



УДК 621.653:622.23

ВЛИЯНИЕ ДИАМЕТРА ПЛУНЖЕРА НА РАБОЧИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ БУРОВЫХ НАСОСОВ

INFLUENCE OF PLUNGER DIAMETER ON THE DRILL PUMPS PERFORMANCE

Наумов Владимир Аркадьевич

доктор технических наук, профессор,
заведующий кафедрой водных ресурсов и водопользования,
Калининградский государственный технический университет
van-old@mail.ru

Naumov Vladimir Arkadievich

Doctor of Technical Science, Professor,
Chairman of The Water Resources Subde-
partment,
Kaliningrad State Technical University
van-old@mail.ru

Аннотация. Статья посвящена изучению влияния диаметра плунжера на характеристики буровых насосов. Увеличение диаметра плунжера приводит к росту производительности насоса и снижению давления. Подача насоса прямо пропорциональна, а давление – обратно пропорционально частоте вращения его вала. Установлено, что смена диаметра плунжера в пределах погрешности измерений не влияет на полезную гидравлическую мощность на рабочем участке.

Annotation. The article is devoted to the study of the influence of plunger diameter on the drilling pumps characteristics. The increase in diameter of the plunger leads to increased pump performance and reduce pressure. The pump flow is directly proportional, and the pressure is inversely proportional to the speed of its shaft. It is established that the change of plunger diameter within the measurement error does not affect the useful hydraulic power in the working area.

Ключевые слова: буровой насос, диаметр плунжера, давление, производительность, гидравлическая мощность.

Keywords: drilling pump, plunger diameter, pressure, performance, hydraulic power.

Проблемы совершенствования гидравлической части бурового комплекса привлекают внимание многих авторов (см. [1–5] и библиографию в них). Связано это с тем, что эффективность бурения нефтяных и газовых скважин во многом зависит от надежности работы насосно-циркуляционной системы. Основной задачей этой системы является обеспечение замкнутой циркуляции бурового раствора в забое скважины, чтобы предупредить оседание шлама и доставить его до устройства очистки на поверхности. Буровые насосы эксплуатируются в тяжелых условиях, перекачивая растворы глинисто-водных, глинисто-полимерно-водных и углеводородных смесей (с добавками гематита или барита), плотностью до 2000 кг/м³ при температуре до 80°C. Эти жидкости могут содержать до 5 % абразивных частиц породы [3, 7], а так же также нефть, химические реагенты, растворенные газы. Совокупное действие этих факторов является основной для формирования серьезных требований к износостойкости рабочих элементов буровых насосов [1, 4].

Значительная часть публикаций посвящена исследованию характеристик поршневых буровых насосов. Так в статье [2] приведены технические решения по совершенствованию конструкции клапана бурового поршневого насоса. В [5] изложены преимущества замены поршневого дуплекс-насоса двухстороннего действия на триплекс-насос одностороннего действия. В [6] показаны дополнительные возможности повышения ресурса поршневых насосов при внесении ряда конструктивных изменений, кроме того, указывается на эффективность перехода от поршневых к плунжерным буровым насосам.

Из немногочисленных статей по буровым плунжерным насосам можно указать статью [8], в которой авторы подчеркивают преимущества трехплунжерных насосов, в том числе значительно меньшие затраты по их доставке в удаленные и труднодоступные районы бурения. В целом же многие вопросы проектирования и эксплуатации трехплунжерных буровых насосов остается не исследованными.

Задачей настоящей статьи является изучение влияния диаметра сменных плунжеров на характеристики буровых насосов. Исходными данными для исследования послужили результаты испытаний трехплунжерных насосов, представленные их производителями [9–11].

Рассмотрим характеристики трехплунжерных насосов высокого давления компании Weir SPM [9] непродолжительного (периодического) режима работы. Эти насосы предназначены для проведения любых сервисных операций, включая цементирование, кислотную обработку, гравийную засыпку скважины и т.д. Одна из диаграмм [9] трехплунжерных насосов TWS 600S приведена на рисунке 1. Величина Q представляет собой подачу (производительность) насоса, P – давление на выходе насоса (приложенное к перекачиваемой жидкости). Число 600 – это максимальная развиваемая мощность в лошадиных силах (447,4 кВт). По рисунку 1 с увеличением диаметра плунжера растет максимальная подача и падает максимальное давление.

Рабочие участки насоса при любых диаметрах сменных плунжеров лежат на дуге АВ (рис. 1). В [9] указано, что на этой дуге гидравлическая полезная мощность насоса остается постоянной, равной 540 л.с. Если выразить $N_n = 402,7$ кВт, тогда давление (МПа) и подача (л/с) связаны формулой:

$$P = N_n / Q. \quad (1)$$



Значение N_n , найденное методом наименьших квадратов по экспериментальным точкам составило 400,6 Вт, что близко к указанному в [9] значению 402,7 кВт, находится в пределах погрешности измерений. По затраченной мощности на дуге АВ (447,4 кВт) коэффициент полезного действия насоса на рабочем участке должен составлять 90 % вне зависимости от диаметра плунжера.

На рисунке 1 при уменьшении подачи насоса (левее рабочего участка, что соответствует падению до нуля угловой скорости вала насоса) постоянное давление доводится до нуля. Аналогичная картина наблюдается на диаграммах бетононасосов (см., например, [12]). К этому вопросу вернемся в дальнейшем.

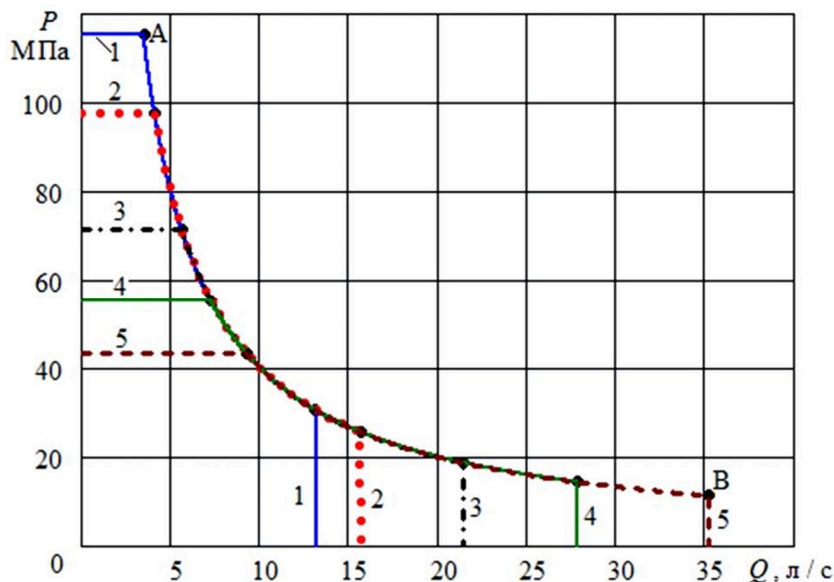


Рисунок 1 – Связь между давлением и подачей трехплунжерного насоса TWS600s по данным [9]:
 1 – диаметр плунжера 2,75 дюйма; 2 – 3 дюйма; 3 – 3,5 дюйма; 4 – 4 дюйма; 5 – 4,5 дюйма

ЗАО «Стройнефтемаш» предоставлены результаты испытаний трехплунжерных насосов [10]. На рисунках 2–3 показана зависимость подачи и давления от частоты вращения вала n насоса 14Т2 при различных диаметрах плунжера. Зависимость $Q(n)$ – прямо пропорциональная, а $P(n)$ – обратно пропорциональная:

$$Q_j = k_j \cdot n; P_j = a_j / n. \tag{2}$$

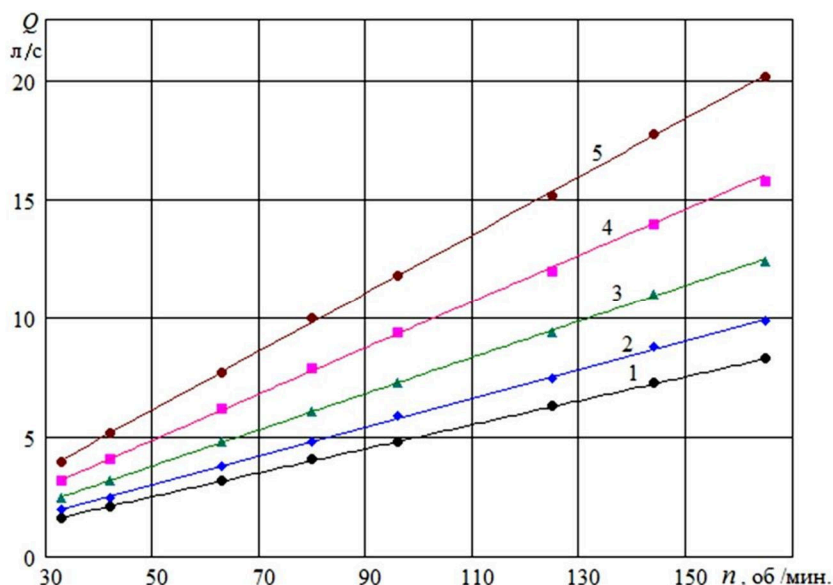


Рисунок 2 – Зависимость подачи от частоты вращения вала насоса 14Т2 при различных диаметрах плунжера:
 1 – $d = 90$ мм; 2 – $d = 100$ мм; 3 – $d = 110$ мм; 4 – $d = 125$ мм; 5 – $d = 140$ мм.
 Точки – экспериментальные данные [10], линии – результат расчета по формуле (2)

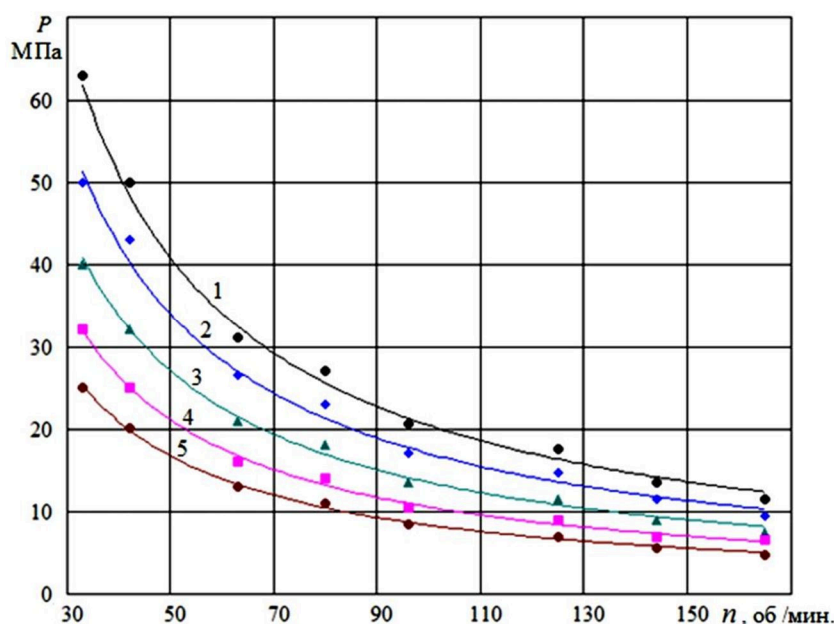


Рисунок 3 – Зависимость давления от частоты вращения вала насоса 14Т2 при различных диаметрах плунжера. Обозначения, как на рисунке 2

Коэффициент в первой формуле (2) представляет собой подачу насоса за один оборот вала (двойной ход плунжера) при использовании сменного плунжера диаметром d_j . Значения a_j , k_j были найдены методом наименьших квадратов (табл. 1).

Таблица 1 – Коэффициенты в уравнениях (2), (3) трехплунжерного насоса 14Т2

j	–	1	2	3	4	5
d_j	мм	90	100	110	125	140
k_j	л·мин/(с·об.)	0,050	0,060	0,076	0,097	0,123
a_j	МПа·об./мин	2036	1694	1348	1051	832
$a_j \cdot k_j$	кВт	101,80	101,64	102,45	101,95	102,34

Перемножив формулы (2), получим полезную гидравлическую мощность насоса 14Т2 на рабочем участке:

$$N_{nj} = Q_j P_j = a_j \cdot k_j. \tag{3}$$

По таблице 1 полезная гидравлическая мощность насоса 14Т2 также остается, практически, постоянной для плунжеров с разными диаметрами, среднее значение – 102,1 кВт. В технических параметрах данного насоса [10] приведено значение полезной мощности 110 кВт. Видимо, немного завышенное.

Наиболее интересные результаты испытаний приведены в техническом паспорте на трехплунжерный насос СИН-32 завода «Синергия» [11]. На рисунке 4 показана связь между давлением и подачей для двух диаметров плунжера.

Видно, что при большем диаметре плунжера также получаются большие подачи и меньшие давления. Важная особенность диаграмм на рисунке 4 в том, что результаты испытаний [11] получены и при сравнительно небольших подачах насоса, где давление падает. Тогда как на рисунке 1 производитель [9] ограничился указанием лишь давления, при котором срабатывал предохранительный клапан. На рисунке 4 соответствующая линия – это отрезок штриховой горизонтальной прямой 2.

Таким образом, экспериментальные данные производителей буровых насосов подтверждают, что увеличение диаметра плунжера во всех случаях приводит к росту подачи (производительности) и снижению давления. Подача насоса прямо пропорциональна, а давление – обратно пропорционально частоте вращения его вала. Установлено, что смена диаметра плунжера на данной модели трехплунжерного насоса в пределах погрешности измерений не влияет на полезную гидравлическую мощность на рабочем участке. Горизонтальный участок предоставляемых производителями диаграмм (давление-подача) трехплунжерных насосов, обусловлен срабатыванием предохранительного клапана. Имеются экспериментальные данные, что при значительном снижении подачи насоса (при уменьшении частоты вращения вала) давление может заметно падать.

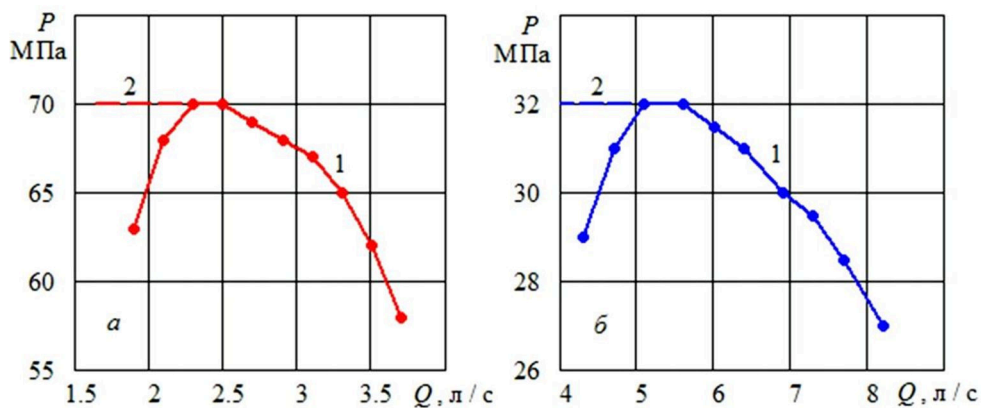


Рисунок 4 – Связь между давлением и подачей трехплунжерного насоса СИН-32 по данным [11]:
 а – $d = 100$ мм; б – $d = 125$ мм; 1 – данные испытаний, 2 – давление, при котором срабатывал предохранительный клапан

Требуются дальнейшие экспериментальные и теоретические исследования рабочих характеристик трехплунжерных буровых насосов, в том числе при различных диаметрах сменных плунжеров.

Литература:

1. Нецаев Л.К. Особенности эксплуатации трехпоршневых буровых насосов // Нефтегазовые технологии: сб. тезисов Международной научно-практ. конф. – Самара : Изд-во Самарского ГТУ, 2009. – С. 118–119.
2. Абдюкова Р.Я. Новая конструкция клапана бурового насоса // Нефтегазовое дело: электронный научный журнал. – 2013. – № 5. – С. 40–46. – URL : http://ogbus.ru/authors/Abdyukova/Abdyukova_3.pdf
3. Василец К.А., Макушин Д.О. Сравнительный анализ конструкций отечественных и зарубежных насосов // Молодежь и наука: сборник материалов IX Всероссийской научно-техн. конф. с международным участием (Красноярск, 15–25 апреля 2013 г.). – Красноярск: Изд-во Сибирского федерального ун-та, 2013 [Электронный ресурс]. – URL : <http://conf.sfu-kras.ru/sites/mn2013/thesis/s074/s074-006.pdf> (дата обращения: 08.03.2018).
4. Лемачко Н.А. Постановка задач исследования по разработке методов повышения износостойкости рабочих элементов буровых насосов // Проблемы геологии и освоения недр: труды XIX Международного симпозиума имени академика М.А. Усова (Томск, 6–10 апреля 2015 г.). – Т. 2. – Томск : Изд-во ТПУ, 2015. – С. 338–340. [Электронный ресурс]. – URL : http://earchive.tpu.ru/bitstream/11683/22850/1/conference_tpu-2015-C11-V2-149.pdf (дата обращения: 08.03.2018).
5. Кудайберген К.М., Заурбеков С.А., Заурбеков К.С. Совершенствование насосно-циркуляционного комплекса для бурения глубоких скважин // Проблемы современной науки и образования. – 2017. – № 3. – С. 41–45.
6. Бабаев С.Г., Габиев И.А., Керимова С.В. Анализ эволюции элементов системы гидравлическая часть – крейцкопф буровых насосов // Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. – 2017. – № 6. – С. 24–29.
7. Shraiber A.A., Gavin L.B., Naumov V.A., Yatsenko V.P. Turbulent flows in gas suspensions. – New York, Hemisphere Corporation, 1990. – 242 p.
8. Назаров В.И., Плотников А.В. Мобильные буровые насосные установки // Бурение и нефть. – 2010. – № 5. – С. 43–45.
9. Well Service Pump Weir SPM [Электронный ресурс]. – URL : <https://www.global.weir/products/pumps/well-service-pump/> (дата обращения: 08.03.2018).
10. ЗАО Стройнефтемаш. Насосы трехплунжерные [Электронный ресурс]. – URL : http://zaosnm.ru/nasosy_trehplunzhernye.html (дата обращения: 08.03.2018).
11. Завод «Синергия». Насос трехплунжерный СИН-32 [Электронный ресурс]. – URL : <http://www.sinergia.ru/product/trehplunzhernyy-nasos-sin32> (дата обращения: 08.03.2018).
12. Великанов Н.Л., Наумов В.А., Примак Л.В. Определение рабочей точки бетононасоса // Механизация строительства. – 2015. – № 9. – С. 42–44.

References:

1. Nechayev L.K. Features of operation of three-piston drilling pumps. Oil and gas technology: proceedings of abstracts of International scientific-pract. Conf. – Samara : Publishing House of Samara state technical University, 2009. – P. 118–119.
2. Abdyukova R.Y. New design of the valve of drilling pumps. Oil and gas business: electronic scientific journal. – 2013. – № 5. – P. 40–46. – URL : http://ogbus.ru/authors/Abdyukova/Abdyukova_3.pdf
3. Vasilets K.A., Makushin D.O. Comparative analysis of domestic and overseas pumps // Youth and science : collection of materials of IX all-Russian scientific Techn. Conf. with international participation (Krasnoyarsk, 15–25 April 2013). – Krasnoyarsk : Publishing House of the Siberian Federal University, 2013 [Electronic resource]. – URL : <http://conf.sfu-kras.ru/sites/mn2013/thesis/s074/s074-006.pdf> (date accessed: 08.03.2018).



4. Lemachko N.A. Setting the objectives of the study on the development of methods to improve the wear resistance of working elements of drilling pumps. Problems of Geology and subsoil development: proceedings of the XIX Int. Symposium named acad. M.A. Usov (Tomsk, April 6–10, 2015). – Vol. 2. – Tomsk : Publishing house of TPU, 2015. – P. 338-340. [Electronic resource.] – URL : http://earchive.tpu.ru/bitstream/11683/22850/1/conference_tpu-2015-C11-V2-149.pdf (date accessed: 08.03.2018).
5. Kudaibergen K.M., Zaurbekov S.A., Zaurbekov K.S. Improvement of pump-circulation system for drilling deep wells. Problems of modern science and education. – 2017. – № 3. – P. 41–45.
6. Babaev S.G., Gabibov I.A., Kerimov S.V. Analysis of the evolution of elements of drilling pumps: the hydraulic part – crosshead // Construction of oil and gas wells on land and at sea. – 2017. – № 6. – P. 24–29.
7. Shraiber A.A., Gavin L.B., Naumov V.A., Yatsenko V.P. Turbulent flows in gas suspensions. – New York, Hemisphere Corporation, 1990. – 242 p.
8. Nazarov V.I., Plotnikov A.V. Mobile drilling pump unit. Drilling and oil. – 2010. – № 5. – P. 43–45.
9. Well service Pump Weir SPM [Electronic resource]. – URL : <https://www.global.weir/products/pumps/well-service-pump/> (date accessed: 08.03.2018).
10. ZAO Stroyneftemash. The three-plunger-pump [Electronic resource]. – URL : http://zaosnm.ru/nasosy_trehplunzhernye.html (date accessed: 08.03.2018).
11. Factory «Synergy». The three-plunger-pump-SIN-32 [Electronic resource]. – URL : <http://www.sinergia.ru/product/trehplunzhernyy-nasos-sin32> (date accessed: 08.03.2018).
12. Velikanov N.L., Naumov V.A., Primak L.V. Determination of the working point of the concrete pump. Mechanization of construction. – 2015. – № 9. – P. 42–44.