

УДК 69.05–82–229.384

**Аксиально-поршневая гидромашина привода ходового оборудования  
инженерных машин**

Котлобай А. Я., Котлобай А. А.

Белорусский национальный технический университет

Рационализация систем отбора мощности силовой установки на привод ходового оборудования машин инженерного вооружения, строительных и дорожных машин осуществляется в направлении применения гидравлических объемных приводов, на базе современных насосов регулируемого объема, обеспечивающих необходимый уровень подачи рабочей жидкости для эффективной работы данного оборудования.

Для привода ходового оборудования малогабаритных погрузчиков с бортовым поворотом и других машин широкое распространение получили однопоточные аксиально-поршневые реверсируемые насосы переменной производительности, применяемые в закрытом контуре. При бортовом повороте в приводе ходового оборудования применяется два насоса, каждый из которых работает в гидравлическом контуре привода ходового оборудования борта. Насосы оснащены наклонной шайбой, угол наклона которой изменяется системой управления насоса. Система управления насоса требует наличия отдельного гидравлического контура управления, совмещенного с контуром подпитки насоса.

Наличие двух насосов требует раздаточной коробки привода насосов, увеличивающей габариты и массу агрегатов привода ходового оборудования. Наличие системы управления аксиально-поршневого насоса посредством изменения угла наклона шайбы существенно увеличивает материалоемкость насоса и его стоимость.

В рамках поиска направлений рационализации систем отбора мощности силовой установки на привод ходового машин инженерного вооружения, строительных и дорожных машин авторы рассмотрели возможность создания аксиально-поршневых гидромашин с мало энергоемким способом регулирования эквивалентного рабочего объема [1] и дискретным гидрораспределителем, обеспечивающим регулирование параметров потока рабочей жидкости по гидравлическим контурам гидромоторов привода ходового оборудования бортов. Предложена конструктивная схема двухпоточной аксиально-поршневой гидромашин.

Аксиально-поршневая гидромашин (рисунок 1) состоит из аксиально-поршневой насосной секции 1 и гидрораспределительного модуля 2. Аксиально-поршневая насосная секция 1 включает блок цилиндров 3 с втулкой 4, связанной с приводным валом 5. Поршни 6, образующие рабочие полости 7, прижимаются к поверхности наклонной шайбы 8. Ступица 9 наклонной шайбы 8, установлена в подшипниковом узле скольжения 10 передней крышки корпуса 11 с возможностью поворота относительно оси на угол  $0 \pm 90^\circ$ , и оснащена зубчатым венцом червячного зацепления. Привод червяка 12 осуществляется автономным двигателем. Гидрораспределитель аксиально-поршневой насосной секции 1 выполнен в виде опорно-распределительного диска 13, закреплённого в корпусе 11, и оснащён двумя полукольцевыми пазами 14, 15, связанными с рабочими полостями 7.

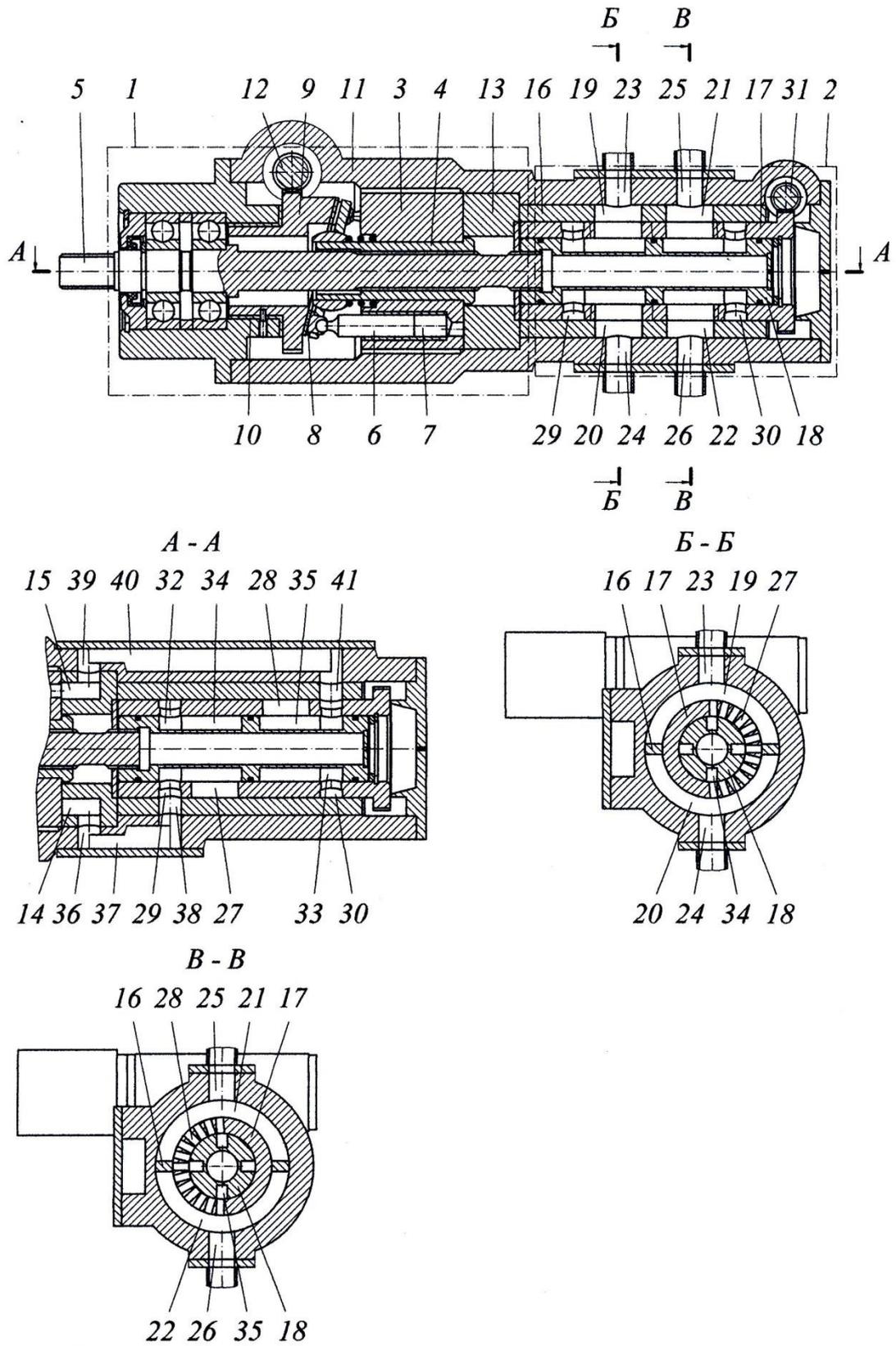


Рисунок 1 – Аксиально-поршневая гидромашина

Гидрораспределительный модуль 2 включает неподвижную распределительную втулку 16, подвижную распределительную втулку 17 и ротор 18.

На цилиндрической поверхности неподвижной распределительной втулки 16 образованы четыре сегментных пазы 19, 20, 21, 22 с центральными углами, составляющими  $\approx 180^\circ$ . Сегментные пазы 19, 20 связаны каналами 23, 24 и трубопроводами с всасывающими (напорными) гидравлическими магистралями первого и второго гидравлического контура (не показан). Сегментные пазы 21, 22 связаны каналами 25, 26 и трубопроводами с напорными (всасывающими) гидравлическими магистралями первого и второго гидравлического контура (не показан). Примем условно, сегментные пазы 19, 22 связаны каналами 23, 26, трубопроводами с магистралями первого гидравлического контура (не показан). Сегментные пазы 20, 21 связаны каналами 24, 25, трубопроводами с магистралями второго гидравлического контура (не показан).

На цилиндрической поверхности подвижной распределительной втулки 17 в зоне сегментных пазов 19, 20, 21, 22 образованы группа продольных каналов 27, 28, выполненных диаметрально противоположными и смещенными на угол  $180^\circ$ , а также две кольцевые канавки 29, 30. Для обеспечения поворота подвижная распределительная втулка 17 оснащена зубчатым венцом червячного зацепления. Привод червяка 31 осуществляется автономным двигателем.

На цилиндрической поверхности ротора 18 образованы две кольцевые канавки 32, 33, и, связанные с ними две группы продольных каналов 34, 35. Кольцевые канавки 32, 33 образованы в зонах кольцевых канавок 29, 30 и связаны с ними радиальными каналами.

Полость полукольцевого паза *14* связана каналами *36, 37, 38* с полостью кольцевой канавки *29*. Полость полукольцевого паза *15* связана каналами *39, 40, 41* с полостью кольцевой канавки *30*.

Аксиально-поршневая гидромашина обеспечивает два режима регулирования параметров потока рабочей жидкости. Изменение положения плоскости наклона наклонной шайбы *8* относительно продольной плоскости полукольцевых пазов *14, 15* опорно-распределительного диска *13* обеспечивает изменение эффективного хода каждого поршня *6* при неизменном геометрическом, соответственно изменение эффективного объема аксиально-поршневой насосной секции *1* и параметров подачи рабочей жидкости по каналам *37, 40* гидрораспределительного модуля *2*. Изменение положения подвижной распределительной втулки *17* обеспечивает изменение параметров подачи рабочей жидкости между каналами *23, 26* первого гидравлического контура и каналами *24, 25* второго гидравлического контура.

При использовании аксиально-поршневой гидромашины в структуре гидравлического объемного привода ходового оборудования гусеничной тягово-транспортной машины регулирование объема аксиально-поршневой насосной секции *1* и параметров подачи рабочей жидкости обеспечивает регулирование скоростного режима гусеничной тягово-транспортной машины при движении прямым и задним ходом. Изменение параметров подачи рабочей жидкости между каналами первого и второго гидравлических контуров обеспечивает рассогласование скоростных режимов гусеничного ходового оборудования левого борта – гидромотора, подключенного к каналам *23, 26* первого гидравлического контура, и правого борта – гидромотора, подключенного к каналам *24, 25* второго гидравлического контура, и маневрирование тягово-транспортной машины при движении прямым и задним ходом.

При вращении приводного вала 5, ротора 18 и блока цилиндров 3 поршни 6 прижимаются к поверхности наклонной шайбы 8 и совершают возвратно-поступательное движение в блоке цилиндров 3, изменяя объем рабочих полостей 7.

В начальном (условно) положении наклонной шайбы 8 плоскость симметрии полукольцевых пазов 14, 15 совпадает с плоскостью наклона наклонной шайбы 8.

При движении поршней 6 наружу из блока цилиндров 3 при повороте приводного вала 5 и блока цилиндров 3 на угол  $0 \div 180^{\circ}$  рабочая жидкость поступает по трубопроводам, каналам 23, 24 в полости сегментных пазов 19, 20. Из полостей сегментных пазов 19, 20 рабочая жидкость поступает через продольные каналы 27 в полости продольных каналов 34, кольцевых канавок 32, 29, и по каналам 38, 37, 36 в полость полукольцевого паза 14, и далее в рабочие полости 7.

При движении поршней 6 внутрь блока цилиндров 3 рабочая жидкость из рабочих полостей 7 поступает в полость полукольцевого паза 15, и по каналам 39, 40, 41 – в полости кольцевых канавок 30, 33, продольных каналов 35. Рабочая жидкость поступает через продольные каналы 28 в полости сегментных пазов 21, 22, и по каналам 25, 26 и трубопроводам в напорные каналы двух гидромоторов (не показаны), работающих в первом и втором гидравлических контурах.

Каналы 23, 24 являются всасывающими, а каналы 25, 26 напорными. Каждый цилиндр полный ход поршня 6 работает в одной фазе, т.е. всасывает рабочую жидкость из каналов 23, 24 и подает ее в каналы 25, 26. Эквивалентный рабочий объем аксиально-поршневой насосной секции 1 равный сумме всех эквивалентных рабочих объемов 7 цилиндров максимальный. Подача рабочей жидкости аксиально-поршневой насосной секцией 1 максимальная.

При повороте ступицы 9 с наклонной шайбой 8 посредством автономного двигателя и червяка 12 на угол  $90^0$  плоскость симметрии полукольцевых пазов 14, 15 перпендикулярна плоскости наклона наклонной шайбы 8.

При движении поршней 6 наружу при повороте блока цилиндров 3 на угол  $0 \div 90^0$  рабочая жидкость поступает по трубопроводам, каналам 23, 24 в полости сегментных пазов 19, 20, и через продольные каналы 27 в полости продольных каналов 34, кольцевых канавок 32, 29, по каналам 38, 37, 36 в полость полукольцевого паза 14 и в рабочие полости 7. При дальнейшем движении поршней 6 наружу при повороте блока цилиндров 3 на угол  $90^0 \div 180^0$  рабочая жидкость поступает по трубопроводам, каналам 25, 26 в полости сегментных пазов 21, 22, и через продольные каналы 28 в полости продольных каналов 35, кольцевых канавок 33, 30, и по каналам 41, 40, 39 в полости полукольцевого паза 15, рабочие полости 7.

При движении поршней 6 внутрь при повороте блока цилиндров 3 на угол  $180^0 \div 270^0$  рабочая жидкость из рабочих полостей 7 поступает в полость полукольцевого паза 15, далее – в полости продольных каналов 35, и через продольные каналы 28 – в полости сегментных пазов 21, 22, и по каналам 25, 26, трубопроводам в напорные каналы двух гидромоторов (не показаны), работающих в первом и втором гидравлических контурах. При дальнейшем движении поршней 6 при повороте блока цилиндров 3 на угол  $270^0 \div 360^0$  рабочая жидкость поступает в полость полукольцевого паза 14, далее – в полости продольных каналов 34, и через продольные каналы 27 – в полости сегментных пазов 19, 20, и по каналам 23, 24, трубопроводам в напорные каналы двух гидромоторов (не показаны), работающих в первом и втором гидравлических контурах.

Каждый цилиндр полный ход поршня 6 работает в разных фазах, т.е. первую половину хода поршня 6 всасывает рабочую жидкость из каналов

23, 24 и подает ее в каналы 25, 26, вторую половину хода поршня 6 всасывает рабочую жидкость из каналов 25, 26 и подает её в каналы 23, 24. Такты всасывания, нагнетания каждого цилиндра блока цилиндров 3 сдвинуты по времени, и суммарно движения рабочей жидкости в каналах 23, 24 и 25, 26 нет. Эквивалентный рабочий объем аксиально-поршневой насосной секции 1 минимальный – нулевой. Подача рабочей жидкости аксиально-поршневой насосной секции 1 минимальная – нулевая.

При повороте ступицы 9 с наклонной шайбой 8 посредством автономного двигателя и червяка 12 на угол  $180^0$  плоскость симметрии полукольцевых пазов 14, 15 совпадает с плоскостью наклона наклонной шайбы 8.

При движении поршней 6 наружу рабочая жидкость поступает по трубопроводам, каналам 25, 26 в полости сегментных пазов 21, 22, и через продольные каналы 28 в полости продольных каналов 35, кольцевых канавок 33, 30, полости полукольцевого паза 15 и рабочие полости 7. При движении поршней 6 внутрь блока цилиндров 3 рабочая жидкость поступает в полость полукольцевого паза 14, далее – в полости продольных каналов 34, сегментных пазов 19, 20, и по каналам 23, 24, трубопроводам в напорные каналы двух гидромоторов (не показаны), работающих в первом и втором гидравлических контурах.

Каналы 25, 26 являются всасывающими, а каналы 23, 24 напорными. Эквивалентный рабочий объем аксиально-поршневой насосной секции 1 максимальный. Подача рабочей жидкости аксиально-поршневой насосной секции 1 максимальная. Подача рабочей жидкости аксиально-поршневой гидромашины реверсирована.

Регулирование объема аксиально-поршневой насосной секции 1 и параметров подачи рабочей жидкости посредством поворота ступицы 9 наклонной шайбы 8 обеспечивает плавное регулирование скоростного

режима гусеничной тягово-транспортной машины при движении прямым и задним ходом.

Второй режим регулирования параметров потока рабочей жидкости обеспечивает перераспределение параметров потока рабочей жидкости между гидравлическими магистралями, подключенными к каналам 23, 24 и 25, 26. Параметры подачи рабочей жидкости определяются положением подвижной распределительной втулки 17.

При исходном положении подвижной распределительной втулки 17 продольные каналы 27 и 28 равномерно распределены между сегментными пазами 19, 20 и 21, 22. Такое положение подвижной распределительной втулки 17 обеспечивает одинаковое время взаимодействия продольных каналов 34 через продольные каналы 27 с полостями сегментных пазов 19, 20, и продольных каналов 35 через продольные каналы 28 с полостями сегментных пазов 21, 22. При этом, подача рабочей жидкости в напорные каналы гидромоторов (не показаны), работающих в первом и втором гидравлических контурах гидромоторов (не показаны), будет одинаковой.

При повороте подвижной распределительной втулки 17 посредством автономного двигателя и червяка 31 на угол  $90^{\circ}$  по часовой стрелке относительно принятого начального положения все продольные каналы 27 переместятся в зону сегментного паза 20, а продольные каналы 28 – в зону сегментного паза 21. В этом положении подвижной распределительной втулки 17 каналы 23, 26, обеспечивающие работу первого гидравлического контура заперты. При исходном положении наклонной шайбы 8 рабочая жидкость всасывается по каналу 24 и подается по каналу 25. При повороте наклонной шайбы 8 на угол  $180^{\circ}$  рабочая жидкость всасывается по каналу 25 и подается по каналу 24. При данном положении подвижной распределительной втулки 17 гидромотор привода ходового оборудования

левого борта заторможен и тягово-транспортная машина совершает левый поворот на месте относительно заторможенной левой гусеницы.

При повороте подвижной распределительной втулки 17 посредством автономного двигателя и червяка 31 на угол  $90^0$  против часовой стрелки все продольные каналы 27 переместятся в зону сегментного паза 19, а продольные каналы 28 – в зону сегментного паза 22. В этом положении подвижной распределительной втулки 17 каналы 24, 25, обеспечивающие работу второго гидравлического контура заперты. При данном положении подвижной распределительной втулки 17 гидромотор привода ходового оборудования правого борта заторможен и тягово-транспортная машина совершает правый поворот на месте относительно заторможенной правой гусеницы. При промежуточном положении подвижной распределительной втулки 17 обеспечивается необходимый режим рассогласования скоростей гидромоторов привода ходового оборудования бортов и маневрирование тягово-транспортной машины при необходимом скоростном режиме.

Предлагаемые подходы к созданию аксиально-поршневой гидромашины переменного эквивалентного объема в структуре гидравлического объемного привода ходового оборудования гусеничной тягово-транспортной машины обеспечивают регулирование скоростного режима гусеничной тягово-транспортной машины при движении прямым и задним ходом. Изменение параметров подачи рабочей жидкости между каналами первого и второго гидравлических контуров обеспечивает рассогласование скоростных режимов гидромоторов привода гусеничного ходового оборудования левого и правого бортов и маневрирование тягово-транспортной машины при движении прямым и задним ходом.