



ФЕДЕРАЛЬНАЯ СЛУЖБА
ПО ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ СОБСТВЕННОСТИ

(12) ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ К ПАТЕНТУ

(52) СПК
F15B 11/05 (2020.02)

(21)(22) Заявка: 2019134805, 29.10.2019

(24) Дата начала отсчета срока действия патента:
29.10.2019

Дата регистрации:
03.06.2020

Приоритет(ы):
(22) Дата подачи заявки: 29.10.2019

(45) Опубликовано: 03.06.2020 Бюл. № 16

Адрес для переписки:
454007, г. Челябинск, а/я 897, Бодрову Валерию
Владимировичу

(72) Автор(ы):

Гойдо Максим Ефимович (RU),
Бодров Валерий Владимирович (RU),
Багаутдинов Рамиль Мерсеитович (RU)

(73) Патентообладатель(и):

Бодров Валерий Владимирович (RU)

(56) Список документов, цитированных в отчете
о поиске: RU 2641192 C1, 16.01.2018. SU 333292
A, 21.03.1972. RU 2587505 C1, 20.06.2016. DE
19630712 A1, 05.02.1998. DE 3915919 C2,
05.09.1996.

(54) ГИДРОПРИВОД С ДРОССЕЛЬНЫМ УПРАВЛЕНИЕМ

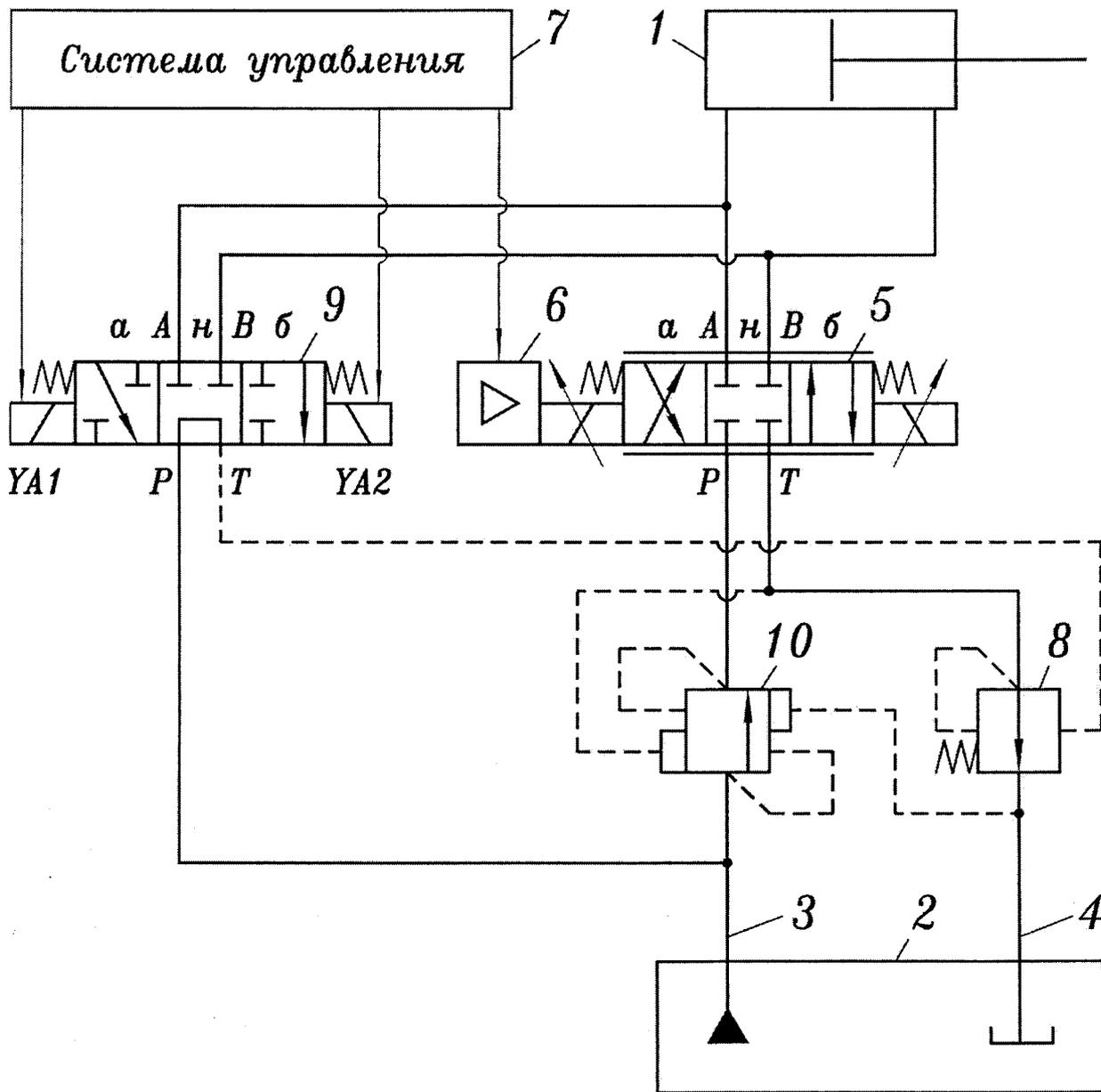
(57) Реферат:

Область применения: гидроприводы машин и агрегатов, работающие с переменной по величине и по направлению нагрузкой на выходном звене гидродвигателя. Гидропривод включает объемный гидродвигатель 1 двухстороннего действия, гидравлический источник питания 2 с напорной 3 и сливной 4 гидролиниями, четырехлинейный дросселирующий гидрораспределитель 5 с пропорциональным электрическим управлением, электронный блок управления 6 которого соединен с системой управления 7 гидропривода, клапан 8 постоянной разности давлений, входной канал и пружинная полость управления которого соединены со сливным каналом гидрораспределителя 5, выходной канал - со сливной гидролинией 4, а полость управления, противоположная

пругинной полости, с каналом Т переключающего аппарата 9, и клапан 10 соотношения между разностью давлений во входном и выходном каналах указанного клапана и разностью давлений во входном и выходном каналах клапана 8. Входной канал клапана 10 соединен с напорной гидролинией 3, а выходной канал - с напорным каналом гидрораспределителя 5. Переключающий гидроаппарат 9 выполнен в виде четырехлинейного трехпозиционного гидрораспределителя, электромагниты управления YA1 и YA2 которого соединены с системой управления 7 гидропривода. Технический результат: повышение коэффициента жесткости гидропривода. 1 з.п. ф-лы, 1 ил.

RU
2 7 2 2 7 6 7
C 1

RU
2 7 2 2 7 6 7
C 1





FEDERAL SERVICE
FOR INTELLECTUAL PROPERTY

(12) **ABSTRACT OF INVENTION**

(52) CPC
F15B 11/05 (2020.02)

(21)(22) Application: **2019134805, 29.10.2019**

(24) Effective date for property rights:
29.10.2019

Registration date:
03.06.2020

Priority:

(22) Date of filing: **29.10.2019**

(45) Date of publication: **03.06.2020** Bull. № 16

Mail address:

454007, g. Chelyabinsk, a/ya 897, Bodrovu Valeriyu Vladimirovichu

(72) Inventor(s):

**Gojdo Maksim Efimovich (RU),
Bodrov Valerij Vladimirovich (RU),
Bagautdinov Ramil Merseitovich (RU)**

(73) Proprietor(s):

Bodrov Valerij Vladimirovich (RU)

(54) **HYDRAULIC DRIVE WITH THROTTLING CONTROL**

(57) Abstract:

FIELD: machine building.

SUBSTANCE: application field: hydraulic drives of machines and units operating with variable in magnitude and direction load at output link of hydraulic motor. Hydraulic drive includes hydraulic double-acting hydraulic engine 1, hydraulic power supply 2 with pressure 3 and drain 4 hydraulic lines, four-line throttling hydraulic distributor 5 with proportional electric control, electronic control unit 6 of which is connected to control system 7 of hydraulic drive, valve 8 of constant pressure difference, inlet channel and spring control cavity of which are connected to drain channel of hydraulic distributor 5, outlet channel – with drain hydraulic line 4, and control cavity opposite to

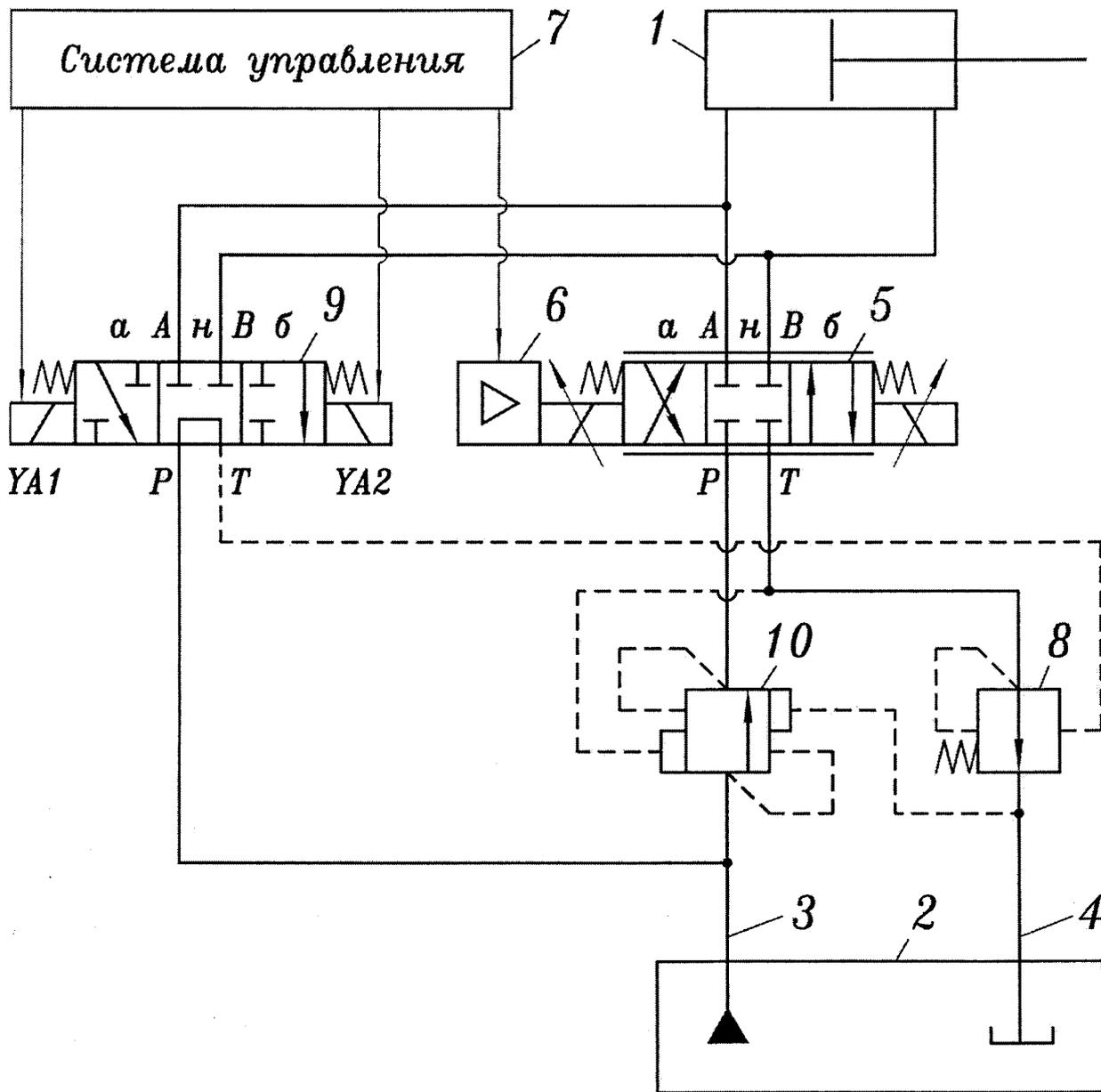
spring cavity with channel T of switching device 9, and valve 10 ratio between pressure difference in inlet and outlet channels of said valve and pressure difference in inlet and outlet channels of valve 8. Inlet channel of valve 10 is connected to the pressure hydraulic line 3, and the outlet channel – to the pressure channel of the hydraulic control valve 5. Switching hydraulic device 9 is made in the form of a four-line three-position hydraulic distributor, the control electrodes YA1 and YA2 of which are connected to the hydraulic drive control system 7.

EFFECT: higher rigidity coefficient of hydraulic drive.

1 cl, 1 dwg

RU 2 722 767 C1

RU 2 722 767 C1



Изобретение относится к области объемного гидравлического привода, а именно: к гидравлическим приводам с дроссельным управлением, - и может быть использовано при создании и модернизации гидроприводов, предназначенных для регулирования скорости движения соответствующего рабочего оборудования и работающих с переменной по значению и по направлению нагрузкой (силой для гидроприводов поступательного движения или вращающим моментом для гидроприводов вращательного и поворотного движения), например, гидроприводов грузоподъемных машин и механизмов.

Известен гидропривод с дроссельным управлением, содержащий объемный гидродвигатель двухстороннего действия, гидравлический источник питания с напорной и сливной гидролиниями, четырехлинейный дросселирующий гидрораспределитель с пропорциональным электрическим управлением, электронный блок управления которого соединен с системой управления гидропривода, а каждый из двух исполнительных гидравлических каналов - с соответствующей рабочей полостью гидродвигателя, клапан постоянной разности давлений с пружинной и противоположной ей полостями управления и нормально открытым рабочим окном между его входным и выходным каналами, переключающий гидроаппарат, первый и второй каналы которого соединены с соответствующими исполнительными каналами дросселирующего гидрораспределителя, а третий канал - с одной из двух полостей управления клапана постоянной разности давлений [1]. При этом входной канал клапана постоянной разности давлений соединен с напорной гидролинией гидравлического источника питания, а выходной канал - с полостью управления этого клапана, противоположной его пружинной полости, и с напорным каналом дросселирующего гидрораспределителя, сливной канал дросселирующего гидрораспределителя соединен со сливной гидролинией, переключающий гидроаппарат выполнен в виде логического элемента «ИЛИ», первый и второй каналы которого являются входными, третий канал является выходным и соединен с пружинной полостью клапана постоянной разности давлений.

Далее по тексту описания изобретения 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 сливным рабочими окнами.

В соответствии с конструкцией известного гидропривода при его работе со встречной нагрузкой на выходном звене гидродвигателя (то есть нагрузкой, направленной против направления движения выходного звена гидродвигателя) на напорном рабочем окне дросселирующего гидрораспределителя поддерживается постоянный перепад давлений, определяемый давлением настройки клапана постоянной разности давлений. Благодаря этому, расход рабочей жидкости через указанное рабочее окно, а при пренебрежении расходами, связанными с перетечками и утечками жидкости, ее сжимаемостью и упругими деформациями стенок каналов, в которые заключена жидкость, и 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) зависит лишь от площади проходного сечения напорного рабочего окна дросселирующего гидрораспределителя, определяемой электрическим сигналом, подаваемым на его электронный блок управления от системы управления гидроприводом, и не зависит от

изменений давления в напорной и сливной гидролиниях гидравлического источника питания гидропривода и нагрузки на выходном звене гидродвигателя.

Однако при работе известного гидропривода 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 указанном случае давление в сливной гидролинии не зависит от значения нагрузки, а перепад давления на сливном рабочем окне дросселирующего гидрораспределителя, который при вышеуказанных допущениях однозначно связан с перепадом давления на напорном рабочем окне гидрораспределителя, поддерживаемым постоянным

10 посредством клапана постоянной 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

15 в противофазе и, соответственно, в каждой из полостей на меньшую величину по сравнению со случаем изменения давления только в одной напорной полости [см. книгу: Гойдо М.Е. Проектирование объемных гидроприводов (Б-ка конструктора). - М.: Машиностроение, 2009 (с. 174)]. Снижение коэффициента жесткости гидропривода по сравнению с его потенциально возможным значением является первым недостатком

20 известного гидропривода.

Вторым существенным недостатком рассматриваемого гидропривода является то, что при попутной нагрузке на выходном звене гидродвигателя (то есть нагрузке, действующей в направлении движения выходного звена гидродвигателя) перепады давления на напорном и сливном рабочих окнах дросселирующего гидрораспределителя

25 оказываются зависящими от значения нагрузки (то есть скорость 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 нагрузки и нарушение сплошности (разрыв потока) рабочей жидкости в

30 напорной полости гидродвигателя и примыкающей к ней гидролинии.

Наиболее близким к заявляемому техническому решению является принятый в качестве прототипа гидропривод с дроссельным управлением, содержащий объемный гидродвигатель двухстороннего действия, гидравлический источник питания с напорной и сливной гидролиниями, четырехлинейный дросселирующий гидрораспределитель с

35 пропорциональным электрическим управлением, электронный блок управления которого соединен с системой управления гидропривода, а каждый из двух исполнительных гидравлических каналов - с соответствующей рабочей полостью гидродвигателя посредством индивидуального тормозного клапана с нормально закрытым проходным сечением, клапан постоянной разности давлений с пружинной

40 и противоположной ей полостями управления и нормально открытым рабочим окном между его входным и выходным каналами, переключающий гидроаппарат, первый и второй каналы которого соединены с соответствующими исполнительными каналами дросселирующего гидрораспределителя, а третий канал - с одной из двух полостей управления клапана постоянной разности давлений [2]. При этом (как и в ранее

45 упомянутом гидроприводе) входной канал клапана постоянной разности давлений соединен с напорной гидролинией гидравлического источника питания, а выходной канал - с полостью управления этого клапана, противоположной его пружинной полости, и с напорным каналом дросселирующего гидрораспределителя, сливной канал

дресселирующего гидрораспределителя соединен со сливной гидролинией, переключающий гидроаппарат выполнен в виде логического элемента «ИЛИ», первый и второй каналы которого являются входными, третий канал является выходным и соединен с пружинной полостью клапана постоянной разности давлений. Полость управления каждого из тормозных клапанов, противоположная его пружинной полости, соединена с рабочей полостью гидродвигателя, которая посредством другого из тормозных клапанов соединена с соответствующим из исполнительных каналов дресселирующего гидрораспределителя.

При работе данного гидропривода на напорной рабочей окне дресселирующего гидрораспределителя поддерживается постоянный перепад давлений, определяемый давлением настройки клапана постоянной разности давлений, вне зависимости от того, какой по направлению является нагрузка на выходном звене гидродвигателя: встречной или попутной, - благодаря чему скорость движения выходного звена гидродвигателя рассматриваемого гидропривода (при пренебрежении расходами жидкости, связанными с ее перетечками и утечками, сжимаемостью жидкости и упругими деформациями стенок каналов, в которые заключена жидкость) зависит лишь от площади проходного сечения напорного рабочего окна гидрораспределителя, определяемой электрическим сигналом, подаваемым на его электронный блок управления от системы управления гидроприводом, и не зависит от изменений давления в напорной и сливной гидролиниях гидравлического источника питания гидропривода и нагрузки на выходном звене гидродвигателя.

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 p.). Отмеченные особенности известного гидропривода определяют его пониженный коэффициент жесткости и, соответственно, частоту 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), что является недостатком данного гидропривода.

Технической задачей, решаемой изобретением, является повышение при прочих равных условиях коэффициента жесткости гидропривода с дрессельным управлением, характеризуемого постоянным перепадом давлений на рабочих окнах дресселирующего гидрораспределителя с пропорциональным электрическим управлением, благодаря обеспечению 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 известном гидроприводе с дроссельным управлением, содержащем объемный гидродвигатель двухстороннего действия, гидравлический источник питания с напорной и сливной гидролиниями, четырехлинейный дросселирующий гидрораспределитель с пропорциональным электрическим управлением, электронный блок управления которого соединен с системой управления гидропривода, а каждый из двух исполнительных гидравлических каналов - с соответствующей рабочей полостью гидродвигателя, клапан постоянной разности давлений с пружинной и противоположной ей полостями управления и нормально открытым рабочим окном между его входным и выходным каналами, переключающий гидроаппарат, первый и второй каналы которого соединены с соответствующими исполнительными каналами дросселирующего гидрораспределителя, а третий канал - с одной из двух полостей управления клапана постоянной разности давлений, согласно изобретению сливной канал дросселирующего гидрораспределителя соединен с входным каналом клапана постоянной разности давлений и его пружинной полостью, а выходной канал последнего соединен со сливной гидролинией, переключающий гидроаппарат выполнен в виде четырехлинейного трехпозиционного гидрораспределителя с электрическим управлением, электромагниты которого соединены с системой управления гидропривода, третий канал переключающего гидроаппарата соединен с полостью управления клапана постоянной разности давлений, противоположной пружинной полости управления, а четвертый канал соединен с напорной гидролинией, при этом в исходной нейтральной позиции переключающего гидроаппарата его третий и четвертый каналы соединены между собой, а первый и второй каналы перекрыты, в первой рабочей позиции первый и третий каналы соединены между собой, а второй и четвертый каналы перекрыты, во второй рабочей позиции второй и третий каналы соединены между собой, а первый и четвертый каналы перекрыты, гидропривод дополнен клапаном соотношения между разностью давлений во входном и выходном каналах указанного клапана и разностью давлений во входном и выходном каналах клапана постоянной разности давлений, причем напорный канал дросселирующего гидрораспределителя соединен с выходным каналом клапана 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 соотношения и постоянной разности давлений с обеспечением действия силы от разности давлений во входном и выходном каналах клапана соотношения на открытие его проходного сечения, а силы от разности давлений во входном и выходном каналах клапана постоянной разности давлений на закрытие проходного сечения клапана соотношения, при этом эффективные площади полостей управления клапана соотношения, соединенные с входным и выходным каналами каждого из клапанов, попарно одинаковы.

В частном случае исполнения гидропривод с дроссельным управлением имеет следующие отличительные признаки.

Согласно изобретению эффективные площади всех четырех полостей управления клапана соотношения одинаковы.

Совокупность признаков, состоящая в том, что: сливной канал дросселирующего гидрораспределителя соединен с входным каналом клапана постоянной разности давлений и его пружинной полостью, а выходной канал последнего соединен со сливной гидролинией, переключающий гидроаппарат выполнен в виде четырехлинейного трехпозиционного гидрораспределителя с электрическим управлением, электромагниты

которого соединены с системой управления гидропривода, третий канал переключающего гидроаппарата соединен с полостью управления клапана постоянной разности давлений, противоположной пружинной полости управления, а четвертый канал соединен с напорной гидролинией, при этом в исходной нейтральной позиции переключающего гидроаппарата его третий и четвертый каналы соединены между собой, а первый и второй каналы перекрыты, в первой рабочей позиции первый и третий каналы соединены между собой, а второй и четвертый каналы перекрыты, во второй рабочей позиции второй и третий каналы соединены между собой, а первый и четвертый каналы перекрыты, гидропривод дополнен клапаном соотношения между разностью давлений во входном и выходном каналах указанного клапана и разностью давлений во входном и выходном каналах клапана постоянной разности давлений, причем напорный канал дросселирующего гидрораспределителя соединен с выходным каналом клапана 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 соотношения и постоянной разности давлений с обеспечением действия силы от разности давлений во входном и выходном каналах клапана соотношения на открытие его проходного сечения, а силы от разности давлений во входном и выходном каналах клапана постоянной разности давлений на закрытие проходного сечения клапана соотношения, при этом эффективные площади полостей управления клапана соотношения, соединенные с входным и выходным каналами каждого из клапанов, попарно одинаковы, - обеспечивает повышение при прочих равных условиях коэффициента жесткости гидропривода с дроссельным управлением, характеризуемого постоянным перепадом давлений на рабочих окнах дросселирующего гидрораспределителя с пропорциональным электрическим управлением, благодаря осуществлению 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.

Исполнение эффективных площадей всех четырех полостей управления клапана соотношения одинаковыми является предпочтительным при необходимости обеспечения одинаковых по абсолютной величине и противоположных по знаку изменений давления в рабочих полостях гидродвигателя при изменении нагрузки на выходном звене гидродвигателя.

Сущность изобретения поясняется чертежом, на котором изображена принципиальная гидравлическая схема гидропривода с дроссельным управлением.

Гидропривод с дроссельным управлением включает в свой состав объемный гидродвигатель 1 двухстороннего действия, гидравлический источник питания 2 с напорной 3 и сливной 4 гидролиниями, четырехлинейный дросселирующий гидрораспределитель 5 с пропорциональным электрическим управлением, электронный блок управления 6 которого соединен с системой управления 7 гидропривода, клапан 8 постоянной разности давлений с пружинной и противоположной ей полостями управления и нормально открытым рабочим окном между его входным и выходным каналами, переключающий аппарат 9 и клапан 10 соотношения между разностью давлений во входном и выходном каналах указанного клапана и разностью давлений во входном и выходном каналах клапана 8 постоянной разности давлений.

Управление дросселирующим гидрораспределителем 5 может быть пропорциональным электрогидравлическим.

На чертеже гидродвигатель 1 изображен как поршневой гидроцилиндр двухстороннего действия с односторонним штоком. В общем случае это может быть поршневой гидроцилиндр двухстороннего действия с двухсторонним штоком (дифференциальный или недифференциальный), два плунжерных гидроцилиндра, работающие друг против друга, гидромотор или поворотный гидродвигатель.

В качестве гидравлического источника питания 2 может использоваться, например, насосная установка с регулируемым насосом, оснащенный регулятором давления, или насосно-аккумуляторная установка.

Каждый из двух исполнительных гидравлических каналов А и В дросселирующего гидрораспределителя 5 соединен с соответствующей рабочей полостью гидродвигателя 1, напорный канал Р - с выходным каналом клапана 10 соотношения разностей давлений, а сливной канал Т - с входным каналом клапана 8 постоянной разности давлений и с его пружинной полостью управления. При этом входной канал клапана 10 соотношения разностей давлений соединен с напорной гидролинией 3, а выходной канал клапана 8 постоянной разности давлений соединен со сливной гидролинией 4.

В исходной нейтральной позиции «н» дросселирующего гидрораспределителя 5 все его каналы перекрыты, в первой рабочей позиции «а» исполнительный канал А соединен со сливным каналом Т, а исполнительный канал В соединен с напорным каналом Р, во второй рабочей позиции «б» наоборот: исполнительный канал А соединен с напорным каналом Р, а исполнительный канал В соединен со сливным каналом Т.

Переключающий гидроаппарат 9 выполнен в виде четырехлинейного трехпозиционного гидрораспределителя с электрическим управлением, электромагниты YA1 и YA2 которого соединены с системой управления 7 гидропривода. Первый А и второй В каналы переключающего гидроаппарата 9 соединены соответственно с исполнительными каналами А и В дросселирующего гидрораспределителя, третий канал Т соединен с полостью управления клапана 8 постоянной разности давлений, противоположной пружинной полости управления, а четвертый канал Р соединен с напорной гидролинией 3. При этом в исходной нейтральной позиции «н» переключающего гидроаппарата, соответствующей обесточенным электромагнитам YA1 и YA2, его третий Г и четвертый Р каналы соединены между собой, а первый А и второй В каналы перекрыты, в первой рабочей позиции «а», соответствующей подаче управляющего электрического сигнала на электромагнит YA1, первый А и третий Т каналы соединены между собой, а второй В и четвертый Р каналы перекрыты, во второй рабочей позиции «б», соответствующей подаче управляющего электрического сигнала на электромагнит YA2, второй В и третий Т каналы соединены между собой, а первый А и четвертый Р каналы перекрыты.

Клапан 10 соотношения разностей давления выполнен с двумя парами полостей управления. Полости управления, входящие в каждую пару, расположены друг против друга и выполнены с одинаковыми эффективными площадями. Одна из полостей управления первой пары соединена с входным каналом клапана 8 постоянной разности давлений, а другая - с выходным каналом указанного клапана. Одна из полостей управления второй пары соединена с входным каналом клапана 10 соотношения, а другая - с выходным каналом этого клапана. При этом полости управления клапана 10 соотношения, соединенные с входными каналами клапанов 8 и 10, и, соответственно, полости управления, соединенные с выходными каналами клапанов 8 и 10, расположены друг против друга.

Отношение эффективных площадей полостей управления клапана 10, соединенных с каналами клапана 8, к эффективным площадям полостей управления, соединенным

с каналами самого клапана 10, в общем случае составляет $k_{кc}$. В силу этого при работе клапана 10 перепады давления (разности давлений во входном и выходном каналах) $\Delta p_{кc}$ и $\Delta p_{кp}$ соответственно для клапана 10 и для клапана 8 связаны соотношением:

$$5 \quad \Delta p_{кc} = k_{кc} \Delta p_{кp}. \quad (1)$$

В частном случае исполнения гидропривода эффективные площади всех четырех полостей управления клапана 10 соотношения разностей давления одинаковы. При этом: $k_{кc}=1$.

10 Результирующая сила давления рабочей жидкости со стороны полостей управления клапана 10, соединенных с входным и выходным каналами клапана 8, то есть сила, обусловленная разностью давлений во входном и выходном каналах клапана 8, направлена на закрытие проходного сечения клапана 10.

15 Результирующая сила давления рабочей жидкости со стороны полостей управления клапана 10, соединенных с входным и выходным каналами этого клапана, то есть сила, обусловленная разностью давлений в его входном и выходном каналах, направлена на открытие проходного сечения клапана 10.

Гидропривод с дроссельным управлением согласно изобретению работает следующим образом.

20 При управляющем сигнале со стороны системы управления 7 гидропривода на электронный блок управления 6 дросселирующего гидрораспределителя 5, соответствующем исходной нейтральной позиции «н» дросселирующего гидрораспределителя 5, электромагниты YA1 и YA2 переключающего гидроаппарата 9 посредством системы управления 7 автоматически обесточены, и переключающий
25 гидроаппарат 9 также, как и дросселирующий гидрораспределитель 5, занимает свою исходную нейтральную позицию «н». В данном случае рабочие полости гидродвигателя 1 посредством дросселирующего гидрораспределителя 5 заперты, а третий T и четвертый P каналы переключающего гидроаппарата 9 и, соответственно, полость управления клапана 8 постоянной разности давлений, противоположная его пружинной полости
30 управления, и напорная гидролиния 3 соединены между собой. Благодаря последнему соединению, проходное сечение клапана 8 закрыто, что исключает перерегулирование по скорости движения выходного звена гидродвигателя 1 после подачи на электронный блок 6 дросселирующего гидрораспределителя 5 управляющего сигнала, в соответствии с которым дросселирующий гидрораспределитель должен перейти в ту или иную из
35 рабочих позиций («а» или «б»).

При подаче на электронный блок 6 дросселирующего гидрораспределителя 5 управляющего сигнала, в соответствии с которым дросселирующий гидрораспределитель должен перейти в позицию «а», со стороны системы управления 7 на электромагнит YA1 переключающего гидроаппарата 9 автоматически подается управляющий
40 электрический сигнал, в результате чего переключающий гидроаппарат 9 обеспечивает коммутацию каналов, соответствующую его позиции «а».

При подаче на электронный блок 6 дросселирующего гидрораспределителя 5 управляющего сигнала, в соответствии с которым дросселирующий гидрораспределитель должен перейти в позицию «б», со стороны системы управления 7 на электромагнит
45 YA2 переключающего гидроаппарата 9 автоматически подается управляющий электрический сигнал, в результате чего переключающий гидроаппарат 9 обеспечивает коммутацию каналов, соответствующую его позиции «б».

В силу указанной работы рассматриваемого гидропривода при любой рабочей

позиции дросселирующего гидрораспределителя 5 полость управления клапана 8 постоянной разности давлений, противоположная пружинной полости этого клапана, оказывается соединенной с исполнительным каналом (А или В) дросселирующего гидрораспределителя 5, являющимся в текущий момент времени входным для сливного рабочего окна гидрораспределителя 5. А так как сливной канал Т дросселирующего гидрораспределителя 5 постоянно соединен с входным каналом и пружинной полостью управления клапана 8, то на сливном рабочем окне гидрораспределителя 5 поддерживается постоянный перепад давления $\Delta p_{p.o.сп}$, определяемый давлением настройки клапана 8 постоянной разности давлений. При этом: за счет возникновения перепада давления $\Delta p_{кр}$ между входным и выходным каналами клапана 8 на выходе сливного канала Т дросселирующего гидрораспределителя 5 создается необходимый подпор, соответствующий текущим значению и направлению нагрузки на выходном звене гидродвигателя 1, а благодаря работе клапана 10 соотношения разностей давлений, перепад давления $\Delta p_{кc}$ на клапане 10 принимает значение, равное

$$\Delta p_{кc} = k_{кc} \Delta p_{кр}.$$

В соответствии с уравнением энергий

$$Q_{нп} = G_{нп} \sqrt{\Delta p_{p.o.нп}}; \quad (2)$$

$$Q_{сп} = G_{сп} \sqrt{\Delta p_{p.o.сп}}, \quad (3)$$

где $Q_{нп}$, $p_{p.o.нп}$ - соответственно расход рабочей жидкости через напорное рабочее окно дросселирующего гидрораспределителя 5 и перепад (потери) давления на этом окне;

$Q_{сп}$ - расход рабочей жидкости через сливное рабочее окно дросселирующего гидрораспределителя 5;

$G_{нп}$, $G_{сп}$ - коэффициенты проводимости соответственно напорного и сливного рабочих окон дросселирующего гидрораспределителя 5.

При пренебрежении перетечками и утечками рабочей жидкости, ее сжимаемостью и упругими деформациями стенок каналов, в которые заключена жидкость, при условии, что нарушение сплошности жидкости в напорной полости гидродвигателя 1 отсутствует, имеем:

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

где $A_{нп}$, $A_{сп}$ - характерные размеры гидродвигателя 1 (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 $\Delta p_{p.o.нп}$ и $\Delta p_{p.o.сп}$:

$$\Delta p_{p.o.нп} = k_{рд} \Delta p_{p.o.сп}, \quad (5)$$

$$\text{где } k_{рд} = \left(\frac{G_{сп} A_{нп}}{G_{нп} A_{сп}} \right)^2.$$

5 При пренебрежении потерями давления на остальных участках гидропривода по сравнению с потерями (перепадами) давления $\Delta p_{р.о.нп}$ и $\Delta p_{р.о.сп}$ соответственно на напорном и сливном рабочих окнах дросселирующего гидрораспределителя 5 и потерями (перепадами) давления $\Delta p_{кс}$ и $\Delta p_{кр}$ соответственно на клапанах 10 и 8, текущие значения
10 давлений $p_{нп}$ и $p_{сп}$ соответственно в напорной и сливной рабочих полостях гидродвигателя 1 могут быть представлены следующим образом:

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

$$15 \quad p_{сп} = p_{сл} + \Delta p_{кр} + \Delta p_{р.о.сп}, \quad (7)$$

где $p_{п}$ - давление в напорной гидролинии 3 гидравлического источника питания 2 гидропривода (во входном канале клапана 10 соотношения разностей давлений);

$p_{сл}$ - давление в сливной гидролинии 4 гидравлического источника питания 2 гидропривода (в выходном канале клапана 8 постоянной разности давлений).

20 Значения давлений $p_{нп}$ и $p_{сп}$ соответственно в напорной и сливной рабочих полостях гидродвигателя 1 следующим образом связаны с величиной R результирующей нагрузки на выходном звене гидродвигателя:

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

25 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:

$$30 \quad \Delta p_{кр} = \frac{A_{нп} p_{п} - A_{сп} p_{сл} - (k_{рд} A_{нп} + A_{сп}) \Delta p_{р.о.сп} - R}{k_{кс} A_{нп} + A_{сп}}. \quad (9)$$

Из выражения (9) видно, что при увеличении значения R нагрузки на выходном звене гидродвигателя 1 перепад давления $\Delta p_{кр}$ на клапане 8 уменьшается и, соответственно,
35 прямо пропорционально перепаду $\Delta p_{кр}$ уменьшается перепад давления $\Delta p_{кс} = k_{кс} \Delta p_{кр}$ на клапане 10. При этом в соответствии с выражениями (6) и (7) значение давления $p_{нп}$ в напорной полости гидродвигателя 1 увеличивается, а значение давления $p_{сп}$ в сливной полости гидродвигателя 1 уменьшается. При уменьшении значения R нагрузки на
40 выходном звене гидродвигателя 1 перепады давления $\Delta p_{кр}$ и $\Delta p_{кс} = k_{кс} \Delta p_{кр}$ увеличиваются, значение давления $p_{нп}$ в напорной полости гидродвигателя 1 уменьшается, а значение давления $p_{сп}$ в сливной полости гидродвигателя 1 увеличивается.

В соответствии с выражениями (6), (7) и (9) приращения (дифференциалы) давлений
45 $p_{нп}$ 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 гидродвигателя 1 сопровождаются одинаковыми по абсолютной величине и противоположными по знаку изменениями давления в напорной и сливной полостях гидродвигателя.

Как следует из вышеизложенного, предлагаемый гидропривод с дроссельным управлением, характеризуемый 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). Благодаря этому при прочих равных условиях увеличивается коэффициент жесткости гидропривода и, как следствие, частота его собственных колебаний, то есть улучшаются динамические характеристики гидропривода.

Литературные источники

1. Гойдо М.Е. Снижение потерь энергии при работе объемных гидроприводов с управлением // Справочник. Инженерный журнал. - 2014. - №1. - С. 18-28 (С. 23, рис. 10а).

2. Пропорциональная техника и техника сервоклапанов: Учебный курс гидравлики. Том 2 / Х. Дёрр, Р. Эвальд, Й. Хуттер, Д. Кретц, Ф. Лидхегенер, А. Шмитт, М. Райк. - Лор на Майне (ФРГ): МаннесманнРексрот Гмбх, 1986. (Глава С, стр. С 7, рис. 13).

(57) Формула изобретения

1. Гидропривод с дроссельным управлением, содержащий объемный гидродвигатель двухстороннего действия, гидравлический источник питания с напорной и сливной гидролиниями, четырехлинейный дросселирующий гидрораспределитель с пропорциональным электрическим управлением, электронный блок управления которого соединен с системой управления гидропривода, а каждый из двух исполнительных гидравлических каналов - с соответствующей рабочей полостью гидродвигателя, клапан постоянной разности давлений с пружинной и противоположной ей полостями управления и нормально открытым рабочим окном между его входным и выходным каналами, переключающий гидроаппарат, первый и второй каналы которого соединены с соответствующими исполнительными каналами дросселирующего гидрораспределителя, а третий канал - с одной из двух полостей управления клапана постоянной разности давлений, отличающийся тем, что сливной канал дросселирующего гидрораспределителя соединен с входным каналом клапана постоянной разности давлений и его пружинной полостью, а выходной канал последнего соединен со сливной гидролинией, переключающий гидроаппарат выполнен в виде четырехлинейного трехпозиционного гидрораспределителя с электрическим управлением, электромагниты которого соединены с системой управления гидропривода, третий канал переключающего гидроаппарата соединен с полостью управления клапана постоянной разности давлений, противоположной пружинной полости управления, а четвертый канал соединен с напорной гидролинией, при этом в исходной нейтральной позиции переключающего гидроаппарата его третий и четвертый каналы соединены между собой, а первый и второй каналы перекрыты, в первой рабочей позиции первый и третий каналы соединены между собой, а второй и четвертый каналы перекрыты, во второй

рабочей позиции второй и третий каналы соединены между собой, а первый и четвертый каналы перекрыты, гидропривод дополнен клапаном соотношения между разностью давлений во входном и выходном каналах указанного клапана и разностью давлений во входном и выходном каналах клапана постоянной разности давлений, причем
5 напорный канал дросселирующего гидрораспределителя соединен с выходным каналом клапана 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 соотношения и постоянной разности давлений с обеспечением действия силы от разности давлений
10 во входном и выходном каналах клапана соотношения на открытие его проходного сечения, а силы от разности давлений во входном и выходном каналах клапана постоянной разности давлений на закрытие проходного сечения клапана соотношения, при этом эффективные площади полостей управления клапана соотношения, соединенные с входным и выходным каналами каждого из клапанов, попарно
15 одинаковы.

2. Гидропривод с дроссельным управлением по п. 1, отличающийся тем, что эффективные площади всех четырех полостей управления клапана соотношения одинаковы.

20

25

30

35

40

45

