

ИНЖЕНЕРНАЯ ОЦЕНКА УСЛОВИЯ СОГЛАСОВАННОЙ РАБОТЫ КЛАПАННОГО РАСПРЕДЕЛИТЕЛЯ ГИДРОДВИГАТЕЛЯ ПОГРУЖНОГО ПОРШНЕВОГО НАСОСА

Предложена конструкция гидродвигателя насоса, в котором отсутствуют элементы произвольного нарушения связи и установленных соотношений размеров перемещения поршня и клапанов. Предложен метод инженерного выбора необходимого соотношения параметров для соблюдения устойчивых состояний и условий перестановки клапанной группы гидродвигателя погружного поршневого насоса.

Ключевые слова: погружной поршневой насос, гидродвигатель, клапанный водораспределитель, образующие элементы и параметры.

На протяжении ряда лет на кафедре технологии и техники бурения скважин (ТТБС) Донецкого национального технического университета выполняются работы по созданию погружных поршневых насосов (ППН), в том числе, для получения местной обратной промывки с целью повышения выхода керна. Технической основой развития ППН явились насосные агрегаты, разработанные в Свердловском горном институте (СГИ) Неудачиным Г.И., Подкидышевым А.П., Бажутиным А.Н.[6, 7]. В базовую схему ППН (СГИ) были внесены принципиальные изменения, которые позволили повысить надежность, прежде всего, гидродвигателя ППН [8]. Существенное развитие получили теоретические разработки гидродвигателя машин с клапанным водораспределением.

Наиболее известным ППН, достаточно апробированным в производстве является погружной поршневой насос, разработанный на кафедре ТТБС Неудачиным Г.И. и Пилипцом В.И. (рис.1).

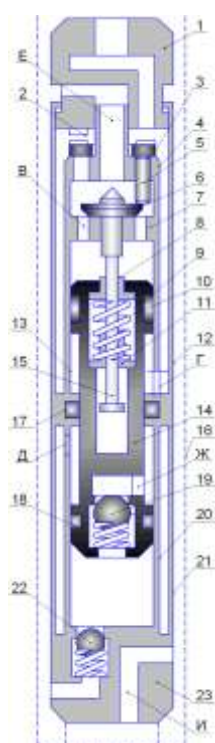


Рисунок 1 – Схема ППН конструкции Неудачина Г.И. и Пилипца В.И.

Гидронасос состоит из гидродвигателя с дифференциальным поршнем и клапанным распределением жидкости. Включает верхний переходник 1, впускной клапан 3, клапанную коробку 4, толкатель 5, выпускной клапан 6, центратор 7, ограничители 8 и 11, поршень гидродвигателя 9, корпус гидродвигателя 12, цилиндр гидродвигателя 13, клапанную пружину 10, шток 10, тягу 15, сальник 17, поршень насоса 18, корпус насоса 21, цилиндр насоса 20, всасывающий 19 и нагнетательный 22 клапаны, нижний переходник 23. Верхний переходник 1 установлен с возможностью передачи вращения и осевого перемещения от бурильных труб на выступы 2. При

заклинивании впускного клапана 3 шламом, верхний переходник 1 опускается вниз, выступы попадают в ответные пазы клапана и проворачивают его, опуская на седло.

При включении приводного бурового насоса рабочая жидкость заполнит корпус гидродвигателя 12, через окно «Г» она пройдет в нижнюю полость цилиндра 13 и вызовет подъем поршня гидродвигателя 9, штока 14 и поршня насоса 18. В это время из верхней полости цилиндра 13 жидкость будет вытесняться поршнем 9 через канал «В» и окно «Е» в водоподъемные трубы 16. В нижней полости цилиндра насоса 20 происходит всасывание жидкости из скважины и верхней полости этого цилиндра через каналы «И», «Д» и «Ж».

Когда поршень 9 дойдет до верхнего положения, ограничитель 8 упрется в выпускной клапан 6, благодаря этому пружина 10 сожмется, поскольку система клапанов гидродвигателя удерживается давлением рабочей жидкости на выпускной клапан 3. При сжатии пружины 10 на величину хода ограничителя 8, поршень гидродвигателя ударяет по клапану 6. Через толкатель 5 удар поршня будет передан клапану 3, и он откроется под действием удара поршня гидродвигателя и силы пружины, а клапан 6 поднимается и перекрывает выхлопное окно «Е».

При верхнем положении клапанов гидродвигателя рабочая жидкость устремится в верхнюю полость цилиндра 13 через окно «Б» и канал «В». Поршень 9, шток 14 и поршень насоса 18 начнут двигаться вниз, т.к. рабочая площадь поршня гидродвигателя со стороны верхней полости цилиндра 13



больше его площади снизу на величину сечения штока 14. При ходе поршня насоса вниз произойдет нагнетание жидкости из нижней полости цилиндра 20, через клапан 22 и боковой канал в водоподъемные трубы.

На всем протяжении хода поршней гидродвигателя и насоса вниз, клапаны гидродвигателя будут сохранять верхнее положение благодаря давлению рабочей жидкости на выпускной клапан 6.

В нижней точке реверса поршня 9, ограничитель 11 упрется в головку тяги 15 и при дальнейшем ходе поршня вниз начнет сжиматься пружина 10 до момента соприкосновения ограничителей 11 и 8. Сила соударения ограничителей и сила сжатия пружины вызовут перестановку клапанов гидродвигателя в исходное положение. Клапан 6 откроется и соединит верхнюю полость цилиндра 13 с выхлопным окном «Е», а впускной клапан 3 опустится на свое седло и перекроет впускное окно «Б». Цикл работы повторится.

Рисунок 2 - Схема усовершенствованного ППН

Недостатком рассмотренного гидродвигателя является неизбежность применения резьбовых соединений клапанного блока, работающего в ударном режиме. Очевидно, такие клапанные гидродвигатели ППН могут быть использованы в качестве привода погружных насосов с небольшим

числом ходов поршня, не выше 100 ход/мин [6]. Кроме того, не исключается обрыв тяги при повышенных гидравлических нагрузках в момент отрыва выпускного клапана от плоскости его прилегания к клапанной коробке.

В предлагаемой разработке (рис.2) выделенные конструктивные недостатки устранены. Взаимодействие системы «выпускной клапан-поршень» обеспечивается пальцем 7, перемещающимся с поршнем 10 гидродвигателя по пазам, выполненным в хвостовике выпускного клапана 3. Впускной клапан 2 установлен в клапанной коробке 4 и имеет свободный упор в толкатель 8. В отличие от прототипа (см. рис.1), клапанная пружина 9 установлена свободно в проточке поршня. Клапаны насосного узла унифицированы. В качестве их использованы корпуса клапанов бурового насоса НБЗ.

Поршень гидродвигателя механически и кинематически связан с поршнем насоса. Оба узла агрегата имеют независимые рабочие камеры, объем которых ограничен соответствующими цилиндрами.

В исходном положении (рис.2) поршень и выпускной клапан, опирающийся на пружину, находятся в крайнем нижнем положении. Впускной и обратный клапаны закрыты.

При подаче жидкости в гидросистему (Q) в подпоршневой камере цилиндра формируется давление $P_Q^{(6)}$, обуславливающее силу $R_Q^{(6)} = P_Q^{(6)}(F_n - f_u)$, которая обеспечивает движение поршня 10 вверх (рис.3, а, б), (F_n - площадь поршня 10; f_u - площадь штока 11). При этом жидкость, находящаяся в верхней камере цилиндра 6 вытесняется по смещенным каналам клапанной коробки 4 и далее, через открывшийся обратный клапан 1 поступает в скважину или водоподъемные трубы. При движении поршня вверх одновременно по пазам хвостовика выпускного клапана перемещается палец 7 (рис.3, а). В конце хода S толкатель 8 взаимодействует с хвостовиком впускного клапана 2 (рис.3, а). Фаза дальнейшего перемещения сопровождается сжатием пружины 9, при этом клапанная группа остается в исходном положении за счет силы давления жидкости, прижимающей впускной клапан к седлу. После соударения поршня гидродвигателя с выпускным клапаном (рис.3, б), клапанная группа переместится вверх. Выпускной клапан своей тарелкой будет прижат к нижней поверхности клапанной коробки 4, закрывая ее смещенные каналы. Одновременно впускной клапан откроет доступ жидкости и в надпоршневую полость цилиндра 6 (рис. 3, в).

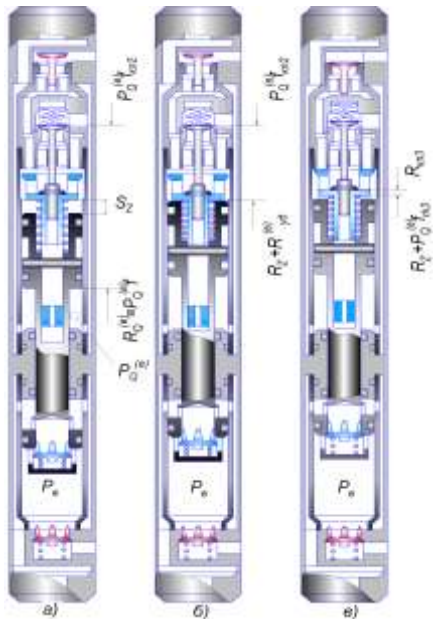


Рисунок 3 – Положение элементов ППН при ходе поршня вверх

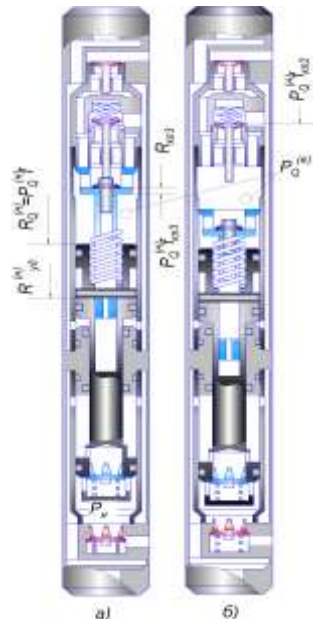


Рисунок 4 – Положение элементов ППН при ходе поршня вниз

Движение поршня вниз (рис.4) обеспечивается результирующей силой $R_Q^{(h)} = P_Q^{(h)} f_{ш}$, ($P_Q^{(h)}$ - давление в камерах гидродвигателя при ходе поршня вниз). На протяжении фазы движения поршня вниз выпускной клапан 3 останется прижатым к поверхности клапанной коробки за счет давления $P_Q^{(h)}$ в надпоршневой

камере цилиндра (рис. 4, а). В момент контакта пальца и нижней поверхности паза выпускного клапана произойдет перестановка клапанов в исходное положение (рис. 4, б). Доступ жидкости в верхнюю полость цилиндра прекратится. Жидкость будет поступать только в подпоршневую полость цилиндра. Цикл работы гидродвигателя повторится.

При ходе поршня насоса 13 вверх нижняя (подпоршневая) полость цилиндра 12 через всасывающий клапан 15 заполняется жидкостью, поступающей из скважины и верхней полости цилиндра насоса. При движении поршня насоса вниз выполняется вытеснение жидкости из нижней полости цилиндра через нагнетательный клапан 16 в водоподъемные трубы или скважину.

Предложенное конструктивное исполнение гидродвигателя насоса за счет отсутствия в подвижной системе «поршень – выпускной клапан» элементов произвольного нарушения связи и установленных соотношений размеров перемещения поршня и клапанов является фактором повышенной надежности насосного агрегата при его длительной эксплуатации в скважине.

Выделенное безрезьбовое исполнение распределительного узла успешно апробировано в гидроударных буровых снарядах (ГБС), работающих в более экстремальных условиях [5]. Причем, ГБС и ППН функционально однотипны и представляют собой сочетание гидравлического

двигателя и поршневого насоса. Отличие заключается в существенно повышенной частоте возвратно-поступательного перемещения поршня ГБС, из-за уменьшенного рабочего хода S . При расходе рабочей жидкости $Q = 160-180$ л/мин при $S=300$ мм поршень ППН при рабочей площади $f = 13$ см² обеспечивает 80-90 ходов в минуту. Для тех же значений Q и f и величине $S = 27$ мм, частота перемещения поршня ГБС превышает 25 с⁻¹, что предполагает уменьшенный, по отношению к ППН, промежуток времени удержания клапанной группы на пути S . Отмеченное обуславливает более жесткие требования к выбору образующих элементов и параметров, обеспечивающих длительные состояния клапанного распределителя гидродвигателя ППН на пути перемещения поршня.

В соответствии с характером рабочего цикла ППН, сохранение положения клапанной группы гидродвигателя соблюдается при вполне определенном соотношении сил:

- при ходе поршня вверх (рис.3) в период перестановки клапанов (открытие впускного клапана 2, закрытие выпускным клапаном 3 выхлопных окон клапанной коробки 4) необходимо выполнение соотношений

$$P_Q^{(6)} f_{кл2} > R_z$$

$$P_Q^{(6)} f_{кл2} < (R_z + R_{уд}^{(6)}). \quad (1)$$

- при ходе поршня вниз (рис.4) обеспечение закрытого состояния выпускного клапана 3 на пути перемещения поршня вниз до контакта пальца 7 с конечной поверхностью паза хвостовика клапана 3 и последующая перестановка клапанов (открытие клапана 3, закрытие клапана 2) выполняется при соблюдении соотношений

$$P_Q^{(H)} f_{кл3} > R_{кл3}$$

$$P_Q^{(H)} f_{кл3} < R_{уд}^{(H)}. \quad (2)$$

Где $R_z = ZS_z$ - сила деформации (сжатия) пружины 9 на пути S_z (рис. 3, а); Z – жесткость пружины; $f_{кл2}$ - площадь тарелки клапана 2; $f_{кл3}$ - результирующая площадь клапана 3; $R_{кл3}$ - сила, обусловленная скоростным напором, действующим на площадь сопротивления выпускного клапана; $R_{уд}^{(6)}$, $R_{уд}^{(H)}$ – силы, действующие в клапане 3 при соударении его с поршнем 10 при ходе вверх и вниз.

В соответствии с [1] для инженерных расчетов силу $R_{кл3}$ можно определить по формуле

$$R_{кл3} = \omega C f_{кл3}^{(c)} \frac{\rho}{2} (V_1 + \Delta V);$$

$$\Delta V = \frac{P_Q^{(e)} f}{\rho c f_0 \left(1 + \frac{f}{f_T}\right)}, [9]$$

где $f_{кл3}^{(c)}$ - площадь клапана 3, перпендикулярная направлению движения потока, скорость которого V_1 определяется эффективным сечением впускного канала клапанной коробки (f_0); ρ - плотность жидкости; ϖ - коэффициент, величина которого зависит в значительной степени от формы тела, его размеров, положения относительно потока и от вязкости жидкости. Допуская форму сопротивления клапана в виде круглой пластины, не зависимо от линейного измерения сечения и вязкости жидкости $\varpi=1,1$ [1]; ΔV - приращение скорости жидкости при открытии впускного клапана; c - скорость распространения гидроударной волны; f_T - площадь сечения подводящего трубопровода.

Учитывая, что поршень ППН намного длиннее клапана и, допуская линейность сопротивления клапана 3 на пути $S_{кл}$, величина ударной составляющей в соотношении (1) определяется формулой [2]

$$R_{y\partial}^{(e)} = \frac{EF_n^{(y\partial)}VK_c}{2c_{cm}}, \quad (3)$$

где E – модуль упругости; c_{cm} - скорость распространения ударной волны в металле; $F_n^{(y\partial)}$ - ударное сечение поршня 10; V - скорость поршня 10 в конце рабочего пути S (к моменту перестановки клапанов); K_c - коэффициент прохождения силы от поршня в клапан.

$$F_n^{(y\partial)} = m_n \frac{c_{cm}^2}{El}; \quad K_c = 2 / \left(1 + \frac{F_n^{(y\partial)}}{f_{кл3}^{(y\partial)}}\right). \quad (4)$$

Где m_n – масса подвижных элементов поршня; l - длина ударяющего тела (поршня); $f_{кл3}^{(y\partial)}$ - ударное сечение клапана 3.

С учетом (4) формула (3) преобразуется к виду

$$R_{y\partial}^{(e)} = \frac{m_n c_{cm} V}{l} \left(1 + \frac{m_n c_{cm}^2}{El f_{кл3}^{(y\partial)}}\right)^{-1}. \quad (5)$$

При определении $R_{y\partial}^{(h)}$ в формуле (5) величина $f_{кл3}^{(y\partial)}$ заменяется площадью сечения хвостовика клапана 3.

В общем случае, при заложенных конструктивных элементах гидродвигателя, значимыми параметрами для выполнения соотношений (1) и (2) являются гидравлические силы, действующие на клапаны 2 и 3, и формирующиеся соответствующими давлениями в цилиндре гидродвигателя $P_Q^{(e)}$ и $P_Q^{(h)}$ к моменту перестановки клапанов.

Двигатель исследуемого ППН относится к механизмам двойного

действия и, как правило, проектируется с соблюдением равной напряженности потока при ходе поршня вверх и вниз. Эта особенность обеспечивается за счет дифференциальной формы поршня при сопоставимости результирующей площади поршня как при ходе вверх $f_{\varepsilon} = F_n - f_{um} = f$, так и при ходе вниз $f_n = f_{um} = f$.

Для условий инженерного расчета скорость поршня на рабочем пути S (к моменту перестановки клапанов) допустимо считать постоянной $V = Qk / f$, (где k - коэффициент утечек жидкости на рабочем ходе поршня гидродвигателя) [6].

Количественно $P_Q^{(\varepsilon)}$ и $P_Q^{(n)}$ соответствуют запасу энергии жидкости на выполнение работы по перемещению поршня ($P_{\omega} = mV^2 / 2fS$), дополненной давлением, затрачиваемым на преодоление сопротивлений под поршнем насоса, в период всасывания (P_{ε}) и нагнетания (P_n)

$$P_Q^{(\varepsilon)} = P_{\omega} + P_{\varepsilon}.$$

$$P_Q^{(n)} = P_{\omega} + P_n.$$

Учитывая, что насос работает с подпором H_2 , допуская равномерный характер движения поршня, в соответствии с [4]

$$P_{\varepsilon} = P_a + \rho g(H_2 + S) - [(1 - \xi_{\varepsilon}) \frac{\rho}{2} V^2 + P_{кл}].$$

Выполнение условия (2) рассматривается для наименьшей величины P_n , которое имеет место в конце рабочего хода поршня 5 [4]

$$P_n = P_a + \rho g H_2 + (\xi_n - 1 + \frac{f_n^2}{f_{скв}^2}) \frac{\rho}{2} V^2 + P_{кл},$$

где P_a - давление на свободную поверхность жидкости в скважине; ρ - плотность жидкости; g - ускорение свободного падения; H_2 - расстояние между нижним положением поршня насоса и уровнем жидкости в скважине; ξ_{ε} , ξ_n - коэффициенты гидравлических сопротивлений для всасывающей и нагнетательной частей насоса; f_n - площадь поршня 10; $f_{скв}$ - площадь поперечного сечения кольцевого пространства скважины (водоподъемных труб).

Допуская равномерное распределение скоростей по сечению узких каналов всасывающей и нагнетательной частей насоса, коэффициенты ξ_{ε} и ξ_n , в основном, зависят от степени расширения (сужения) сечений потока и отношения площадей сечений каналов [3]:

$$\xi_n = \left(\frac{1}{\varepsilon} - 1 \right)^2; \quad \xi_{\varepsilon} = \left(\frac{f_{um}^{(\varepsilon n)}}{f_{(\varepsilon)}} - 1 \right)^2,$$

где $\varepsilon = 0,57 + \frac{0.043}{1,1 - n}$ - коэффициент сжатия потока; $n = f_{(a)} / F_{нк}$ - степень

сжатия потока; $f_{(a)}$ - площадь всасывающих отверстий «а»; $F_{нк}$ - площадь нагнетательной камеры насоса; $f_{ум}^{(вн)}$ - площадь сечения пропускного канала штока насоса; $f_{(б)}$ - площадь нагнетательных отверстий «б».

Потери напора в щели клапана насоса $P_{кл}$, определяются потерями на входе в пропускное сечение клапана P_1 и выходе из щели $P_{щ}$ [10]. При развиваемой производительности насоса Q_n

$$P_{кл} = P_1 - P_{щ} = \zeta_{кл} \frac{\rho Q_n^2}{2 f_{щ}^2},$$

где $\zeta_{кл}$ - коэффициент гидравлических сопротивлений клапана ($\zeta_{кл}=2,1-2,3$);

$f_{щ} = \pi d_{ср} h_2 \sin \alpha$ - средняя площадь щели клапана; $d_{ср} = \frac{d_2 + d}{2}$ - среднее значение диаметра щели клапана; d_2 - диаметр тарелки клапана (по острой наружной кромке седла); d - диаметр сечения конуса клапана по точкам пересечения с его сторонами перпендикуляров, опущенных на острые кромки седла; α - угол при вершине конуса клапана, соответствующий углу отклонения потока в щели клапана.

При расчете $P_{кл}$ параметр Q_n зависит от объема рабочих камер насоса:

$$\text{при ходе поршня вверх } Q_n = Q_n^{(в)} = \frac{(f_n - f_{ум}) Q k}{f};$$

$$\text{при ходе вниз } Q_n = Q_n^{(н)} = \frac{Q k}{f} f_{ум}.$$

Предложенный метод вполне приемлем и доступен для инженерной оценки устойчивого состояния и условия перестановки клапанной группы гидродвигателя ППН в течение рабочего цикла. Выделенные условия (1) и (2) предполагают обоснованный выбор соотношений образующих элементов конструкции гидродвигателя, параметров привода и выходных характеристик ППН.

Библиографический список

1. Воздвиженский Б.И., Васильев М.Г. Буровая механика. - М.: Государственное научн. техн. издательство литературы по геологии и охране недр, 1954.-490 с.
2. Иванов К.И., Латышев В.А., Андреев В.Д. Техника бурения при разработке месторождений полезных ископаемых /Иванов К.И., Латышев В.А., Андреев В.Д. - М.: Недра, 1987. - 272 с.
3. Идельчик Е.А. Справочник по гидравлическим сопротивлениям –М: «Машиностроение», 1992. –672 с.
4. Караев М.А. Гидравлика буровых насосов /М.А. Караев. - М.: Недра, 1975. - 182 с.
5. Калиниченко О.И. Установки для бесколонного бурения скважин на морских акваториях (Монография)/ Калиниченко О.И., Хохуля А.В., Каракозов А.А., Зыбинский П.В. //Изд. «Донбасс». Донецк,2013. - 162 с
6. Неудачин Г.И. Вопросы разработки и применения погружных насосов для промывки буровых скважин и откачки воды / Неудачин Г.И., Подкидышев А.П., Бажутин А.Н. //В кн. Совершенствование техники и технологии разведочного колонкового бурения. - М.: Недра, 1968. С. 68-122.
7. Неудачин Г.И. Гидравлический поршневой двигатель и некоторые примеры его использования для привода буровых механизмов. / Неудачин Г.И. //Разведка и охрана недр, №9. -М: 1965,
8. Пилипец В.И. Насосы для подъема жидкости /Пилипец В.И. // РВА ДонДТУ.– Донецк, 2000.- 243 с.
9. Тарко Л.М. Волновые процессы в трубопроводах гидромеханизмов. - М.: Машгиз. – 1963.- 183 с.
10. Ясов В.Г. Теория и расчет рабочих процессов гидроударных буровых машин. /Ясов В.Г. М.: Недра, 1977. - 148с.