Kobzov D.Yu. Hydraulic road and construction machines. P.1. Design. Reliability. Prospects of development. Bratsk, 1998. 59 s. Dep. v MASHMIR 13.08.1998, № 2-sd 1998.

2. Kobzov D.Yu., Pleshivtseva S.V., Zhmurov V.V. Analysis of the design and development prospects of the hydraulic drive reciprocating // Sovremennye tekhnologii. Sistemnyi analiz. Modelirovanie. 2007. № 4 (16). P. 39-44.

3. Kobzov D.Yu. On the reliability and efficiency of hydraulic cylinders increased standart size // Vestn. Tadjik. tekhn. un-ta. Dushanbe, 2012. № 4 (20). P. 30-39.

4. Kobzov D.Yu., Usova S.V. Rapid diagnosis of the bearing capacity of the hydrocylinders machines // Sovremennye tekhnologii. Sistemnyi analiz. Modelirovanie. 2009. № 3 (23). P. 174-179.

5. Kobzov D.Yu., Eresko S.P., Kulakov A.Yu., Lipetskii V.I., Lkhanag D. On-board diagnostics of bearing capacity hydrocylinders machines // Vestn. Sarat. gos. tekhn. un-ta. 2013. № 2 (71). 2. Vyp. 2. P. 62-67.

6. Lapshin V.L., Tarasov V.A., Zhmurov V.V. Hydrocylinders of road and construction machines. Pt. 3. The bearing capacity. Bratsk, 2011. 88 s. Rus. Dep. v VINITI RAN 27.01.2011, № 27-V 2011.

7. Kobzov D.Yu., Kobzov A.Yu., Zhmurov V.V. On calculation of the economic efficiency of the modernization of the DSM hydrocylinders // Sovremennye tekhnologii. Sistemnyi analiz. Modelirovanie. 2008. №3 (19). P. 26-30.

8. Kobzov D.Yu., Zhmurov V.V., Kobzova I.O., Lkhanag D. On the calculation of the longitudinal deflection of the hydraulic cylinder // Sovremennye tekhnologii. Sistemnyi analiz. Modelirovanie. 2010. № 4 (28). 2010. P. 64-69.

9. Kobzov D.Yu. Diagnosing hydrocylinders working equipment of the single bucket building excavators: dis. ... kand. tekhn. nauk. L., 1987. 345 p.

10. Kobzov D.Yu., Tarasov V.A., Trofimov A.A. Hydrocylinders of road and construction machines. Pt. 2. Operating conditions, workflow, mode of operation and loading parameters. Bratsk, 1999. 108 s. Rus. Dep. v VINITI 01.12.1999, № 3552-V 1999.

11. Kobzov D.Yu., Zhmurov V.V. Hydrocylinders of the single bucket hydrofied machines. Bratsk, 2010. 105 s., il., Rus. Dep. v VINITI 17.05.2010, № 288-V 2010.

12. Kobzov D.Yu., Zhmurov V.V., Pleshivtseva S.V. Improving the design of bucket drive of bucket single hydrofied road and construction machines // Sovremennye tekhnologii. Sistemnyi analiz. Modelirovanie. 2007. № 3 (15). P. 40-46.

13. Kobzov D.Yu., Lkhanag D., Deleg D., Tarasov V.A. Selection of optimal forms rod cylinder // Nauchnyi vestnik NGTU. 2007. № 4 (29). P. 191-195.

14. Kobzov D.Yu., Deleg D., Zhmurov V.V., Lkhanag D. Upgrading the design hydraulic cylinder supports of the bucket drive of single bucket hydrofied road and construction machines // Sovremennye tekhnologii. Sistemnyi analiz. Modelirovanie. 2008. № 1 (17). P. 28-33.

15. Kobzov D.Yu., Eresko S.P. Method for determining the eccentricity in supports of mount hydraulic cylinder // Gornoe oborudovanie i elektromekhanika. 2009. № 3. P. 38-43.

16. Kobzov D.Yu., Eresko S.P., Zhmurov V.V., Kobzova I.O., Lkhanag D. On the mechanism of formation of the eccentricity in supports of hydraulic cylinder // Vestn. Tadjik. tekhn. un-ta. Dushanbe, 2012. № 3 (19). P. 77-78.

17. Kobzov D.Yu., Kobzov A.Yu., Lkhanag D. About the friction losses in the hydraulic cylinders machines // Sovremennye tekhnologii. Sistemnyi analiz. Modelirovanie. 2009. № 2 (22). P. 47-50.

18. Kobzov D.Yu., Eresko S.P., Zhmurov V.V. Hydrocylinders of road and construction machines. Ch. 6. The efficiency. Reliability. Upgrade options. Bratsk, 2012. Rus. Dep. v VINITI RAN, 27.04.2012, № 198-V 2012.

19. Kobzov D.Yu., Lkhanag D., Deleg D. Dialectical approach to the insight into engineering objects evolution // Sovremennye tekhnologii. Sistemnyi analiz. Modelirovanie. 2008. № 1 (17). P. 93-99.

20. Sergeev A.P., Kobzov D.Yu., Lkhanag D. Hydraulic road and construction machines. Part 4. Sealing ability. Bratsk, 2003. 44 s., il., bibliogr. 116 nazv. Rus. Dep. v VINITI 14.07.2003, № 1376-V 2003.

21. Ji Yun Tian. Maintenance and repair hydrostatic drive. Pekin: Mashinostroenie, 1988. P. 102-124.