ГИАБ. Горный информационно-аналитический бюллетень /
MIAB. Mining Informational and Analytical Bulletin, 2021;(7):165-175
ОРИГИНАЛЬНАЯ СТАТЬЯ / ORIGINAL PAPER

УДК 622.276 DOI: 10.25018/0236_1493_2021_7_0_165

УВЕЛИЧЕНИЕ РЕСУРСА РАБОТЫ ШАРИКОВЫХ КЛАПАНОВ ПОРШНЕВЫХ И ПЛУНЖЕРНЫХ НАСОСОВ

С.А. Заурбеков[1], Г.К. Аканова[1], Д.Е. Балгаев[1], К.С. Заурбеков[1]

[1] Институт металлургии и промышленной инженерии, Satbayev University, Алматы, Республика Казахстан, e-mail: dos_mjk@mail.ru

Аннотация: Рассмотрен вопрос увеличения ресурса работы поршневых и плунжерных насосов за счет совершенствования конструкции шариковых всасывающих и нагнетательных клапанов. Рассмотрены плунжерные насосы горизонтального и вертикального действия, оснащенные шариковыми всасывающими и нагнетательными клапанами. Подробно рассмотрены особенности конструкции клапанного узла серийных насосов, сделано предложение по совершенствованию конструкции клапана, направленное на обеспечение вращения шарика клапана при его открытии и закрытии. Традиционная конструкция шарикового клапана состоит из следующих основных частей: корпуса, посадочного элемента — седла и запорного элемента — шарика. В процессе открытия клапана шарик поднимается вверх потоком всасываемой жидкости, а при закрытии клапана шарик движется вниз и садится на седло. Движение шарика вверх ограничивается конструкцией корпуса. Геометрические конструктивные размеры элементов шарикового клапана определяются техническими параметрами насоса, такими как подача, давление и т.д. В процессе работы шарикового клапана запорный элемент (шарик) «садится» одной и той же поверхностью на седло, в связи с чем поверхность касания «шарик–седло» на обоих элементах изнашивается и, как следствие, наблюдается потеря герметичности, которая в течение времени работы интенсивно растет и в конечном итоге требует замены клапанного узла насоса. Для увеличения межремонтного периода работы узла «шарик–седло» предложено конструктивное решение по обеспечению вращения шарика вокруг своей оси при открытии клапана, что позволит сделать посадку шарика на седло каждый раз новой поверхностью. Вращение шарика всасывающего клапана при открытии, т.е. движение шарика вверх (всасывание) осуществляется за счет установки на внутренней поверхности седла пластины, обеспечивающей смещение направления движения потока относительно центральной оси клапана. Вследствие завихрения потока жидкости возникает неравномерность обтекания шарика, что приводит к его принудительному вращению при движении вверх как вокруг горизонтальной, так и относительно вертикальной оси симметрии, за счет чего каждый раз при движении вниз шар «садится» на седло новой поверхностью), прижимаясь при этом к седлу надклапанным столбом откачиваемой жидкости и закрывая тем самым клапан. Конструктивное решение направлено на увеличение межремонтного периода работы насоса.

Ключевые слова: поршневой (плунжерный) насос горизонтального и вертикального действия, всасывающий клапан, нагнетательный клапан, шариковый клапан, седло, шарик, скважинный насос, ремонт насоса.

Для цитирования: *Заурбеков С. А., Аканова Г. К., Балгаев Д. Е., Заурбеков К. С.* Увеличение ресурса работы шариковых клапанов поршневых и плунжерных насосов // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2021. – № 7. – С. 165–175. DOI: 10.25018/0236_1493_2021_7_0_165.

© С.А. Заурбеков, Г.К. Аканова, Д.Е. Балгаев, К.С. Заурбеков. 2021.

Extension of operational life of ball valves in piston and plunger pumps

S.A. Zaurbekov[1], G.K. Akanova[1], D.Y. Balgayev[1], K.S. Zaurbekov[1]

[1] Institute of Metallurgy and Industrial Engineering, Satbayev University, Almaty, Republic of Kazakhstan, e-mail: dos_mjk@mail.ru

Abstract: The article addresses extension of operational life of piston and plunger pumps by means of design development of ball-type intake and forcing valves. The study focuses on horizontal and vertical plunger-type pumps fitted with ball-type intake and forcing valves. Design of the valve units of series-produced pumps is examined in detail, and it is proposed to improve the valve design by making the valve ball rotatable in opening and closing. The standard-design ball valve is composed of a body, a seat and a shutoff ball. In opening of the valve, the ball is lifted by the intake flow; in the valve closing, the ball moves down and sits down on the seat. The upward travel of the ball is limited by the body structure. Geometries of the ball valve components are governed by the technical parameters of the pump, such as feed, pressure, etc. During operation of the ball valve, the shutoff ball always puts the same face on the seat and the ball–seat interface wears down. As a consequence, the loss of hydraulic soundness grows extensively during operation of the valve and, finally, leads to the requirement to replace the valve unit of the pump. Aiming to extend the repair interval for the ball–seat assembly, the proposed engineering solution consists in making the ball rotatable around its axis during opening of the valve so that the ball puts its different face on the seat every time of seating. Rotation of the intake ball valve in opening, i.e. in upward travel of the ball, is ensured by installation of a plate on the internal surface of the seat. The plate provides deviation of the fluid flow from the central axis of the valve. Owing to the fluid flow swirling, the ball flow-around becomes nonuniform. As a result, the ball is forced to rotate in upward motion both relative to the horizontal and vertical axes of symmetry. As a consequence, in every seating, the ball puts different face on the seat, is pressed to the seat by the valve fluid and shuts the valve off. This engineering solution is aimed to extent the repair interval in operational life of pumps.

Key words: horizontal and vertical piston (plunger) valve, intake valve, forcing valve, ball valve, bottom-hole pump, pump repair.

For citation: Zaurbekov S. A., Akanova G. K., Balgayev D. Y., Zaurbekov K. S. Extension of operational life of ball valves in piston and plunger pumps. *MIAB. Mining Inf. Anal. Bull.* 2021;(7):165-175. [In Russ]. DOI: 10.25018/0236_1493_2021_7_0_165.

Актуальность

Поршневые и плунжерные насосы широко используются в горнодобывающей, горно-обогатительной, нефтяной, химической промышленности для транспортировки сред в виде воды, нефти, масла, шламов и суспензий с высоким содержанием твердой фракции. Насосы позволяют транспортировать материалы с содержанием твердой фракции до 70% и размером твердых частиц до 80 мм на расстояния до 3000 м и высоту свыше 600 м.

Особенностью конструкции поршневых (плунжерных) насосов является применение шариковых клапанов в качестве всасывающих и нагнетательных. Шариковые клапаны характеризуются простотой и надежностью конструкции, длительностью эксплуатации, в связи с

этим нашли широкое применение в конструкциях поршневых (плунжерных) насосов горизонтального и вертикального исполнения, применяемых во всех отраслях промышленности.

Скважинный штанговый насос состоит из плунжера, который герметично движется вверх и вниз по цилиндру. Плунжер имеет в своей конструкции обратный клапан (нагнетательный), который позволяет течь жидкости вверх, но не вниз. В современных насосах он представляет собой пару седло-шар. Также имеется клапан всасывающий, который приспособлен для того, чтобы жидкость не текла вниз, но имела возможность течь вверх, подобно нагнетательному клапану. Такой клапан расположен внизу насоса.

Плунжерные насосы горизонтального действия, оснащенные шариковыми клапанами, широко используются в качестве привода или механизма в специальных агрегатах. Конструктивная схема и принцип работы типового плунжерного насоса представлены на рис. 1.

Принцип работы плунжерного поршневого насоса горизонтального действия основан на работе кулачкового вала, обеспечивающего движение возвратно-поступательного характера плунжера насоса. В процессе кручения вала роликовый толкатель приводит поршень (плунжер) в движение, из-за чего рабочее давление внутри рабочей камеры становится значительно ниже, чем давление жидкости у всасывающего патрубка.

Разность давления приводит к открытию клапана и заполнению рабочей камеры перекачиваемой средой. Следующий оборот вала заставляет поршень двигаться в обратную сторону. Давление

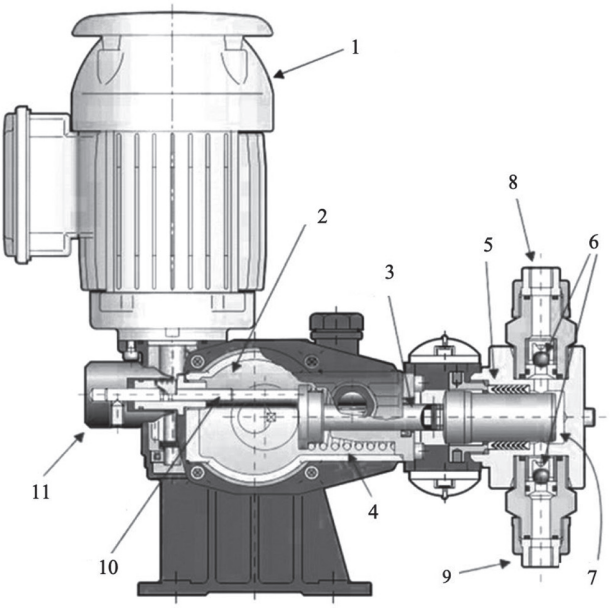

Рис. 1. Конструктивная схема и принцип работы плунжерного насоса горизонтального действия [1]: 1 — электродвигатель; 2 — коробка передач; 3 — приводной вал; 4 — возвратная пружина; 5 — торцовое уплотнение; 6 — шариковые клапана; 7 — рабочий плунжер; 8 — напорный патрубок; 9 — всасывающий патрубок; 10 — манометрический винт; 11 — ручка управления микрометрическим винтом

Fig. 1. Structural layout and operating principle of horizontal plunger-type pump: 1 — motor; 2 — transmission; 3 — gear shaft; 4 — return spring; 5 — face seal; 6 — ball valves; 7 — plunger; 8 — forcing pipe; 9 — intake pipe; 10 — pressure screw; 11 — pressure crew control

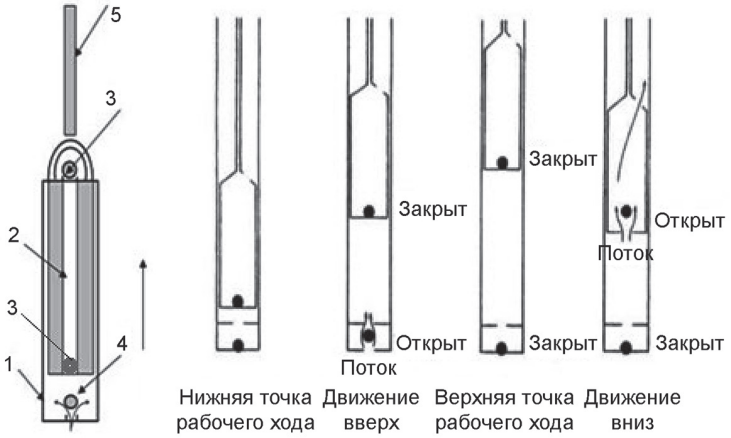

Рис. 2. Устройство и принцип действия плунжерного насоса вертикального действия: 1 — цилиндрический корпус; 2 — пустотелый плунжер; 3 — нагнетательный шариковый клапан; 4 — всасывающий шариковый клапан; 5 — насосная штанга

Fig. 2. Arrangement and operating principle of vertical plunger-type pump: 1 — cylindrical body; 2 — hollow plunger; 3 — forcing ball valve; 4 — intake ball valve; 5 — pumping rod

в рабочей камере растет, и жидкость из нее выдавливается через нагнетательный клапан. Все время, пока крутится вал, происходит циклический процесс движения поршня и перекачки среды.

Специфика работы разных по типу и устройству плунжерных насосов горизонтального действия остается неизменной.

Плунжерные насосы вертикального действия, оснащенные шариковыми клапанами, относятся к погружным насосам, принцип действия которых основан на ходе плунжера в вертикально расположенном цилиндре, спущенном под уровень откачиваемой жидкости. В качестве всасывающего и нагнетательного клапанов используются шариковые клапана.

Одним из основных способов механической откачки (добычи) воды и других видов жидкостей в течение длительного периода времени являются плунжерные насосы вертикального действия. Это обусловлено простотой их конструкции, надежностью в работе, долговечностью их элементов. Также этому способствовали конструктивная простота, не дефицитность и дешевизна применяемых при их изготовлении материалов, высокая надежность и неприхотливость в обслуживании [2]. В ряде отраслей они получили название скважинные штанговые насосы (СШН).

Устройство и принцип работы плунжерных насосов вертикального действия представлены на рис. 2. Насос отличается простотой конструкции и состоит из цилиндрического корпуса *1*, в котором движется пустотелый плунжер *2*, имеющий шариковый клапан *3*, выполняющий роль нагнетательного, в нижней части корпуса смонтирован шариковый клапан *4*, выполняющий роль всасывающего, движение плунжера обеспечивается через штанги *5*.

Основным, наиболее слабым узлом в конструкции штанговых насосов являются клапаны. В изготавливаемых насосах используются клапаны разных конструкций. Также используются разные исполнения «седло — клапан».

В серийно выпускаемых скважинных насосах используются клапаны разных конструкций. Также используются разные схемы исполнения конструкций клапанного узла [3].

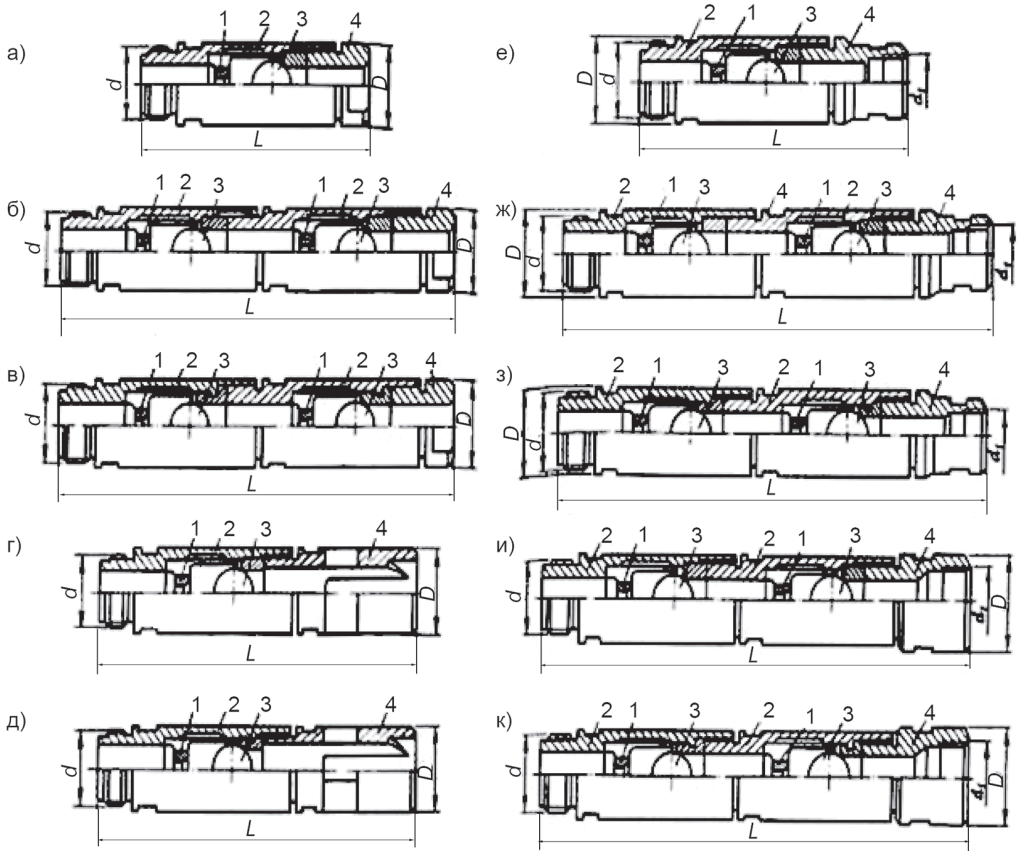

Рис. 3. Шариковые клапана СШН в различном конструктивном исполнении: С1К.dН (С1КИ.dН) (а); С2К.dН (б); С2КБdН (в); С1К.dЛ (С1КИ.dЛ) (г); С1КБ.dЛ (д); С1К.dВ (С1КИ.dВ) (е); С2К.dВ (ж); С2КБdВ (з); 1С2К.dВ (и); 1С2КБ.dВ (к); 1 — стакан; 2 — корпус клапана; 3 — пара «седло — шарик»; 4 — наконечник

Fig. 3. Alternative-design ball valves of oil well pumps: S1K.dH (S1KI.dH) (a); S2K.dH (b); S2KBdH (v); S1K.dL (S1KI.dL) (g); S1KB.dL (d); S1K.dV (S1KI.dV) (e); S2K.dV (zh); S2KBdV (z); 1S2K.dV (i); 1S2KB.dV (k); 1 — barrel; 2 — valve body; 3 — seat–ball couple; 4 — tip

Серийно выпускаемый шариковый клапан (рис. 3) состоит из запорного органа *1* (шара), седла *2* с проходным отверстием. В процессе работы насоса шарик клапана осуществляет подъем и спуск за один ход плунжера «вверх — вниз». В процессе длительной эксплуатации происходит разгерметизация посадочного места шара за счет попадания абразивных частиц эксплуатации и образования наклепа и микрозазоров между шаром и седлом, за счет частых ударов шара по седлу [3].

Уплотнение клапана и продолжительность его работы напрямую зависит от формы седла клапана. Установлено [3, 4], что все типы лицевых поверхностей становятся в процессе работы сферической формы с радиусом, равным радиусу шарика. Долговечность использования шариковых клапанов обеспечивается процессом притирки шарика в седле в процессе работы и относительно большой активной поверхностью шарика.

Критерии, которым должен соответствовать клапан [4]:

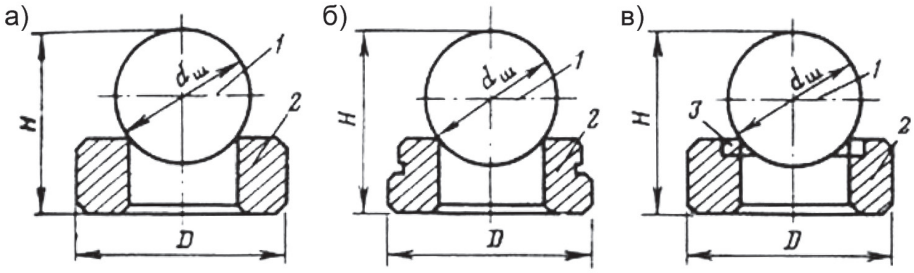

Рис. 4. Пара «седло — шарик» СШН: К или КИ (а); КБ (б); КИ (в); 1 — шарик; 2 — седло; 3 — кольцо из твердого сплава

Fig. 4. Seat–ball couple in oil well pumps: K or KI (a); KB (b); KI (v); 1 — ball; 2 — seat; 3 — carbide ring

• масса седла должна быть наибольшей из возможных, а у шарика — наименьшая; это может быть достигнуто при уменьшении диаметра шарика или при снижении его веса;

• проходное сечение клапана должно быть минимальным для снижения сопротивления потоку;

• прочность шарика должна быть ниже прочности седла, чтобы предотвратить его смятие под действием повторяющихся ударов шарика;

• твердость седла должна быть ниже твердости шарика, чтобы шарик в процессе работы сохранил свою форму и первоначальное состояние поверхности.

Рис. 5. Поле контакта элементов клапана «седло — шарик»

Fig. 5. Contact field of seat–ball assembly members

К основным причинам износа шарикового клапана относят:

• коррозионность среды;

• абразивность среды из-за присутствия песка;

• деформацию, так как при посадке шарика в седло он подвергается многочисленным ударам;

• механический износ объясняется трением седла и шарика [5].

Работоспособность шарового клапанного узла низка, так как контактное касание происходит по линейному принципу, что хорошо иллюстрируется на рис. 4, приведенном в работе [5].

Сфера, вписанная в конус, представляет по линии касания круг, как показано на рис. 5. При линейной герметизации малейшее несовпадение с идеальными геометрическими формами приводит к появлению зазоров между контактирующими элементами. Через эти зазоры происходят утечки откачиваемой пластовой жидкости [5].

Надежность шарового клапана снижается под действием коррозии или механических повреждений за счет абразива, содержащегося в перекачиваемой жидкости при малейшем износе. Поскольку откачиваемая жидкость, как правило, имеет высокую коррозионную активность, добиться надежной работы шарового клапанного узла практически невозможно. Поэтому отказы насоса из-за износа клапанов составляют 20 — 30%

от общего количества отказов скважинного оборудования [6].

На герметичность клапанной пары большое влияние оказывает форма посадочной кромки седла, которая должна повторять соответствующую форму шарика. Поэтому для достижения высокой герметичности пары седло — шарик их притирают друг к другу. Герметичность пары определяют на вакуум-приборе.

Работа клапанного узла зависит от соотношения диаметров шарика и седла. Чем больше диаметр проходного отверстия седла клапана, тем меньше гидравлические потери на клапанном узле, что особенно важно при откачке вязких жидкостей.

С целью устранения потери герметичности в паре «шарик — седло» нами предложена новая, усовершенствованная конструкции седла клапана (рис. 6).

Предлагаемая конструкция шарикового клапана насоса содержит корпус *1*, внутри которого беззазорно установлено седло *2* с центральным отверстием и расположенным сверху седла *2* шариком *3*. Осевая линия *4* центрального отверстия седла смещена относительно вертикальной оси симметрии *5* на угол α = 10–12°. К внутренней стенке центрального отверстия седла *2* прикреплена дополнительно введенная в состав клапана сменная пластина *6* шириной $S = (0{,}2 - 0{,}3) \cdot d$, где S — ширина пластины; d — диаметр отверстия седла.

Пластина *6* размещена по всей высоте h центрального отверстия седла *2* на 1/4 длине его окружности и изготовлена из материала со стабильными упругими характеристиками, например, из пружинно-рессорной стали 65Г.

В предложенной усовершенствованной конструкции клапана, представленного на рис. 6, при прохождении через него потока жидкости происходит смещение направления движения потока относительно центральной оси клапана, что обеспечивается пластиной *6*. Вследствие такого движения потока жидкости возникает неравномерность обтекания шара *3* и обеспечивается его принудительное вращение при движении вверх как вокруг горизонтальной, так и относительно вертикальной оси симметрии, за счет чего каждый раз при движении вниз шар садится на седло новым местом (новой поверхностью), прижимаясь при этом к седлу надклапанным столбом откачиваемой жидкости и закрывая тем самым клапан.

Предложенная конструкция клапана позволяет сохранять его герметичность до полного износа либо запорного органа и седла, либо обоих вместе, и тогда

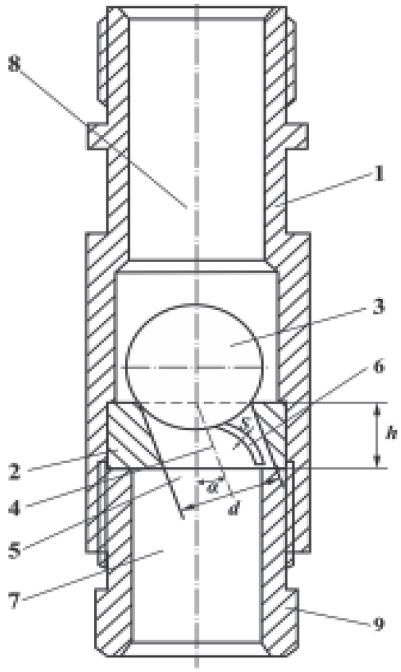

Рис. 6. Усовершенствованная конструкция клапана СШН: 1 — корпус; 2 — седло; 3 — шарик; 4 — осевая линия; 5 — вертикальная ось симметрии; 6 — пластина; 7 — подклапанная полость; 8 — надклапанная полость; 9 — наконечник

Fig. 6. Improved design of oil well pump valve: 1 — body; 2 — seat; 3 — ball; 4 — axial line; 5 — vertical axis of symmetry; 6 — plate; 7 — cavity under the valve; 8 — cavity above the valve; 9 — tip

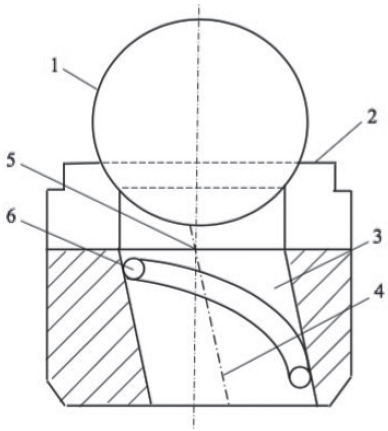

Рис. 7. Спроектированный клапанный узел СШН: 1 — шарик; 2 — седло; 3 — отверстие; 4 — проходное отверстие; 5 — геометрический центр; 6 — пластина

Fig. 7. Designed valve unit of oil well pump: 1 — ball; 2 — seat; 3 — orifice; 4 — hole pass; 5 — geometrical center; 6 — plate

шар проваливается в выработанное по его диаметру проходное отверстие седла, что не требует специального подземного ремонта скважины.

Для проведения гидродинамических исследований [6] был изготовлен клапанный узел «шарик — седло» в натуральную величину. Седло клапанного узла на внутренней части имеет пластинку, расположенную по спирали на внутренней поверхности проходного канала седла, причем ширина пластины равна половине проходного сечения канала седла. Положение пластины можно варьировать для необходимого угла наклона, который изменялся через каждые 5° с 30 до 60° (см. рис. 7).

Клапан состоит из запорного органа (шара) *1* и седла *2* с проходным отверстием *3*. Осевая линия проходного отверстия *4* смещена относительно осевой линии и геометрического центра *5* уплотняющей кромки седла клапана. На стенке проходного отверстия под углом закреплена пластина *6* [8].

За счет такой конструкции клапана при прохождении через него потока флюида происходит смещение струи флюида относительно осевой линии клапана и дополнительно возникает завихрение потока из-за наличия пластины. Возникающая вследствие этого неравномерность обтекания запорного органа приводит к его вращению вокруг своего центра тяжести при подъеме шара. При этом достигается равномерный износ всей поверхности запорного органа — шаровая форма сохраняется, а диаметр постепенно уменьшается.

Предложенная конструкция клапана позволяет сохранить герметичность до полного износа либо запорного органа или седла, либо обоих вместе.

Изменение положения пластины в зависимости от объема входной жидкости, веса запорного элемента позволяет регулировать завихрение потока, проходящего через проходное сечение седла клапана, и таким образом влиять на вращение шарика при его подъеме. Посадка шарика на седло клапана в разном положении при длительной эксплуатации обеспечивает «притирку» клапана и снижает выработку посадочного места на седле.

Заключение

Разработанная конструкция шарового клапана обладает научной новизной, что подтверждается полученным патентом.

Предложенное конструктивное решение шарового клапана обеспечивает вращение запорного элемента — шара — при движении вверх.

При закрытии клапана шар садится на седло в новом положении, что позволяет обеспечить своеобразную притирку клапана и снизить выработку посадочных мест шарика и седла.

Конструкция шарикового клапана проста, технологична в изготовлении, ремонтопригодна, не материалоемка, надежна в работе, легко тиражируема.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *ГОСТ Р 51896-2002.* Насосы скважинные штанговые. Общие технические требования. — М.: РГУ нефти и газа им. И.М. Губкина, 2002. — 26 с.

2. *Шишлянников Д. И., Тяктев М. М.* Результаты испытаний перспективных приводов штанговых насосных установок // Актуальные проблемы повышения эффективности и безопасности эксплуатации горношахтного и нефтепромыслового оборудования. — 2016. — Т. 1. — С. 103—108.

3. *Билалова Г. А.* Глубинно-насосная добыча нефти с использованием штанговых и электроцентробежных насосов. — Ростов: Феникс, 2020. — 172 с.

4. *Долов Т. Р.* Исследование работы клапанных узлов скважинных штанговых насосных установок: диссертация ... канд. техн. наук: 05.02.13. — Ухта: УГТУ, 2017.

5. *Молчанов А. Г.* Пути дальнейшего совершенствования штанговых скважинных насосных установок // Бурение и нефть. — 2014. — № 2.

6. *Насретдинов М. Р.* Повышение эффективности эксплуатации штанговых глубинных насосов за счет применения намагниченного седла клапана // Современные технологии в нефтегазовом деле — 2018: Сборник трудов Международной научно-практической конференции. Т. 2. — Уфа: Изд-во УГНТУ, 2018. — С. 78—82.

7. *Галимуллин М. Л., Габдрахимов М. С., Сулейманов Р. И., Зарипова Л. М., Зиянгиров А. Р.* Влияние широкопроходного клапана на подачу глубинного насоса // Оборудование и технологии для нефтегазового комплекса. — 2015. — № 4. — С. 22—27.

8. *Долов Т. Р., Ивановский В. Н., Меркушев С. В., Жуланов А. В., Красноборов Д. Н.* Основы выбора клапанных узлов скважинных штанговых насосных установок // Территория «НЕФТЕГАЗ». — 2018. — № 6. — С. 66—70.

9. *Аканова Г. К., Заурбеков С. А.* Совершенствование конструкции клапанного узла штанговых скважинных насосов / Труды Сатпаевских чтений «Сатпаевские чтения-2020». Т. 1. — Алматы: КазНИТУ имени Сатпаева, 2020. — С. 546—549.

10. *Рыбак Б. М.* Анализ нефти и нефтепродуктов. — М.: Гос. науч.-техн. изд-во нефтяной и горно-топливной литературы, 1962. — 887 с.

11. *Захаров А. В.* Уравнение динамики штанговых глубинных насосных установок для добычи нефти // Вестник Гомельского государственного технического университета им. П.О. Сухого. — 2010. — № 1 (40). — С. 3—8.

12. *Хафизов А. Р.* Исследование и повышение ресурса работы уплотнительных устройств машин и агрегатов / Материалы Международной научно-технической конференции, посвященной 50-летию ИЖГТУ. — Ижевск: ИЖГТУ, 2002. — 168 с.

13. *Бахтизин Р. Н., Уразаков К. Р., Латыпов Б. М., Ишмухаметов Б. Х., Нарбутовских А. Ю.* Влияние формы регулярного микрорельефа поверхности плунжера на утечки в штанговом скважинном насосе // Нефтяное хозяйство. — 2017. — № 4. — С. 113—116.

14. *Пономарев А. К., Рыжов Е. В., Моисеев В. В.* Опыт эксплуатации золотниковых клапанов УЭЦН и ШГН // Бурение и нефть. — 2008. — № 3. — С. 46—48.

15. *Габдрахимов М. З., Зарипова Л. М.* Клапан широкопроходной скважиннный плунжерного насоса // Оборудование и технологии нефтегазового комплекса. — 2008. — № 5. — С. 20—23.

16. *Ghareeb M., Beck A.* Design of sucker rod pumping systems for effectively handling solids and sand / SPE International Production and Operations Conference & Exhibition, Doha, Qatar, Paper Number: SPE-157126-MS. 2012. DOI: 10.2118/157126-MS.

17. *Patent US8061381B2.* Sucker rod pump with improved ball and seat. 2011.11.22.

18. *Заурбеков С. А., Заурбеков К. С., Балгаев Д. Е., Кадыров Ж. Н.* Патент РК №34582 от 18.09.2020. Шариковый клапан глубинного насоса, бюл. № 37.

19. *Смирнов Л. В., Данилова Н. В.* Основы прикладной аналитической гидромеханики напорного течения несжимаемой жидкости: учебное пособие. — Нижний Новгород: Нижегородский госуниверситет, 2009. — 65 с.

20. *Aliev A., Rzayev A. H., Guluyev G. A., Alizada T. A., Rzayeva N. E.* Robust technology and system for management of sucker rod pumping units in oil wells // Mechanical Systems and Signal Processing. 2018, vol. 99, pp. 47–56.

21. *Weicheng Li, Shimin Dong, Xiurong Sun* An improved sucker rod pumping system model and swabbing parameters optimized design // Journal Mathematical Problems in Engineering. 2018, vol. 2018, Article ID 4746210.

22. *30 видов* насосов. Типы насосов. Устройство и работа насоса. Сайт: www.arkronix.ru. ГИАБ

REFERENCES

1. *Nasosy skvazhinnye shtangovye. Obshchie tekhnicheskie trebovaniya. GOST R 51896-2002* [Well rod pumps. General technical requirements. State Standard R 51896-2002], Moscow, 2002, 26 p. [In Russ].

2. Shishlyannikov D. I., Tyaktev M. M. Results of perspective drives of rod pumping units. *Aktual'nye problemy povysheniya effektivnosti i bezopasnosti ekspluatatsii gornoshakhtnogo i neftepromyslovogo oborudovaniya*. 2016, vol. 1, pp. 103 — 108. [In Russ].

3. Bilalova G. A. *Glubinno-nasosnaya dobycha nefti s ispol'zovaniem shtangovykh i elektrotsentrobezhnykh nasosov* [Deep-pumping extraction of oil using a sucker rod and electrical submersible pumps], Rostov, Feniks, 2020, 172 p.

4. Dolov T. R. *Issledovanie raboty klapannykh uzlov skvazhinnykh shtangovykh nasosnykh ustanovok* [A study of the operation of valve assemblies of downhole sucker rod pumping systems]: dissertatsiya ... kand. tekhn. nauk, Ukhta, UGTU, 2017.

5. Molchanov A.G. Ways of further sophistication of well rod pump rigs. *Burenie i neft'*. 2014, no. 2. [In Russ].

6. Nasretdinov M. R. Improving the efficiency of operation of rod depth pumps through the use of a magnetized valve seat. *Sovremennye tekhnologii v neftegazovom dele — 2018: Sbornik trudov Mezhdunarodnoy nauchno-prakticheskoy konferentsii*. T. 2. [Modern technologies in the oil and gas business-2018. Proceedings of the International Scientific and Practical Conference. Vol. 2], Ufa, Izd-vo UGNTU, 2018, pp. 78 — 82.

7. Galimullin M. L., Gabdrakhimov M. S., Suleymanov R. I., Zaripova L. M., Ziyangirov A. R. Influence of a wide-pass valve on the supply of a deep pump. O*borudovanie i tekhnologii dlya neftegazovogo kompleksa*. 2015, no. 4, pp. 22 — 27. [In Russ].

8. Dolov T. R., Ivanovskiy V. N., Merkushev S. V., Zhulanov A. V., Krasnoborov D. N. Fundamentals of selection of valve assemblies of downhole rod pumping units. *Territoriya «NEFTEGAZ»*. 2018, no. 6, pp. 66 — 70. [In Russ].

9. Akanova G. K., Zaurbekov S. A. Improving the design of the valve Assembly of rod borehole pumps. *Trudy Satpaevskikh chteniy «Satpaevskie chteniya-2020»*. T. 1 [Proceedings of Satpayev readings «Satpayev Readings-2020»], Almaty, KazNITU imeni Satpaeva, 2020, pp. 546 — 549. [In Russ].

10. Rybak B. M. *Analiz nefti i nefteproduktov* [Analysis of oil and petroleum products], Moscow, 1962, 887 p.

11. Zakharov A. V. Equation of dynamics of rod deep pumping units for oil production. *Vestnik Gomel'skogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta im. P.O. Sukhogo*. 2010, no. 1 (40), pp. 3 — 8. [In Russ].

12. Khafizov A. R. Research and improvement of the service life of sealing devices of machines and aggregates. *Materialy Mezhdunarodnoy nauchno-tekhnicheskoy konferentsii, posvyashchennoy 50-letiyu IZHGTU* [Materials of the International Scientific and Technical Conference dedicated to the 50th anniversary of IZHSTU] Izhevsk, IZHGTU, 2002, 168 p.

13. Bakhtizin R. N., Urazakov K. R., Latypov B. M., Ishmukhametov B. Kh., Narbutovskikh A. Yu. Influence of the shape of the regular microrelief of the plunger surface on leaks in the rod well pump. *Neftyanoe khozyaystvo*. 2017, no. 4, pp. 113 — 116. [In Russ].

14. Ponomarev A. K., Ryzhov E. V., Moiseev V. V. Experience of operation of spool valves of ESP and SHGN. *Burenie i neft'*. 2008, no. 3, pp. 46—48. [In Russ].

15. Gabdrakhimov M. Z., Zaripova L. M. The wide passage valve of the downhole plunger pump. *Oborudovanie i tekhnologii neftegazovogo kompleksa*. 2008, no. 5, pp. 20—23. [In Russ].

16. Ghareeb M., Beck A. Design of sucker rod pumping systems for effectively handling solids and sand. *SPE International Production and Operations Conference & Exhibition, Doha, Qatar*, Paper Number: SPE-157126-MS. 2012. DOI: 10.2118/157126-MS.

17. *Patent US8061381B2*. Sucker rod pump with improved ball and seat. 2011.11.22.

18. Zaurbekov S. A., Zaurbekov K. S., Balgaev D. E., Kadyrov Zh. N. *Patent of the Republic of Kazakhstan no. 34582*, 18.09.2020.

19. Smirnov L. V., Danilova N. V. *Osnovy prikladnoy analiticheskoy gidromekhaniki napornogo techeniya neszhimaemoy zhidkosti*: uchebnoe posobie [Fundamentals of applied analytical hydromechanics of pressure flow of incompressible fluid: textbook], Nizhniy Novgorod, Nizhegorodskiy gosuniversitet, 2009, 65 p.

20. Aliev A., Rzayev A. H., Guluyev G. A., Alizada T. A., Rzayeva N. E. Robust technology and system for management of sucker rod pumping units in oil wells. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2018, vol. 99, pp. 47–56.

21. Weicheng Li, Shimin Dong, Xiurong Sun An improved sucker rod pumping system model and swabbing parameters optimized design. *Journal Mathematical Problems in Engineering*. 2018, vol. 2018, Article ID 4746210.

22. *30 vidov nasosov. Tipy nasosov. Ustroystvo i rabota nasosa*. Сайт: www.arkronix.ru. [In Russ].

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Заурбеков Сейтжан Арыспекович[1] — канд. техн. наук,
доцент, профессор,
Аканова Гульдана Кайраткызы[1] — докторант PhD,
научный сотрудник,
Балгаев Досжан Ергенович[1] — лектор,
e-mail: dos_mjk@mail.ru,
Заурбеков Кадыржан Сейтжанович[1] — докторант PhD,
научный сотрудник,
[1] Институт металлургии и промышленной инженерии,
Satbayev University, Республика Казахстан.
Для контактов: Балгаев Д.Е., e-mail: dos_mjk@mail.ru.

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

S.A. Zaurbekov[1], Cand. Sci. (Eng.),
Assistant Professor, Professor,
G.K. Akanova[1], PhD Doctoral Student, Researcher,
D.Y. Balgayev[1], Lecturer, e-mail: dos_mjk@mail.ru,
K.S. Zaurbekov[1], PhD Doctoral Student, Researcher,
[1] Institute of Metallurgy and Industrial Engineering,
Satbayev University,
050013, Almaty, Republic of Kazakhstan.
Corresponding author: D.Y. Balgayev, e-mail: dos_mjk@mail.ru.

Получена редакцией 07.09.2020; получена после рецензии 17.12.2020; принята к печати 10.06.2021.
Received by the editors 07.09.2020; received after the review 17.12.2020; accepted for printing 10.06.2021.