

УДК 621.879.32

Н.П. Ремарчук д-р техн. наук,
В.Н. Супонев канд. техн. наук,
В.И. Олексин

Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ГИДРОСИСТЕМЫ МАШИНЫ ДЛЯ ПРОКОЛА ГРУНТА

Розглянуто різноманітні конструктивні рішення для перепуску рідини з робочої порожнини гідроциліндра у зливну порожнину.

A variety of constructive decisions for transfusion of a liquid from a working cavity of the hydrocylinder in a drain cavity is considered.

Введение

Современное строительство и ремонт инженерных коммуникаций трудно представить без применения бесшланговых технологий, особенно в стесненных городских условиях. Как правило, это переходы под дорогой, тротуаром, трамвайными путями и т. д. с небольшой протяженностью и диаметром коммуникации.

Анализ публикаций

Согласно [1–3] при строительстве и ремонте инженерных коммуникаций наиболее эффективно применять прокольные установки.

При изучении существующих машин для прокола грунта выявлен существенный недостаток в области гидропривода. Он заключается в резких забросах давления жидкости, при подходе поршня в крайние положения, что снижает эксплуатационный срок службы гидропривода в целом.

Цель и задачи исследований

Выявить из существующих технических решений наиболее технологичную конструкцию перепускного устройства. Для этого необходимо решить задачу — исключить забросы давления при подходе поршня в крайние положения, а также оценить возможность снижения динамических нагрузок в этих положениях.

Решение задачи

Решением такой проблемы может быть специальная конструкция поршня гидроцилиндра, которая исключила бы забросы давления в крайних положениях, а также снизила бы ударные нагрузки на крышки гидроцилиндра. При анализе патентной научно-технической литературы был выявлен ряд конструктивных решений, рассмотренных ниже.

В техническом решении (А.с. 750150 (СССР), 1980) рабочая жидкость в штоковую полость гидроцилиндра подводится через продольный по штоку канал и ряд радиальных (вблизи поршня) отверстий. Перепускание обеспечивается только при прямом ходе штока, за счет перекрытия радиальных отверстий, т.е. отсечения штоковой

полости от сливной магистрали и повышения в ней давления жидкости при подходе поршня в крайнее положение. Следует отметить, что при остановке поршня давление жидкости в поршневой полости возрастает до величины срабатывания предохранительного клапана, в результате чего вся гидравлическая система находится под максимальной нагрузкой. Такой характер работы устройства, обеспечивающий снижение только скорости перемещения штока, является недостаточно эффективным.

Перетекание жидкости при обратном ходе штока выполнено достаточно оригинально в другом техническом решении (Пат. 2945927 (ФРГ) 1981). Для снижения скорости перемещения штока в его хвостовике выполнена расточка в виде глухого отверстия, которая со стороны поршневой полости заполнена жидкостью. На задней крышке имеется цилиндр, ось которого совпадает с осью расточки в хвостовике штока. В результате этого при обратном ходе штока, жидкость, находящаяся в расточке хвостовика запирается цилиндром. В этом замкнутом объеме давление жидкости повышается до величины, уравнивающей нагрузку со стороны штоковой полости гидроцилиндра.

Во всех перечисленных решениях в рабочих полостях гидроцилиндра давление возрастает до величины срабатывания предохранительного клапана. В результате этого существенно снижается надежность работы не только гидроцилиндра, но и всей гидросистемы. Для устранения такого недостатка в ряде технических решений обеспечивается сообщение рабочей полости гидроцилиндра со сливной даже при полной остановке поршня в крайних положениях (Пат. 2095332, Великобритания, 1981; Пат. 49-1352, Япония, 1974). В этом случае одновременно достигается снижение скорости перемещения штока и давления жидкости, развиваемого насосом.

В указанных технических решениях сообщение рабочей полости со сливной, в частности при обратном ходе штока (ввиду того, что в этом случае скорость перемещения штока наибольшая) обеспечивается за счет установки в поршне обратного клапана, открываемого специальным упором, выполненным за одно с клапаном (Пат. 49-

1352, Япония, 1974) или вмонтированным на задней крышке цилиндра (Пат. 2095332, Великобритания, 1981). Эти технические решения представлены на рис. 1.

Рассмотрим более подробно работу представленных на рис. 1 перепускных устройств. Для осуществления прямого хода штока рис. 1а) рабочая жидкость подводится в поршневую полость 1. Чтобы обеспечить достаточно высокую герметичность канала 2 при максимальном давлении в поршневой полости, необходимо подобрать соответствующую жесткость пружины 3. При этом на-правлении движения штока перепускание не осуществляется. При обратном ходе штока в случае касания упором канала 2 о крышку цилиндра происходит сжатие пружины и открытие канала. В результате этого возникает связь штоковой (рабочей) полости с поршневой, т.е. со сливной магистралью. Аналогичным образом обеспечивается связь штоковой полости с поршневой в представленном техническом решении на рис. 1б. Отличием является то, что клапан 2 открывается при касании об упор 1, который жестко зафиксирован на задней крышке. Так, в результате смещения клапана 2 давление в замкнутом объеме 3, образованном плунжером и расточкой в поршне, резко снижается. Это вызывает смещение плунжера и открытие радиальных каналов 4, которые соединяют через наклонные каналы 5 штоковую полость с поршневой. Эта конструкция позволяет снизить скорость перемещения штока и давление в поршневой полости гидроцилиндра в случае подачи управляющего сигнала по каналу 6, выполненному в штоке.

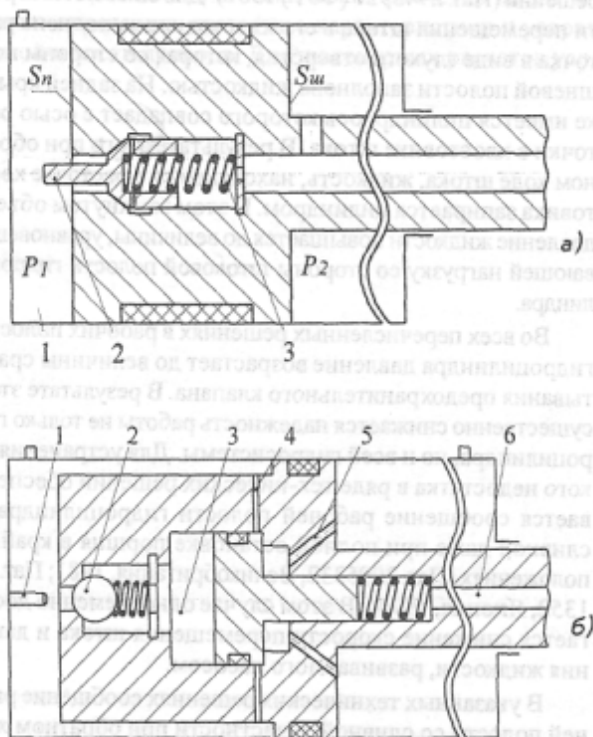


Рис. 1. Конструкция перепускных устройств.
а) Патент Японии 49-1352;
б) Патент Великобритании 2095332.

Известна также конструкция поршневого узла гидро-

цилиндра, обеспечивающая связь рабочей полости со сливной (рис. 2), которая была изготовлена и испытана в 1990 г. на Харьковском заводе «Стройгидропривод».

Основными деталями этой конструкции гидроцилиндра являются поршень 5 и шток, в теле которого вмонтированы два обратных клапана 10 и 16 с толкателями. Клапаны к своим гнездам 14 прижаты пружинкой 15. Расстояние между гнездами клапанов определяется длиной распорного кольца 6. Клапанное устройство фиксируется гайкой 9. Открытие клапанов при подходе поршня к крайним положениям по длине гильзы цилиндра осуществляется со стороны бесштоковой полости упором 17, а со стороны штоковой полости — специальной осью 2, которая от смещения фиксируется шайбами 1, сжимаемыми стопорным кольцом 11.

Герметизация неподвижных сопряжений клапанов обеспечивается уплотнителями 13, а поршня в корпусе гильзы цилиндра — уплотнителями 4 и 12. Фиксирование уплотнителей поршня от смещения обеспечивается манжетодержателями 3, а поршня в целом от смещения — гайкой 8 и стопорной шайбой 7. Недостатком данной конструкции поршня является то, что хвостовик штока существенно ослаблен ввиду расположения в нем клапанного устройства. Кроме того, для обеспечения работоспособности данного устройства необходима достаточно высокая точность изготовления сопрягаемых поверхностей клапана.

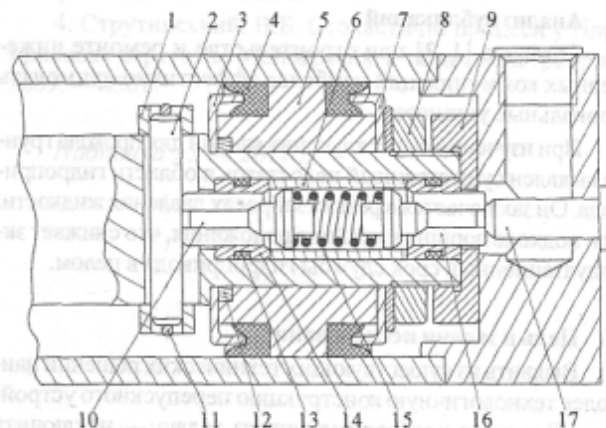


Рис. 2. Конструкция перепускного устройства завода «Стройгидропривод».

В решении [4] представлен способ перетекания рабочей жидкости при помощи плавающего поршня. Такая конструкция поршня обладает существенным недостатком. Он заключается в том, что по окончании перемещения поршня, т.е. упоре штока о заднюю или переднюю крышки, давление жидкости в рабочей полости резко возрастает до величины, как правило, срабатывания предохранительного клапана. Резкое повышение давления в рабочей полости приводит к снижению надежности не только гидроцилиндра, но и всей гидросистемы машины.

Для устранения этого недостатка в известной конструкции гидроцилиндра предлагается ряд усовершенствований, заключающихся в выполнении в хвостовике штока продольных и радиальных каналов (рис. 3).

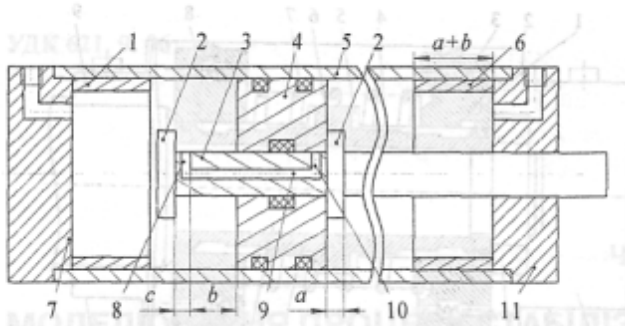


Рис. 3. Перепускное устройство гидроцилиндра.

Гидроцилиндр состоит из плавающего поршня 4, расположенного на хвостовике штока 3 с буртами 2, а также из корпуса гильзы цилиндра с установленным в ее торцах опорных втулок 1 и 6.

Опорные втулки 1 и 6 примыкают соответственно к задней 7 и передней 11 крышкам. На направляющей поверхности хвостовика штока выполнены радиальные отверстия 8 и 10, которые соединены с продольным отверстием 9.

Длина опорных втулок 1 и 6 равна сумме составляющих хода поршня 4 и толщины бурта 2. При смещении поршня 4 к одному из буртов 2 расстояние, измеряемое между вторым наружным торцом поршня 4 и наружным торцом второго бурта 2, равно сумме составляющих «а», «с» и «b». Линейный размер «b» соответствует перемещению поршня 4 по направляющей поверхности хвостовика штока 3. Линейный размер «с» соответствует зоне хвостовика штока 3, которая не должна перекрываться поршнем 4. Линейный размер «а» равен ширине опорного бурта 2. Следовательно, при длине опорной втулки равной сумме составляющих «а» и «b», поршень 4 в своих крайних положениях по длине гильзы цилиндра не будет перекрывать зону «с», в которой выполнены радиальные отверстия 8 и 10.

Рассмотрим принцип работы гидроцилиндра. При подводе рабочей жидкости, например, в бесштоковую полость, поршень смещается по направляющей хвостовика штока 3 до упора в бурт 2, при этом радиальное отверстие 10 перекрывается посадочной поверхностью поршня 4. Поршень 4 со штоком перемещается вправо до упора в опорную втулку 6. Дальнейшее движение штока осуществляется в основном за счет действия давления рабочей жидкости на торец штока, а также за счет инерционных сил. При остановке поршня и движении штока до упора о переднюю крышку буртом 2 открывается отверстие 10 и в результате этого бесштоковая полость соединяется со штоковой. Это снижает забросы давления в гидросистеме, что способствует повышению работоспособности не только уплотнителей, но и гидропривода машины. Следовательно, данная конструкция поршня позволяет одновременно снизить силу удара о крышки гидроцилиндра, а также уменьшить давление в рабочей полости гидроцилиндра. Величина давления в рабочей полости гидроцилиндра определяется сопротивлением отверстий 8, 9 и 10, сообщающих рабочую полость со сливной.

При подводе рабочей жидкости в штоковую полость гидроцилиндра принцип работы аналогичен вышеприве-

денному. Данная конструкция поршневого узла позволяет значительно снизить нагруженность уплотнителей и подвижных пар и соответственно повысить срок службы гидроцилиндра и гидросистемы машины в целом.

Одним из недостатков данной конструкции является то, что внутри корпуса гильзы цилиндра необходимо устанавливать две опорные втулки, которые в процессе работы гидроцилиндра могут смещаться и повреждать зеркало гильзы цилиндра.

В конструкции поршневого узла гидроцилиндра (рис. 4) отсутствует этот недостаток.

Поршневой узел включает шток 1 с хвостовиком 7, на котором размещены подвижные втулки 2 и 6. Эти втулки совместно с поршнем 4 образуют жесткую систему в виде плавающего поршня. В зоне контакта втулок с хвостовиком штока на внутренней поверхности первых выполнены продольные каналы 10, которые в процессе работы гидроцилиндра соединяют рабочую полость со сливной. Роль опорных втулок в данной конструкции гидроцилиндра выполняют подвижные втулки 2 и 6. Устранение перетечек рабочей жидкости в положениях поршня, удаленных от крайних, обеспечивается уплотнителями 3, 5, 8 и 9. Принцип работы данной конструкции поршневого уплотнительного узла аналогичен приведенной ранее конструкции гидроцилиндра.

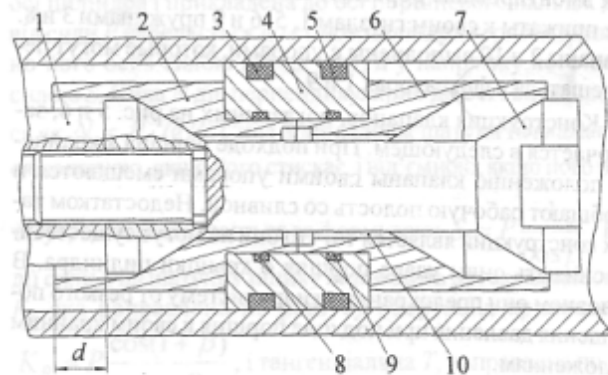


Рис. 4. Конструкция плавающего поршня (перепускное устройство) ХАДИ (ХНАДУ).

Кроме этих конструкций поршней, обеспечивающих связь рабочей полости гидроцилиндра со сливной, разработаны другие, которые показаны на рис. 5 и рис. 6. Отличием этих конструкций поршневых узлов является то, что у них поршни неподвижны. Связь рабочей полости гидроцилиндра со сливной у них обеспечивается обратным клапаном, встроенным в тело поршня или одновременно в хвостовике штока и в теле поршня. Предпочтительной является конструкция поршня, у которой клапаны встроены только в теле поршня.

Конструкция поршневого узла (рис. 5), у которой клапаны вмонтированы в тело штока и поршня, включает в себя следующие основные детали: шток 8, корпус цилиндра 9, поршень 7. В хвостовике штока вмонтированы обратные клапаны 2 и 4, которые прижимаются к своим гнездам пружиной 3. Толкатель клапана 2 имеет возможность перемещаться в фиксаторе 1, выполняющем одновременно роль гнезда клапана 2. Связь бесштоковой полости со

штоковой обеспечивается посредством канала 5, выполненного в теле хвостовика штока 8. Герметизация полостей гидроцилиндра обеспечивается уплотнителями 6. Идентичные каналы встроены также в теле поршня 7.

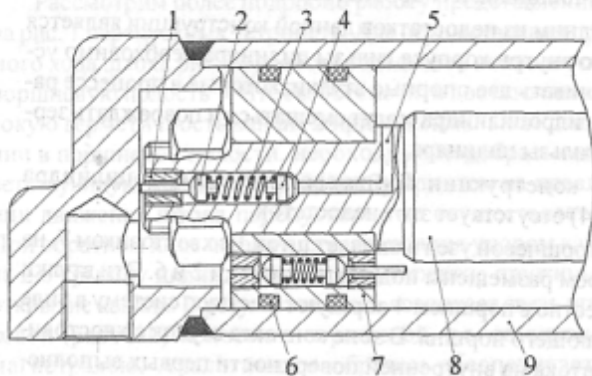


Рис. 5. Конструкция поршневого узла с перепускными клапанами.

Конструкция поршня, показанная на рис. 6, принципиально не отличается от конструкции на рис. 5. Особенностью последней является то, что у нее все клапаны вмонтированы в тело поршня. Основными деталями этой конструкции поршня также являются шток 13, корпус гильзы цилиндра 14 и поршень 12 с уплотнителями 11. В теле поршня вмонтированы обратные клапаны 2, 4, 7 и 10, которые прижаты к своим гнездам 1, 5, 6 и 9 пружинами 3 и 8. Клапаны 2 и 10 выполнены с упорами, которые могут перемещаться в фиксаторах 1 и 9.

Конструкция клапанов, показанных на рис. 5 и 6, заключается в следующем. При подходе поршня к крайнему положению клапаны своими упорами сдвигаются и сообщают рабочую полость со сливной. Недостатком таких конструкций является то, что они не могут существенно снижать силы удара поршня о крышки цилиндра. В основном они предохраняют гидросистему от резкого повышения давления при подходе поршня к своим крайним положениям.

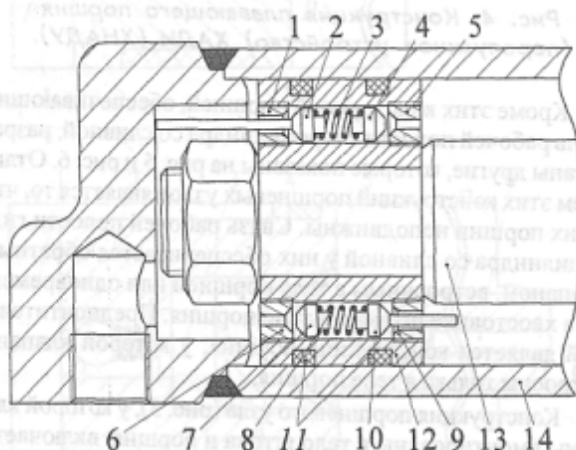


Рис. 6. Конструкция поршневого узла с перепускными клапанами.

Одним из вариантов снижения забросов давления в крайних положениях может служить конструкция поршня [5], показанная на рис. 7.

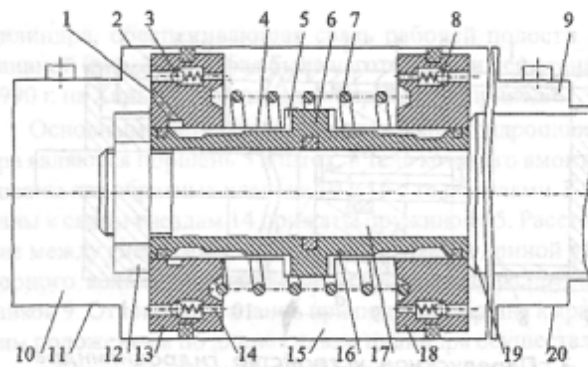


Рис. 7. Конструкция поршня гидроцилиндра.

Гидроцилиндр содержит корпус 2 с крышками 11 и 20, шток 17, выполненный с упорами 12 и 19, направляющую втулку 16 с центральным буртом 6 и профилированными дросселирующими пазами 4. На втулке 16 между упорами 12 и 19 установлены поршни 13 и 18, которые образуют в корпусе 2 поршневую 10, штоковую 9 и промежуточную 15 полости. В поршень 13 вмонтирован обратный клапан 3 и выполнен дроссельный канал 1, сообщающий поршневую полость 10 с дросселирующим пазом 4, а в поршне 18 установлен обратный клапан 8. Центральный бурт 6 выполнен с торцовыми пазами 5. Принцип работы аналогичен конструкциям, показанным на рис. 3 и 4.

Перепускные устройства в гидроцилиндрах наиболее рационально устанавливать в тех случаях, когда они работают параллельно и поршни у них достигают своих крайних положений одновременно. Как раз такая ситуация возникает в прокольных машинах, работающих с двумя и более гидроцилиндрами.

Выводы

При изучении рассмотренных конструкций была выбрана конструкция устройства (рис. 7), которая наиболее полно отвечает поставленным критериям. А также является простой в изготовлении.

Литература

1. Кравец, С.В., Каслин, Н.Д., Руднев, В.К., Супонев, В.Н. Машины для бестраншейной прокладки подземных коммуникаций. — Харьков: Фавор, 2008. — 256 с.
2. Руднев, В.К., Супонев, В.Н., Олексин, В.И. Бестраншейные технологии — оптимальное решение в прокладке подземных коммуникаций // Полимерные трубы. — 2009. — Вып. 4 (13). — С. 42—46.
3. Супонев, В.Н., Олексин, В.И. Обоснование параметров установок для бестраншейной прокладки распределительных сетей инженерных коммуникаций методом гидростатического прокола // Энергоснабжение энергетика энергоаудит. — 2010. — Вып. 5 (75). — С. 66—74.
4. Башта, Т.М. Машиностроительная гидравлика: Справочное пособие. — М.: Машиностроение, 1971. — 72 с.
5. А.с. 1418517 СССР, МПИ*F 15 В 15/22. Гидроцилиндр / Н.П. Ремарчук, Г.А. Кобысь, Н.Г. Сухинский (СССР). — № 4093098/25-06; заявл. 15.07.1986; опубл. 23.08.1988, Бюл. № 31. — 2 с.

Надійшла 28.09.2010 р.