

УДК 69.05–82–229.384

ОБЪЁМНАЯ ГИДРОПЕРЕДАЧА МОНО-АГРЕГАТНАЯ НА БАЗЕ ШЕСТЕРЁННЫХ ГИДРОМАШИН

Котлобай А.Я., Котлобай А.А.

Белорусский национальный технический университет

Применение объёмных гидropередач (ОГП) в приводах ходового и технологического оборудования транспортно-тяговых и инженерных машин является одним из прогрессивных направлений. ОГП позволяет реализовать бесступенчатое регулирование скорости пневмоколесного и гусеничного движителя, расширяет возможности компоновочных решений [1], [2], [3]. Современные ОГП реализуются на базе аксиально-поршневых гидромашин. Одним из недостатков ГСТ является малый диапазон регулирования скорости вращения вала гидромотора. Для расширения диапазона регулирования скорости вращения вала гидромотора применяют регулируемые гидромоторы, существенно усложняя конструкцию ОГП [3]. При создании ряда технологических машин для привода ходового оборудования нашли применение гидростатические трансмиссии ГСТ-71, ГСТ-90 [4].

Современные ОГП реализуются на базе аксиально-поршневых гидромашин. Применение ОГП в приводах ходового и технологического оборудования удельная стоимость транспортно-технологических машин существенно нарастает. Это объясняется высокой удельной стоимостью и материалоёмкостью аксиально-поршневых гидромашин, при этом, наличие систем управления аксиально-поршневых гидромашин приводит к увеличению удельной стоимости и материалоёмкости.

При поиске альтернативных направлений развития ОГП транспортно-тяговых машин, анализ показал, что минимальной материалоёмкостью и удельной стоимостью обладают шестерённые гидромашин, широко используемые в системах отбора мощности на позиционирование и привод рабочих органов технологических машин [5], [6]. Для применения шестерённых гидромашин в приводах ходового оборудования транспортно-тяговых ма-

шин авторами предложено оснащение шестерённого насоса постоянного объёма гидрораспределительным модулем обеспечивающим изменение эффективного объёма насосного агрегата в составе шестерённого насоса постоянного объёма и гидрораспределительного модуля [7], [8], [9], [10], [11], [12], [13]. Также, расширение диапазона изменения скорости вращения вала гидромотора обеспечивается тандемированием шестерённых насосов [14], широко применяемым в системах отбора мощности на позиционирование и привод рабочих органов технологических машин

Рассмотрим пример реализации ОГП моноагрегатной на базе шестерённых гидромашин [15] (рис. 1).

ОГП включает двухсекционный шестерённый насос 1 постоянного объёма, гидрораспределительный модуль 2, шестерённый гидромотор 3 постоянного объёма, планетарный редуктор 4.

Первая секция шестерённого насоса 1 содержит шестерни 5, 6, образующие в корпусе 7 всасывающую 8 и напорную 9 полости. Вторая секция шестерённого насоса 1 содержит шестерни 10, 11, образующие в корпусе 7 всасывающую 12 и напорную 13 полости. Шестерни 5, 10 связаны с приводным валом 14. Геометрический объём первой секции шестерённого насоса 1 меньше геометрического объёма второй секции.

Гидрораспределительный модуль 2 обеспечивает регулирование эффективного объёма второй секции шестерённого насоса 1. Гидрораспределительный модуль 2 выполнен в корпусе 15, включает неподвижную распределительную втулку 16, подвижную распределительную втулку 17, установленную с возможностью поворота на угол 180°, и ротор 18, связанный с приводным валом 14.

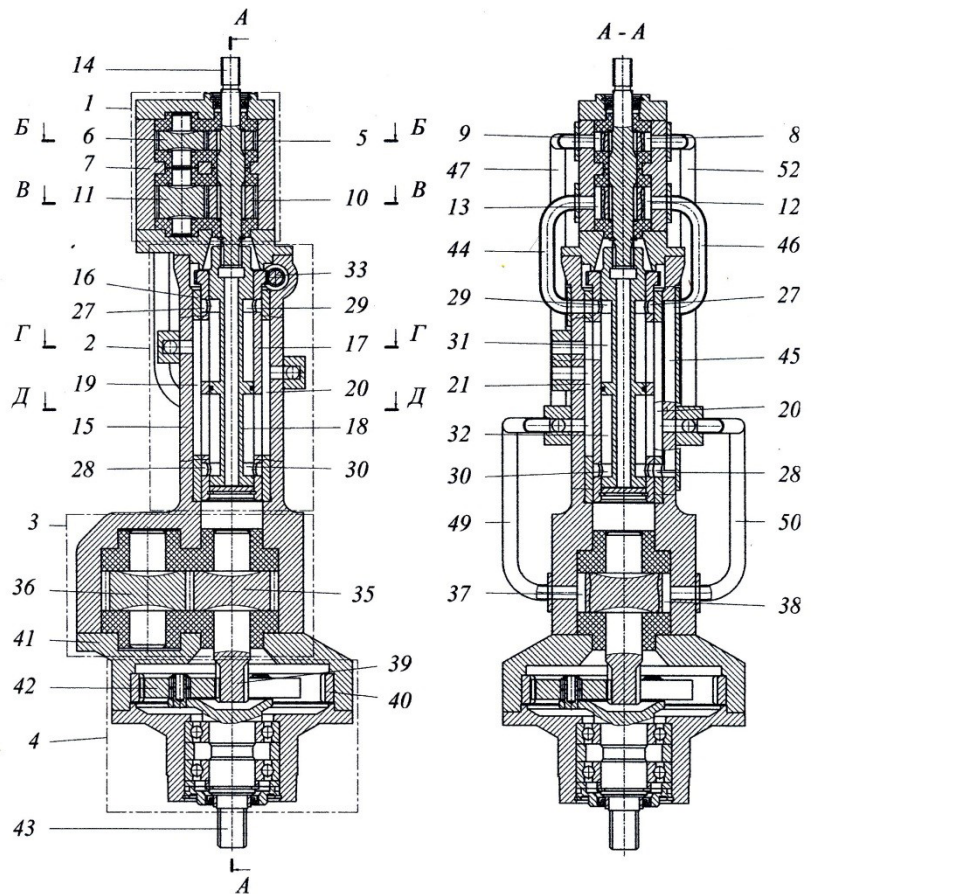


Рис. 1. ОГП моно агрегатная базе шестерённых гидромашин

На цилиндрической поверхности неподвижной распределительной втулки 16 образованы четыре сегментных пазов 19, 20, 21, 22 с центральными углами, составляющими $\approx 90^\circ$. Полости сегментных пазов 19, 21 и 20, 22 связаны попарно и подключены к контуру подпитки (не показан). На цилиндрической поверхности подвижной распределительной втулки 17 образованы четыре группы продольных каналов 23, 24 и 25, 26, и две кольцевые канавки 27, 28. На цилиндрической поверхности ротора 18 образованы две кольцевые канавки 29, 30 и, связанные с ними, две группы продольных каналов 31, 32. Кольцевые канавки 29, 30 образованы в зонах кольцевых канавок 27, 28 и связаны радиальными каналами. Для обеспечения поворота подвижная распределительная втулка 17 оснащена зубчатым венцом червячного зацепления. Привод червяка 33 осуществляется автономным двигателем 34.

Шестерённый гидромотор 3 постоянного объема содержит шестерни 35, 36, образующие в корпусе 15 полости 37, 38.

Планетарный редуктор 4 включает солнечную шестерню 39, выполненную заодно с шестерней 35, коронную шестерню 40, установленную в крышке 41, сателлиты 42, установленные на осях водила, выполненного заодно с ведомым валом 43.

Напорная полость 13 второй секции шестерённого насоса 1 связана трубопроводом 44 с полостью кольцевой канавки 27. Полость кольцевой канавки 28 связана каналом 45, трубопроводом 46 с всасывающей полостью 12.

Напорная полость 9 первой секции шестерённого насоса 1 связана трубопроводом 47, каналом 48 с полостью сегментного пазов 21, связанного с полостью сегментного пазов 19, и трубопроводом 49 с полостью 37 шестерённого гидромотора 3. Полость 38 шестерённого гидромотора 3 связана трубопроводом 50, каналом 51 с полостью сегментного пазов 20, связанного с полостью сегментного пазов 22, и трубопроводом 52 с всасывающей полостью 8 первой секции шестерённого насоса 1.

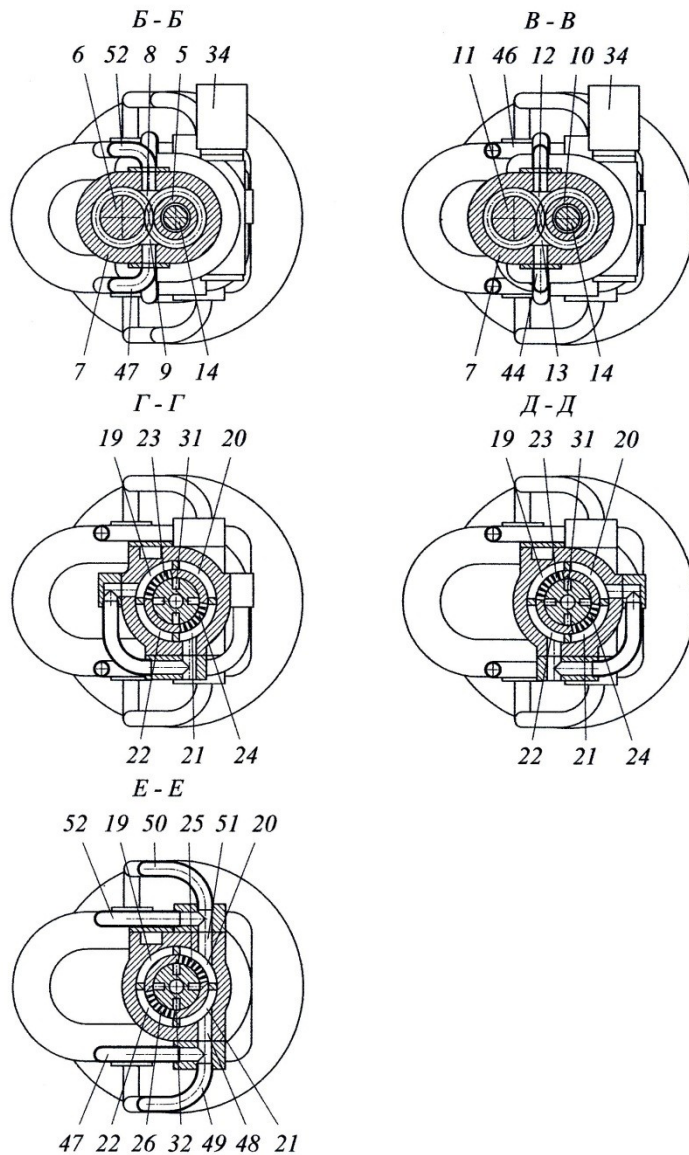


Рис. 1 (продолжение). ОГП моно агрегатная базе шестерённых гидромашин

При подготовке ОГП к работе контур подпитки (не показан) подключается к каналам, связанным с полостями сегментных пазов 19, 21 и 20, 22.

Приводной вал 14 вращается от двигателя (не показан), и приводит во вращение шестерни 5, 6 и 10, 11. Ротор 18 гидрораспределительного модуля 2 приводится во вращение от приводного вала 14. Во всасывающих полостях 8, 12 создается разрежение, а в напорных полостях 9, 13 – напор.

Гидрораспределительный модуль 2 перераспределяет поток рабочей жидкости из напорной полости 13 между полостями 37, 38 и всасывающей полостью 12 при повороте подвижной распределительной втулки 17. При постоянном конструктив-

ном объеме второй секции двухсекционного шестерённого насоса 1 эффективный объем второй секции будет формироваться как разность подачи рабочей жидкости второй секцией в полости 37, 38 и во всасывающую полость 12 при повороте приводного вала 14 на один оборот.

При исходном положении подвижной распределительной втулки 17 рабочая жидкость из полости 38 по трубопроводу 50, каналу 51 поступает в полости сегментных пазов 20, 22 и по продольным каналам 25, 26, 32 в полости кольцевых канавок 30, 28, и по каналу 45, трубопроводу 46 во всасывающую полость 12.

Из напорной полости 9 рабочая жидкость по трубопроводам 47, 49 поступает в полость 37 шестерённого гидромотора 3. Одновременно, рабочая жидкость из полости 38 шестерённого гидромотора 3 через трубопровод 50, канал 51 поступает в полости сегментных пазов 20, 22. Из полостей сегментных пазов 20, 22 рабочая жидкость по каналам групп продольных каналов 25, 26 поступает в полости продольных каналов 32 и кольцевых канавок 30, 28, далее, по каналу 45, трубопроводу 52 – во всасывающую полость 12. Из напорной полости 13 рабочая жидкость через трубопровод 44 поступает в полости кольцевых канавок 27, 29 и продольных каналов 31 ротора 18. Рабочая жидкость через продольные каналы 23, 24 поступает в полости сегментных пазов 19, 21, и по каналу 48, трубопроводу 49 – в полость 37 шестерённого гидромотора 3, вращая шестерни 35, 36 и солнечную шестерню 39 планетарного редуктора 4. Вращаются сателлиты 42 и ведомый вал 43. Направление вращения ведомого вала 56 противоположно направлению вращения приводного вала 14. В данном положении подвижной распределительной втулки 17 обеспечивается максимальный эффективный объем второй секции двухсекционного шестерённого насоса 1, максимальная подача рабочей жидкости в полость 37 шестерённого гидромотора 3, состоящая из постоянной подачи рабочей жидкости первой секцией двухсекционного шестерённого насоса 1 и максимальной подачи рабочей жидкости второй секцией двухсекционного шестерённого насоса 1.

Скорость вращения ведомого вала 43 при заданной скорости вращения приводного вала 14 и

передаточное число объёмной гидропередачи без учета объёмного КПД гидромашин:

$$n_{43} = \frac{n_{14}k_1(k+k_2)}{i_4}, \quad i = \frac{i_4}{k_1(k+k_2)}, \quad (1)$$

где $i = \frac{n_{14}}{n_{56}}$ – передаточное число объёмной гидро-

передачи; $i_4 = \frac{n_{39}}{n_{43}} > 1$ – передаточное число пла-

нетарного редуктора 4; n_{14}, n_{39}, n_{43} – скорость вращения приводного вала 14, солнечной шестерни 39, ведомого вала 43; $k = q_{2\phi}/q_{2k}$ – коэффициент, характеризующий отношение текущих значений эффективного объёма и конструктивного объёма второй секции двухсекционного шестерённого насоса 1 с гидрораспределительным модулем 2; $q_{2\phi}, q_{2k}$ – эффективный объём и конструктивный объём второй секции двухсекционного шестерённого насоса 1 с гидрораспределительным модулем 2; $k_1 = q_{2k}/q_{3k}$ – коэффициент, характеризующий отношение конструктивных объёмов второй секции двухсекционного шестерённого насоса 1 и шестерённого гидромотора 3; q_{3k} – конструктивный объём шестерённого гидромотора 3 постоянного объёма; $k_2 = q_{1k}/q_{2k}$ – коэффициент, характеризующий отношение конструктивных объёмов первой и второй секций двухсекционного шестерённого насоса 1; q_{1k} – конструктивный объём первой секции двухсекционного шестерённого насоса 1.

При повороте подвижной распределительной втулки 17 посредством автономного двигателя 34 и червяка 33 на угол 45°, например, по часовой стрелке от исходного положения, половина продольных каналов 23, 24 переместятся в зоны сегментных пазов 20, 22, а половина останется в зоне сегментных пазов 19, 21. Также, половина продольных каналов 25, 26 переместятся в зоны сегментных пазов 21, 19, а половина продольных каналов 25, 26 останется в зоне сегментных пазов 20, 22.

Режим работы первой секции двухсекционного шестерённого насоса 1 не изменяется, поскольку всасывающая полость 8 постоянно связана с полостью 38, а напорная полость 9 – с полостью 37.

Движения рабочей жидкости в магистралях шестерённого гидромотора 3, обеспеченного второй секцией двухсекционного шестерённого насоса, нет. В данном положении подвижной распределительной втулки 17 обеспечивается минимальный (нулевой) эффективный объём второй секции двухсекционного шестерённого насоса 1 и минимальная (нулевая) подача рабочей жидкости в напорную магистраль шестерённого гидромотора 3. При

нулевой подаче второй секции движение рабочей жидкости в полостях 37, 38 обеспечивается первой секцией двухсекционного шестерённого насоса 1. Частота вращения ведомого вала 43 и передаточное число объёмной гидропередачи определяются выражением (1) при значении коэффициента $k = 0$.

При повороте подвижной распределительной втулки 17 посредством автономного двигателя 34 и червяка 33 на угол 90° по часовой стрелке от исходного положения, продольные каналы 23, 24 переместятся в зоны сегментных пазов 20, 22, а продольные каналы 25, 26 – в зоны сегментных пазов 19, 21.

Режим работы первой секции двухсекционного шестерённого насоса 1 не изменяется, поскольку всасывающая полость 8 постоянно связана с полостью 38, а напорная полость 9 – с полостью 37.

В данном положении подвижной распределительной втулки 17 подача рабочей жидкости второй секции двухсекционного шестерённого насоса 1 реверсирована. Обеспечивается максимальный эффективный объём второй секции двухсекционного шестерённого насоса 1. При конструктивных объёмах первой и второй секций двухсекционного шестерённого насоса 1 постоянного объёма $k_2 < 1$, направление вращения ведомого вала 43 совпадает с направлением вращения приводного вала 14. Скорость вращения ведомого вала 43 и передаточное число объёмной гидропередачи без учёта объёмного КПД гидромашин:

$$n_{43} = \frac{n_{14}k_1(-k+k_2)}{i_4}, \quad i = \frac{i_4}{k_1(-k+k_2)}, \quad (2)$$

Параметры режима работы (1), (2) объёмной гидропередачи приведены в табл. 1.

Анализ показывает, что изменяя параметры составляющих ОГП можно получить нужный диапазон изменения передаточного числа при изменении эффективного объёма двухсекционного шестерённого насоса 1 постоянного объёма.

Поворачивая подвижную распределительную втулку 17 гидрораспределительного модуля 2 на необходимый угол относительно заданного положения посредством автономного двигателя 34 и червяка 33, обеспечиваем реверсирование подачи второй секции двухсекционного шестерённого насоса 1 при изменении подачи от нулевого до максимального значений. Это позволяет осуществить плавное изменение скорости вращения ведомого вала 43 в диапазоне прямого хода и реверса. Диапазон изменения определяется соотношением основных параметров секций двухсекционного шестерённого насоса 1, шестерённого гидромотора 3, планетарного редуктора 4.

Передаточное число ОГП

| | | k | | | | | | | |
|-------------------------|-------|----------|----------|----------|----------|------|------|------|------|
| k_2 | -1,0 | -0,8 | -0,6 | -0,4 | -0,2 | 0,0 | 0,2 | 0,6 | 1,0 |
| $i(k_1 = 0,2; i_4 = 1)$ | | | | | | | | | |
| 0,8 | -25,0 | ∞ | 25,0 | 12,5 | 8,3 | 6,3 | 5,0 | 3,6 | 2,8 |
| 0,6 | -12,5 | -25,0 | ∞ | 25,0 | 12,5 | 8,3 | 6,3 | 4,2 | 3,1 |
| 0,4 | -8,3 | -12,5 | -25,0 | ∞ | 25,0 | 12,5 | 8,3 | 5,0 | 3,6 |
| 0,2 | -6,3 | -8,3 | -12,5 | -25,0 | ∞ | 25,0 | 12,5 | 6,3 | 4,2 |
| $i(k_1 = 0,2; i_4 = 2)$ | | | | | | | | | |
| 0,8 | -50,0 | ∞ | 50,0 | 25,0 | 16,7 | 12,5 | 10,0 | 13,2 | 5,6 |
| 0,6 | -25,0 | -50,0 | ∞ | 50,0 | 25,0 | 16,7 | 12,5 | 8,3 | 6,3 |
| 0,4 | -16,7 | -25,0 | -50,0 | ∞ | 50,0 | 25,0 | 16,7 | 10,0 | 7,1 |
| 0,2 | -12,5 | -16,7 | -25,0 | -50,0 | ∞ | 50,0 | 25,0 | 12,5 | 8,3 |
| $i(k_1 = 0,2; i_4 = 3)$ | | | | | | | | | |
| 0,8 | -75,0 | ∞ | 75,0 | 37,5 | 25,0 | 18,8 | 15,0 | 10,7 | 8,3 |
| 0,6 | -37,5 | -75,0 | ∞ | 75,0 | 37,5 | 25,0 | 18,8 | 12,5 | 9,4 |
| 0,4 | -25,0 | -37,5 | -75,0 | ∞ | 75,0 | 37,5 | 25,0 | 15,0 | 10,7 |
| 0,2 | -18,8 | -25,0 | -37,5 | -75,0 | ∞ | 75,0 | 37,5 | 18,8 | 12,5 |
| $i(k_1 = 0,4; i_4 = 1)$ | | | | | | | | | |
| 0,8 | -12,5 | ∞ | 12,5 | 6,3 | 4,2 | 3,1 | 2,5 | 1,8 | 1,4 |
| 0,6 | -6,3 | -12,5 | ∞ | 12,5 | 6,3 | 4,2 | 3,1 | 2,1 | 1,6 |
| 0,4 | -4,2 | -6,3 | -12,5 | ∞ | 12,5 | 6,3 | 4,2 | 2,5 | 1,8 |
| 0,2 | -3,1 | -4,2 | 6,3 | -12,5 | ∞ | 12,5 | 6,3 | 3,1 | 2,1 |
| $i(k_1 = 0,4; i_4 = 2)$ | | | | | | | | | |
| 0,8 | -25,0 | ∞ | 25,0 | 12,5 | 8,3 | 6,3 | 5,0 | 3,6 | 2,8 |
| 0,6 | -12,5 | -25,0 | ∞ | 25,0 | 12,5 | 8,3 | 6,3 | 4,2 | 3,1 |
| 0,4 | -8,3 | -12,5 | -25,0 | ∞ | 25,0 | 12,5 | 8,3 | 5,0 | 3,6 |
| 0,2 | 6,3 | -8,3 | -12,5 | -25,0 | ∞ | 25,0 | 12,5 | 6,3 | 4,2 |
| $i(k_1 = 0,4; i_4 = 3)$ | | | | | | | | | |
| 0,8 | -37,5 | ∞ | 37,5 | 18,8 | 12,5 | 9,4 | 7,5 | 5,4 | 4,2 |
| 0,6 | -18,8 | -37,5 | ∞ | 37,5 | 18,8 | 12,5 | 9,4 | 6,3 | 4,7 |
| 0,4 | -12,5 | -18,8 | -37,5 | ∞ | 37,5 | 18,8 | 12,5 | 7,5 | 5,4 |
| 0,2 | -9,4 | -12,5 | -18,8 | -37,5 | ∞ | 37,5 | 18,8 | 9,4 | 6,3 |
| $i(k_1 = 0,6; i_4 = 1)$ | | | | | | | | | |
| 0,8 | -8,3 | ∞ | 8,3 | 4,2 | 2,8 | 2,1 | 1,7 | 1,2 | 0,9 |
| 0,6 | -4,2 | -8,3 | ∞ | 8,3 | 4,2 | 2,8 | 2,1 | 1,4 | 1,0 |
| 0,4 | -2,8 | -4,2 | -8,3 | ∞ | 8,3 | 4,2 | 2,8 | 1,7 | 1,2 |
| 0,2 | -2,1 | -2,8 | -4,2 | -8,3 | ∞ | 8,3 | 4,2 | 2,1 | 1,4 |
| $i(k_1 = 0,6; i_4 = 2)$ | | | | | | | | | |
| 0,8 | -16,7 | ∞ | 16,7 | 8,3 | 5,6 | 4,2 | 3,3 | 2,4 | 1,9 |
| 0,6 | -8,3 | -16,7 | ∞ | 16,7 | 8,3 | 5,6 | 4,2 | 2,8 | 2,1 |
| 0,4 | -5,6 | -8,3 | -16,7 | ∞ | 16,7 | 8,3 | 5,6 | 3,3 | 2,4 |
| 0,2 | -4,2 | -5,6 | -8,3 | -16,7 | ∞ | 16,7 | 8,3 | 4,2 | 2,8 |
| $i(k_1 = 0,6; i_4 = 3)$ | | | | | | | | | |
| 0,8 | -25,0 | ∞ | 25,0 | 12,5 | 8,3 | 6,3 | 5,0 | 3,6 | 2,8 |
| 0,6 | -12,5 | -25,0 | ∞ | 25,0 | 12,5 | 8,3 | 6,3 | 4,2 | 3,1 |
| 0,4 | -8,3 | -12,5 | -25,0 | ∞ | 25,0 | 12,5 | 8,3 | 5,0 | 3,6 |
| 0,2 | -6,3 | -8,3 | -12,5 | -25,0 | ∞ | 25,0 | 12,5 | 2,8 | 4,2 |

Применение простых и мало материалоемких насосного агрегата в составе шестерённого насоса и гидрораспределительного модуля 2 и шестерённого гидромотора 3 позволит существенно уменьшить сложность и материалоемкость ОГП. Применение в составе ОГП двухсекционного шестерённого насоса 1 с регулированием

эффективного объёма одной секции позволяет существенно увеличить диапазон изменения скоростей ведомого вала 43 при заданной скорости приводного вала 14 и диапазон изменения передаточных чисел ОГП при необходимом соотношении передаточных чисел ОГП прямого хода и реверса.

Список литературы

1. Леонович, И.И. Машины для строительства, ремонта и содержания автомобильных дорог: учебник / И.И. Леонович, А.Я. Котлобай. – Мн.: БНТУ, 2005. – 552 с.
2. Кондратьев, С.В. Машины инженерного вооружения: учебное пособие : учебное пособие для студентов и курсантов учреждений высшего образования по направлению специальности 1-36 11 01-04 «Подъемно-транспортные, строительные дорожные машины и оборудование (управление подразделениями инженерных войск)» : в 3 ч. / С. В. Кондратьев, А.Я. Котлобай, А.М. Витковский, А.Ю. Рогов ; под общ. ред. Ю. Ш. Юнусова. – Минск : БНТУ, 2015 – Ч. 1: Общая характеристика машин инженерного вооружения, средства инженерной разведки, устройства минно-взрывных заграждений и преодоления заграждений. – 2015. – 376 с.
3. Петров, В.А. Гидрообъемные трансмиссии самоходных машин / В.А. Петров. – М.: Машиностроение, 1988. – 248 с.
4. ГСТ-71, ГСТ-90. Гидростатические трансмиссии. Устройство и принцип действия. ОАО «Пневмостроймашина». – Екатеринбург, 10/2009. – 17 с.
5. Котлобай, А.Я. Снижение материалоемкости приводов рабочего оборудования траншейно-котлованной машины / А.Я. Котлобай, А.А. Котлобай, А.И. Герасимюк, В.Ф. Тамело, В.В. Грубеляс // Инженер-механик. – 2017. №1 (74). – С. 10–17.
6. Котлобай, А.А. Направления снижения материалоемкости приводов оборудования дорожно-строительных машин / А.А. Котлобай // Автомобильные дороги и мосты. – 2019. № 1 (23). – С. 73 – 83.
7. Насос шестеренный: пат. 12072 U, Республика Беларусь, МПК F 15B 11/00 (2006.01) / А.И. Герасимюк, С.И. Воробьев, Е.А. Есмантович, А.Я. Котлобай, А.А. Котлобай (BY). № u 20190067; заявл. 2019.03.21; опубл. 2019.08.30 // Афiцыйны бюл. Нац. центр iнтелектуал. уласнасцi. – 2019. – № 4.
8. Насос шестеренный: пат. 12158 U, Республика Беларусь, МПК F 15B 11/00 (2006.01) / А.И. Герасимюк, С.И. Воробьев, Д.И. Кузнецов, А.Я. Котлобай, А.А. Котлобай (BY). № u 20190068; заявл. 2019.03.21; опубл. 2019.12.30 // Афiцыйны бюл. Нац. центр iнтелектуал. уласнасцi. – 2019. – № 6.
9. Котлобай, А.Я. Модульное построение насосов гидравлических приводов инженерных машин / А.Я. Котлобай, А.А. Котлобай, А.И. Герасимюк, Ю.Ш. Юнусов, Д.В. Быковский // Инженер-механик. – 2018. №4 (81). – С. 12–18.
10. Котлобай, А.Я. Насосы шестерённые регулируемые гидравлических приводов инженерных машин / А.Я. Котлобай, А.А. Котлобай // Инженер-механик. – 2020. №1 (86). – С. 10–14.
11. Котлобай, А.Я. Модернизация шестеренных насосов приводов оборудования инженерных машин / А.Я. Котлобай, А.А. Котлобай // Инженер-механик. – 2019. №4 (85). – С. 17–20.
12. Насос шестеренный: пат. 12072 U, Республика Беларусь, МПК F 15B 11/00 (2006.01) / А.И. Герасимюк, С.И. Воробьев, Е.А. Есмантович, А.Я. Котлобай, А.А. Котлобай (BY). № u 20190067; заявл. 2019.03.21; опубл. 2019.08.30 // Афiцыйны бюл. Нац. центр iнтелектуал. уласнасцi. – 2019. – № 4.
13. Котлобай, А.Я. Насосы шестеренные регулируемые гидравлических приводов оборудования инженерных машин / А.Я. Котлобай, А.А. Котлобай // Инженер-механик. – 2020. №1 (86). – С. 10–14.
14. Котлобай, А.Я. Объёмная гидropередача отдельно агрегатная на базе двухсекционных шестеренных гидромашин / А.Я. Котлобай, А.А. Котлобай // Инженер-механик. – 2019. №3 (84). – С. 5–9.
15. Котлобай, А.Я. Гидродифференциальная передача привода ходового оборудования мобильных машин на базе шестеренного насоса / А.Я. Котлобай, А.А. Котлобай, А.И. Герасимюк, Ю.Ш. Юнусов // Инженер-механик. – 2019. №2 (83). – С. 2–8.