

ОПИСАНИЕ ПОЛЕЗНОЙ МОДЕЛИ К ПАТЕНТУ

(12)

РЕСПУБЛИКА БЕЛАРУСЬ



НАЦИОНАЛЬНЫЙ ЦЕНТР
ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ
СОБСТВЕННОСТИ

(19) ВУ (11) 6027

(13) U

(46) 2010.02.28

(51) МПК (2009)

F 15B 11/00

(54)

МОТОР-КОЛЕСО С АКСИАЛЬНО-ПОРШНЕВЫМ ГИДРОМОТОРОМ

(21) Номер заявки: u 20090562

(22) 2009.07.01

(71) Заявитель: Белорусский национальный технический университет (ВУ)

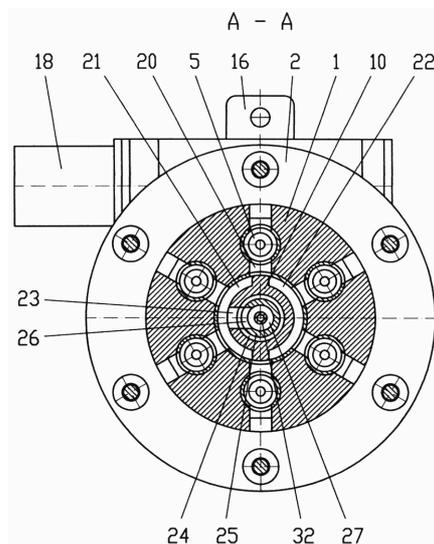
(72) Авторы: Котлобай Анатолий Яковлевич; Котлобай Андрей Анатольевич; Костко Юрий Викторович; Тамело Владимир Федорович; Жариков Юрий Геннадьевич (ВУ)

(73) Патентообладатель: Белорусский национальный технический университет (ВУ)

(57)

1. Мотор-колесо с аксиально-поршневым гидромотором, содержащее блок цилиндров со ступицей крепления диска колеса транспортного средства, установленный с возможностью вращения на неподвижном валу, две группы поршней, образующих в блоке цилиндров рабочие полости, связанные с подводящим и отводящим каналами гидромотора, и взаимодействующих посредством шариков с двумя наклонными шайбами гидромотора, отличающееся тем, что одна наклонная шайба установлена на валу гидромотора с возможностью поворота относительно оси мотор-колеса на угол $0-180^\circ$ в одной плоскости.

2. Мотор-колесо с аксиально-поршневым гидромотором по п. 1, отличающееся тем, что наклонная шайба связана с зубчатым колесом червячного зацепления, взаимодействующим с червяком, установленным в подшипниковом узле корпуса гидромотора, и приводимым во вращение от вала автономного двигателя.



Фиг. 2

ВУ 6027 U 2010.02.28

(56)

1. Петров В.А. Гидрообъемные трансмиссии самоходных машин. - М.: Машиностроение, 1988. - С. 90.

2. Петров В.А. Гидрообъемные трансмиссии самоходных машин. - М.: Машиностроение, 1988. - С. 87.

Полезная модель относится к гидромашиностроению и может быть использована в объемном гидроприводе ходового оборудования технологических машин.

Известно мотор-колесо с аксиально-поршневым гидромотором, содержащее гидромотор, установленный на корпусе мотор-колеса, с валом, связанным с солнечной шестерней первого планетарного ряда двухступенчатого планетарного редуктора, а водило сателлитов второго планетарного ряда связано со ступицей мотор-колеса [1].

Известное мотор-колесо обеспечивает реализацию гидрообъемной трансмиссии с расщепленным приводом ведущих колес, что существенно упрощает трансмиссию транспортного средства, обеспечивает бесступенчатое регулирование скорости движения.

Недостатками известного мотор-колеса являются высокие сложность, материалоемкость конструкции и ограниченные функциональные возможности.

Это объясняется тем, что в конструкции мотор-колеса применены два различных агрегата, массово-габаритные параметры которых суммированы: гидравлический мотор с наклонным блоком цилиндров, работающий с высокой частотой вращения, относительно небольших габаритов и двухступенчатый планетарный редуктор - сложное и материалоемкое изделие, выходные звенья которого работают с малой частотой вращения. Кроме того, в конструкции применен гидравлический мотор с постоянным объемом, что не позволяет расширять диапазон изменения скоростей движения транспортной машины, оборудованной мотор-колесами данной конструкции. Это ограничивает функциональные возможности известного мотор-колеса.

Известно мотор-колесо с аксиально-поршневым гидромотором, содержащее блок цилиндров со ступицей крепления диска колеса транспортного средства, установленный с возможностью вращения на неподвижном валу, две группы поршней, образующих в блоке цилиндров рабочие полости, связанные с подводящим и отводящим каналами гидромотора, и взаимодействующих посредством шариков с двумя наклонными шайбами гидромотора [2].

Известное мотор-колесо, оснащенное высокомоментным аксиально-поршневым гидромотором, рационально использует габарит блока цилиндров, объединяя в едином блоке две насосные группы, расположенные с обоих торцов блока цилиндров. Сложность и материалоемкость мотор-колеса относительно невысоки.

Недостатком известного мотор-колеса с аксиально-поршневым гидромотором являются ограниченные функциональные возможности.

Ограниченные функциональные возможности объясняются тем, что известное мотор-колесо с аксиально-поршневым гидромотором не оснащено механизмом регулирования частоты вращения блока цилиндров со ступицей крепления диска колеса транспортного средства. Известный способ регулирования частоты вращения выходного звена аксиально-поршневого гидромотора, состоящий в изменении хода поршней посредством изменения угла наклона шайбы, имеет ограничение давления в гидравлическом контуре системы управления, требует наличия мощных и материалоемких гидравлических агрегатов систем приводов механизма поворота шайбы гидромотора и не может быть реализован в заданных габаритах гидромотора колеса транспортного средства.

Задачей, решаемой полезной моделью, является расширение функциональных возможностей мотор-колеса с аксиально-поршневым гидромотором.

ВУ 6027 U 2010.02.28

Решение поставленной задачи достигается тем, что в мотор-колесе с аксиально-поршневым гидромотором, содержащем блок цилиндров со ступицей крепления диска колеса транспортного средства, установленный с возможностью вращения на неподвижном валу, две группы поршней, образующих в блоке цилиндров рабочие полости, связанные с подводящим и отводящим каналами гидромотора, и взаимодействующих посредством шариков с двумя наклонными шайбами гидромотора, одна наклонная шайба установлена на валу гидромотора с возможностью поворота относительно оси мотор-колеса на угол $0-180^\circ$ в одной плоскости.

Решение поставленной задачи достигается также тем, что наклонная шайба связана с зубчатым колесом червячного зацепления, взаимодействующим с червяком, установленным в подшипниковом узле корпуса гидромотора, и приводимым во вращение от вала автономного двигателя.

Существенные отличительные признаки предлагаемого технического решения расширяют функциональные возможности мотор-колеса с аксиально-поршневым гидромотором за счет возможности плавного изменения частоты вращения мотор-колеса при данной подаче насоса.

На фиг. 1 представлен продольный разрез мотор-колеса с аксиально-поршневым гидромотором; на фиг. 2 - разрез А-А на фиг. 1; на фиг. 3 - разрез Б-Б на фиг. 1.

Мотор-колесо с аксиально-поршневым гидромотором содержит блок цилиндров 1 со ступицей 2 крепления диска колеса транспортного средства. Две группы поршней 3, 4 образуют в блоке цилиндров 1 рабочие полости 5. Поршни 3, 4 взаимодействуют посредством шариков 6 с наклонными шайбами 7, 8 гидромотора и прижимаются к ним пружинами 9.

Шайба 7 установлена на неподвижном валу 10, и положение ее фиксировано посредством шлицевого соединения 11.

Шайба 8 установлена на валу 10 на подшипнике скольжения с возможностью поворота относительно оси мотор-колеса на угол $0-180^\circ$ в одной плоскости. Поворот шайбы 8 обеспечивается червячным колесом 12, связанным с шайбой 8 шлицевым соединением 13. Червяк 14 установлен в подшипниках 15 картера червячной передачи ступицы 16 крепления мотор-колеса. Картер червячной передачи закрыт крышкой 17 с уплотнением. Привод червяка 14 осуществляется автономным двигателем 18.

Блок цилиндров 1 установлен в подшипниках 19 на посадочных поверхностях шайб 7, 8 с возможностью поворота относительно оси гидромотора.

Рабочие полости 5 связаны посредством радиальных каналов 20 с полостями полукольцевых канавок 21, 22, выполненных на поверхности неподвижного вала 10. Каналы 20 образованы сверлением блока цилиндров 1 от наружной поверхности и закрыты технологическими заглушками. Полость полукольцевой канавки 21 связана каналом 23 в валу 10 с полостью кольцевой канавки 24, выполненной на наружной поверхности цапфы 25, и каналом 26 с продольным каналом 27 цапфы 25 и отводящим каналом 28 аксиально-поршневого гидромотора. Полость полукольцевой канавки 22 связана каналом 29 в валу 10 с полостью кольцевой канавки 30 и подводящим каналом 31 аксиально-поршневого гидромотора.

Положение шайбы 7 ориентировано относительно положения полукольцевых пазов 21, 22 таким образом, что плоскость наклона шайбы 7 совпадает с продольной плоскостью полукольцевых пазов 21, 22.

Система дренажа включает трубку 32, связанную с дренажным каналом 33.

Мотор-колесо с аксиально-поршневым гидромотором работает следующим образом.

Исходным является положение, при котором частота вращения гидромотора минимальная. При этом шайбы 7, 8 установлены с наклоном в разные стороны от центральной поперечной плоскости блока цилиндров 1. Рабочая жидкость от насоса гидросистемы (не показан) подается через подводящий канал 28 в полость продольного канала 27 и далее через канал 26, кольцевую канавку 24, канал 23 в полость полукольцевого паза 21.

Из полости полукольцевого паза 21 рабочая жидкость через каналы 20 поступает в рабочие полости 5 цилиндров блока 1. Под действием рабочей жидкости поршни 3, 4 расходятся, шарики 6 перекатываются по беговым дорожкам наклонных шайб 7, 8 и, поскольку положение шайб 7, 8 фиксировано посредством шлицевых соединений 11, 13, усилия $P \sin \beta$ (β - угол наклона шайбы, $\beta \approx 20^\circ$) в контакте шарика 6 каждого поршня 3, 4 с шайбой 7, 8 поворачивают блок цилиндров 1 относительно оси, реализуя на ступице 2 крутящий момент, приводя во вращение колесо транспортного средства (не показано), закрепленное на ступице 2 крепления диска колеса. Усилие P пропорционально давлению в гидросистеме и диаметру поршня 3, 4. При сближении поршней 3, 4 жидкость из полостей 5 поступает через каналы 20 в полость полукольцевого паза 22, далее через канал 29 в полость кольцевой канавки 30 и через канал 31 в магистраль гидросистемы. В этом положении шайб 7, 8 шесть поршней 3, 4 создают тяговое усилие, а остальные шесть работают на слив рабочей жидкости. Суммарное усилие, поворачивающее блок цилиндров 1, и момент, реализуемый на ступице 2, максимальные. При этом частота вращения блока цилиндров 1 минимальная, поскольку за один оборот гидромотора все шесть рабочих полостей 5 цилиндров (при шести цилиндрах гидромотора) проходят цикл наполнения и слива рабочей жидкости и формируют объем гидромотора. Рабочий объем гидромотора равен его конструктивному.

Для увеличения частоты вращения ступицы 2 с колесом (не показано) включается двигатель 18 (например, шаговый электродвигатель) и червяк 14 начинает вращаться, вращая червячное колесо 12 и поворачивая шайбу 8 при фиксированном положении шайбы 7. При повороте шайбы 8, например, на 60° , поршни 3, 4 двух цилиндров (четыре поршня) создают тяговое усилие, поршни 3, 4 двух цилиндров (четыре поршня) работают на слив рабочей жидкости, а поршни 3, 4 двух цилиндров движутся в одну сторону, имея постоянные объемы рабочих полостей 5. Рабочий объем гидромотора формируют четыре рабочих полости (вместо шести при максимальном объеме гидромотора). При постоянной подаче рабочей жидкости насоса (не показан) и уменьшении рабочего объема гидромотора (при постоянном конструктивном объеме) частота вращения блока цилиндров 1 и ступицы 2 увеличивается при уменьшении реализуемого момента.

При дальнейшем увеличении частоты вращения ступицы 2 с колесом (не показано) включается двигатель 18 и червяк 14 начинает вращаться, вращая червячное колесо 12 и поворачивая шайбу 8. При повороте шайбы 8, например, на 120° от исходного положения, поршни 3, 4 одного цилиндра (два поршня) создают тяговое усилие, поршни 3, 4 одного цилиндра (два поршня) работают на слив рабочей жидкости, а поршни 3, 4 четырех цилиндров движутся в одну сторону, имея постоянные объемы рабочих полостей 5.

Рабочий объем гидромотора формируют две рабочих полости. При постоянной подаче рабочей жидкости насоса и уменьшении рабочего объема гидромотора (при постоянном конструктивном объеме) частота вращения блока цилиндров 1 и ступицы 2 увеличивается при уменьшении реализуемого момента.

Дальнейший поворот шайбы 8 приводит к увеличению числа цилиндров с поршнями, работающими в одну сторону, и запираению гидромотора (рабочий объем равен нулю при повороте шайбы 8 на 180°).

Для определения рационального диапазона изменения угла поворота шайбы 8 и соответственно рабочего объема гидромотора необходимо проведение теоретических и экспериментальных исследований.

Предлагаемый способ регулирования частоты вращения гидромотора является менее энергоемким, чем известный способ изменения угла наклона шайбы. Это объясняется тем, что при известном способе изменения угла наклона шайбы необходимо преодолеть усилие, например P , определяемое давлением в рабочей полости 5, а при предлагаемом способе - усилие $P \sin \beta$. Окружное усилие на зубчатом венце червячного колеса 12 привода шайбы 8 меньше усилия $P \sin \beta$ с учетом соотношения радиусов приложения нагрузок. Соответственно момент сопротивления повороту червяка 14, определяемый с учетом переда-

ВУ 6027 U 2010.02.28

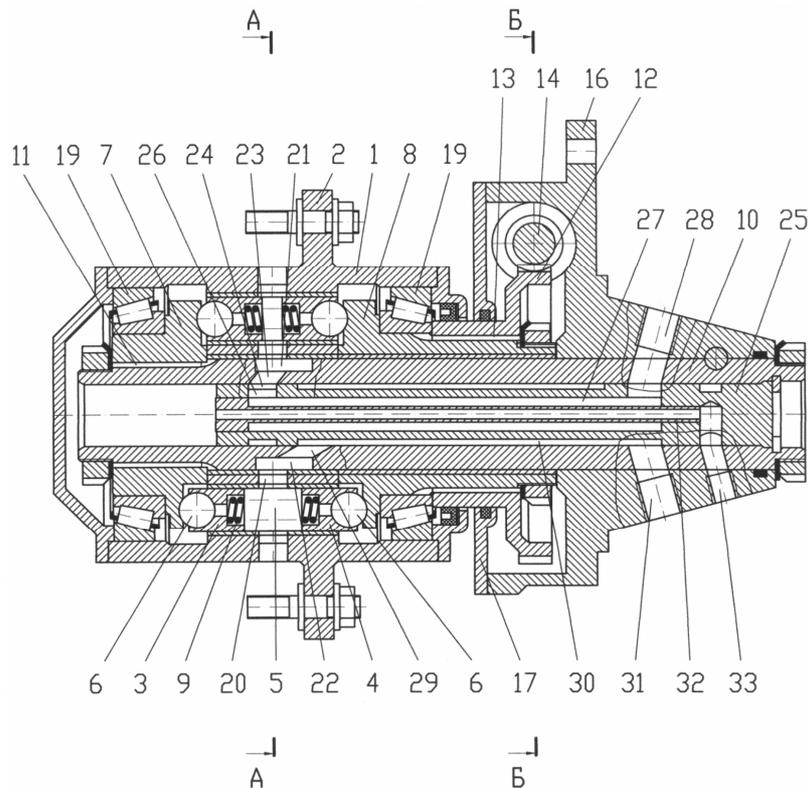
точного отношения червячной пары механизма управления поворотом шайбы 8, невелик, что потребует применения относительно маломощного двигателя 18 (электродвигателя), существенно снижающего энергоемкость привода управления. Червячная передача является самотормозящейся, что обеспечивает надежную фиксацию положения шайбы 8 при работе гидромотора. Применение электродвигателя управления обеспечивает большие потенциальные возможности автоматизации системы управления.

Предлагаемый способ регулирования частоты вращения мотор-колеса с аксиально-поршневым гидромотором позволяет применять гидроаппаратуру управления малых габаритов с низкими рабочими нагрузками.

Рабочая жидкость, перетекающая через зазоры, поступает через трубку 32 и канал 33 в дренаж гидросистемы.

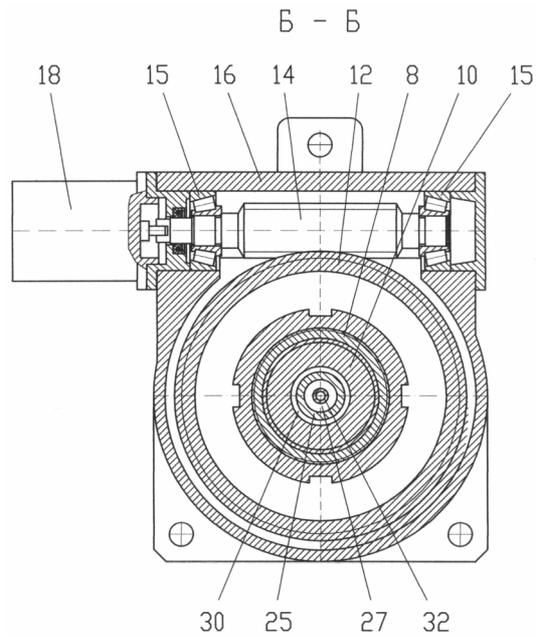
Реверсирование гидромотора мотор-колеса осуществляется известным способом: изменением каналов подачи и слива рабочей жидкости.

Таким образом, предлагаемое техническое решение расширяет функциональные возможности мотор-колеса с аксиально-поршневым гидромотором за счет обеспечения возможности плавного изменения частоты вращения мотор-колеса при данной подаче насоса. Применение низкоэнергоемкой системы управления гидромотором мотор-колеса повышает надежность работы.



Фиг. 1

BY 6027 U 2010.02.28



Фиг. 3