



Научная статья

УДК 621.225.2:621.225.7:62-822

<https://elibrary.ru/atzpvq><https://doi.org/10.21285/1814-3520-2023-2-250-262>

Новая разновидность аксиально-поршневых гидромашин с многорядными блоками и сдвоенным качающим узлом

А.И. Нижегородов^{1✉}¹Иркутский национальный исследовательский технический университет, г. Иркутск, Россия

Резюме. Цель – изучение возможности увеличения рабочего объема, мощности, удельной энергоемкости (энергоэффективности), приемистости и снижения пульсации подачи и крутящего момента вала гидромашин путем реализации принципа размещения последующих рядов цилиндров ее блоков в межцилиндровых зонах предыдущих. В исследованиях применялись методы исследований: геометрический, кинематический, силовой и энергетический анализ работы четырехрядной аксиально-поршневой гидромашин с бесторцевой распределительной системой и сдвоенным качающим узлом. По результатам проведенных исследований была создана новая разновидность компактных роторных гидромашин объемного действия. В предлагаемой модели каждый последующий ряд цилиндров расположен в межцилиндровых зонах предыдущих, выполненных по меньшим радиусам. Показано, что в такой конструкции достигается значительное увеличение рабочего объема и мощности гидромашин – в 24,5 раза по сравнению с однорядной, а также повышение приемистости машины в режиме гидромотора. Показано, что устранение торцевых распределительных систем исключает нарушение герметичности стыков между блоками и распределительными дисками из-за «опрокидывания» блока центробежными силами поршней при больших скоростях вращения и кратное снижение пульсации подачи и крутящего момента. Установлено, что увеличение удельной энергоемкости гидромашин зависит от конкретного конструктивного исполнения и может составлять 18–25 кВт/кг. Особенностью конструкции предложенной аксиально-поршневой гидромашин со сдвоенными качающими узлами является отсутствие торцевых распределительных систем и размещение последующих рядов цилиндров блоков в межцилиндровых зонах предыдущих рядов. Эти особенности обеспечивают компактность качающих узлов, минимальные размеры блоков цилиндров и гидромашин в целом, а, следовательно, минимальную массу и максимальную удельную энергоемкость.

Ключевые слова: многорядная аксиально-поршневая гидромашин, сдвоенный качающий узел, рабочий объем, крутящий момент, мощность, высокомоментный гидромотор

Для цитирования: Нижегородов А.И. Новая разновидность аксиально-поршневых гидромашин с многорядными блоками и сдвоенным качающим узлом // iPolytech Journal. 2023. Т. 27. № 2. С. 250–262. EDN: ATZPVQ, <https://doi.org/10.21285/1814-3520-2023-2-250-262>.

MECHANICAL ENGINEERING

Original article

A new variety of axial piston hydraulic machines with multi-row units and a dual oscillating unit

Anatoly I. Nizhegorodov^{1✉}¹Irkutsk National Research Technical Research, Irkutsk, Russia

Abstract. The possibility of increasing the working volume, power, specific energy capacity (energy efficiency), and acceleration response of hydraulic machines under reduced supply and torque pulsation is investigated. The research methodology included the geometric, kinematic, power, and energy analysis of a four-row axial piston hydraulic machine with a dual oscillating unit and without an end distribution system. As a result, a new type of compact rotary hydraulic

machines with volumetric action was created. In the proposed model, each subsequent row of cylinders is located in the inter-cylinder space of the previous cylinders with smaller radii. Such a design provides for a 24.5-fold increase in the working capacity and power of a hydraulic machine compared to a single-row design, as well as an increase in the acceleration response in the hydraulic motor mode. The elimination of end distribution systems excludes the possibility of violation of joint tightness between blocks and distribution disks due to block overturning by piston centrifugal forces at high rotation speeds and a multiple reduction of supply and torque pulsation. It was established that the increase in the specific power capacity of a hydraulic machine depends on its particular implementation, potentially reaching 18–25 kW/kg. The abovementioned features of the proposed axial piston hydraulic machine with a dual oscillating unit ensure the compactness of oscillating units, minimum dimensions of the cylinder blocks, and the hydraulic machine as a whole, resulting in its minimum mass and maximum specific power capacity.

Keywords: multi-row axial piston hydraulic machine, double pumping unit, displacement, torque, power, high-torque hydraulic motor

For citation: Nizhegorodov A.I. A new variety of axial piston hydraulic machines with multi-row units and a dual oscillating unit. *iPolytech Journal*. 2023;27(2):250-262. (In Russ.). EDN: ATZPVQ, <https://doi.org/10.21285/1814-3520-2023-2-250-262>.

ВВЕДЕНИЕ

Большое количество конструкторских решений в области роторных гидромашин [1] нашло свое применение на практике в разнообразных гидросистемах [2], начиная с середины прошлого столетия, и, тем не менее, исследования в этой области, хотя и не очень активно, продолжают за рубежом и в нашей стране [3, 4].

Многорядные радиально-поршневые роторные гидромашин, входящие в гидросистемы горных, строительных машин, металлорежущих станков, различного технологического оборудования и т.п., имеющие 5...8 и более качающих узлов с различными системами управления, хорошо известны и применяются весьма широко. В таких машинах в общем роторе, но в разных его сечениях располагается несколько комплектов поршней [5], что значительно увеличивает их рабочий объем² [6] и мощность при относительно небольших габаритах³ [7]. Чаще всего они используются в качестве высокомоментных гидромоторов [8, 9].

Двухрядные аксиально-поршневые роторные насосы и гидромоторы с двумя и более рядами рабочих камер в едином блоке цилиндров тоже известны [10], но они практически не нашли применения в гидравлических приводах, несмотря на то, что такие конструкции весьма перспективны.

В данной работе рассматривается аксиально-поршневая гидромашин с многоряд-

ным сдвоенным качающим узлом, способная работать как насосом, так и гидромотором, в частности – высокомоментным, и иметь как регулируемое, так и нерегулируемое исполнение.

УСТРОЙСТВО ПРОТОТИПА – ГИДРОМАШИНЫ С ДВУХРЯДНЫМ КАЧАЮЩИМ УЗЛОМ

Аксиально-поршневая гидромашин с двухрядным качающим узлом [11], схематично показанная на рис. 1, является прототипом новой разработки. Она содержит корпус 1, приводной вал 2 со шлицами 3, установленный в подшипниках 4. Блок цилиндров 5 соединен с валом через шлицевое соединение с зазором и своим сферическим торцом прижат к поверхности распределительной шайбы 6 пружиной 7 через кольцевой упор 8.

В блоке цилиндров выполнены основные цилиндры первого ряда 9 с осями по диаметру D_1 и дополнительные цилиндры второго ряда 10 с осями по диаметру D_2 .

В блоке просверлены отводящие каналы 11 и 12 для подвода и отвода рабочей жидкости к распределительной шайбе, в которой, кроме основных (для первого ряда цилиндров), есть и дополнительные (для второго ряда цилиндров) серповидные окна. Через эти окна и соответствующие штуцеры гидромашин в процессе работы присоединяется к напорной и всасывающей (сливной) линиям гидросистемы.

²Андреев А.Ф., Барташевич Л.В., Богдан Н.В. Гидропневмоавтоматика и гидропривод мобильных машин. Объемные гидро- и пневмомашин и передачи: учеб. пособ. Минск: Высш. шк., 1987. 310 с.

³Свешников В.К. Станочные гидроприводы: справочник. М.: Машиностроение, 1995. 448 с.

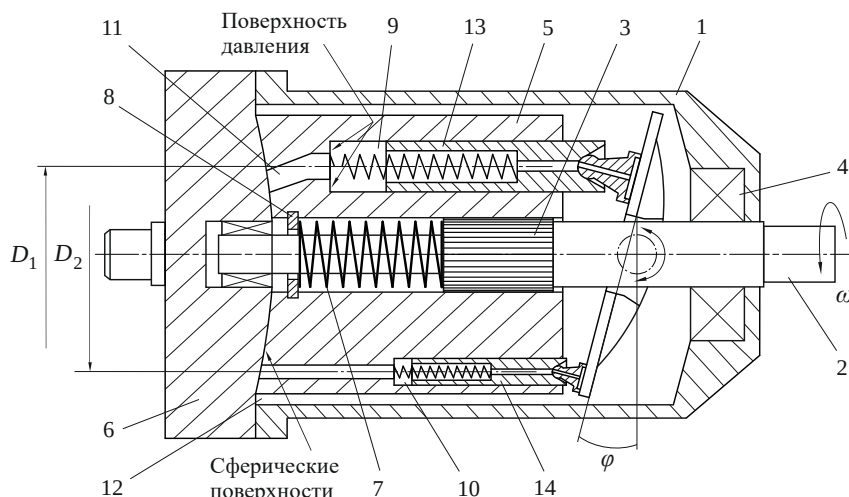


Рис. 1. Схема аксиально-поршневой гидромашин с двухрядным качающим узлом
Fig. 1. Diagram of an axial piston hydraulic machine with a double-row pumping unit

В корпусе гидромашин размещен наклонный диск, который в нерегулируемом варианте гидромашин является неподвижным, а в регулируемом – поворотным, способным изменять угол наклона φ .

Все поршни соединены со сферическими головками гидростатических подпятников, опирающихся на наклонный диск. Это типовое техническое решение позволяет снижать осевое усилие со стороны поршня и трение подпятника о наклонный диск³ [7].

При вращении блока с угловой скоростью ω поршни совершают возвратно-поступательное движение. На первом полуобороте они, выдвигаясь из цилиндров, всасывают рабочую жидкость через отверстия 11 и 12 и серповидные окна. На втором полуобороте – вытесняют ее в линию нагнетания через каналы и серповидные окна распределительной шайбы, рис. 3.

При увеличении наружного диаметра блока гидромашин всего на 10% в межцилиндровых зонах цилиндров первого ряда становится возможным просверлить соосно оси блока дополнительные цилиндры второго ряда, хотя и меньшего диаметра, и получить двухрядную аксиально-поршневую гидрашину.

Ход поршней второго ряда, определяемый по формуле:

$$h_2 = D_2 \operatorname{tg} \varphi$$

больше хода h_1 основных поршней первого ряда, определяемого по той же формуле:

$$h_1 = D_1 \operatorname{tg} \varphi.$$

При увеличенном на 10% наружном диаметре блока диаметр D_2 равен:

$$D_2 = 1,32 D_1,$$

поэтому и отношение ходов второго и первого рядов поршней h_2 / h_1 будет равно отношению диаметров – 1,32.

Рабочий объем гидромашин, определяемый по формуле² [6], м³:

$$V_0 = f z h,$$

где f – площадь поршня, м², z – число поршней, будет определяться суммой:

$$V_0 = V_1 + V_2,$$

которую можно представить в виде:

$$V_0 = f_1 h_1 z + 0,25 \cdot f_1 \cdot 1,32 \cdot h_1 z,$$

а после преобразований определить рабочий объем двухрядной гидромашин:

$$V_0 = f_1 z (1 + 0,25 \cdot 1,32) = 1,33 V_1,$$

который увеличивается на 33%.

Таким образом, принцип размещения в межцилиндровых зонах основных цилиндров первого ряда дополнительных цилиндров второго ряда приводит к существенному увеличению рабочего объема аксиально-поршневой гидромашины.

Увеличение рабочих камер за счет большего числа цилиндров снижает пульсацию подачи насоса или угловой скорости гидромотора.

Кроме того, возрастает приемистость гидромоторов такого типа.

Коэффициент, характеризующий приемистость, определяется по формуле [12]:

$$k = M / \sqrt{J} = M / \sqrt{\frac{1}{2} m R^2},$$

где M – крутящий момент на валу гидродвигателя, пропорциональный рабочему объему, Н·м; J – момент инерции блока цилиндров и всех вращающихся масс, кг·м²; m – масса блока с поршнями, кг; R – внешний радиус блока, м.

Чтобы оценить изменение приемистости двухрядного гидромотора, возьмем отношение коэффициентов для измененного k_2 и исходного k_1 блоков цилиндров:

$$k_2/k_1 = \frac{1,33M/(0,5m(1,1R)^2)^{\frac{1}{2}}}{M(0,5mR^2)^{\frac{1}{2}}},$$

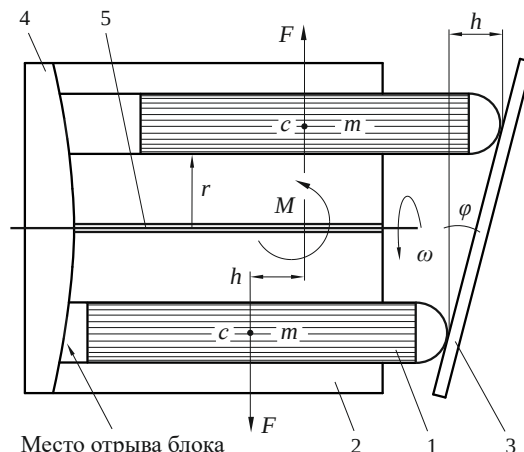


Рис. 2. Схема к определению потери устойчивости блока цилиндров: 1 – поршни, 2 – блок цилиндров, 3 – наклонный диск, 4 – распределительная шайба, 5 – приводной вал

Fig. 2. Diagram of cylinder block stability loss determination: 1 – pistons, 2 – cylinder block, 3 – swash plate, 4 – distribution washer, 5 – drive shaft

И после преобразований получим отношение: $k_2 / k_1 = 1,21$ (1,33 – коэффициент увеличения рабочего объема, 1,1 – коэффициент увеличения наружного радиуса измененного блока цилиндров).

Как видим, увеличение приемистости гидромотора составляет 21%.

Однако увеличение рядности блока цилиндров в аксиально-поршневых гидромашинах с торцевой распределительной системой имеет свои недостатки.

При работе аксиально-поршневой гидромашины на определенной скорости вращения ω (рис. 2) может происходить отрыв блока цилиндров 2 от зеркала торцевой распределительной шайбы 4 из-за момента M центробежных сил F поршней, который стремится «опрокинуть» блок против часовой стрелки.

Блок теряет динамическую устойчивость, поворачивается в зазоре шлицевого соединения с валом 5 на очень малый угол, но герметичность системы нарушается, давление в напорной линии гидромашины снижается до нуля, и гидропривод становится неуправляемым.

Точки c на рис. 2 обозначают центры тяжести поршней, m – их массы, h – ход поршней, r – радиус по осям поршней.

Силу инерции найдем из формулы:

$$F = m \omega^2 r,$$

тогда момент пары сил F , действующих в плоскости рис. 2, определится произведением:

$$M = m \omega^2 r h.$$

Момент M в плоскости рис. 2 максимален, так как верхний и нижний поршни находятся в противофазах, и определен для блока с четным числом цилиндров для упрощения расчета. Моменты от сил инерции других пар поршней будут меньше, так как плечи действия сил F для них становятся меньше, чем ход поршней h , и, кроме того, они уменьшаются при приведении их к плоскости рис. 2, в которой блок цилиндров «опрокидывается». Суммарный «опрокидывающий» момент от сил инерции поршней действует в вертикальной плоскости.

Схема и расчет, иллюстрирующие потерю устойчивости блока, являются приближенными, но наглядно показывают один из недостатков, ограничивающий возможность создания многорядных гидромашин.

Устранить потерю динамической устойчивости блока цилиндров возможно, замкнув моменты сил инерции всех поршней на корпус блока цилиндров. Для этого придется отказаться от торцевой системы распределения потоков рабочей жидкости.

Ограничение по скорости вращения блока в новой гидромашине теперь обусловлено только гидравлическими сопротивлениями в ее проточных каналах.

Со стороны поршней на пояски отводящих каналов 11 и 12 (см. на рис. 1 – площадь давления) действует давление, прижимающее блок цилиндров к распределительной шайбе. Однако давление со стороны шайбы через серповидные окна действует и на торец блока по значительно большей поверхности, площадь которой s показана заштрихованной на рис. 3 и равна разности:

$$s = S_{co} - S_{\Sigma 1} - S_{\Sigma 2},$$

где S_{co} – суммарная площадь серповидных окон и соединительной прорези на напорной стороне распределительной шайбы, m^2 ; $S_{\Sigma 1}$ –

сумма площадей отводящих каналов цилиндров первого ряда, m^2 ; $S_{\Sigma 2}$ – сумма площадей отводящих каналов дополнительных цилиндров второго ряда, m^2 .

Очевидно, что по давлению блок цилиндров не уравновешен, и эта неуравновешенность тоже создает момент «опрокидывания» блока M_o , но уже в горизонтальной плоскости. Как и в первом случае, блок цилиндров может потерять устойчивость, незначительно повернувшись в пределах зазора шлицевого соединения с валом, что приведет к разгерметизации стыка блока с распределительной шайбой и отказу гидромашин.

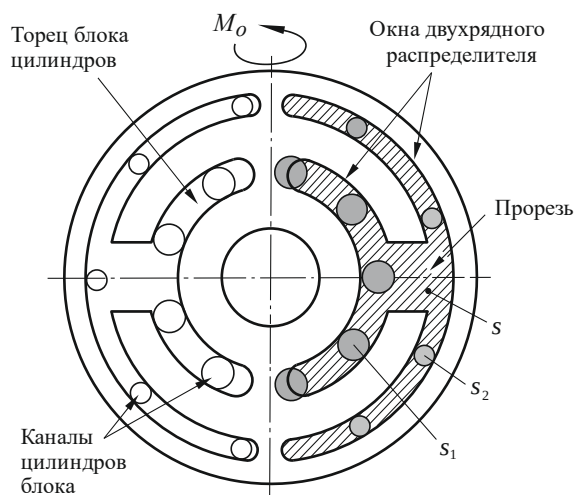


Рис. 3. Схема, иллюстрирующая возникновение сил давления на торец блока со стороны распределительной шайбы в двухрядной гидромашине
Fig. 3. Diagram illustrating the occurrence of pressure forces on the block end from the distribution washer in a two-row hydraulic machine

В новой конструкции гидромашин с многорядным сдвоенным качающим узлом и радиальной системой распределения эти недостатки устраняются, снимаются ограничения на угловую скорость вращения блока и рабочее давление.

ГИДРОМАШИНА С МНОГОРЯДНЫМ СДВОЕННЫМ КАЧАЮЩИМ УЗЛОМ

Как и в рассмотренном выше прототипе, здесь выполняется принцип размещения последующих рядов цилиндров в межцилиндровых зонах предыдущих, выполненных по меньшим радиусам, рис. 4.

В каждом ряду расположено девять ци-

линдров с разными значениями диаметров. Первый ряд цилиндров с диаметрами d_1 выполнен по радиусу r_1 , второй ряд – с диаметрами d_2 выполнен по радиусу r_1 и т. д. При этом для радиусов выполняется неравенство:

$$r_4 > r_3 > r_2 > r_1.$$

Для диаметров простой последовательности нет. Так, для первого и второго рядов:

$$d_2 < d_1,$$

для третьего, второго и первого рядов:

$$d_3 > d_1 > d_2.$$

Диаметры цилиндров четвертого ряда могут быть больше диаметров третьего ряда, однако в целях унификации деталей и упрощения конструкции гидромашины в целом целесообразно задать равные диаметры цилиндров первого и четвертого рядов: $d_4 = d_1$.

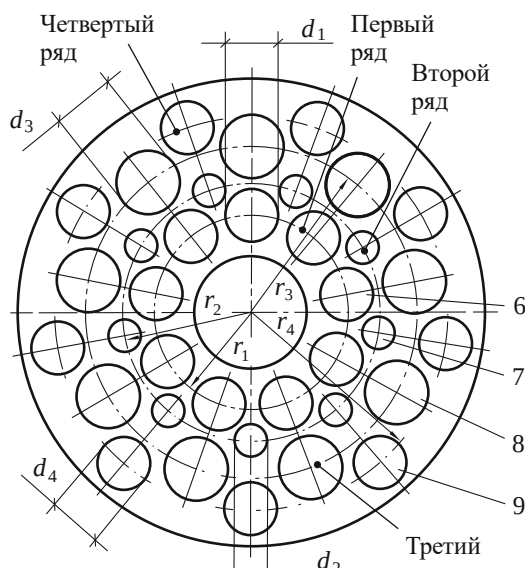


Рис. 4. Вид на торец четырехрядного блока цилиндров аксиально-поршневой гидромашины
Fig. 4. View of the end of a four-row cylinder block of an axial piston hydraulic machine

Такое выполнение блока цилиндров позволяет осуществить наиболее компактное размещение поршней в общем блоке с двумя качающимися узлами, рис. 5.

Рассмотрим устройство и работу аксиально-поршневой гидромашины с четырехрядным сдвоенным качающим узлом, схематично показанную на рис. 5.

Она содержит две наклонные шайбы 1 и 2, установленные под углом φ к вертикали зеркально относительно оси симметрии блока 3, посаженного на приводной вал 4 с натягом и зафиксированного шпонками 5. С обеих сторон блока выполнены цилиндры, образующие первый, второй, третий и четвертый ряды цилиндров 6, 7, 8 и 9, рис. 4, в которых размещены соответствующие поршни 10, 11, 12 и 13.

Башмаки 14, 15, 16 и 17 поршней блока завальцованы в их сферические шарниры. Через башмаки поршни обоих комплектов опираются на свои наклонные шайбы.

В центральной части блока цилиндров в плоскости его симметрии выполнены чередующиеся радиальные каналы 18 и 19 (рис. 6), соединяющие цилиндры первого и третьего ряда и цилиндры второго и четвертого ряда с каждой стороны блока с концентрическим пространством распределительной втулки 20. Втулка плотно охватывает поверхность блока, закреплена в корпусе 21 и имеет перемычки 22, отделяющие напорную 23 и сливную 24 полости концентрического пространства. Штуцеры 25 и 26 служат для подключения гидромашины к гидросистеме.

В перемычках 22 имеются дросселирующие каналы для устранения компрессии рабочей жидкости в моменты перехода через них каналов 18 и 19; при этом выполняется равенство $n = 1,1 D$ (рис. 6).

Втулка совместно с блоком образуют систему распределения потоков рабочей жидкости взамен торцевой системы распределения, недостатки которой рассмотрены выше и устранены в новой гидромашине.

Радиусы осей цилиндров первого r_1 , второго r_2 , третьего r_3 и четвертого r_4 рядов с каждой из сторон блока минимальны, но таковы, что толщина стенки между соседними цилиндрами достаточна для обеспечения прочности и жесткости стенок.

В режиме высокомоментного гидромотора гидромашин работает следующим образом. При подводе рабочей жидкости из гидроси-

стемы через штуцер 25 и радиальные каналы 18 и 19 в напорную полость 23 распределительной втулки 20, поршни всех четырех рядов с обеих сторон блока 3, находящиеся в разных фазовых положениях, отталкиваясь от наклонных шайб 1 и 2, выдвигаются из своих цилиндров, заставляя вращаться блок и приводной вал 4 против часовой стрелки, если смотреть с торца выступающей части вала 4. При этом на приводном валу созда-

ется высокий крутящий момент $M_{кр}$, пропорциональный рабочему объему гидромашин.

После прохождения соответствующих каналов 18 и 19 через верхнюю перемычку 22 распределительной втулки, поршни всех рядов с каждой стороны блока отталкиваются от наклонных шайб 1 и 2, задвигаются в свои цилиндры и через соответствующие каналы 18 и 19 вытесняют рабочую жидкость через штуцер 26 в гидросистему на слив.

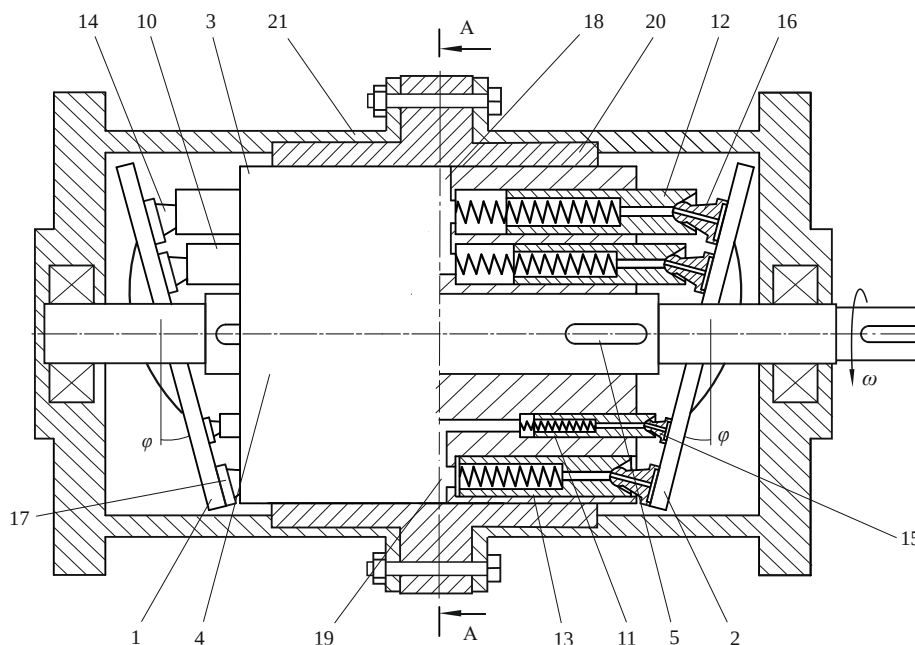


Рис. 5. Аксиально-поршневая гидромашина с четырехрядным сдвоенным качающим узлом
Fig. 5. Axial piston hydraulic machine with a four-row double pumping unit

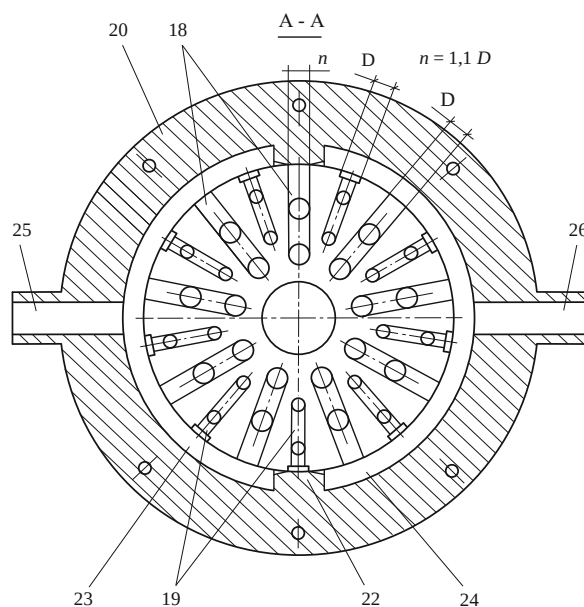


Рис. 6. Сечение блока по плоскости симметрии
Fig. 6. Block section along the symmetry plane

Чередование циклов движения поршней обеспечивает непрерывное вращение блока и приводного вала 3 с угловой скоростью ω , создавая на приводном валу высокую механическую мощность:

$$N = \omega M_{\text{кр.}}$$

В многорядных гидромашинах такого типа угловая скорость вращения ω блока цилиндров может ограничиваться только большими значениями коэффициентов местных сопротивлений, что может сказаться на снижении гидравлического КПД. Но если количество проточных каналов уменьшить нельзя, то, чтобы снизить гидравлические потери, можно повлиять на их «живое сечение», увеличив диаметры радиальных каналов в блоке цилиндров и размеры концентрического пространства в распределительной муфте.

Определим рабочий объем новой аксиально-поршневой четырехрядной гидромашины со сдвоенным качающим узлом.

В соответствии с рис. 4 и 5, ходы поршней первого, второго, третьего и четвертого рядов будут равны:

$$h_1 = 2r_1 \operatorname{tg} \varphi = D_1 \operatorname{tg} \varphi;$$

$$h_2 = 2r_2 \operatorname{tg} \varphi = D_2 \operatorname{tg} \varphi;$$

$$h_3 = 2r_3 \operatorname{tg} \varphi = D_3 \operatorname{tg} \varphi;$$

$$h_4 = 2r_4 \operatorname{tg} \varphi = D_4 \operatorname{tg} \varphi,$$

где D_1 , D_2 , D_3 и D_4 – диаметры по осям цилиндров блока первого, второго, третьего и четвертого рядов.

Вытесняемые теоретические объемы рабочей жидкости (без учета утечек) поршнями первого, второго, третьего и четвертого рядов за один оборот блока цилиндров, соответственно, равны:

$$v_1 = 0,25\pi d_1^2 h_1 z = 0,25\pi d_1^2 D_1 \operatorname{tg} \varphi z;$$

$$v_2 = 0,25\pi d_2^2 h_2 z = 0,25\pi d_2^2 D_2 \operatorname{tg} \varphi z;$$

$$v_3 = 0,25\pi d_3^2 h_3 z = 0,25\pi d_3^2 D_3 \operatorname{tg} \varphi z;$$

$$v_4 = 0,25\pi d_4^2 h_4 z = 0,25\pi d_4^2 D_4 \operatorname{tg} \varphi z,$$

где z – количество цилиндров (поршней) в каждом ряду, равное для данной конструкции гидромашины, составило 9 шт.

Сумма объемов v_1 , v_2 , v_3 и v_4 , умноженная на два, делает рабочий объем аксиально-поршневой гидромашины с четырехрядным сдвоенным качающим узлом:

$$V_0 = 2 \cdot 0,25\pi \operatorname{tg} \varphi z (d_1^2 D_1 + d_2^2 D_2 + d_3^2 D_3 + d_4^2 D_4), \quad (1)$$

а при условии унификации части деталей и упрощения конструкции гидромашины в целом, когда $D_1 = D_4$, формула (1) рабочего объема примет вид:

$$V_0 = 2 \cdot 0,25\pi \operatorname{tg} \varphi z (2 d_1^2 D_1 + d_2^2 D_2 + d_3^2 D_3). \quad (2)$$

Исходя из соотношений диаметров осей цилиндров и диаметров самих цилиндров, взятых из рис. 4:

$$d_2/d_1 = 0,6; d_3/d_1 = 1,27; d_4/d_1 = 1,0;$$

$$D_2/D_1 = 1,32; D_3/D_1 = 1,7; D_4/D_1 = 2,02,$$

выразим в формуле (1) рабочий объем через d_1 и D_1 :

$$V_0 = 2 \cdot 0,25\pi \operatorname{tg} \varphi z (d_1^2 D_1 + 0,6 d_1^2 1,32 D_1 + 1,27 d_1^2 1,7 D_1 + 1,0 d_1^2 2,02 D_1).$$

При рабочем давлении $\Delta P = 160$ кгс/см² (15696000 Па) и частоте вращения вала 1800 об/мин (188,4 рад/с), если задать значения $d_1 = 0,025$ м и $D_1 = 0,069$ м как в прототипе [13], то можно рассчитать теоретические численные значения рабочего объема (см³), расхо-

да ($\text{м}^3/\text{с}$), крутящего момента ($\text{Н}\cdot\text{м}$) и мощности на валу без учета потерь (Вт):

$$V_0 = 1695,5 \text{ см}^3 = 1695,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3;$$

$$Q_T = 1695,5 \cdot 10^{-6} 1800 = 3,053 \text{ м}^3/\text{мин} \\ = 0,051 \text{ м}^3/\text{с};$$

$$M_T = \Delta P V_0 / 2\pi = 160 \cdot 1695,5 / 6,28 = \\ 43197 \text{ кгс}\cdot\text{см} = 4237,7 \text{ Нм};$$

$$N_T = M_T \omega = 4237,7 \cdot 188,4 = 798382 \text{ Вт} \\ = 798,4 \text{ кВт}.$$

У однорядной гидромашин с двумя качающимися узлами с рабочим объемом v_1 , равным объему вытесняемой рабочей жидкости поршнями первого ряда рассматриваемой гидромашин, равен:

$$v_1 = 2 \cdot 0,25\pi d_1^2 D_1 \text{ tg } \varphi z = \\ 2 \cdot 0,25 \cdot 3,14 \cdot 2,5^2 \cdot 6,9 = 67,7 \text{ см}^3.$$

Соотнесем рабочие объемы четырехрядной гидромашин с однорядной и получим, что он увеличился в 24,5 раза. При том же рабочем давлении и частоте вращения в 24,5 раза возрастают и крутящий момент на валу, и расход рабочей жидкости, и мощность. Возрастет и масса гидромашин, и в зависимости от конкретного конструктивного исполнения удельная энергоемкость (энергоэффективность) может составить 18–25 кВт/кг.

Если у однорядной гидромашин наружный диаметр блока цилиндров составляет 110 мм [13], то у четырехрядной, с теми размерами диаметров цилиндров и диаметров по их осям, которые приведены выше, он будет равен примерно 220 мм, то есть в два раза больше.

Приведенные расчеты являются ориентировочными, т.к. не учитывают прочностной расчет элементов, который может внести коррективы в размеры конструкции. Так, если теоретический момент четырехрядной гидромашин равен 4237,7 Нм, то теоретический момент однорядной – $4237,7 / 24,5 = 173$ Нм.

Исходя из условия прочности приводных валов, можно найти соотношение их диаметров:

$$\frac{d_{4p}}{d_{1p}} = \sqrt[3]{\frac{4238}{173}} = 2,9,$$

где d_{4p} и d_{1p} – диаметры ведущих валов четырехрядной и однорядной гидромашин, м, соответственно.

То есть увеличение крутящего момента в 24,5 раза приводит к увеличению диаметра вала четырехрядной гидромашин всего в 2,9 раза, а это скажется на размерах блока цилиндров и других элементов.

Тенденцию повышения рабочего объема многорядных гидромашин можно проследить по графику, показанному на рис. 7. Здесь приведена зависимость относительно рабочего объема, равного $V_i/V_{од}$, от рядности гидромашин, которая представляет собой степенную функцию. Так, в гидромашине с двухрядным блоком цилиндров рабочий объем повышается на 33%. Если увеличить рядность до трех, то рабочий объем относительно однорядной гидромашин возрастет примерно в шесть раз. А у машин с четырьмя рядами цилиндров он увеличится в 24,5 раза.

Если соотнести объемы блоков четырехрядной и однорядной гидромашин ($220^2 / 110^2$), то их отношение будет примерно равно четырем, тогда как рабочий объем и мощность возрастают в 24,5 раза. Очевидно, что при таком значительном увеличении мощности, и не столь значительном увеличении габаритов, а, следовательно, массы, существенно повысится и другой важнейший показатель качества роторных гидромашин – удельная энергоемкость, кВт/кг (энергоэффективность).

Безусловно, эти цифры можно рассматривать лишь как ориентировочные, так как они зависят от принятых диаметров цилиндров и диаметров по осям цилиндров. При отходе от схемы гидромашин, показанной на рис. 4, 5 и 6, к разработке сборочных чертежей неизбежно возникнет потребность в уточнении основных конструктивных размеров, но это уже вопросы проектирования.

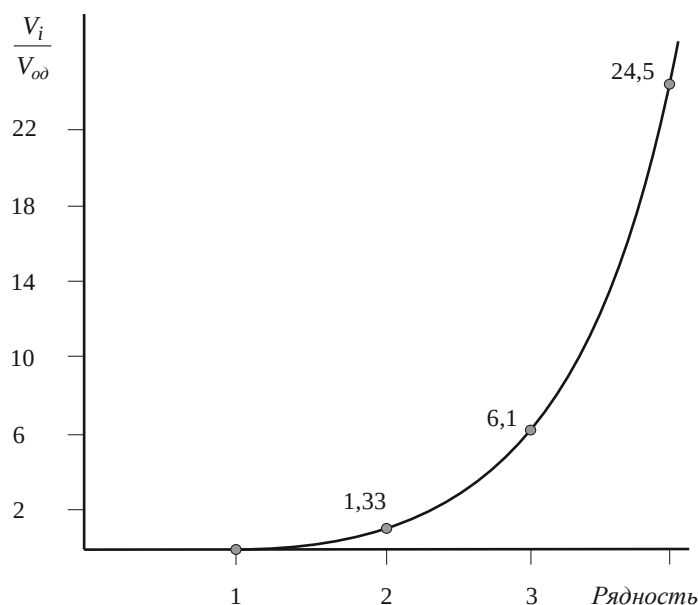


Рис. 7. Зависимость относительного рабочего объема многорядной гидромашины от рядности ее блока цилиндров: V_i – рабочий объем i -рядной гидромашины, $V_{од}$ – рабочий объем однорядной гидромашины
Fig. 7. Dependence of the relative displacement of a multi-row hydraulic machine on the number of rows of its cylinder block: V_i – displacement of the i -row hydraulic machine, $V_{од}$ – displacement of a single-row hydraulic machine

Полученные же результаты дают убедительный ответ на вопрос о целесообразности создания подобных видов аксиально-поршневых гидромашин.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Аксиально-поршневые насосы и гидромоторы – это самые современные и наиболее универсальные из всех роторных гидромашин. По этой причине они обладают широкими техническими возможностями и перспективами широкого применения в самых разнообразных типах гидросистем, в том числе режимами работы с автоматическим управлением, о чем свидетельствуют многочисленные публикации исследователей, работающих в этой области [14–18]. И потому последние разработки автора данной статьи, посвященные двухрядным аксиально-поршневым гидромашинам со сдвоенными качающими узлами [19, 20], являющимися предшественниками рассматриваемой здесь новой многорядной их модификации, считаются актуальными и обладают высоким внедренческим потенциалом.

В основу конструкции аксиально-поршневых гидромашин с двумя многорядными (сдвоенным) качающими узлами, вставленными с обеих сторон в общий блок

цилиндров, положен принцип размещения последующих рядов цилиндров в межцилиндровых зонах предыдущих, выполненных по меньшим радиусам. Этот принцип обеспечивает компактность качающих узлов, минимальные размеры блока цилиндров и гидромашин в целом и минимальную массу.

Особенность конструкции многорядных гидромашин со сдвоенным качающим узлом – отсутствие торцевых распределительных систем, в которых для герметичности стыка распределительных шайб с зеркалом торцов блоков необходимы шлицевое соединение блока с валом для возможности динамической самоустановки и прижатие блока пружиной. В таких системах при определенных скоростях вращения блока происходит нарушение герметичности из-за «опрокидывания» блока центробежными силами поршней со шлицевым зазором. К тому же приводит и повышенное давление в гидросистеме.

Эти ограничения в многорядной гидромашине со сдвоенным качающим узлом полностью устраняются и, например, угловая скорость блока ограничивается только уровнем гидравлических сопротивлений, который может быть снижен правильным подбором сечений проточных каналов в гидромашине.

В двухрядной гидромашине, рассмотрен-

ной в качестве прототипа, второй ряд поршней меньшего диаметра, чем в основном (первом) ряду в блоке цилиндров, увеличенном всего на 10% по диаметру, обеспечивает ей повышение рабочего объема, крутящего момента и мощности в 1,33 раза.

Увеличение рядности до трех, приводит к повышению рабочего объема в 6,1 раза, а если рядность увеличить до четырех, при том, что наружный диаметр блока возрастает всего в два раза, рабочий объем, крутящий момент и мощность увеличиваются в 24,5 раза.

Очевидно, что при таком значительном увеличении всех показателей гидромашин, и не столь выраженном увеличении габаритов и массы, существенно повысится и другой важнейший показатель качества роторных гидро-

машин – энергоэффективность. Для четырехрядной гидромашин она будет примерно в шесть раз меньше, чем у типовых однорядных аксиально-поршневых гидромашин.

Это примерные значения зависят от принятых диаметров цилиндров и диаметров по их осям. Однако они убедительно показывают целесообразность и перспективность создания аксиально-поршневых гидромашин такого типа.

Измененная конструкция многорядной гидромашин не только увеличивает рабочий объем, но также крутящий момент и мощность, повышает приемистость, снижая пульсацию расхода до исчезающе малой величины.

Список источников

1. Jasiński R. Research of hydrotronic variable-displacement radial piston pump with electro-pneumatic control // Solid State Phenomena. 2010. Vol. 164. Iss. 7. P. 37–40. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/SSP.164.37>.
2. Guo Tong, Zhao Shengdun, Han Xiaolan, Zhao Renfeng, Li Sheng. Research on the rotational inertia of radial piston pump and the optimization method of the pump parameters // 11th IEEE International Conference on Control & Automation. 2014. <https://doi.org/10.1109/ICCA.2014.6870955>.
3. Нижегородов А.И. Радиально-поршневой насос с фазовым регулированием и режимом знакопеременной подачи // Вестник машиностроения. 2014. № 11. С. 20–23.
4. Nizhegorodov A.I., Gavrilin A.N., Moyzes B.B., Cherkasov A.I., Zharkevich O.M., Zhetessova G.S., Savelyeva N.A. Radial-piston pump for drive of test machines // Materials Science and Engineering: IOP Conference Series. 2018. Vol. 289. Iss. 1. P. 012014. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/289/1/012014>.
5. Zhao Shengdun, Guo Tong, Yu Yanghuiwen, Dong Peng, Liu Chen, Chen Wanqiang. Design and experimental studies of a novel double-row radial piston pump // Journal of Mechanical Engineering Science. 2015. Vol. 231. Iss. 10. P. 1884–1896. <https://doi.org/10.1177/0954406215623309>.
6. Зедгенизов В.Г., Мехнбол Д., Стрельников А.С. О возможности применения метода амплитудных характеристик для диагностирования аксиально-поршневых гидронасосов // Эрденет-Прогресс (Монголия). 2009. № 1. С. 29–33.
7. Nizhegorodov A., Gavrilin A., Moyzes B., Ditenberg I., Zharkevich O., Zhetessova G., et al. Stand for dynamics tests of technical products in the mode of amplitude-frequency modulation with hydrostatic vibratory drive // Vibroengineering. 2016. Vol. 18. Iss. 6. P. 3734–3742. <https://doi.org/10.21595/jve.2016.16994>.
8. Dasgupta K. Analysis of a hydrostatic transmission system using low speed high torque motor // Mechanism and Machine Theory. 2000. Vol. 35. Iss. 10. P. 1481–1499. [https://doi.org/10.1016/S0094-114X\(00\)00005-7](https://doi.org/10.1016/S0094-114X(00)00005-7).
9. Hasan M.E., Dasgupta K., Ghoshal S. Comparison of the efficiency of the high speed low torque hydrostatic drives using bent axis motor: an experimental study // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering. 2015. Vol. 231. Iss. 4. P. 1989–1996. <https://doi.org/10.1177/0954408915622413>.
10. Пат. № 804858, СССР, F 04 В 1/20. Аксиально-поршневая гидромашин / Б.Н. Бирюков, Ю.С. Алексеев; заявители: Уральский ордена трудового красного знамени политехнический институт им. С.М. Кирова, Свердловский завод «Пневмостроймашина». № 2562722. Заявл. 09.12.1977; опублик. 15.02.1981. Бюл. № 6.
11. Пат. № 190213, Российская Федерация, F04B 1/20. Аксиально-поршневая гидромашин / А.И. Нижегородов. Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Иркутский национальный исследовательский технический университет». № 2019110768. Заявл. 11.04.2019; опублик. 24.06.2019. Бюл. № 18.
12. Кондаков Л.А., Никитин Г.А., Прокофьев В.Н. Машиностроительный гидропривод. М.: Машиностроение, 1978. 495 с.
13. Gavrilin A.N., Nizhegorodov A.I., Moyzes B.B., Kuvshinov K.A., Cherkasov A.S. Dual row rotary piston hydraulic machine with two pumping units // Advances in Engineering Research. 2019. Vol. 188. P. 248–252. <https://doi.org/10.2991/aviaent-19.2019.47>.

14. Кузьмин А.О., Попов В.В., Стажков С.М. Гидродинамические процессы в поршневой паре аксиально-поршневых гидромашин // Вестник Концерна ВКО «Алмаз – Антей». 2017. № 4. С. 86–90. <https://doi.org/10.38013/2542-0542-2017-4-86-90>.
15. Кокошкин Н.Н., Новосёлов Б.В., Шорохов А.И. Оптимизация параметров автоколебательного режима механизмов управления гидравлическими регуляторами // Оборонная техника. 2005. № 2-3. С. 46–49.
16. Зайцев А.А. Об использовании аксиально-поршневого гидромотора с наклонным диском в гидроприводах высокоточной следящей системы // Вопросы оборонной техники. Специальные системы управления, следящие приводы и их элементы. 2010. Сер. 9. Вып. 3-4. С. 152–157.
17. Зуев Ю.Ю., Беляев О.А. Анализ энергетических возможностей объёмно-роторных машин // Вестник Московского энергетического института. 2013. № 3. С. 5–13.
18. Домогацкий В.В. Создание гидропередачи на базе ролико-лопастных машин // Строительные и дорожные машины. 2009. № 5. С. 1–5.
19. Нижегородов А.И. Регулируемый аксиально-поршневой насос с двумя разнотипными качающими узлами // Строительные и дорожные машины. 2022. № 11. С. 23–29.
20. Нижегородов А.И. Аксиально-поршневая гидромашинка с двумя качающими узлами и шестерённым приводом блоков цилиндров // Насосы. Турбины. Системы. 2022. № 3. С. 29–37.

References

1. Jasiński R. Research of hydrotronic variable-displacement radial piston pump with electro-pneumatic control. *Solid State Phenomena*. 2010;164(7):37-40. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/SSP.164.37>.
2. Guo Tong, Zhao Shengdun, Han Xiaolan, Zhao Renfeng, Li Sheng. Research on the rotational inertia of radial piston pump and the optimization method of the pump parameters. In: *11th IEEE International Conference on Control & Automation*. 2014. <https://doi.org/10.1109/ICCA.2014.6870955>.
3. Nizhegorodov A.I. Radial piston pump with phase control and variable feed mode. *Vestnik mashinostroeniya = Russian Engineering Research*. 2014;11:20-23. (In Russ.).
4. Nizhegorodov A.I., Gavrilin A.N., Moyzes B.B., Cherkasov A.I., Zharkevich O.M., Zhetessova G.S., Savelyeva N.A. Radial-piston pump for drive of test machines. In: *Materials Science and Engineering: IOP Conference Series*. 2018;289(1):012014. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/289/1/012014>.
5. Zhao Shengdun, Guo Tong, Yu Yanghuiwen, Dong Peng, Liu Chen, Chen Wanqiang. Design and experimental studies of a novel double-row radial piston pump. *Journal of Mechanical Engineering Science*. 2015;231(10):1884-1896. <https://doi.org/10.1177/0954406215623309>.
6. Zedgenizov V.G., Mekhnol D., Strel'nikov A.S. On application possibility of the method of amplitude characteristics for diagnosing axial piston hydraulic pumps. *Erdenet-Progress*. 2009;1:29-33. (In Russ.).
7. Nizhegorodov A., Gavrilin A., Moyzes B., Ditenberg I., Zharkevich O., Zhetessova G., et al. Stand for dynamics tests of technical products in the mode of amplitude-frequency modulation with hydrostatic vibratory drive. *Vibroengineering*. 2016;18(6):3734-3742. <https://doi.org/10.21595/jve.2016.16994>.
8. Dasgupta K. Analysis of a hydrostatic transmission system using low speed high torque motor. *Mechanism and Machine Theory*. 2000;35(10):1481-1499. [https://doi.org/10.1016/S0094-114X\(00\)00005-7](https://doi.org/10.1016/S0094-114X(00)00005-7).
9. Hasan M.E., Dasgupta K., Ghoshal S. Comparison of the efficiency of the high speed low torque hydrostatic drives using bent axis motor: an experimental study. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering*. 2015;231(4):1989-1996. <https://doi.org/10.1177/0954408915622413>.
10. Biryukov B.N., Alekseev Yu.S. *Axial-piston hydraulic machine*. Patent SSSR, no. 804858; 1981. (In Russ.).
11. Nizhegorodov A.I. *Axial piston hydraulic machine*. Patent RF, no. 190213; 2019. (In Russ.).
12. Kondakov L.A., Nikitin G.A., Prokofiev V.N. *Mechanical hydraulic drive*. Moscow: Mechanical engineering; 1978, 495 p. (In Russ.).
13. Gavrilin A.N., Nizhegorodov A.I., Moyzes B.B., Kuvshinov K.A., Cherkasov A.S. Dual row rotary piston hydraulic machine with two pumping units. *Advances in Engineering Research*. 2019;188:248-252. <https://doi.org/10.2991/aviaent-19.2019.47>.
14. Kuz'min A.O., Popov V.V., Stazhkov S.M. Hydrodynamic processes in the piston and cylinder unit of axial-piston hydraulic machines. *Vestnik Koncerna VKO «Almaz – Antey» = Journal of «Almaz – Antey» Air and Space Defense Corporation*. 2017;(4):86-90. (In Russ.). <https://doi.org/10.38013/2542-0542-2017-4-86-90>.
15. Kokoshkin N.N., Novosyolov B.V., Shorohov A.I. Parameter optimization of the self-oscillating mode of hydraulic regulator control mechanisms. *Oboronnaya tekhnika*. 2005;2-3:46-49. (In Russ.).
16. Zaitsev A.A. On the use of an axial-piston hydraulic motor with an inclined disk in hydraulic drives of a high-precision servo system. *Voprosy oboronnoy tekhniki. Special'nye sistemy upravleniya, sledyashchie privody i ih element*. 2010;9(3-4):152-157. (In Russ.).
17. Zuev Yu.Yu., Belyaev O.A. Analysis of the energy capabilities of volumetric rotary machines. *Vestnik Moskovskogo energeticheskogo instituta = Bulletin of Moscow Power Engineering Institute*. 2013;3:5-13. (In Russ.).
18. Domogatskiy V.V. Creation of a hydraulic transmission based on roller blade machines. *Stroitel'nye i dorozhnye*

mashiny = Construction and road building machinery. 2009;5:1-5. (In Russ.).

19. Nizhegorodov A.I. Adjustable axial piston pump with two different types of pumping units. *Stroitel'nye i dorozhnye mashiny* = Construction and road building machinery. 2022;11:23-29. (In Russ.).

20. Nizhegorodov A.I. Axial-piston hydraulic machine with two pumping units and a gear drive of cylinder blocks. *Nasosy. Turbiny. Sistemy* = Pumps. Turbines. Systems. 2022;3:29-37. (In Russ.).

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРЕ

Нижегородов Анатолий Иванович,
д.т.н., профессор,
профессор кафедры строительных, дорожных машин
и гидравлических систем,
Иркутский национальный исследовательский
технический университет,
664074, г. Иркутск, ул. Лермонтова, 83, Россия
✉ nastromo_irkutsk@mail.ru

Вклад автора

Автор выполнил исследовательскую работу, на основании полученных результатов провел обобщение, подготовил рукопись к печати.

Конфликт интересов

Автор заявляет об отсутствии конфликта интересов.

Автор прочитал и одобрил окончательный вариант рукописи.

Информация о статье

Статья поступила в редакцию 25.04.2022; одобрена после рецензирования 12.05.2023; принята к публикации 15.06.2023.

INFORMATION ABOUT THE AUTHOR

Anatoly I. Nizhegorodov,
Dr. Sci. (Eng.), Professor,
Professor of the Department of Construction, Road
Machinery and Hydraulic Systems,
Irkutsk National Research Technical University,
83, Lermontov St., Irkutsk 664074, Russia
✉ nastromo_irkutsk@mail.ru

Contribution of the author

The author performed the research, made a generalization on the basis of the results obtained and prepared the copyright for publication.

Conflict of interests

The author declares that there is no conflict of interests regarding the publication of this article.

The final manuscript has been read and approved by the author.

Information about the article

The article was submitted 25.04.2022; approved after reviewing 12.05.2023; accepted for publication 15.06.2023.