

НОВЫЕ СТРАНИЦЫ РОССИЙСКОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

ИНДУСТРИЯ

WWW.INDUSTRI.RU

№ 4 / 2019 **115**

МЕЖОТРАСЛЕВОЙ ИНФОРМАЦИОННО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

SIMUWU[®]
GEHANG VACUUM TECHNOLOGY

www.vacfurnace.com
www.simuwu-furnace.ru



ВАКУУМНОЕ ПРОМЫШЛЕННОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

ВЫСОКОЭФФЕКТИВНЫЕ
ЭКОНОМИЧНЫЕ
ВАКУУМНЫЕ ПЕЧИ



НОВЫЕ СТРАНИЦЫ РОССИЙСКОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

ИНДУСТРИЯ

2001-2019

№ 4 (115)/2019

МЕЖОТРАСЛЕВОЙ ИНФОРМАЦИОННО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

Журнал зарегистрирован СЗРУ по защите печати и массовой информации СПб.

Рег. свид-во ПИ № 2-4901.

Периодичность выхода – 5 раз в год. Распространяется бесплатно на промышленных форумах, выставках и конференциях России, по редакционной подписке и адресной рассылке. Формат 214x300. Тираж 8000 экз. Подписано в печать 01.11.2019.

Отпечатано в типографии ООО «ИПИ». Заказ № 4934.

Издатель / Учредитель: ООО «Институт Промышленной Информации».
Генеральный директор – Рафаэль Абрамян.

ИЗДАТЕЛЬСТВО

192007, Санкт-Петербург,
наб. Обводного канала, д. 64, корпус 2
«Технопарк Обводный 64», пом. 55.
Тел./факс: 8 (812) 244-95-75

РЕДАКЦИЯ

Главный редактор – Генан Абусев: +7-921-947-47-81
e-mail: info@industri.ru

Зам. главного редактора – Ирина Зотова: +7-965-046-41-44
e-mail: irina@industri.ru

Представитель в Москве – Илья Приймук: +7-985-665-64-55
e-mail: priymuk@yahoo.com

РЕКЛАМНАЯ СЛУЖБА

Санкт-Петербург: (812) 244-95-75
Аркадий Ефимов, Алексей Куликов, Юрий Филиппов
e-mail: office@industri.ru
e-mail: zakaz@industri.ru

ОТДЕЛ ПО РАБОТЕ С ВЫСТАВКАМИ

(812) 244-95-75
e-mail: redaktor@industri.ru

INTERNATIONAL DEPARTMENT

Irina Zotova: +359 876 81 3555
e-mail: Irinazotova808@gmail.com

REPRESENTATIVE IN ITALY

CASIRAGHI INTERNATIONAL ADVERTISING
Via Cardano 81, 22100 COMO – ITALY
Diego Casiraghi
Tel. +39 031 261407
diego@casiraghi-adv.com
www.casiraghi-adv.com

ПАРТНЕРЫ ИЗДАТЕЛЬСТВА

АО БАНК «ПСБ»: WWW.PSCB.RU
СОЮЗ ЛИТЕЙЩИКОВ САНКТ-ПЕТЕРБУРГА: WWW.SOUZLIT.PRO
СПЕЦИАЛИЗИРОВАННЫЙ ЖУРНАЛ «ГИДРАВЛИКА-ПНЕВМАТИКА-ПРИВОДЫ»: WWW.INDUSTRI.RU



СОДЕРЖАНИЕ

Сварка: секреты эффективности от Air Liquide

4

14 августа 2019 г. Air Liquide пригласила журналистов специализированных изданий на свою производственную площадку «Логика». Ключевым событием пресс-тура стала серия презентаций, на которых специалисты компании рассказали о мировых тенденциях в сфере сварочного производства и факторах, определяющих затраты на сварочные работы.

Новые электроды для плазменной резки серии Cutmaster Black

7

В сочетании с превосходными свойствами системы Cutmaster 60i, конструкция нового электрода Esab увеличивает номинальную толщину резки и пробивки до 20 мм, что на 16,6% процентов больше, чем при использовании стандартных электродов. Так, Cutmaster 60i способен резать металл толщиной до 38 мм.

Новейшие технологии получения порошков

9

ДЛЯ АДДИТИВНЫХ ТЕХНОЛОГИЙ

Разработанные корпорацией «Механо-б-техника» технологии базируются на применении новых типов вибрационных дробилок и мельниц, а также новых модификаций электромагнитных и электрических сепараторов с нетрадиционной конструкцией рабочих органов, позволяющих разделять металлы и сплавы по крупности и по форме.

Сервис 2.0 для отопительного оборудования

11

Компания Viessmann выводит интерактивное управление отопительным оборудованием на новый уровень с помощью шлюза Vitosconnect. Не только управление оборудованием, но и ввод его в эксплуатацию теперь возможны с помощью смартфона.

О применении клапана постоянной разности давлений

13

в гидроприводе с дроссельным управлением

Гойдо М.Е., канд. техн. наук; Бодров В.В., канд. техн. наук; Багаутдинов Р.М.; ООО «Уральский инжиниринговый центр», г. Челябинск

Предлагаемый гидропривод с дроссельным управлением, характеризующийся постоянным перепадом давлений на рабочих окнах дросселирующего гидрораспределителя с пропорциональным электрическим управлением, обеспечивает осуществление одновременного изменения в противофазе значений давления в рабочих полостях гидродвигателя двухстороннего действия при изменениях нагрузки на его выходном звене (вне зависимости от величины нагрузки и направления ее действия по отношению к направлению скорости движения выходного звена гидродвигателя).

CoroMill 178 и CoroMill 180 для зуботочения:

17

сокращение цикла обработки до 50%

Sandvik Coromant представил новое решение для зуботочения, включающее в себя фрезы CoroMill 178 и CoroMill 180. Новинки призваны помочь производителям автомобилей реализовать полный цикл производства деталей с зубьями и шлицами с одного станка на многоцелевых станках или обрабатывающих центрах.

Высококачественная чистовая обработка с кромкой Wiper

19

Компания HORN расширила 406 систему инструмента для тангенциального фрезерования режущей пластиной с зачистной кромкой Wiper. Пластина Wiper с одной режущей кромкой для чистовой обработки используются во фреззах для обработки уступов с углом 90°.

Вторая жизнь для Вашего станка

21

В чем уникальность восстановления станков в компании STUDER? Она является единственной фирмой, которая восстанавливает направляющие станков в соответствии с оригинальными спецификациями.

Магистральная подготовка сжатого воздуха. Часть 1.

23

Синяков А.Ф., Африкан С.А.; ООО «Камоцци Пневматика»

Компания «Камоцци Пневматика» выходит на российский рынок с новой линейкой устройств магистральной подготовки сжатого воздуха. Номенклатура каталога включает циклонные сепараторы, фильтры, осушители, доохладители с воздушным охлаждением, а также фильтрующие элементы, аксессуары для индикации их загрязненности и устройства отвода конденсата.

Тенденции развития отечественного рынка пневматики

29

и комплексный подход в решении задач автоматизации

Учитывая современные тенденции в развитии комплексных решений автоматизации средств электропневмоавтоматики, компания «Пневмакс» делает акцент на производство пневматических шкафов серии PNKV. При этом мы используем широкие возможности, предоставляемые нашими итальянскими партнерами, а также ресурсы своего собственного конструкторского бюро.

SEW-EURODRIVE анонсировал новое поколение редукторов X.e

31

SEW-EURODRIVE выпускает шесть серий промышленных редукторов, которые впечатляют своими характеристиками, мощностью и вращающим моментом на выходном валу, достигающим 4000 кНм. Промышленные редукторы позволяют решать широкий спектр задач применения приводных систем – например, в области добычи и обработки сырья, технологии производственных процессов или энергетике, деревообрабатывающей, горнодобывающей и перерабатывающей промышленности.

• Любое использование опубликованных в журнале материалов, в том числе копирование, распространение, передача третьим лицам, опубликование или иные действия, считающиеся использованием в соответствии со ст. 1270 ГК РФ, без письменного согласия редакции, авторов и иных владельцев исключительных прав не допускается, за исключением случаев, предусмотренных ГК РФ.

• Рекламируемые товары и услуги подлежат обязательной сертификации в соответствии с законодательством. Ответственность за достоверность публикуемых материалов и наличие соответствующих разрешительных документов несут авторы и рекламодатели.

• Технические и аналитические материалы публикуются бесплатно. Присланные материалы не рецензируются и не возвращаются. Решение о публикации принимается редакцией. Редакция вправе отказать в публикации без объяснения причин.

Полные архивы номеров в pdf-формате, информация о датах выхода, системе распространения журнала и расценках на размещение рекламы размещена на сайте www.industri.ru

О ПРИМЕНЕНИИ КЛАПАНА ПОСТОЯННОЙ РАЗНОСТИ ДАВЛЕНИЙ В ГИДРОПРИВОДЕ С ДРОССЕЛЬНЫМ УПРАВЛЕНИЕМ

Гойдо М. Е., канд. техн. наук; Бодров В. В., канд. техн. наук; Багаутдинов Р. М.
ООО «Уральский инжиниринговый центр», г. Челябинск

Рассмотрим гидропривод с дроссельным управлением, в состав которого входят гидродвигатель двухстороннего действия (поршневой гидроцилиндр с односторонним или двухсторонним штоком, два плунжерных гидроцилиндра, работающие друг против друга, гидромотор или поворотный гидродвигатель), дросселирующий гидрораспределитель с пропорциональным электрическим (электрогидравлическим) управлением и гидравлический источник питания с напорной и сливной гидролиниями (например, насосная установка с регулируемым насосом, оснащенный регулятором давления, или насосно-аккумуляторная установка).

Далее по тексту статьи рабочие полости гидродвигателя, которые в текущий момент времени соединены посредством дросселирующего гидрораспределителя с напорной и сливной гидролиниями гидравлического источника питания, называются соответственно напорной и сливной полостями, а рабочие окна гидрораспределителя, через которые рабочая жидкость поступает в напорную полость гидродвигателя и вытесняется из сливной полости последнего, называются соответственно напорным и сливными рабочими окнами.

Если не принимать специальных мер, то расход рабочей жидкости через рабочие окна дросселирующего гидрораспределителя и, соответственно, скорость движения (линейная для гидроцилиндра или угловая для гидромотора и поворотного гидродвигателя) выходного звена гидродвигателя (поршня со штоком либо плунжеров для гидроцилиндра или вала для гидромотора и поворотного гидродвигателя) зависят не только от текущего значения площади проходного сечения рабочих окон гидрораспределителя, определяемой электрическим сигналом, подаваемым на электронный блок управления гидрораспределителя, но и от изменений давления в напорной и сливной гидролиниях и нагрузки на выходном звене гидродвигателя (силы для гидроприводов поступательного движения или вращающего момента для гидроприводов вращательного и поворотного движения).

Независимость расхода рабочей жидкости через рабочие окна дросселирующего гидрораспределителя от изменений давления в напорной и сливной гидролиниях и нагрузки на выходном звене гидродвигателя можно обеспечить путем поддержания на рабочем окне гидрораспределителя постоянного перепада давлений (с помощью клапана разности давлений (рис. 1, а) [1]. Для упрощения реализации указанной

комбинации гидроаппаратов производители гидрооборудования выпускают специальные гидроустройства, называемые компенсаторами давления и включающие в свой состав клапан разности давлений и логический клапан «ИЛИ», первый и второй входные каналы которого подлежат соединению с соответствующими исполнительными каналами дросселирующего гидрораспределителя, а третий выходной канал — с пружинной полостью клапана разности давлений. В качестве примера можно указать модульные компенсаторы давления типов HC-011, KC-011 и JPC-211 производства компании «АТОС» (см. каталожный лист: Modular pressure compensators type HC, KC and JPC-2: D150-5/E. — АТОС. — 2 р.) и типа РСМ8 производства компании «Diplomatic» (см. каталожный лист: Two- and three-way pressure compensator with fixed adjustment: 63520/117 ED. — Diplomatic. — 4 р.).

Указанные и подобные им гидравлические устройства предназначены для поддержания постоянного перепада давлений на текущем напорной рабочем окне дросселирующего гидрораспределителя и предполагают работу гидропривода со встречной нагрузкой на выходном звене гидродвигателя (то есть нагрузкой, направленной против направления движения выходного звена гидродвигателя).

Однако, при использовании вышеназванных устройств при изменении значения встречной нагрузки на выходном звене гидродвигателя в зависимости от этой нагрузки изменяется давление лишь в напорной полости гидродвигателя. Это обусловлено тем, что в рассматриваемом случае давление в сливной гидролинии не зависит от значения нагрузки, а перепад давления на сливном рабочем окне дросселирующего гидрораспределителя, который при пренебрежении утечками и перетечками рабочей жидкости, ее сжимаемостью и податливостью стенок каналов, в которые она заключена, однозначно связан с перепадом давления на напорном рабочем окне гидрораспределителя, поддерживаемым постоянным посредством клапана разности давлений, и также остается постоянным.

Указанное обстоятельство приводит к снижению коэффициента жесткости гидропривода и, как следствие, частоты его собственных колебаний по сравнению со случаем, когда при изменении нагрузки на выходном звене гидродвигателя значения давления в напорной и сливной полостях гидродвигателя одновременно изменяются в противофазе и, соответственно, в каж-

дой из полостей на меньшую величину по сравнению со случаем изменения давления только в одной напорной полости [2].

Кроме того, при попутной нагрузке на выходном звене гидродвигателя (то есть нагрузке, действующей в направлении движения выходного звена гидродвигателя) при использовании в гидроприводе одного лишь рассматриваемого компенсатора давления перепады давления на напорном и сливном рабочих окнах дросселирующего гидрораспределителя оказываются зависящими от значения нагрузки (то есть скорости движения выходного звена гидродвигателя не определяется однозначно электрическим сигналом, подаваемым на электронный блок управления дросселирующего гидрораспределителя) и в этом случае возможно неуправляемое движение выходного звена гидродвигателя под действием попутной нагрузки и нарушения сплошности (разрыв потока) рабочей жидкости в напорной полости гидродвигателя и примыкающей к ней гидролинии.

Последняя проблема решается, в частности, при использовании в гидроприводе с дроссельным управлением в дополнение к компенсатору давления так называемых тормозных клапанов (рис. 1, б) [3, 4].

Однако, при изменениях величины встречной нагрузки сверх значения, при котором происходит полное открытие проходного сечения тормозного клапана, установленного на выходе из сливной полости гидродвигателя, давление изменяется только в напорной полости гидродвигателя, а при изменении значения попутной нагрузки давление изменяется в основном только в сливной полости гидродвигателя, а в его напорной полости изменяется не пропорционально изменению нагрузки, поскольку различие значений давления управления, необходимых для начала открытия проходного сечения тормозного клапана и полного открытия его проходного сечения, определяется коэффициентом жесткости пружины, используемой в конструкции клапана, и относительно невелико. Например, у тормозных клапанов типа FD производства фирмы «Bosh Rexroth» для всего размерного ряда (от диаметра условного прохода 12 мм до диаметра условного прохода 32 мм) значения вышеуказанных давлений находятся в диапазоне от 20 до 70 бар (см. с. 2 каталожного листа: Check-Q-meter FD: RE 27551/12.2015. — Rexroth Bosch Group. — 12 р.).

В свете вышеизложенного актуальной является задача повышения при прочих равных условиях коэффициента жесткости гидропривода с дроссельным управлением,

характеризуемого постоянным перепадом давлений на рабочих окнах дросселирующего гидрораспределителя с пропорциональным электрическим управлением, путем обеспечения одновременного изменения в противофазе значений давления в рабочих полостях гидродвигателя двухстороннего действия при изменениях нагрузки на его выходном звене вне зависимости от величины нагрузки и направления ее действия по отношению к направлению скорости движения выходного звена гидродвигателя.

Для решения поставленной задачи в схему гидропривода с дроссельным управлением внесены следующие изменения (рис. 1, в):

1) сливной канал дросселирующего гидрораспределителя *РД* соединен с входным каналом клапана *КРД* постоянной разности давлений и его пружинной полостью, а выходной канал последнего соединен со сливной гидролинией;

2) вместо логического клапана «ИЛИ» функцию переключающего устройства выполняет четырехлинейный трехпозиционный гидрораспределитель *РН* с электрическим управлением, электромагниты *YA1* и *YA2* которого соединены с системой управления гидропривода, исполнительные каналы *A* и *B* соединены соответственно с исполнительными каналами *A* и *B* дросселирующего гидрораспределителя *РД*, сливной канал *T* соединен с полостью управления клапана *КРД*, противоположной пружинной полости управления этого клапана, а напорный канал *P* соединен с напорной гидролинией, при этом в исходной нейтральной позиции «н» гидрораспределителя *РН*, соответствующей обесточенным электромагнитам *YA1* и *YA2*, его напорный *P* и сливной *T* каналы соединены между собой, а исполнительные каналы *A* и *B* перекрыты, в первой рабочей позиции «а», соответствующей подаче управляющего электрического сигнала на электромагнит *YA1*, каналы *A* и *T* соединены между собой, а каналы *B* и *P* перекрыты, во второй рабочей позиции «б», соответствующей подаче управляющего электрического сигнала на электромагнит *YA2*, каналы *B* и *T* соединены между собой, а каналы *A* и *P* перекрыты;

3) гидропривод дополнен клапаном *КС* соотношения между разностью давлений во входной и выходной каналах указанного клапана и разностью давлений во входном и выходном каналах клапана *КРД* постоянной разности давлений, причем напорный канал *P* дросселирующего гидрораспределителя *РД* соединен с выходным каналом клапана *КС* соотношения, входной канал которого соединен с напорной гидролинией, клапан соотношения выполнен с четырьмя полостями управления, каждая из которых соединена с соответствующим из входных и выходных каналов клапанов *КС* и *КРД* с обеспечением действия силы от разности давлений во входном и выходном каналах клапана *КС* на открытие его проходного сечения, а силы от разности давлений во входном и выходном каналах клапана *КРД* на закрытие проходного сечения клапана

КС, при этом эффективные площади полостей управления клапана *КС*, соединенные с входным и выходным каналом каждого из клапанов *КС* и *КРД*, попарно одинаковы.

Отношение эффективных площадей полостей управления клапана *КС*, соединенных с каналами клапана *КРД*, к эффективным площадям полостей управления, соединенных с каналами самого клапана *КС*, в общем случае составляет $k_{кс}$. В силу этого при работе клапана *КС* перепады давления (разности давлений во входном и выходном каналах) $\Delta p_{кс}$ и $\Delta p_{крд}$ соответственно для клапана *КС* и для клапана *КРД* связаны соотношением:

$$\Delta p_{кс} = k_{кс} \Delta p_{крд} \quad (1)$$

При управляющем сигнале со стороны системы управления гидропривода на электронный блок управления дросселирующего гидрораспределителя *РД*, соответствующем исходной нейтральной позиции «н» дросселирующего гидрораспределителя, электромагниты *YA1* и *YA2* гидрораспределителя *РН* посредством системы управления автоматически обесточены, и гидрораспределитель *РН* также, как и дросселирующий гидрораспределитель *РД*, занимает свою исходную нейтральную позицию «н». В данном случае рабочие полости гидродвигателя *Ц* посредством дросселирующего гидрораспределителя *РД* заперты, а каналы *T* и *P* гидрораспределителя *РН* и, соответственно, полость управления клапана *КРД* постоянной разности давлений, противоположная его пружинной полости управления, и напорная гидролиния соединены между собой. Благодаря последнему соединению, проходное сечение клапана *КРД* закрыто, что исключает перерегулирование по скорости движения выходного звена гидродвигателя *Ц* после подачи на электронный блок дросселирующего гидрораспределителя *РД* управляющего сигнала, в соответствии с которым дросселирующий гидрораспределитель должен перейти в ту или иную из рабочих позиций («а» или «б»).

При подаче на электронный блок дросселирующего гидрораспределителя *РД* управляющего сигнала, в соответствии с которым дросселирующий гидрораспределитель должен перейти в позицию «а», со стороны системы управления на электромагнит *YA1* гидрораспределителя *РН* автоматически подается управляющий электрический сигнал, в результате чего гидрораспределитель *РН* обеспечивает коммутацию каналов, соответствующую его позиции «а».

При подаче на электронный блок дросселирующего гидрораспределителя *РД* управляющего сигнала, в соответствии с которым дросселирующий гидрораспределитель должен перейти в позицию «б», со стороны системы управления на электромагнит *YA2* гидрораспределителя *РН* автоматически подается управляющий электрический сигнал, в результате чего гидрораспределитель *РН* обеспечивает коммутацию каналов, соответствующую его позиции «б».

В силу указанной работы рассматриваемого гидропривода при любой рабочей позиции дросселирующего гидрораспределителя *РД* полость управления клапана *КРД* постоянной разности давлений, противоположная пружинной полости этого клапана, оказывается соединенной с исполнительным каналом (*A* или *B*) дросселирующего гидрораспределителя *РД*, являющимся в текущий момент времени входным для сливного рабочего окна этого гидрораспределителя. А так как сливной канал *T* дросселирующего гидрораспределителя *РД* постоянно соединен с входным каналом и пружинной полостью управления клапана *КРД*, то на сливном рабочем окне гидрораспределителя *РД* поддерживается постоянный перепад давления $\Delta p_{р.о.сн}$, определяемый давлением настройки клапана *КРД* постоянной разности давлений. При этом: за счет возникновения перепада давления $\Delta p_{крд}$ между входным и выходным каналами клапана *КРД* на выходе сливного канала дросселирующего гидрораспределителя *РД* создается необходимый подпор, соответствующий текущему значению и направлению нагрузки на выходном звене гидродвигателя *Ц*, а, благодаря работе клапана *КС* соотношения разностей давлений, перепад давления $\Delta p_{кс}$ на клапане *КС* принимает значение, равное $\Delta p_{кс} = k_{кс} \Delta p_{крд}$.

В соответствии с уравнением энергий:

$$Q_{нп} = G_{нп} \sqrt{\Delta p_{р.о.нп}} \quad (2)$$

$$Q_{сн} = G_{сн} \sqrt{\Delta p_{р.о.сн}} \quad (3)$$

где $Q_{нп}$, $\Delta p_{р.о.нп}$ — соответственно расход рабочей жидкости через напорное рабочее окно дросселирующего гидрораспределителя *РД* и перепад (потери) давления на этом окне;

$Q_{сн}$ — расход рабочей жидкости через сливное рабочее окно дросселирующего гидрораспределителя *РД*;

$G_{нп}$, $G_{сн}$ — коэффициенты проводимости соответственно напорного и сливного рабочих окон дросселирующего гидрораспределителя *РД*.

При пренебрежении утечками и перетечками рабочей жидкости, ее сжимаемостью и упругими деформациями стенок каналов, в которые заключена жидкость, при условии, что нарушение сплошности жидкости в напорной полости гидродвигателя *Ц* отсутствует, имеем:

$$Q_{нп} / Q_{сн} = A_{нп} / A_{сн} \quad (4)$$

где $A_{нп}$, $A_{сн}$ — характерные размеры гидродвигателя *Ц* (эффективная площадь поршня или плунжера для гидроцилиндра; характерный объем для гидромотора и поворотного гидродвигателя) со стороны его соответственно напорной и сливной рабочих полостей.

На основании соотношений (2), (3) и (4) получаем следующее выражение, устанавливающее связь между перепадами давления $\Delta p_{р.о.нп}$ и $\Delta p_{р.о.сн}$:

$$\Delta p_{р.о.нп} = k_{рд} \Delta p_{р.о.сн} \quad (5)$$

$$\text{где } k_{рд} = (G_{сн} A_{нп}) / (G_{нп} A_{сн}).$$

При пренебрежении потерями давления на остальных участках гидропривода по сравнению с потерями (перепадами) давления $\Delta p_{р.о.нп}$ и $\Delta p_{р.о.сн}$ соответственно на

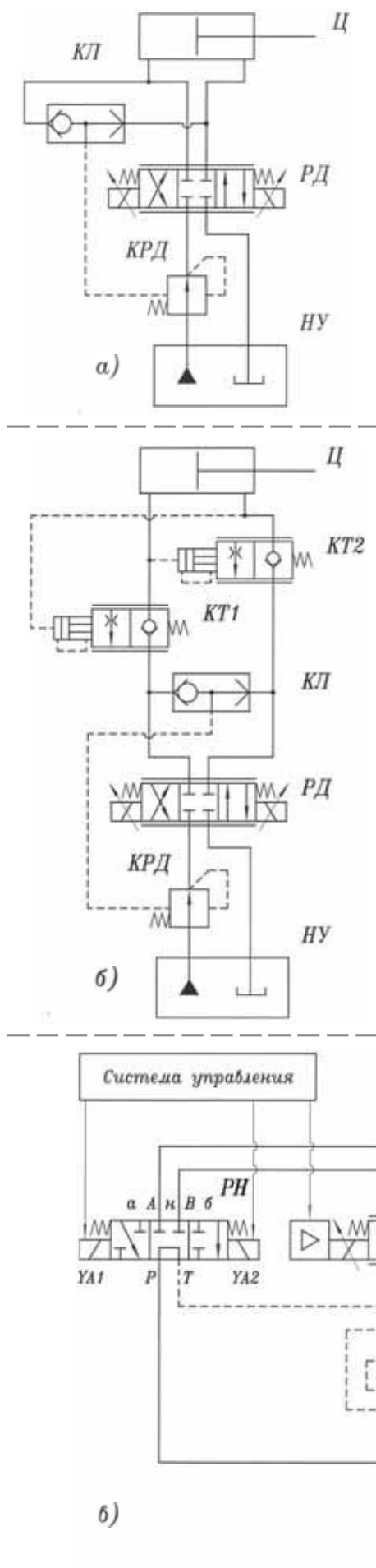


Рис. 1. Варианты применения клапана постоянной разности давлений в гидроприводе с дроссельным управлением: КЛ – логический клапан «ИЛИ»; КРД – клапан постоянной разности давлений; КС – клапан соотношения разностей давлений; КТ1, КТ2 – тормозные клапаны; НУ – гидравлический источник питания (насосная установка); РН – направляющий гидрораспределитель с электрическим управлением; РД – дросселирующий гидрораспределитель с пропорциональным электрическим управлением; Ц – гидроцилиндр.

напорном и сливном рабочих окнах дросселирующего гидрораспределителя РД и потерями (перепадами) давления $\Delta p_{КС}$ и $\Delta p_{КРД}$ соответственно на клапанах КС и КРД, текущие значения давлений $p_{нп}$ и $p_{сп}$ соответственно в напорной и сливной рабочих полостях гидроцилиндра Ц могут быть представлены следующим образом:

$$p_{нп} = p_n - \Delta p_{КС} - \Delta p_{р.о.нп}; \quad (6)$$

$$p_{сп} = p_{сп} + \Delta p_{КРД} + \Delta p_{р.о.сп}; \quad (7)$$

где p_n – давление в напорной гидролинии гидравлического источника питания гидропривода (во входном канале клапана КС соотношения разностей давлений);

$p_{сп}$ – давление в сливной гидролинии гидравлического источника питания гидропривода (в выходном канале клапана КРД постоянной разности давлений).

Значения давлений $p_{нп}$ и $p_{сп}$ соответственно в напорной и сливной рабочих полостях гидроцилиндра Ц следующим образом связаны с величиной R результирующей нагрузки на выходном звене гидроцилиндра:

$$A_{нп}p_{нп} - A_{сп}p_{сп} = R. \quad (8)$$

Величина R является положительной в случае встречной нагрузки и отрицательной в случае попутной нагрузки.

На основании уравнения (8) с учетом соотношений (1), (5), (6) и (7) получаем:

$$\Delta p_{КРД} = \{A_{нп}p_n - A_{сп}p_{сп} - (k_{КС}A_{нп} + A_{сп})\Delta p_{р.о.нп} - R\} / (k_{КС}A_{нп} + A_{сп}). \quad (9)$$

Из выражения (9) видно, что при увеличении значения R нагрузки на выходном звене гидроцилиндра Ц перепад давления $\Delta p_{КРД}$ на клапане КРД уменьшается и, соответственно, прямо пропорционально перепаду $\Delta p_{КРД}$ уменьшается перепад давления $\Delta p_{КС} = k_{КС}\Delta p_{КРД}$ на клапане КС. При этом в соответствии с выражениями (6) и (7) значение давления $p_{нп}$ в напорной полости гидроцилиндра Ц увеличивается, а значение давления $p_{сп}$ в сливной полости гидро-

цилиндра Ц уменьшается. При уменьшении значения R нагрузки на выходном звене гидроцилиндра Ц перепады давления $\Delta p_{КРД}$ и $\Delta p_{КС} = k_{КС}\Delta p_{КРД}$ увеличиваются, значение давления $p_{нп}$ в напорной полости гидроцилиндра Ц уменьшается, а значение давления $p_{сп}$ в сливной полости гидроцилиндра Ц увеличивается.

В соответствии с выражениями (6), (7) и (9), приращения (дифференциалы) давлений $p_{нп}$ и $p_{сп}$ и нагрузки R связаны между собой следующим образом:

$$dp_{нп} = k_{КС}dR / (k_{КС}A_{нп} + A_{сп}); \quad (10)$$

$$dp_{сп} = -dR / (k_{КС}A_{нп} + A_{сп}). \quad (11)$$

Очевидно, что при $k_{КС} = 1$ любые изменения нагрузки R на выходном звене гидроцилиндра Ц сопровождаются одинаковыми по абсолютной величине и противоположными по знаку изменениями давлений в напорной и сливной полостях гидроцилиндра.

Заключение. В соответствии с вышеизложенным, предлагаемый гидропривод с дроссельным управлением (см. рис. 1в), характеризуемый постоянным перепадом давлений на рабочих окнах дросселирующего гидрораспределителя с пропорциональным электрическим управлением, обеспечивает осуществление одновременного изменения в противофазе значений давлений в рабочих полостях гидроцилиндра двухстороннего действия при изменениях нагрузки на его выходном звене (вне зависимости от величины нагрузки и направления ее действия по отношению к направлению скорости движения выходного звена гидроцилиндра). Благодаря этому, при прочих равных условиях увеличивается коэффициент жесткости гидропривода и, как следствие, частота его собственных колебаний, то есть улучшаются динамические характеристики гидропривода.

Литература

1. Гойдо М.Е. Снижение потерь энергии при работе объемных гидроприводов с управлением // Справочник. Инженерный журнал. — 2014. — № 1. — С. 18-28.
2. Гойдо М.Е. Проектирование объемных гидроприводов (Б-ка конструктора). — М.: Машиностроение, 2009. — 304 с.
3. Васильченко В. А. Гидравлическое оборудование мобильных машин: Справочник. — М.: Машиностроение, 1983. — 301 с.
4. Proportional and servo valve technology: The hydraulic trainer. Volume 2 / R. Ewald, J. Hutter, D. Kretz, F. Liedhegener, W. Schenkel, A. Schmitt, M. Reik. — Lohr: Bosch Rexroth AG, 2003. — 299 p.



ООО «Уральский инжиниринговый центр»
 Научно-производственный холдинг CHELTEC
 Россия, 454007, г. Челябинск, а/я 897
 тел.: +7 (351) 7-750-172
 тел./факс: +7 (351) 7-750-168
 e-mail: goido@cheltec.ru
 www.cheltec.ru