

Ж. Усубалиев, Б.С. Султаналиев, К.Т. Эликбаев, Н.Н. Кынатбекова

УДК 621.225

ЖОГОРКУ ИЙИНКҮЧТҮҮ ГИДРАВЛИКАЛЫК КҮЙМЫЛДАТҚЫЧТАН ЖАҢЫ ТҮЗҮЛҮШҮ ЖАНА АНЫН МУНӨЗДӨМӨЛӨРҮ

НОВАЯ КОНСТРУКЦИЯ ВЫСОКОМОМЕНТНОГО ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ДВИГАТЕЛЯ И ЕГО ХАРАКТЕРИСТИКИ

NEW DESIGN OF HIGH-TORQUE HYDRAULIC MOTOR AND ITS CHARACTERISTICS

Ж. Усубалиев, Б.С. Султаналиев, К.Т. Эликбаев, Н.Н. Кынатбекова
Zh. Usubaliev, B.S. Sultanaliev, K.T. Elikbayev, N.N. Kynatbekova

Бул иште бөлүктөрдүн минималдуу санынан турган гидромотордун жөнөкөйлөштүргөн конструкциясы каралат: куту, ротор жана 2 калак, мында ротор жарым сегмент түрүндөгү жумушчу көңдөйгө ээ. Жогорку ийинкүчтүү күймилдатқычтын элементтерине таасир этүүчү күчтөрдүн жана ийинкүчтөрдүн эсептөөлөрү көрсөтүлүп, ийинкүчтүн ротордун радиусуна, басымына жана узундугуна көз карандылыгынын графикитери алынган. Колдонулуп жаткан стандарттык гидравликалык күймилдатқычтар менен кубаттуулуктун өлчөм мунөздөмөлөрүн жана өлчөмдерүн аныктоочу техникалык мунөздөмөлөргө салыштырмалуу талдоо жүргүзүлгөн. Алынган натыйжалардын негизинде геометриялык же технологиялык параметрлерге жарааша гидравликалык күймилдатқычтын конструкциялык сөлөкөтүн иштеп чыгууну баштоого болот. Гидравликалык күймилдатқычтын конструкциясын иштеп чыгуунун бул ыкмасы 25 МПа -га чейинки басымда 100 мм^3 жумушчу көлөмүнө тиешелүү, ок толгоочтун чыгыш учунда ийин күчтүү 1500 Нм -ге чейинки түзүүдө.

В работе рассмотрена упрощенная конструкция гидравлического двигателя, состоящего из минимального числа деталей: корпуса, ротора и лопастей, причем корпус ротора обладает рабочей полостью в форме полусегмента. Проведены расчеты сил и крутящих моментов, действующих на элементы высокомоментного двигателя, и получены графики зависимостей крутящего момента от радиуса, давления и длины ротора. Выполнен сравнительный анализ технических характеристик, определяющих силовые параметры и габариты данной конструкции с существующими типовыми гидромоторами. На основе полученных результатов можно приступить к разработке конструктивной схемы гидравлического двигателя по оптимизированным геометрическим или технологическим параметрам. Данный подход к конструкторской разработке применим для

гидравлических двигателей с рабочим объемом до 100 mm^3 , при давлениях до 25 MPa , создающих крутящий момент на выходном валу до 1500 Nm .

The paper considers a simplified design of a hydraulic motor consisting of a minimum number of parts: a housing, a rotor and blades, where the rotor has a working cavity in the form of a half-segment. Calculations of forces and torques acting on the elements of a high-torque motor are given, and graphs of the dependences of torque on the radius, pressure and length of the rotor are obtained. A comparative analysis of technical characteristics determining the power parameters and dimensions with existing typical hydraulic motors is carried out. Based on the results obtained, it is possible to start developing a design scheme for a hydraulic motor, depending on geometric or technological parameters. This method of designing a hydraulic motor is applicable to a working volume of 100 mm^3 at a pressure of up to 25 MPa , while creating a torque at the eastern end of the shaft up to 1500 Nm .

Түйүн сөздөр: жогорку ийинкүчтүү кыймылдаткыч; тулку; ротор (айланма); калак; толгоочу ийинкүч; тулку; жумуштук басым; радиус; ротордун узундугу.

Ключевые слова: высоко моментный гидродвигатель; корпус; ротор; лопасть; крутящий момент; корпус; рабочее давление; радиус; длина ротора.

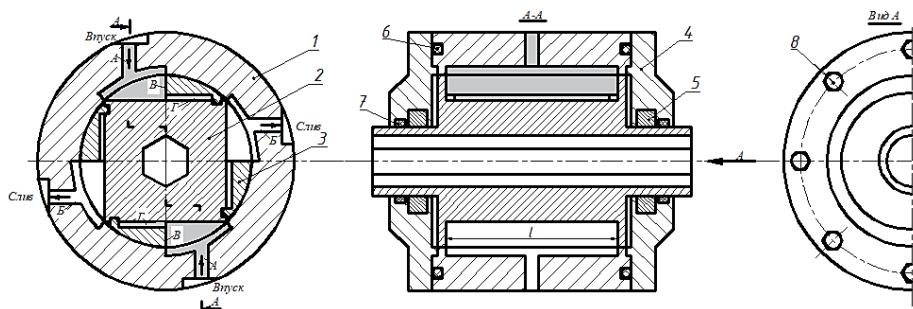
Keywrds: high-torque hydraulic motor; housing; rotor; blade; torque; frame; operating pressure; radius; rotor length.

Введение. Гидромоторы, преобразующие энергию жидкости под давлением в механическое вращательное движение, являются ключевым элементом гидравлических систем. Их ценные качества, такие как высокий крутящий момент, компактность и надежность, обеспечили широкое применение в строительстве, машиностроении, сельском хозяйстве и транспорте. В контексте современных требований к технике, направленных на повышение эффективности и надежности, разработка гидромоторов остается актуальной задачей. Существуют различные конструктивные типы гидромоторов: шестеренные, героторные, пластинчатые, радиально-поршневые и аксиально-поршневые, каждый из которых характеризуется сложностью конструкции и наличием множества подвижных соединений. С инженерной точки зрения надёжность — это прежде всего простота конструкции. Чем меньше деталей, узлов и механизмов, тем выше надёжность каждой детали и узла, и, следовательно, выше надёжность машины в

целом. В механизме любое подвижное соединение снижает КПД и надёжность его работы [1].

Методика исследований. Авторами в 2010 году была предложена конструкция высокомоментного роторного устройства [2]. В данной работе предлагается максимально упрощенная конструкция гидромотора. Как известно, для получения вращательного движения механизм должен состоять как минимум из двух элементов: статора (корпуса) и ротора (вала), а также из источника движения (для гидродвигателей это рабочая жидкость под давлением). С точки зрения конструктивного исполнения в гидродвигателе необходимо также наличие рабочей камеры либо в роторе, либо в статоре. Для вращения ротора необходимо в рабочей камере создать разность давлений, действующих на стенки камеры за счет особенности конструкции ротора, которая и создаст крутящий момент на валу ротора. С этой целью введены изменения в конструкцию ротора, размещенного в цилиндрическом корпусе, в котором ротор выполнен в виде квадратной призмы с полостями и раздвижными лопатками [3].

На рисунке 1 представлена конструктивная схема высокомоментного гидравлического двигателя, который состоит из корпуса 1, ротора 2, четырех лопаток 3, крышек 4, подшипников скольжения 5, торцевых 6 и радиальных 7 уплотнителей и крепежных болтов 8 [3].



1 – корпус; 2 – ротор; 3 – лопасть; 4 – крышка;
5, 6, 7 – прокладки; 8 – болты.

Рисунок 1 – Конструктивная схема высокомоментного гидромотора

Внутренняя полость корпуса 1 выполнена цилиндрической с сегментными пазами для подводящего и отводящего каналов рабочей жидкости, которые, в свою очередь, соединены с напорной и сливной магистралями. Длина пазов вдоль оси ротора равна длине лопаток 3, которые выполнены в виде 1/8 части сегментных призм, расположенных на гранях ротора 2, выполненного в виде квадратной призмы с диагональю, равной диаметру цилиндра ротора. С краю на поверхности призм имеются углубления для упора выступов лопаток 3, являющихся соединительными элементами, передающими крутящий момент от лопаток валу. Торцевые стороны квадратной призмы имеют боковые буртики в виде дисков для создания рабочей камеры, причем диаметры дисков равны диагонали квадрата (диаметру цилиндра). В роторе по оси вращения имеется шестиугольное отверстие для соединения вала с выходом (рис. 2). Лопатки 3, наружная поверхность которых имеет образующую окружности, равную радиусу цилиндра, а поверхность, прилегающая к плоскости ротора, имеет с краю (справа) выступ, входящий в канавку ротора. Кроме этого, на этой поверхности имеется полость, образованная боковыми упорами (спереди и сзади), для балансировки рабочего давления относительно оси вращения и прижатия лопатки к внутренней поверхности цилиндра (рис. 3).

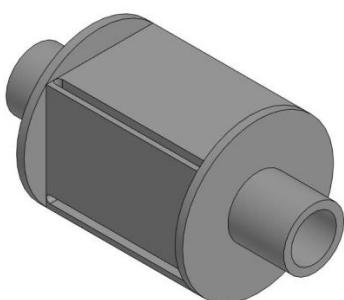


Рисунок 2 – Конструкция
вала

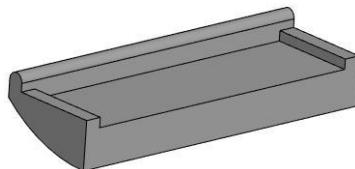


Рисунок 3 – Конструкция
лопатки

Предлагаемая конструкция высокомоментного гидравлического двигателя позволяет достичь высоких крутящих моментов при относительно малом габарите и простоте конструкции.

Силы F_1 , F_2 , F'_2 (рис. 4), действующие на соответствующие площади определяются как:

$$F_1 = P \cdot l \cdot k = P \cdot l \cdot r \cdot \cos \alpha, \quad (1)$$

$$F_2 = P \cdot l \cdot h = P \cdot l \cdot r \cdot (1 - \sin \alpha), \quad (2)$$

$$F'_2 = P \cdot l \cdot (k - b) = P \cdot l \cdot (r \cdot \cos \alpha - b), \quad (3)$$

где r – внутренний радиус гильзы корпуса; l – длина ротора; P – давление жидкости; α – угол поворота ротора между пуском и выпуском рабочей жидкости ($\alpha = \frac{\pi}{4}$); k – ширина горизонтальной поверхности сегмента, $k = r \cdot \cos \alpha$; h – высота вертикальной поверхности лопасти, $h = r \cdot (1 - \sin \alpha)$, где a – ширина участка для компенсирующей плоскости; b – ширина канавки для шпонки.

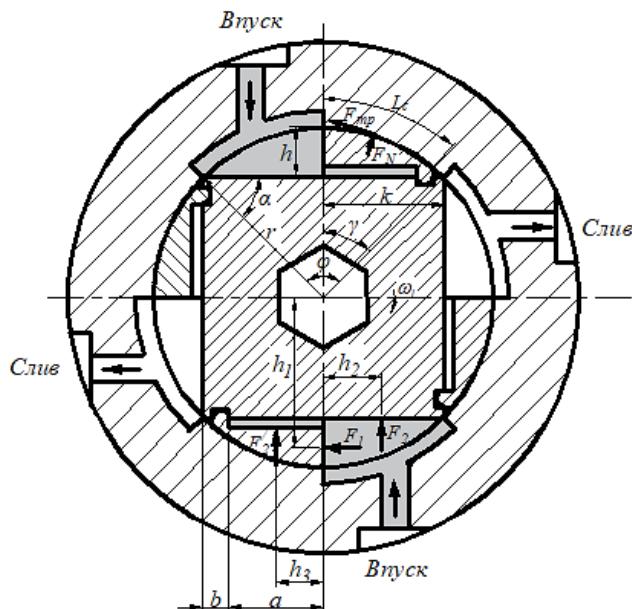


Рисунок 4 – Расчетная схема гидромотора

Моменты сил M_1 , M_2 и M'_2 относительно оси вращения определяются как:

$$M_1 = F_1 \cdot \frac{k}{2} = P \cdot l \cdot \frac{k^2}{2} \cdot \cos \alpha = P \cdot l \cdot r^2 \frac{\cos^2 \alpha}{2}, \quad (4)$$

$$\begin{aligned} M_2 &= F_2 \cdot (r - \frac{h}{2}) = P \cdot l \cdot r^2 \cdot (1 - \sin \alpha) \left[1 - \left(\frac{1}{2} + \frac{\sin \alpha}{2} \right) \right] = \\ &= P \cdot l \cdot r^2 \left(\frac{1}{2} - \frac{\sin^2 \alpha}{2} \right) = P \cdot l \cdot r^2 \cdot \frac{\cos^2 \alpha}{2} \end{aligned} \quad (5)$$

$$M'_2 = F'_2 \cdot \frac{(k - b)}{2} = P \cdot l \cdot \frac{(k - b)^2}{2} = P \cdot l \cdot \frac{(r \cos \alpha - b)^2}{2} . \quad (6)$$

Сила нормального давления, прижимающая полусегмент к корпусу (рис. 4), определяется как

$$F_N = P \cdot l \cdot L_c = P \cdot l \cdot \frac{\pi \gamma}{180} \cdot r , \quad (7)$$

где L_c – длина полусегмента, определяемая как $L_c = \frac{\pi \gamma}{180} \cdot r$.

Сила и момент трения, возникающие между полусегментом и корпусом, определяются как:

$$F_{mp} = F_N \cdot f_{mp} = P \cdot l \cdot \frac{\pi \gamma}{180} \cdot r \cdot f_{mp} , \quad (8)$$

$$M_{mp} = F_{mp} \cdot r = P \cdot l \cdot \frac{\pi \gamma}{180} \cdot f_{mp} \cdot r^2 , \quad (9)$$

где f_{mp} – коэффициент трения.

Исходя из того, что конструкция гидродвигателя имеет две рабочие камеры, сумма моментов сил относительно оси вращения ротора будет определяться как:

$$\begin{aligned} \sum M &= 2(M_1 - M_2 + M'_2 - M_{mp}) = \\ &= 2(P \cdot l \cdot r^2 \frac{\cos^2 \alpha}{2} - P \cdot l \cdot r^2 \cdot \frac{\cos^2 \alpha}{2} + P \cdot l \cdot \frac{(r \cos \alpha - b)^2}{2} - P \cdot l \cdot \frac{\pi \gamma}{180} \cdot f_{mp} \cdot r^2) = \\ &= P \cdot l \cdot (r \cos \alpha - b)^2 - 2 \cdot P \cdot l \cdot \frac{\pi \gamma}{180} \cdot f_{mp} \cdot r^2 . \end{aligned} \quad (10)$$

Результаты исследования. Используя зависимость (10), найден результатирующий крутящий момент для следующих случаев:

- при давлении в рабочей камере в интервале $P=10\text{--}50 \text{ МПа}$, при следующих геометрических параметрах: $b=0,004 \text{ м}$, $r=0,05 \text{ м}$, $l=0,1 \text{ м}$.
- при рабочем давлении $P=10 \text{ МПа}$, при радиусе ротора в интервале $r=0,02\text{--}0,1 \text{ м}$ и при геометрических параметрах: $b=0,004 \text{ м}$, $l=0,1 \text{ м}$.
- при рабочем давлении $P=10 \text{ МПа}$, длине лопасти ротора в интервале $l=0,05\text{--}0,2 \text{ м}$ и при геометрических параметрах: $b=0,004 \text{ м}$, $r=0,05 \text{ м}$.

Для указанных вариантов построены графики зависимости $M(r)$ (рис. 5 б), $M(P)$ (рис. 5 а) и $M(l)$ (рис. 5 в).

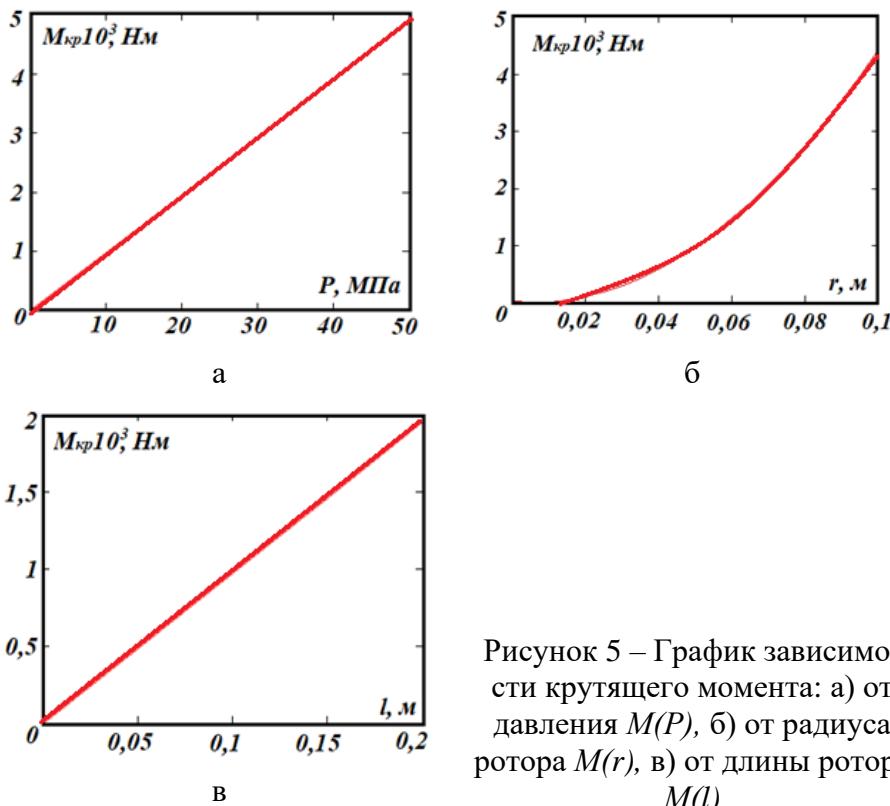


Рисунок 5 – График зависимости крутящего момента: а) от давления $M(P)$, б) от радиуса ротора $M(r)$, в) от длины ротора $M(l)$

Анализ полученных диаграмм показывает, что крутящий момент ротора для гидродвигателей данной конструкции в значительной степени зависит от радиуса ротора и давления, а длина ротора оказывает меньшее влияние. Следовательно, при проектировании

гидравлического двигателя, в зависимости от требований к габаритам и весу, необходимо уделить особое внимание выбору оптимального радиуса ротора. Так, например, при диаметре ротора гидродвигателя до 80 мм крутящий момент может достигать до 101 Нм (таблица 1), а при диаметре до 200 мм уже $M_{kp} = 4423$ Н·м, т.е. на два порядка выше, возрастает параболически.

Таблица 1 – Крутящий момент на валу в зависимости от диаметра ротора

Диаметр ротора d , мм	40	80	120	160	200
Крутящий момент M_{kp} , Н·м	101	585	1467	2746	4423

Величина крутящего момента гидравлических двигателей зависит от давления рабочей жидкости и рабочего объема камеры, причем рабочий объем является определяющим фактором [3]. Для нашего случая рабочий объем камеры (рис. 1 и 4) будет:

$$q = 2S_c l, \quad (11)$$

где S_c – площадь сегмента [4] полости камеры (рис. 4), которая равна:

$$S_c = \frac{1}{2} r^2 (\varphi - \sin(\varphi)) = \frac{1}{4} r^2 (\varphi - \sin(\varphi)), \quad (12)$$

здесь $\varphi = 2\gamma$.

Подставив зависимость (12) в (11), окончательно получаем объем рабочей камеры:

$$q = 2 \cdot \frac{1}{4} r^2 (\varphi - \sin(\varphi)) l = \frac{1}{2} r^2 (\varphi - \sin(\varphi)) l. \quad (13)$$

Рассмотрим крутящий момент в начале движения при конкретных параметрах гидродвигателя: $r = 5$ см ($d = 100$ мм); $l = 10$ см; $P = 16$ МПа; $q = 71,35 \text{ см}^3$; $M = 1562$ Нм, $m = 3,56$ кг и сравним с известными типами гидромоторов, работающих при рабочих давлениях от $P = 1$ 6 до 25 МПа (таблица 2).

Таблица 2 – Технические характеристики различных гидромоторов

Гидромоторы	Рабочий объем, см ³	Давление, МПа	Крутящий момент, Н·м	Масса, кг	Частота вращения, об/мин
Шестеренные PGM 640	100	18	258	25,5	3000
Геороторные МН	502,4	17,5	850	32,2	370
Пластинчатые	252,2	24	985	21,4	400
Аксиально-поршневые серии 310	250	20	837	65	960
Радиально- поршневые AHMS03-230	225	25	850	26,6	250
Высокомоментный гидродвигатель (предлагаемый)	71,35	16	1562	8,56	250

Выводы

Как видно из таблицы 2, для получения крутящего момента в пределах 800–900 Нм различные гидромоторы требуют большого рабочего объёма, а следовательно, и значительной массы. Предлагаемая конструкция высокомоментного гидромотора позволяет достичь в два раза большего крутящего момента (1562 Нм) при меньшем рабочем объёме и массе в сравнении с существующими.

Литература

1. Идеология надёжности машины, мотора.
<https://www.drive2.ru/b/64434872444673519> (дата обращения: 2.04.2025 г.)
2. Устройство роторное. Патент № 1219 KG (11) 1219 C1 (46). F01C1/00. / Ж. Усубалиев, В.К. Ким, К.Т. Эликбаев, Н.Т. Саадабаев; заявл.: 15.10. 2008 г. Опубликовано: Бюл. №1 от 30.01 2010.

3. Высокомоментный гидравлический двигатель. Патент № 420 (19) KG (11) 420 (13) C2 (51) F01C1/00. /С.Б. Султаналиев, Ж. Усубалиев, К.Т. Эликбаев, Н.Н. Кынатбекова; заявл.: 20.05. 2024 г. Опубликовано: Бюл. №4 от 30.04 2025.
4. Гидродвигатели. Типы. Характеристики преимущества и недостатки различных конструкций. https://rg-gidro.ru/reviews/stati_i_obzory/gidrodvigateli_tipy_kharakteristiki_preimushchestva_i_nedostatki_razlichnykh_konstruktsiy/ (дата обращения: 14.08.2024 г.)
5. Ануриев В.И. Справочник машиностроителя. – Т.1. Машиностроение. – М.: 1978. – 728 с.