Оригинальная статья / Original article УДК 622.24+621.694.2 http://dx.doi.org/10.21285/1814-3520-2018-1-23-29

ВЛИЯНИЕ ШЕРОХОВАТОСТИ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ СТРУЙНОГО НАСОСА НА ЕГО ХАРАКТЕРИСТИКИ

© А.П. Мельников¹, Н.А. Буглов²

¹Геологоразведочный техникум Иркутского национального исследовательского технического университета, Российская Федерация. 640074. Иркутск. ул. Лермонтова. 104.

²Иркутский национальный исследовательский технический университет,

Российская Федерация, 664074, г. Иркутск, ул. Лермонтова, 83.

РЕЗЮМЕ. Несмотря на значительное количество разработанных конструкций и широкий спектр применения скважинных струйных насосов, эффективность их использования не всегда соответствует необходимым требованиям. Поэтому выполнение комплекса работ по исследованию условий эффективной эксплуатации эжекторных систем в процессе сооружения нефтегазовых скважин, а также нормирование требований их изготовления, эксплуатации и ремонта в условиях нефтегазовых предприятий является актуальной задачей. **ЦЕЛЬ.** Повышение эффективности использования скважинных струйных насосов в процессе бурения нефтяных и газовых скважин. **МЕТОДЫ.** При исследовании использовалось математическое моделирование процесса с применением законов сохранения, непрерывности массы и количества движения жидкости потоков. **РЕЗУЛЬТАТЫ.** Установлена зависимость характеристик струйного насоса от шероховатости его проточной части.

Ключевые слова: бурение, струйный насос, эжектор, относительный напор, коэффициент эжекции, первичное вскрытие.

Формат цитирования: Мельников А.П., Буглов Н.А. Влияние шероховатости проточной части струйного насоса на его характеристики // Вестник Иркутского государственного технического университета. 2018. Т. 22. № 1. С. 23–29. DOI: 10.21285/1814-3520-2018-1-23-29

EFFECT OF WET END ROUGHNESS ON JET PUMP CHARACTERISTICS

A.P. Melnikov, N.A. Buglov

Geological Prospecting College of Irkutsk National Research Technical University,

104 Lermontov St., Irkutsk, 640074, Russian Federation

National Research Irkutsk State Technical University,

83 Lermontov St., Irkutsk 664074, Russian Federation

ABSTRACT. The relevance of the work is determined by the fact that the significant number of developed designs and wide application range of downhole jet pumps does not always provide the operation efficiency that meets necessary requirements. Therefore, the execution of works on the study of effective operation conditions of jet systems at the construction stage of oil and gas wells, as well as the valuation of their manufacturing requirements, maintenance and repair at oil and gas enterprises is an immediate problem. The **PURPOSE** of the work is to improve the application efficiency of downhole jet pumps in oil and gas well drilling. **METHODS.** The study involves mathematical modeling of the process with the use of the laws of mass conservation and continuity and the amount of fluid flows. **RESULTS.** The dependence of jet pump characteristics on its wet end roughness has been determined.

Keywords: drilling, jet pump, ejector, relative pressure, ejection ratio, primary opening

For citation: Melnikov A.P., Buglov N.A. Effect of wet end roughness on jet pump characteristics. Proceedings of Irkutsk State Technical University. 2018, vol. 22, no. 1, pp. 23–29. (In Russian) DOI: 10.21285/1814-3520-2018-1-23-29

Aleksandr P. Melnikov, Lecturer, e-mail: melnikov200910@yandex.ru

ISSN 1814-3520 ВЕСТНИК ИРГТУ Том 22, № 1 2018 / PROCEEDINGS of ISTU Vol. 22, No. 1 2018

¹Мельников Александр Павлович, преподаватель, e-mail: melnikov200910@yandex.ru

²Буглов Николай Александрович, кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой нефтегазового дела, e-mail: bna@istu.edu

Nikolai A. Buglov, Candidate of technical sciences, Associate Professor, Head of the Department of Oil and Gas Business, e-mail: bna@istu.edu



Введение

Большинство технико-экономических показателей бурения нефтяных и газовых скважин в той или иной мере связано с качеством их промывки, которая обеспечивает: транспортирование шлама на поверхность; смазку и охлаждение породоразрушающего инструмента; создание гидростатического давления на забой выработки и укрепление стенок ее ствола. Для достижения названных целей может быть использована интенсивная промывка скважины за счет максимальной подачи буровых насосов. Однако при этом необходимо учитывать, что у насосов объемного типа увеличение потребляемой происходит мощности в кубической зависимости. Повышение расхода очистного агента усиливает скорость восходящего потока и может привести к поглощениям и кавернообразованию. В силу этого возникает необходимость балансирования между максимальной и минимальной подачей буровых насосов, а также в реализации мероприятий по предупреждению возможных осложнений от изменения скорости рабочего потока промывочной жидкости, а именно: уменьшать риск прихвата бурильной колонны, образование сальников, гидроразрыв пласта и т.п.

Для нейтрализации этих негативных явлений можно использовать струйные насосы, которые способны создавать дополнительный контур интенсивной циркуляции в призабойной зоне за счет инжекции очистного агента из затрубного пространства бурильной колонны и инициировать перепад давления на забое скважины, то есть обеспечивать местную депрессию пласта (давление пласта превышает гидростатическое давление) [1]. Они также способны повышать расход бурового раствора на гидромониторных насадках долота и увеличить механическую скорость бурения [2, 3]. Поэтому применение струйных насосов в процессе строительства скважин достаточно актуально, особенно в зонах поглощения бурового раствора.

В реальных призабойных условиях (высокие значения температуры и давления, коррозионно-агрессивная внешняя среда) струйный насос работает в экстремальном режиме, при этом характеристики рабочих поверхностей оборудования меняются в широких пределах, что негативно сказывается на эффективности использования эжектора. В связи с этим возникает необходимость исследовать влияние шероховатости проточной части струйного насоса на результативность его эксплуатации.

В настоящее время наиболее полно опыт применения в промышленности данных устройств и методики расчета их конструктивных параметров приведены в трудах Р.С. Яремийчука [4], Ю.А. Сазонова³, П.Н. Каменева [5], Ю.Л. Кирилловского [6], Е.Я. Соколова [7].

Анализ влияния шероховатости рабочих поверхностей на рабочие характеристики струйного насоса

На рис. 1 представлена схема струйного насоса с учетом шероховатости *R*z его проточной части. На основании экспериментальных исследований и теорети-

ческих предположений Кармана, Прандтля, Никурадзе и других специалистов считается, что в потоках, которые находятся в условиях турбулентного режима на поверх-

³Сазонов Ю.А. Разработка устройства, снижающего дифференциальное давление на забое скважины и повышающего скорость бурения: дис. ... канд. техн. наук: 130602. М., 1989. 176 с. / Sazonov Yu.A. Development of a device reducing differential pressure in the bottom hole and increasing drilling speed: Candidate's Dissertation in technical sciences: 130602. Moscow, 1989. 176 p.



ностях труб, стен и каналов, существует довольно тонкий слой жидкости с режимом движения, близким ламинарному. Этот слой жидкости называется *ламинарным подслоем*. При этом толщина его очень мала и измеряется долями миллиметра. Другая же часть потока создает так называемое *турбулентное ядро*. Между ламинарным подслоем и турбулентным ядром существует переходный слой со смешанным режимом движения (временами ламинарным, временами турбулентным с хорошо видимыми срывами вихрей).

Для решения поставленной задачи

предположим, что поток, который находится в турбулентном режиме, состоит из ламинарного подслоя, переходного слоя и турбулентного ядра (рис. 2, *a*) и движется по трубе, у которой выступления шероховатости имеют размер *R*z. Если ламинарный подслой толщиной *б*, обволакивающий высоту неровностей, полностью перекрывает их (рис. 2, *b*), то потери напора не будут зависеть от степени шершавости стенок трубы. В этом случае жидкость скользит по ламинарному подслою, и имеет место трение жидкости о жидкость [8].

25



Рис. 1. Схема для расчета струйного насоса с учетом шероховатости его проточной части Fig. 1. Calculation scheme of the jet pump considering its wet end roughness



Рис. 2. Физические явления в турбулентном потоке жидкости:

а – схема размещения слоев турбулентного потока;

b – размещение ламинарного подслоя в случае гладкого трения турбулентного потока;

с – размещения ламинарного подслоя в случае квадратичного трения турбулентного потока Fig. 2. Physical effects in a turbulent liquid flow:

a – arrangement diagram of turbulent flow layers;

b – arrangement of the laminar sublayer in the case of smooth friction of the turbulent flow;

c - arrangement of the laminar sublayer in the case of a quadratic friction of the turbulent flow

Если же выступления шероховатости превышают толщину ламинарного подслоя (рис. 2, с), то потери напора будут в значительной степени зависеть от шершавости стенок, так как в этом случае трение жидкости проходит о частые неровности внутренней поверхности забойного устройства, не сглаженные ламинарным подслоем. В соответствии с этим различают две категории стенок труб – гладкие (δ > Rz) и шероховатые ($Rz > \delta$). В то же время необходимо отметить, что понятие гладкая стенка является относительным, так как толщина ламинарного подслоя зависит от числа Рейнольдса и уменьшается с его увеличением.

Уравнение характеристики струйного насоса для однородного рабочего и инжектируемого потока приведено в работе [7]:

$$\bar{h} = \frac{\varphi_1^2}{\kappa} \begin{bmatrix} 2\varphi_2^2 + \left(2\varphi_2 - \frac{1}{\varphi_4^2}\right)\frac{i^2}{K-1} - \\ -(2 - \varphi_3^2)\frac{(1+i)^2}{K} \end{bmatrix}, \quad (1)$$

где \bar{h} – относительный напор струйного насоса, безразмерная величина; i – коэффициент инжекции струйного насоса; K – основное геометрическое соотношение струйного насоса; φ_1 , φ_2 , φ_3 , φ_4 – коэффициенты скоростей рабочей насадки, камеры смешивания, диффузора, входного участка камеры смешивания соответственно.

Согласно экспериментальным данным, авторы работы [7] рекомендуют принимать следующие величины коэффициентов скоростей:

$$\varphi_1 = 0.950; \varphi_2 = 0.975; \varphi_3 = 0.900; \varphi_4 = 0.925.$$

Определение коэффициентов скорости проточной части струйного насоса

Коэффициент скорости рабочей насадки $\varphi_1 = 0,950$ соответствует значению, описанному в теории истечения через конфузорную насадку, и поэтому ставить его под сомнение не будем. В силу этого считаем, что величина коэффициента скорости рабочей насадки струйного насоса не зависит от шероховатости его проточной части.

Так как геометрическая конфигурация входного участка в камеру смешивания струйного насоса не предопределена из-за его незначительной длины, то можно предположить, что на коэффициент φ_4 слабо влияет шероховатость проточной части данного забойного устройства. Согласно рекомендациям авторов работы [7], значение φ_4 принимаем равным 0,925.

Одновременно с этим определим величины коэффициентов скоростей камеры смешивания и диффузора с учетом шероховатости его проточной части. Для этого будем рассматривать элементы струйного насоса как местные гидравлические сопротивления. Согласно [8] коэффициент скорости местного сопротивления определяется из зависимости

$$\varphi = \sqrt{\frac{1}{1+\xi}}, \qquad (2)$$

где ξ – коэффициент местного сопротивления.

В случае камеры смешивания (см. рис. 1) эквивалентный коэффициент местного сопротивления можно вычислить по следующей формуле [8]:

$$\xi_2 = \frac{\lambda l_2}{d_2} \,, \tag{3}$$

где λ – коэффициент гидравлического трения, который находится по формуле Альтшуля (зона смешанного гидравлического трения); d₂ – диаметр камеры смешивания, м.

Коэффициент скорости камеры смешения можно рассчитать из выражения

$$\varphi_2 = \sqrt{\frac{1}{1 + \frac{\lambda l_2}{d_2}}}.$$
 (4)

Для диффузора коэффициент местного сопротивления определяется из зависимости [8]

$$\xi_{3} = \frac{\lambda}{8 \sin \alpha_{3}} \left(1 + \frac{1}{n_{3}^{2}} \right) + 3,2 \tan \alpha_{3} \sqrt{\tan \alpha_{3}} \left(1 + \frac{1}{n_{3}^{2}} \right)^{2}, \quad (5)$$

где α_3 – угол расширения в диффузоре, рад; $n_3 = \frac{d_3}{d_2}$ – расширение диффузора (безразмерная величина); d_3 – диаметр на выходе из диффузора, м.

Коэффициент скорости диффузора устанавливается по формуле

$$\varphi_{3} = \sqrt{\frac{1}{1 + \frac{\lambda}{8 \sin \alpha_{3}} \left(1 + \frac{1}{n_{3}^{2}}\right) + 3.2 \tan \alpha_{3} \sqrt{\tan \alpha_{3}} \left(1 + \frac{1}{n_{3}^{2}}\right)^{2}}, (6)$$

Коэффициент гидравлического трения *λ* в выражении (6) вычисляется так же, как и для камеры смешивания, то есть они равны.

В таблице приведены коэффициенты скоростей струйного насоса для разных значений шероховатости его проточной части.

На рис. 3 отображены характеристика струйного насоса (К = 6,25) с учетом шероховатости *R*z = 0 мкм и теоретическая характеристика по рекомендации Е.Я. Соколова [7].

27

Коэффициенты скорости струйного насоса в зависимости от шероховатости его проточной части Coefficients of jet pump velocity depending on its wet end roughness

Абсолютная шероховатость, мкм / Absolute roughness, µm	φ_2	$arphi_3$
0	0,967	0,957
20	0,924	0,946
60	0,904	0,940
100	0,894	0,938
150	0,884	0,935



Рис. 3. Относительная характеристика струйного насоса (K = 6,25): 1 – характеристика по рекомендации Е.Я. Соколова; 2 – характеристика для абсолютной шероховатости проточной части Rz = 0 мкм Fig. 3. Relative characteristic of the jet pump (K = 6.25): 1 – characteristic on E.Y. Sokolov's recommendation; 2 – characteristic for the wet end absolute roughness Rz = 0 µm Как видно из рис. 3, кривая для шероховатости проточной части *R*z = 0 мкм имеет незначительные отклонения от зависимости, предложенной Е.Я. Соколовым, а на интервале для коэффициентов инжекции от 1 до 1,5 практически совпадает. Поэтому характеристику струйного насоса для шероховатости проточной части *R*z = 0 мкм можно считать теоретической. На рис. 4 приведены характеристики струйного насоса для различных значений шероховатости его проточной части.

Анализ представленных графиков позволил построить зависимости потерь относительного напора и КПД струйного насоса при увеличении шероховатости его проточной части (рис. 5).



Рис. 4. Относительная характеристика струйного насоса (K = 6,25): 1 – Rz = 0 мкм; 2 – Rz = 20 мкм; 3 – Rz = 60 мкм; 4 – Rz = 100 мкм; 5 – Rz = 150 мкм Fig. 4. Relative characteristic of the jet pump (K = 6.25): 1 – Rz = 0 µm; 2 – Rz = 20 µm; 3 – Rz = 60 µm; 4 – Rz = 100 µm; 5 – Rz = 150 µm



Рис. 5. Энергетические потери струйного насоса в зависимости от шероховатости его проточной части (К = 6,25): 1 –потери КПД; 2 – потери напора Fig. 5.Jet pump energy losses depending on its wet end roughness (K = 6.25): 1 – efficiency losses; 2 – head losses



Проанализировав рис. 5, можно сделать вывод о том, что уменьшение шероховатости и повышение износостойкости поверхностей проточной части струйного насоса в процессе изготовления позволит значительно повысить эффективность работы струйного насоса в условиях бурения нефтегазовых скважин.

Заключение

Авторами настоящей статьи впервые разработана математическая модель струйного насоса с учетом шероховатости элементов его проточной части. Ее использование в дальнейшем позволит исследовать влияние геометрических и технологических отклонений на характеристики данного скважинного гидравлического устройства и предложить общие принципы создания математических моделей работы эжекторной системы, предназначенной для повышения эффективности сооружения нефтегазовых скважин.

Библиографический список

1. Султанов Б.З. Управление устойчивостью и динамикой бурильной колонны. М.: Недра, 1991. 208 с. 2. Мельников А.П., Буглов Н.А. Эжекторное устройство для первичного вскрытия продуктивного горизонта // Вестник ИрГТУ. 2015. № 12 (107). С. 75–79. 3. Мельников А.П., Паневник А.В. Эксплуатация струйных насосов на буровых предприятиях нефтегазовой отрасли // Нефтяное хозяйство. 2014. № 4. С. 46–47.

4. Яремийчук Р.С. Создание депрессий на пласт с помощью струйных аппаратов // Нефтяное хозяйство. 1981. № 11. С. 12–14.

1. Sultanov B.Z. *Upravlenie ustoichivosťyu i dinamikoi buril'noi kolony* [Controlling drill string stability and dynamics]. Moscow: Nedra Publ., 1991, 208 p. (In Russian)

2. Mel'nikov A.P., Buglov N.A. Ejector device for production horizon primary opening. *Vestnik IrGTU* [Proceedings of Irkutsk State Technical University]. 2015, no. 12 (107), pp. 75–79. (In Russian)

3. Mel'nikov A.P., Panevnik A.V. Operation of jet pumps for the oil & gas drilling industry. *Neftyanoe khozyaistvo* [Oil Industry]. 2014, no. 4, pp. 46–47. (In Russian)

4. Yaremiichuk R.S. Pressure draw-down production by jet devices. *Neftyanoe khozyaistvo* [Oil Industry]. 1981, no. 11, pp. 12–14. (In Russian)

5. Kamenev P.N. Gidroelevatory v stroitel'stve [Hydrau-

Критерии авторства

Авторы заявляют о равном участии в получении и оформлении научных результатов и в равной мере несут ответственность за плагиат.

Конфликт интересов

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Статья поступила 30.11.2017 г.

5. Каменев П.Н. Гидроэлеваторы в строительстве; 2-е изд., перераб. и доп. М.: Стройиздат, 1970. 416 с.

6. Кирилловский Ю.Л., Подвидз Л.Г. Рабочий процесс и основы расчета струйных насосов // Труды ВИГМ. Исследования гидромашин. 1960. Вып. 26. С. 96–135.

7. Соколов Е.Я., Зингер Н.М. Струйные аппараты. М.: Энергоатомиздат, 3-е изд., перераб., 1989. 352 с. 8. Башта Т.М., Руднев С.С., Некрасов Б.Б. [и др.]. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы; 2-е изд., перераб. М.: Машиностроение, 1982. 423 с.

References

lic elevators in civil engineering]. Moscow: Stroiizdat Publ., 1970, 416 p. (In Russian)

6. Kirillovskii Yu.L., Podvidz L.G. Operation and calculation bases of jet pumps. *Trudy VIGM. Issledovaniya gidromashin* [Proceedings of All-Union Scientific Research Institute of Hydraulic Engineering. Studies of Hydromachinery]. 1960. Issue 26, pp. 96–135. (In Russian)

7. Sokolov E.Ya., Zinger N.M. *Struinye apparaty* [Jet devices]. Moscow: Energoatomizdat Publ., 1989, 352 p. (In Russian)

8. Bashta T.M., Rudnev S.S., Nekrasov B.B. [et al]. *Gidravlika, gidromashiny i gidroprivody* [Hydraulics, hydraulic machines and hydraulic drives]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1982, 423 p. (In Russian)

Authorship criteria

The authors declare equal participation in obtaining and formalization of scientific results and bear equal responsibility for plagiarism.

Conflict of interests

The authors declare that there is no conflict of interests regarding the publication of this article.

The article was received 30 November 2017