

УДК 621.8

## ОБЪЕМНЫЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ ХОДОВОГО ОБОРУДОВАНИЯ ТРАНСПОРТНО- ТЯГОВЫХ МАШИН

*Котлобай А.Я., Котлобай А.А., Тамело В.Ф.*

*Белорусский национальный технический университет*

Применение объемных гидropердач (ОГП) в приводах ходового оборудования мобильных тягово-транспортных машин – одно из прогрессивных направлений в дорожно-строительной, инженерной технике двойного назначения. ОГП позволяет реализовать бесступенчатое регулирование скорости пневмоколесного движителя, расширяет возможности компоновочных решений. При создании ряда технологических машин для привода ходового оборудования нашли применение ГСТ-71, ГСТ-90 (рис. 1, обложка)

Гидростатическая трансмиссия включает (рис. 1) основной насос (рис. 2), механизм управления, насос подпитки, нерегулируемый реверсивный гидромотор (рис. 3), гидравлическую аппаратуру, обеспечивающую эффективную работу ГСТ.

Основной насос (рис. 2) – аксиально-поршневой, регулируемый. Плунжера насоса, совершая возвратно-поступательное движение в блоке цилиндров, обеспечивают всасывание и вытеснение рабочей жидкости через каналы гидрораспределителя и заднюю крышку насоса. Величина объемной подачи рабочей жидкости определяется ходом поршня, и зависит от угла наклона шайбы. Реверсирование потока осуществляется изменением направления наклона шайбы.

Изменение объемной подачи осуществляется регулированием рабочего объема. Под рабочим объемом насоса понимается объем рабочей жидкости, необходимой для поворота вала на один оборот. Изменение рабочего объема задается углом наклона шайбы. Максимальный угол наклона шайбы соответствует максимальному рабочему объему насоса. В первоначальном положении наклонная шайба находится в нулевом положении.

Одним из недостатков ГСТ является малый диапазон регулирования скорости вращения вала гидромотора. При создании моноблочных ОГП

для привода ходового оборудования транспортно-тяговых машин находят применение аксиально-поршневые гидромоторы переменного объема [2].

Наряду с полнопоточными ОГП – ГСТ-71, ГСТ-90, применяемыми при производстве мобильных технологических машин, находят применение дифференциальные трансмиссии, в том числе ОГП с внутренним разветвлением потока мощности, сформированных на базе аксиально-поршневых гидромашин с наклонным диском [2]. Существуют две группы ОГП с внутренним разветвлением потока мощности. К первой группе относятся ОГП, в которых неподвижен один из элементов гидромотора, а ко второй – ОГП с неподвижными элементами насоса. Рассмотрим примеры реализации ОГП первой группы (рис. 4).

Структура ОГП с внутренним разветвлением потока мощности на базе аксиально-поршневых гидромашин предполагает связь ведущего вала с наклонной шайбой 6 насоса 1 и гидрораспределителем (рис. 4, а, б), либо с блоком цилиндров 5 насоса 1 (рис. 4, в, г). Блок цилиндров 5 насоса 1 связан с блоком цилиндров 7 гидромотора 2 и ведомым валом (см. рис. 4, а), и с наклонной шайбой 8 гидромотора 2 и ведомым валом (рис. 4, б). Наклонная шайба 6 насоса 1 связана с наклонной шайбой 8 гидромотора 2 и ведомым валом (рис. 4, в), и с блоком цилиндров 7 гидромотора 2 и ведомым валом (рис. 4, г). Зафиксировано положение: наклонной шайбы 8 гидромотора 2 (рис. 4, а, г), либо блока цилиндров 7 гидромотора 2 (рис. 4, б, в). В механических линиях связи структурных элементов насоса 1 и гидромотора 2 и гидромотора 2 с ведомым валом могут включаться промежуточный 3 и выходной 4 редукторы, обеспечивающие получение заданного диапазона скоростей вращения  $n_2$  ведомого вала, при фиксированном значении частоты вращения ведущего вала  $n_1$ .

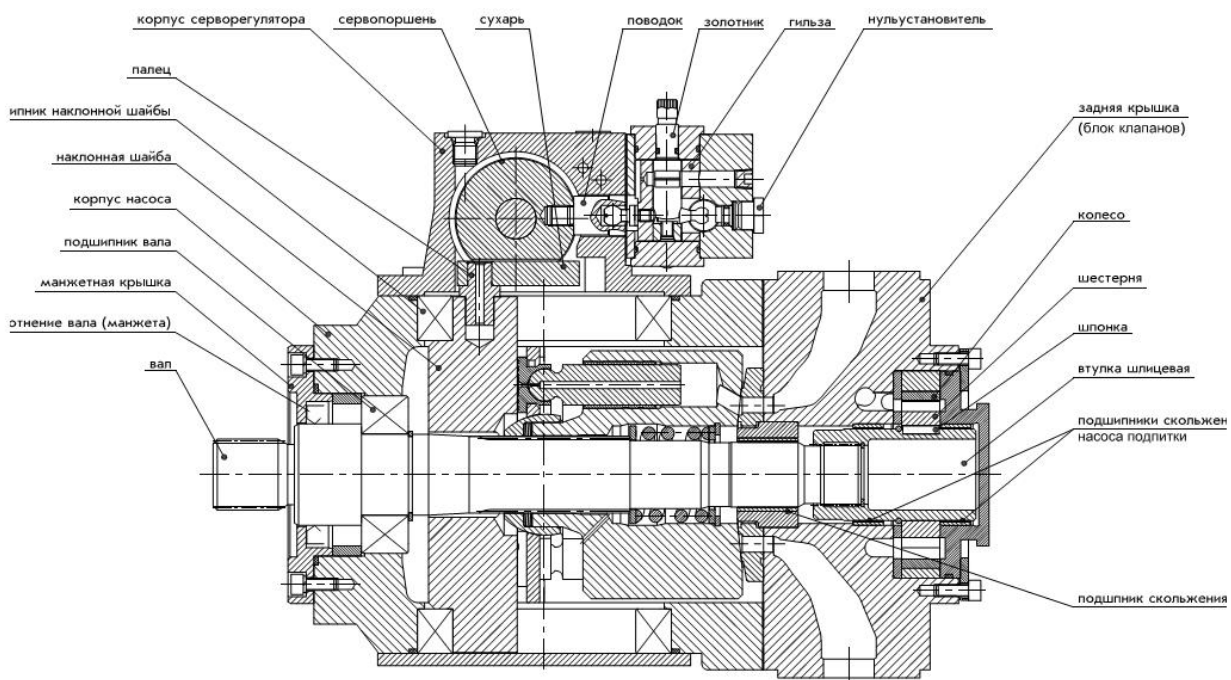


Рис. 2 – Насос аксиально-поршневой регулируемый 416.0.90

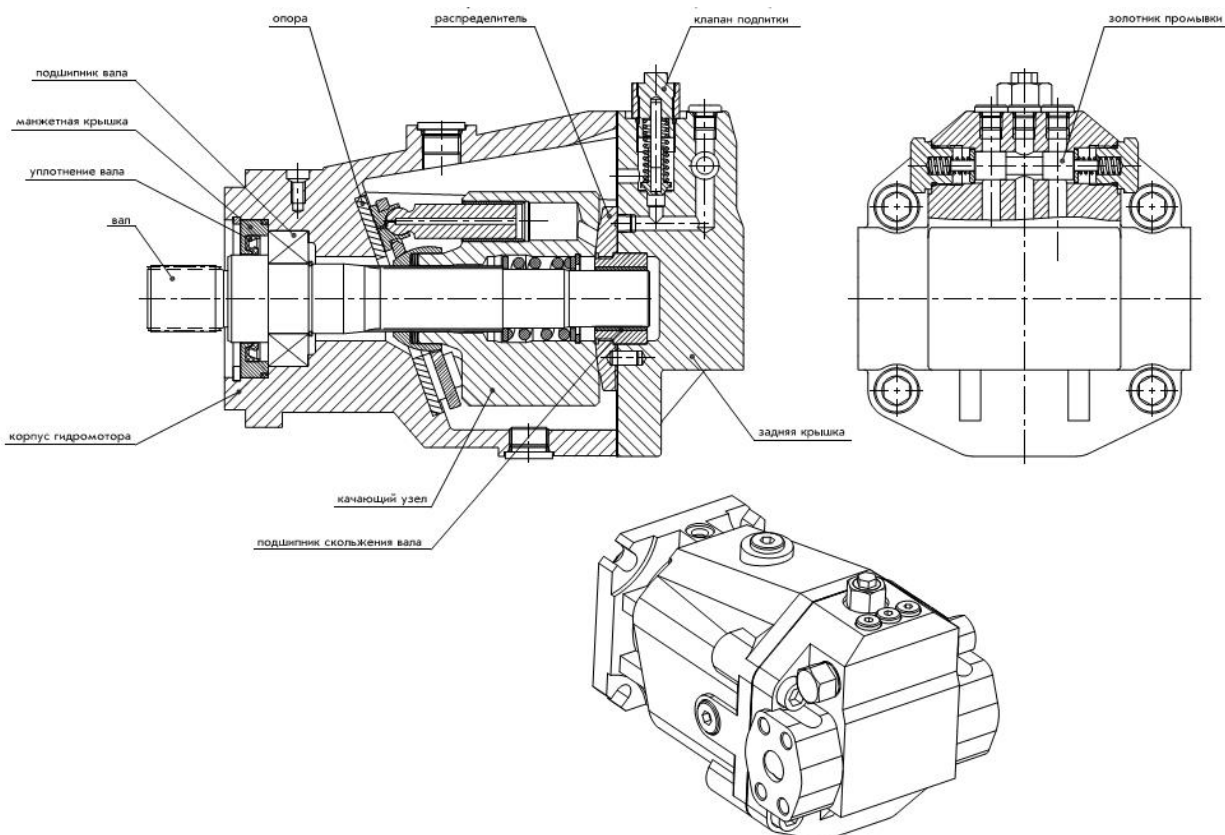


Рис. 3. Гидромотор 406.0.90

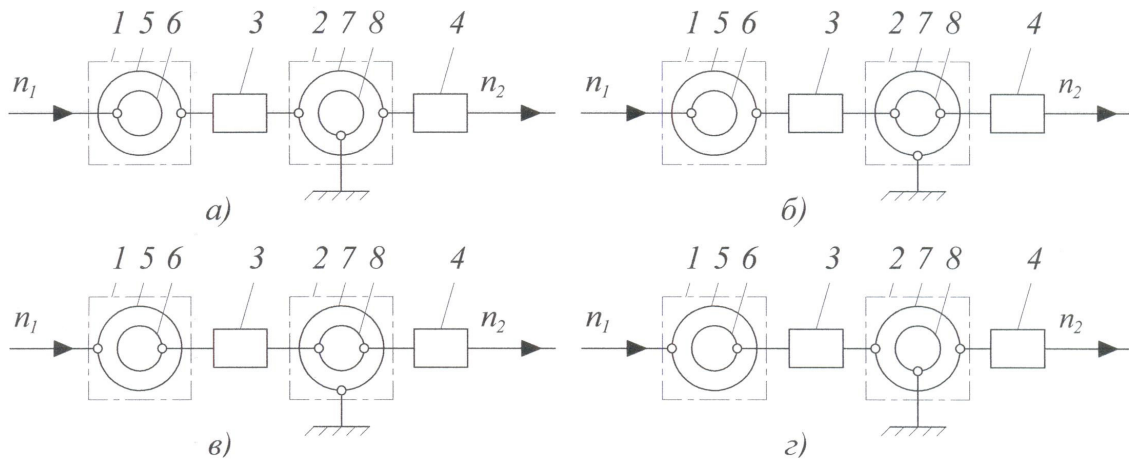


Рис. 4. Структурные схемы ОГП с внутренним разветвлением потока мощности:

1 – насос; 2 – гидромотор; 3, 4 – промежуточный, выходной редуктор; 5, 7 – блок цилиндров насоса, гидромотора; 6, 8 – наклонная шайба и гидрораспределитель насоса, гидромотора

Анализ структуры ОГП с внутренним разветвлением потока мощности показывает сложности технической реализации на базе традиционных решений аксиально-поршневых гидромашин (рис. 2, 3). Так, наличие вращения шайбы и гидрораспределителя аксиально-поршневого насоса существенно усложняет реализацию широко применяемого способа регулирования объема насоса – изменением угла наклона шайбы. Система управления известных аксиально-поршневых регулируемых насосов включает механизмы управления на основе изменения угла наклона шайбы насоса, неподвижной относительно оси ОГП. Решений, обеспечивающих изменение угла наклона шайбы насоса, вращающейся с частотой вращения ведущего вала  $n_1$  относительно оси ОГП, и при этом, вращения блока цилиндров насоса с иной частотой в открытой печати не выявлено. Отсутствие таких технологий ограничило возможности широкого применения ОГП с внутренним разветвлением потока мощности первой группы в системах приводов ходового оборудования транспортно-тяговых машин.

Одним из направлений активизации работ по созданию гаммы ОГП с внутренним разделением потока мощности является разработка новых методов изменения эквивалентного объема аксиально-поршневого насоса, основанных на изменении относительного фазового положения наклонной шайбы и гидрораспределителя.

В аксиально-поршневых насосах относительное положение наклонной шайбы и гидрораспределителя обеспечивает алгоритм работы насоса,

при котором рабочая жидкость поступает из бака в полость цилиндра на такте всасывания и нагнетается в напорную магистраль на такте нагнетания. Метод фазового регулирования состоит в изменении относительного углового положения наклонной шайбы и гидрораспределителя, обеспечивающего связь рабочих полостей блока цилиндров в пределах каждого такта последовательно с различными магистралями, т.е. при такте всасывания частично с всасывающей и напорной, а при такте нагнетания – с напорной и всасывающей магистралями. При изменении фазового положения наклонной шайбы и гидрораспределителя объем насоса определяется эффективным ходом поршня, равным ходу поршня, в течение которого гидрораспределитель обеспечивает связь рабочей полости с одноименной магистралью на данном такте. Технически метод фазового регулирования насоса с вращающимися наклонной шайбой и блоком цилиндров может быть реализован по направлениям, предполагающих соответствующие конструктивные решения:

- изменения относительного положения наклонной шайбы и гидрораспределителя [2];

- деления цилиндров блока на две группы и оснащение каждой группы гидрораспределителем, один из которых неподвижен, а второй изменяет свое угловое положение относительно оси насоса согласно алгоритму управления, и дальнейшему суммированию обоих потоков в напорной магистрали [3];

- дискретизации непрерывных потоков рабочей жидкости всасывающей и напорной маги-

стралей блока цилиндров насоса и перераспределения гидрораспределителем дискретных потоков рабочей жидкости между напорной магистралью и баком согласно алгоритму управления.

Рассмотрим пример конструктивной схемы ОГП с внутренним разветвлением потока мощности (рис. 4, б) на основе технической реализации метода фазового регулирования по третьему направлению.

ОГП с внутренним разветвлением потока мощности (рис. 5) включает аксиально-поршневой

насос 1 переменной производительности, аксиально-поршневой гидромотор 2 постоянного объема, промежуточный планетарный редуктор 3, выходной планетарный редуктор 4.

Аксиально-поршневой насос 1 включает блок цилиндров 5, связанный с втулкой 6, установленный в подшипниковом узле корпуса. Ведущий вал 7 установлен в передней крышке корпуса. Поршни 8 образуют рабочие полости 9 и прижимаются к поверхности наклонной шайбы 10, выполненной заодно с ведущим валом 7.

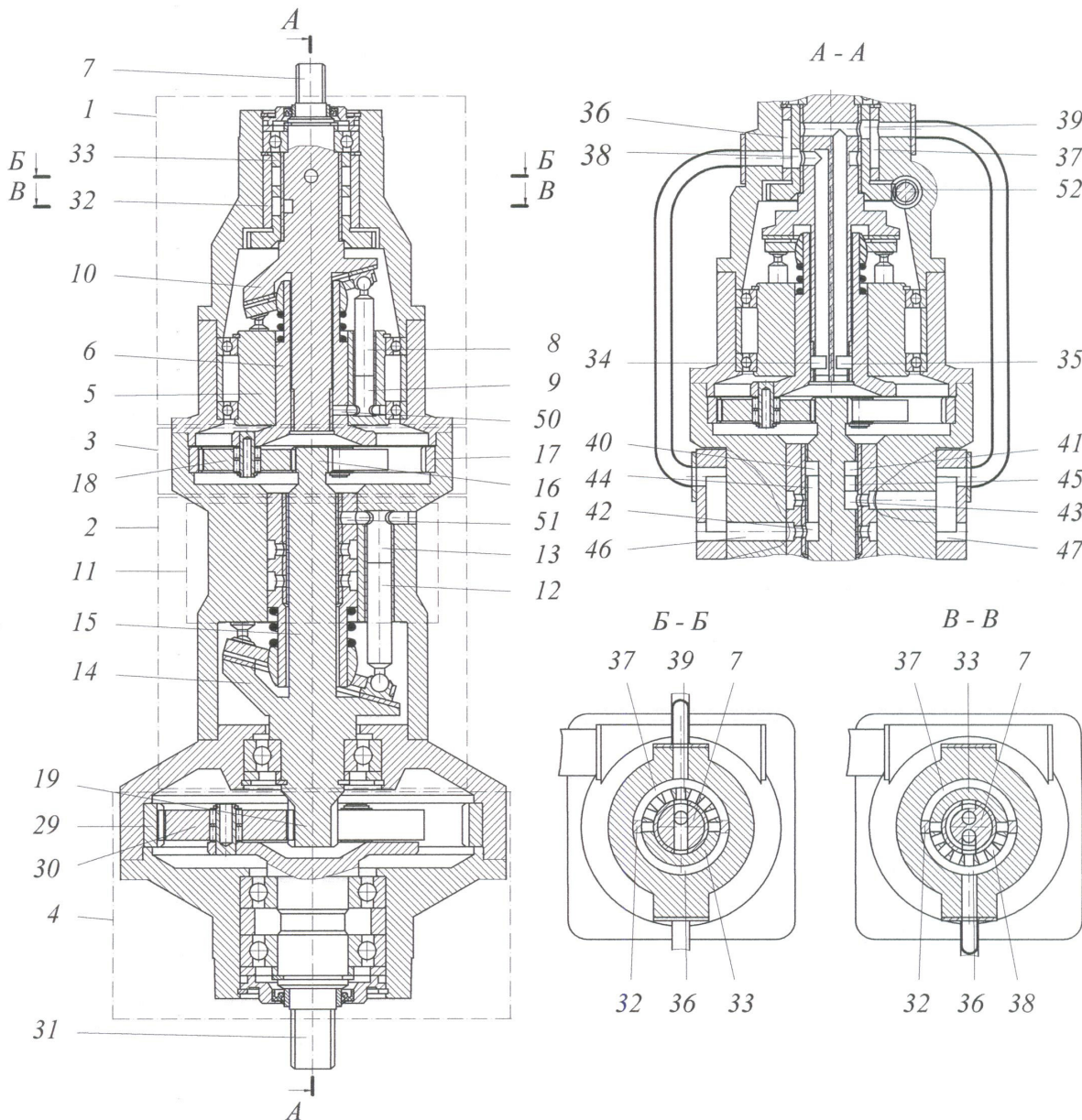


Рис. 5. Конструктивная схема ОГП с внутренним разветвлением потока мощности

Аксиально-поршневой гидромотор 2 включает неподвижный блок цилиндров 11. Поршни 12 образуют рабочие полости 13 и прижимаются к поверхности наклонной шайбы 14. Вал 15 гидромотора 2 установлен в подшипниковом узле картера выходного планетарного редуктора 4. Наклонная шайба 14 выполнена заодно с валом 15.

Промежуточный планетарный редуктор 3 включает солнечную шестерню 16, выполненную заодно с валом 15, коронную шестерню 17, установленную в корпусе и сателлиты 18, установленные на осях водила, выполненного заодно с втулкой 6.

Выходной планетарный редуктор 4 включает солнечную шестерню 19, выполненную заодно с валом 15, коронную шестерню 29, установленную в картере выходного планетарного редуктора 4 и сателлиты 30, установленные на осях водила, выполненного заодно с ведомым валом 31, установленным в подшипниковом узле крышки картера выходного планетарного редуктора 4.

Гидрораспределитель аксиально-поршневого насоса 1 включает распределительную втулку 32, закрепленную неподвижно в передней крышке корпуса, подвижную распределительную втулку 33, установленную в распределительной втулке 32 с возможностью, и две группы диаметрально противоположных сегментных пазов 34 и 35, 36 и 37 с центральными углами, составляющими 180°. Сегментные пазы 34, 35 образованы на наружной поверхности ведущего вала 7. Сегментные пазы 36, 37 образованы на наружной поверхности распределительной втулки 32. На наружной поверхности распределительной втулки 33 образованы две диаметрально противоположные группы продольных каналов 38, 39. Полости сегментных пазов 34, 35 связаны с каналами 38, 39 и с полостями сегментных пазов 36, 37 распределительной втулки 32.

Гидрораспределитель аксиально-поршневого гидромотора 2 включает две группы диаметрально противоположных сегментных пазов 40 и 41, 42 и 43 с центральными углами, составляющими 180°. Сегментные пазы 40 и 41, 42 и 43 образованы на наружной поверхности вала 15 и связаны каналами 44, 45.

Полости сегментных пазов 36, 37 связаны с каналами 46, 47 подключения контура подпитки и предохранительных клапанов (не показаны) и полостями сегментных пазов 42 и 43.

Рабочие полости 9 блока цилиндров 5 связаны радиальными каналами 50 с полостями сегментных пазов 34, 35. Рабочие полости 13 блока цилиндров 11 аксиально-поршневого гидромотора 2 связаны радиальными каналами 51 с полостями

сегментных пазов 40, 41.

Для обеспечения поворота подвижная распределительная втулка 33 оснащена зубчатым венцом червячного зацепления. Привод червяка 52 осуществляется автономным двигателем.

При работе ОГП каналы 46, 47 подключаются к контурам подпитки, и соединяются с предохранительными клапанами (не показаны). Ведущий вал 7 аксиально-поршневого насоса 1 вращается от двигателя (не показан), и приводит во вращение наклонную шайбу 10. Поршни 8, взаимодействуя с наклонной шайбой 10 совершают возвратно-поступательное движение в блоке цилиндров 5. Объем рабочих полостей 9 изменяется.

Сегментные пазы 34, 35, связанные с рабочими полостями 9 цилиндров блока 5 каналами 50, ориентированы относительно плоскости наклона шайбы 10 таким образом, что при вращении ведущего вала 7 по часовой стрелке в полости сегментного паза 35 и каналах 39 создается разрежение, а в полости сегментного паза 34 и каналах 38 – избыточное давление 360° поворота ведущего вала 7. Взаимное положение каналов 38, 39 подвижной распределительной втулки 33 и сегментных пазов 36, 37 распределительной втулки 32 определяет параметры подачи рабочей жидкости аксиально-поршневого насоса 1.

В положении подвижной распределительной втулки 33 (рис. 5) при движении поршней 8 из блока цилиндров 5 рабочая жидкость поступает из канала 45 в полости сегментных пазов 43 и 37. Из полости сегментного паза 37 рабочая жидкость через каналы 39 поступает в полость сегментного паза 35 и по каналам 50 в рабочие полости 9. При движении поршней 8 внутрь блока цилиндров 5 рабочая жидкость из полостей 9 поступает по каналам 50 в полость сегментного паза 34, и через каналы 38 в полости сегментных пазов 36, 42 и канала 44. Каждый цилиндр блока цилиндров 5 полный ход поршня 8 всасывает рабочую жидкость из канала 45 и подает ее в канал 44. Эквивалентный рабочий объем аксиально-поршневого насоса 1, равный сумме всех эквивалентных рабочих объемов цилиндров максимальный. Подача рабочей жидкости аксиально-поршневого насоса 1 максимальная.

Из канала 44 рабочая жидкость поступает в полость сегментного паза 40, и по каналам 51 в рабочие полости 13 блока цилиндров 11 аксиально-поршневого гидромотора 2. Поршни 12 перемещаются наружу блока цилиндров 11, и, взаимодействуя с наклонной шайбой 14, поворачивают вал 15 гидромотора 2 и солнечные шестерни

16, 19. При движении поршней 12 внутрь блока цилиндров 11 рабочая жидкость из рабочих полостей 13 поступает по каналам 51 в полость сегментного паза 41 и канал 45.

В данном положении подвижной распределительной втулки 33 вал 15 с солнечными шестернями 16, 19 поворачивает сателлиты 18, 30, промежуточного планетарного редуктора 3 и выходного планетарного редуктора 4, втулку 6 с блоком цилиндров 5, и ведомый вал 31 в направлении, противоположном направлению вращения ведущего вала 7. При этом, скорости вращения блока цилиндров 5 и ведомого вала 31 меньше скорости вращения вала 15 на величины передаточных чисел промежуточного планетарного редуктора 3 и выходного планетарного редуктора 4. Подача рабочей жидкости аксиально-поршневого насоса 1 увеличивается при увеличении относительной скорости вращения наклонной шайбы 10, образованной на ведущем валу 7 и блока цилиндров 5, связанного с валом 15 гидромотора 2. Максимальная скорость вращения ведомого вала 31 при заданной скорости вращения ведущего вала 7 уменьшается при конструктивном увеличении объема аксиально-поршневого гидромотора 2, передаточных чисел промежуточного планетарного редуктора 3 и выходного планетарного редуктора 4.

$$n_{31} = n_7 \left( \frac{i_4}{k} - i_3 i_4 \right)^{-1}, \quad (1)$$

где  $i_3 = \frac{n_5}{n_{15}} < 1$ ;  $i_4 = \frac{n_{15}}{n_{31}} > 1$ ;  $q_{\text{нк}} = q_{\text{мк}}$   $k = \frac{q_{\text{нф}}}{q_{\text{мк}}} \neq 0$ ;

$n_5, n_7, n_{15}, n_{31}$  – скорость вращения блока цилиндров 5, ведущего вала 7, вала 15, ведомого вала 31;  $q_{\text{нк}}, q_{\text{мк}}$  – конструктивный объем насоса 1, гидромотора 2;  $q_{\text{нф}}$  – объем насоса, изменяемый в соответствии с углом поворота  $\varphi$  подвижной распределительной втулки 33.

В выражении (1) не учитывается объемный КПД гидромашин. Для компенсации утечек рабочей жидкости в канал 47 подается рабочая жидкость из контура подпитки (не показан). При перегрузке ведомого вала 31 часть рабочей жидкости вытекает из канала 46 через предохранительный клапан гидросистемы (не показан).

При повороте подвижной распределительной втулки 33 относительно оси гидродифференциальной передачи посредством червяка 52 изменяется положения каналов 38, 39 относительно положения сегментных пазов 36, 37. При повороте подвижной распределительной втулки 33 отно-

сительно положения (рис. 5) по часовой стрелке на  $90^\circ$  каналы 38 переместятся влево, а каналы 39 вправо. Половина каналов 38 будет взаимодействовать с полостью сегментного паза 37, а половина каналов 38 – с полостью сегментного паза 36. Аналогично, половина каналов 39 будет взаимодействовать с полостью сегментного паза 36, а половина каналов 39 с полостью сегментного паза 37.

В этом положении подвижной распределительной втулки 33 при выдвигании поршней 8 наружу из блока цилиндров 5 при повороте ведущего вала 7 на угол  $0 \div 90^\circ$  – первая половина хода поршня 8 при всасывании рабочая жидкость поступает из канала 45 в полости сегментных пазов 43, 37, через каналы 39 в полость сегментного паза 35, и по каналам 50 в рабочие полости 9. При повороте ведущего вала 7 на угол  $90^\circ \div 180^\circ$  – вторая половина хода поршня 8 при всасывании, рабочая жидкость поступает из канала 44 в полости сегментных пазов 42, 36, через каналы 39 в полость сегментного паза 35 и по каналам 50 в рабочие полости 9.

При движении поршней 8 внутрь блока цилиндров 5 при повороте ведущего вала 7 на угол  $0 \div 90^\circ$  – первая половина хода поршня 8 при нагнетании рабочая жидкость из полости 9 через радиальные каналы 50 поступает в полость сегментного паза 34 и по каналам 38 в полости сегментных пазов 36, 42 и канала 44. При повороте ведущего вала 7 на угол  $90^\circ \div 180^\circ$  – вторая половина хода поршня 8 при нагнетании рабочая жидкость из полости 9 через радиальные каналы 50 поступает в полость сегментного паза 34 и по каналам 38 в полости сегментных пазов 37, 43 и канала 45.

Рабочие полости 9 цилиндров, поршни 8 которых, совершают движение наружу из блока цилиндров 5, связаны с каналами 45 и 44 половину хода поршней 8 при такте всасывания. Аналогично, рабочие полости 9 цилиндров, поршни 8 которых, совершают движение внутрь блока цилиндров 5, связаны с каналами 44 и 45 половину хода поршней 8 при такте нагнетания. Такты всасывания, нагнетания каждого цилиндра блока цилиндров 5 сдвинуты по времени, и суммарно движения рабочей жидкости в каналах 44, 45 нет. Эквивалентный рабочий объем аксиально-поршневого насоса 1, равный сумме всех эквивалентных рабочих объемов цилиндров минимальный – нулевой. Подача рабочей жидкости аксиально-поршневого насоса 1 минимальная – нулевая.

При нулевой подаче аксиально-поршневого насоса 1 рабочая жидкость не поступает в рабочие полости 13 аксиально-поршневого гидромотора 2. Рабочие полости 13 заперты, что не позволяет валу 15, солнечным шестерням 16, 19, блоку цилиндров 5, и соответственно, ведомому валу 31 вращаться от реактивного момента, возникающего при взаимодействии наклонной шайбы 14 с поршнями 12. Ведомый вал 31 остановлен.

При повороте подвижной распределительной втулки 33 относительно положения (рис. 5) по часовой стрелке на 180° каналы 38 переместятся вверх, а каналы 39 вниз. Рабочие полости 9 цилиндров, поршни 8 которых, совершают движение наружу блока цилиндров 5, связаны с каналом 44, а рабочие полости 9 цилиндров, поршни 8 которых, совершают движение внутрь блока цилиндров 5, связаны с каналом 45.

При выдвигании поршня 8 из блока цилиндров 5 рабочая жидкость поступает из канала 44 в полости сегментных пазов 42, 36, через каналы 39 в полость сегментного паза 35 и по каналам 50 в рабочие полости 9. При движении поршней 12 внутрь блока цилиндров 5 рабочая жидкость из полости 9 через радиальные каналы 50 поступает в полость сегментного паза 34 и по каналам 38 в полости сегментных пазов 37, 43 и канала 45.

Канал 44 является всасывающим, а канал 45 напорным. Каждый цилиндр аксиально-поршневого насоса 1 полный ход поршня 8 всасывает рабочую жидкость из канала 44 и подает ее в канал 45. Эквивалентный рабочий объем аксиально-поршневого насоса 1 максимальный. Подача рабочей жидкости аксиально-поршневого насоса 1 максимальная.

Из канала 45 рабочая жидкость поступает в полость сегментного паза 41, и по каналам 51 в рабочие полости 13 блока цилиндров 11 аксиально-поршневого гидромотора 2. Поршни 12 перемещаются наружу из блока цилиндров 11,

и, взаимодействуя с наклонной шайбой 14, поворачивают вал 15, солнечные шестерни 16, 19, и соответственно, блок цилиндров 5 и ведомый вал 31 относительно оси гидродифференциальной передачи. При движении поршней 12 внутрь блока цилиндров 11 рабочая жидкость из полостей 13 поступает по каналам 51 в полости сегментного паза 40 и канала 44.

Вал 15 с солнечными шестернями 16, 19 поворачивает сателлиты 18, 30, втулку 6 с блоком цилиндров 5 аксиально-поршневого насоса 1, и ведомый вал 31 в одном направлении с ведущим валом 7. При этом, скорости вращения блока цилиндров 5 и ведомого вала 31 меньше скорости вращения вала 15 на величины передаточных чисел промежуточного планетарного редуктора 3 и выходного планетарного редуктора 4. Подача рабочей жидкости аксиально-поршневого насоса 1 увеличивается при увеличении относительной скорости вращения наклонной шайбы 10, образованной на ведущем валу 7 и блока цилиндров 5, связанного с валом 15.

Частота вращения ведомого вала  $n_{31}$  при реверсировании подачи насоса 1 определяется по выражению (2)

$$n_{31} = n_7 \left( \frac{i_4}{k} + i_3 i_4 \right)^{-1} \quad (2)$$

Принимаем положение распределительной втулки 33, при котором  $q_{\text{нп}} = 0$  и  $n_{31} = 0$  за начальное, поворот распределительной втулки на угол 90° против часовой стрелки – прямой ход, при котором скорость вращения ведомого вала  $n_{31}$  определяется выражением (1), а поворот на угол 90° по часовой стрелке – обратный ход, при котором скорость вращения ведомого вала  $n_{31}$  определяется выражением (2). Диапазоны изменения скорости вращения ведомого вала  $n_{31}$  (мин<sup>-1</sup>) в зависимости от параметра  $\varphi$  и пропорционального ему параметра  $k$  при  $n_7 = 2100$

Табл. 1.

Скорость вращения ведомого вала  $n_{31}$  (мин<sup>-1</sup>)

$i_3$	$\varphi$										
	-90°	-72°	-54°	-36°	-18°	0°	18°	36°	54°	72°	90°
	$k$										
	1,0	0,8	0,6	0,4	0,2	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0
0,25	-420	-350	-274	-191	-100	0	111	233	371	525	700
0,5	-350	-300	-242	-175	-95		117	263	450	700	1050
0,75	-300	-263	-217	-162	-91		124	300	573	1050	2100
1,0	-263	-233	-197	-150	-88		131	350	788	2100	$\infty$

мин<sup>-1</sup> (номинальная скорость вращения двигателя транспортно-тяговой машины),  $i_3 = 0,25 \div 1,00$ ,  $i_4 = 4,0$  представлена в табл. 1.

Анализ таблицы 1 показывает, что изменяя параметры ОГП можно получить нужный диапазон изменения скорости вращения ведомого вала при изменении параметров подачи насоса. Так, например, коробка передач автомобиля КрАЗ-255Б при скорости вращения вала двигателя  $n_\delta = 2100$  мин<sup>-1</sup> обеспечивает диапазон изменения скорости вращения выходного вала в пределах I–IV передач – 400 – 2100 мин<sup>-1</sup>. При реверсировании потока рабочей жидкости насоса I диапазон изменения ско-

рости ведомого вала  $n_{31}$  ниже диапазона «прямого хода». Коробка передач автомобиля КрАЗ-255Б при скорости вращения вала двигателя  $n_\delta = 2100$  мин<sup>-1</sup> обеспечивает скорость вращения выходного вала при передаче заднего хода – 380 мин<sup>-1</sup>.

Считая исходным положением такое, при котором обеспечивается нулевая подача насоса I и вал 3I остановлен, обеспечиваем реверсирование подачи аксиально-поршневого насоса I при изменении ее от нулевого до максимального значений. Это позволяет осуществить плавное изменение скорости вращения ведомого вала 3I в диапазоне прямого хода и реверса.

#### **Список использованных источников**

1. ГСТ-71, ГСТ-90. Гидростатическиетрансмиссии. Устройствои принцип действия. ОАО «Пневмостроймашина». – Екатеринбург, 10/2009. – 17 с.
2. Петров, В.А. Гидрообъемные трансмиссии самоходных машин / В.А. Петров. – М.: Машиностроение, 1988. – 248 с.
3. Гидродифференциальная передача: пат. 20867 С1, Республика Беларусь, МПК F 16Н 39/00 (2006.01) (2006.01) / А.Я. Котлобай, А.А. Котлобай, В.Ф. Тамело, В.С. Белый; заявитель Белорусский государственный университет. – № а 20131322; заявл. 2013.11.13; опубл. 2017.02.28 // Афіцыйны бюл. / Нац. центр інтэлектуал. уласнасці. – 2017. – № 1.
4. Гидродифференциальная передача: пат. 21000 С1, Республика Беларусь, МПК F 16Н 39/00 (2006.01), F 15В 11/22 (2006.01) / А.Я. Котлобай, А.А. Котлобай; заявитель Белорусский национальный технический университет. – № а 20130689; заявл. 2013.05.29; опубл. 2017.02.28 // Афіцыйны бюл. / Нац. центр інтэлектуал. уласнасці. – 2017. – № 1.