

<https://doi.org/10.21122/1029-7448-2020-63-5-462-471>

УДК 622.24+621.694.2

Повышение энергоэффективности использования скважинных струйных насосов

Д. А. Паневник¹⁾, А. В. Паневник¹⁾

¹⁾Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа
(Ивано-Франковск, Украина)

© Белорусский национальный технический университет, 2020
Belarusian National Technical University, 2020

Реферат. Приведено обоснование выбора глубины установки нефтяного струйного насоса в скважине, обеспечивающей его работу в режиме максимального коэффициента полезного действия. Режимные параметры эжекционной системы определяются совместным решением уравнений характеристики высоконапорного струйного насоса и гидравлической системы. В процессе решения системы уравнений использованы метод последовательных приближений, программная среда Delphi и ресурсы PTC Mathcad. Уравнение характеристики гидравлической системы струйного насоса получено на основе определения давлений в ее отличительных сечениях с последующим представлением их значений в виде относительного (безразмерного) напора эжекционной системы. Величины давлений смешанного, рабочего и эжектируемого потоков представлены в безразмерной форме в виде относительного напора эжекционной системы. Смена глубины установки струйного насоса изменяет характеристику его гидравлической системы, параметры рабочей точки насосной установки и ее КПД. При этом минимально допустимая глубина установки струйного насоса определяется величиной минимального давления в элементах эжекционной системы, которое должно превышать значение давления упругости насыщенных паров нефтегазоводяного потока и обеспечивать ее эксплуатацию в докавитационном режиме. Вероятность работы струйного насоса в кавитационном режиме исследована с использованием уравнений Бернулли, Дарси – Вейсбаха и сплошности потока. Выявлена обратно пропорциональная зависимость коэффициента эжекции и КПД струйного насоса от глубины его установки в скважине. В случае установки струйного насоса в скважине на оптимальной глубине его КПД увеличивается на 30 %.

Ключевые слова: эжекционные технологии, эжекционная система, КПД насоса, гидравлическая система, рабочая точка насосной установки, коэффициент эжекции, кавитация в струйном насосе

Для цитирования: Паневник, Д. А. Повышение энергоэффективности использования скважинных струйных насосов / Д. А. Паневник, А. В. Паневник // *Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ*. 2020. Т. 63, № 5. С. 462–471. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2020-63-5-462-471>

Адрес для переписки

Паневник Александр Васильевич
Ивано-Франковский национальный
технический университет нефти и газа
ул. Карпатская, 15,
76018, г. Ивано-Франковск, Украина
Тел.: +380 342 72-71-01
o.v.panevnik@gmail.com

Address for correspondence

Panevnyk Aleksandr V.
Ivano-Frankivsk National
Technical University of Oil and Gas
15, Karpatskaia str.,
76018, Ivano-Frankivsk, Ukraine
Tel.: +380 342 72-71-01
o.v.panevnik@gmail.com

Improving the Energy Efficiency of the Use of Borehole Jet Pumps

D. A. Panevnyk¹⁾, A. V. Panevnyk¹⁾

¹⁾Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas (Ivano-Frankivsk, Ukraine)

Abstract. The article presents rationales for choosing the depth of installation of an oil jet pump in the borehole that which ensures maximum efficiency of its operation. The operating parameters of the ejection system are determined by the joint solution of the characteristic equations of the high-pressure jet pump and the hydraulic system. In the process of solving the system of equations, the method of successive approximations, the Delphi software environment and PTC Mathcad resources were used. The equation of the characteristics of the jet pump hydraulic system was obtained by determining the pressures in its distinctive cross-sections and then presenting their values as the relative (dimensionless) head of the ejection system. Alteration the installation depth of the jet pump changes the characteristics of its hydraulic system, the parameters of the operating point of the pumping unit and its efficiency. In this case, the minimum permissible installation depth of the jet pump is determined by the value of the minimum pressure in the elements of the ejection system, which must exceed the value of the elastic pressure of saturated vapors of the oil and gas flow and ensure its operation in pre-cavitation mode. The probability of operation of a jet pump in cavitation mode was studied using the Bernoulli, Darcy – Weisbach and flow continuity equations. The inversely dependence of the ejection coefficient and efficiency of the jet pump on the depth of its installation in the borehole has been revealed. If the jet pump is installed in the borehole at the optimal depth, its efficiency is increased by 30 %.

Keywords: ejector technologies, ejection system, pump efficiency, hydraulic system, working point of the pump unit, ejection coefficient, cavitation in the jet pump

For citation: Panevnyk D. A., Panevnyk A. V. (2020) Improving the Energy Efficiency of the Use of Borehole Jet Pumps. *Energetika. Proc. CIS Higher Educ. Inst. and Power Eng. Assoc.* 63 (5), 462–471. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2020-63-5-462-471> (in Russian)

Введение

Разработка месторождений углеводородов сопровождается непрерывным усложнением горно-геологических условий строительства и эксплуатации нефтяных скважин. Поиск путей повышения эффективности разработки нефтегазовых месторождений привел к увеличению объемов использования нетрадиционных эжекционных технологий при бурении [1, 2], освоении [3], эксплуатации [4, 5] и ремонте [6] нефтяных и газовых скважин. Струйные насосы имеют простую конструкцию, не содержат движущихся частей и сохраняют работоспособность в агрессивных средах, содержащих растворенный газ и механические примеси. Значительным преимуществом применения скважинных эжекционных систем является возможность увеличения добычи низконапорного попутного газа, что в значительной степени определяет эффективность процессов бытового газоснабжения [7], а также внедрения автоматических систем управления групповым наземным насосным приводом, который может использоваться при эксплуатации забойных струйных насосов [8]. Широкий спектр применения эжекционных технологий подтверждает их мировое значение и актуальность исследовательских работ, направленных на их дальнейшее совершенствование.

Область использования эжекционных технологий ограничена низкой энергоэффективностью рабочего процесса струйного насоса, коэффициент

полезного действия (КПД) которого обычно не превышает 35 % [9–11]. Недостаточная величина КПД струйного насоса обуславливает необходимость оптимизации условий его эксплуатации в скважинных эжекционных системах. К числу эксплуатационных факторов, имеющих определяющее влияние на величину КПД струйного насоса, можно отнести глубину его установки в скважине. Различия в использовании нефтяных струйных насосов нефтедобывающими предприятиями Российской Федерации и ведущими мировыми компаниями заключаются в схемах размещения эжекционных систем в скважине. Если российские нефтедобывающие предприятия применяют исключительно скважинные струйные насосы [12], то мировые нефтесервисные организации в нефтедобыче используют как глубинные [13], так и поверхностные [4] эжекционные системы. Задачей исследований, результаты которых приведены в статье, было аналитическое обоснование выбора оптимальной глубины размещения струйного насоса в скважине, которая обеспечивала бы его эксплуатацию в режиме максимального КПД.

Скважинная эжекционная система включала колонну насосно-компрессорных труб (НКТ) 1 (рис. 1) и струйный насос, состоящий из камеры смешивания 2 с диффузором и рабочей насадки 3 с размещенными на ее внешней поверхности элементами для закрутки эжектируемого потока.

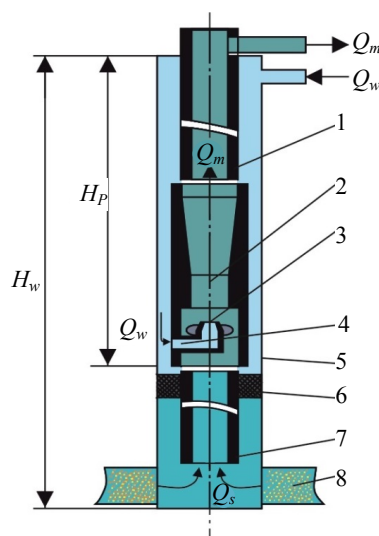


Рис. 1. Скважинная эжекционная система:
 1 – верхний участок колонны насосно-компрессорных труб; 2 – камера смешивания с диффузором; 3 – рабочая насадка; 4 – радиальное отверстие; 5 – стенки скважины; 6 – пакер; 7 – нижний участок колонны насосно-компрессорных труб; 8 – продуктивный горизонт

Fig. 1. The borehole ejection system: 1 – overhead area of a tubing string; 2 – mixing chamber with a diffuser; 3 – working attachment; 4 – radial opening; 5 – walls of a borehole; 6 – packer; 7 – lower area of a tubing string; 8 – productive horizon

Рабочая насадка с помощью радиального отверстия 4 сообщается с затрубным пространством, образуемым внешней поверхностью корпуса струйного насоса и стенкой скважины 5. Установленный ниже струйного насоса пакер 6 разделяет области высокого и низкого давления в скважине. Струйный насос сообщается с подпакерной областью с помощью нижнего участка колонны НКТ 7, которая гидравлически связывает всасывающую линию эжекционной системы и продуктивный горизонт 8. Рабочий поток, создаваемый поверхностным насосным агрегатом (силовым приводом), подается в затрубное пространство скважины, проходит радиальное отвер-

стие, рабочую насадку и попадает в камеру смешивания. Вследствие высокой скорости истечения рабочей жидкости на выходе рабочей насадки создается область низкого давления, которая приводит к возникновению восходящего (эжектируемого) потока пластовой жидкости в гидравлическом канале нижнего участка колонны НКТ. В камере смешивания с диффузором происходит выравнивание скоростей смешиваемых потоков и обратное преобразование их кинетической энергии в потенциальную энергию давления. Наклонные лопатки, расположенные на внешней поверхности рабочей насадки, способствуют закручиванию эжектируемого потока. При этом улучшаются энергетические характеристики смешивания рабочего и эжектируемого потоков, повышается коэффициент полезного действия струйного насоса. По колонне НКТ 1 смешанный поток направляется на поверхность.

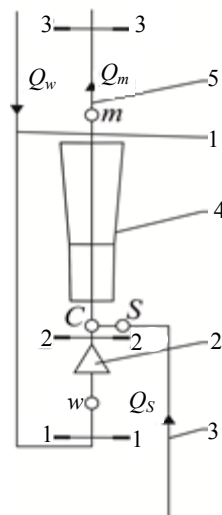
В соответствии с гидравлической схемой эжекционной системы (рис. 2) рабочий поток с расходом Q_w по каналу затрубного пространства 1 направляется на рабочую насадку 2.

Рис. 2. Гидравлическая схема скважинного струйного насоса:

- 1 – канал затрубного пространства; 2 – рабочая насадка;
- 3 – нижний участок колонны насосно-компрессорных труб;
- 4 – камера смешивания с диффузором; 5 – верхний участок колонны насосно-компрессорных труб

Fig. 2. The hydraulic circuit of a borehole jet pump:

- 1 – channel of an annular space; 2 – working attachment;
- 3 – lower area of a tubing string; 4 – mixing chamber with a diffuser; 5 – tubing string flow



В приемной камере струйного насоса (точка C) происходит соединение рабочего и эжектируемого потоков. Эжектируемый поток с расходом Q_s всасывается по нижнему участку колонны НКТ 3. Смешанный поток с расходом Q_m через камеру смешивания с диффузором 4 по верхнему участку колонны НКТ 5 поступает на поверхность. В точках w , m , S гидравлической системы соответственно определяются давления рабочего p_w , смешанного p_m и эжектируемого p_s потоков.

Минимальная глубина установки струйного насоса в скважине определяется возможностью его работы в кавитационном режиме [14]. В струйном насосе кавитация возникает преимущественно в струйном пограничном слое на границе раздела рабочего и эжектируемого потоков, где вследствие интенсивного вихреобразования в камере смешивания формируются зоны минимального давления. Процесс смешивания из-за интенсивного выделения парогазовых пузырьков нарушается, а напор струйного насоса и его КПД (рис. 3) резко снижаются.

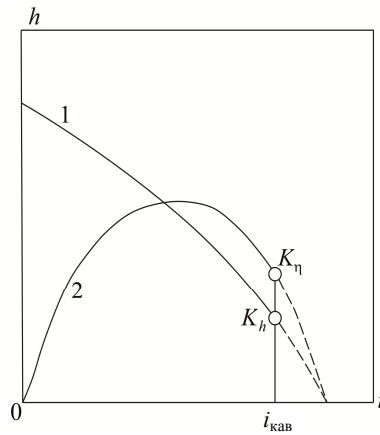


Рис. 3. Кавитационный режим работы струйного насоса

Fig. 3. Cavitation mode of a jet pump operating

камере смешивания. В случае использования скважинных струйных насосов первоочередной областью возникновения кавитации является рабочая насадка. Данное обстоятельство необходимо учитывать при определении кавитационной характеристики скважинного струйного насоса.

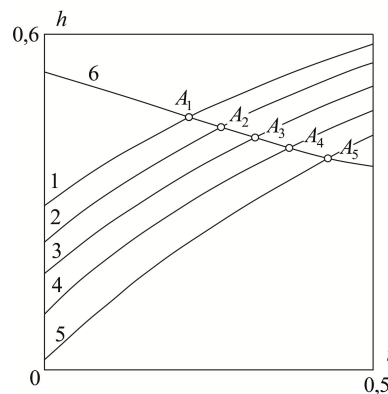


Рис. 4. Определение режима работы струйного насоса

Fig. 4. Determination of the jet pump operation mode

Точки K_h и K_η на рис. 3 – это начало возникновения кавитации в проточной части струйного насоса. Дальнейшее увеличение коэффициента эжекции соответствует нерабочим участкам (рис. 3, пунктирные линии) напорной и энергетической характеристик. Кроме того, работа скважинной эжекционной системы в кавитационном режиме увеличивает напряжения, возникающие в элементах струйного насоса [15, 16], и интенсифицирует износ деталей его проточной части.

Исследование движения жидкости в проточной части струйного насоса установлено, что возникновение кавитации наиболее вероятно в двух областях: на выходе рабочего потока из насадки и во входном сечении эжектируемого потока в камере смешивания.

В случае использования скважинных струйных насосов первоочередной областью возникновения кавитации является рабочая насадка. Данное обстоятельство необходимо учитывать при определении кавитационной характеристики скважинного струйного насоса.

Режим работы эжекционной насосной установки определяется совместным решением уравнений напорной характеристики струйного насоса и характеристики его гидравлической системы. Точка пересечения данных характеристик (рабочая точка насосной установки) определяет режимные параметры струйного насоса: относительный напор h и коэффициент эжекции i (рис. 4).

Приведенная на рис. 4 серия кривых 1–5 соответствует характеристикам гидравлической системы струйного насоса для различной глубины его установки в скважине. Точка A_1 определяет режим работы струйного насоса при его размещении на максимальной глубине. Координаты точки A_5 соответствуют режиму работы поверхностного струйного насоса.

Напорная характеристика струйного насоса (рис. 4, кривая 6) остается неизменной независимо от глубины его размещения в скважине.

Характеристика высоконапорного струйного насоса определяется системой уравнений [17]:

$$h = \frac{p_m - p_s}{p_w - p_s} = \frac{\varphi_1^2}{K_p} \left[2\varphi_2 \frac{f_{p_1}}{f_{p_2}} + 2\varphi_2 \frac{f_{p_1}}{f_{i_2}} - (2 - \varphi_3^2) \frac{(1+i)^2}{K_p} \right] - \frac{\Delta p_k}{\Delta p_p}; \quad (1)$$

$$\frac{\Delta p_k}{\Delta p_p} = \frac{\frac{\Phi_1^2}{\Phi_4^2} i^2}{\left[K_p - \frac{1}{\sqrt{1 + (\Delta p_k / \Delta p_p)}} \right]^2}; \quad (2)$$

$$\frac{f_{p_1}}{f_{p_2}} = \sqrt{1 + \frac{\Delta p_k}{\Delta p_p}}; \quad (3) \quad \frac{f_{p_1}}{f_{i_2}} = \frac{1}{K_p - \frac{f_{p_2}}{f_{p_1}}}, \quad (4)$$

где h – относительный напор струйного насоса; p_m, p_s, p_w – давление смешанного, эжектируемого и рабочего потоков; $\Phi_1, \Phi_2, \Phi_3, \Phi_4$ – эмпирический коэффициент скорости характерных сечений струйного насоса; K_p – основной геометрический параметр струйного насоса, равный отношению площадей камеры смешивания и рабочей насадки; f_{p_1}, f_{p_2} – площадь сечения рабочего потока на выходе из рабочей насадки и на входе в камеру смешивания; f_{i_2} – площадь сечения эжектируемого потока на входе в камеру смешивания; i – коэффициент эжекции струйного насоса; $\frac{\Delta p_k}{\Delta p_p}$ – относительные гидравлические потери в рабочем потоке.

Система уравнений (1)–(4) решена методом последовательных приближений с использованием программных ресурсов РТС Mathcad и языка программирования Delphi.

Вывод уравнения характеристики гидравлической системы предусматривает предварительное определение давлений смешанного, рабочего и эжектируемого потоков в характерных сечениях струйного насоса (рис. 2):

$$p_m = \rho g H_p + \frac{8\lambda_m \rho H_p Q_w^2 (1+i)^2}{\pi^2 d_c^5}; \quad (5)$$

$$p_w = \rho g H_p + \frac{8\lambda_m \rho H_p Q_w^2 (1+i)^2}{\pi^2 d_c^5} + \frac{8\rho Q_w^2}{\pi^2 \mu_w^2 d_w^4}; \quad (6)$$

$$p_s = p_{st} - \frac{\mu \ln(R_c/r_w) Q_w i}{2\pi k h_{st}} - \frac{8\lambda_s \rho (H_w - H_p) Q_w^2 i^2}{\pi^2 d_s^5}, \quad (7)$$

где ρ – плотность потока жидкости; g – ускорение свободного падения; H_p – глубина установки струйного насоса; λ_m – коэффициент линейного гидравлического сопротивления верхнего участка канала НКТ; Q_w – расход рабочего потока; d_c – внутренний диаметр верхнего участка канала НКТ; μ_w – коэффициент расхода рабочей насадки; d_w – диаметр рабочей насадки;

p_{st} – пластовое давление; μ – коэффициент динамической вязкости пластовой жидкости; R_c – радиус контура питания; r_w – радиус скважины; k – коэффициент проницаемости продуктивного горизонта; h_{st} – толщина продуктивного горизонта; λ_s – коэффициент линейного гидравлического сопротивления нижнего участка колонны НКТ; H_w – глубина скважины; d_s – внутренний диаметр нижнего участка канала НКТ.

Первые и вторые составляющие уравнений (5), (6) определяют соответственно величину гидростатического давления в скважине на глубине установки струйного насоса и линейные гидравлические потери при движении жидкости (формула Дарси – Вейсбаха) в канале верхнего участка НКТ. Третья составляющая (6) определяет величину гидравлических потерь в рабочей насадке струйного насоса. Вторая и третья составляющие (7) характеризуют величину гидравлических потерь в продуктивном горизонте (формула Дюпюи) и линейных потерь в канале нижнего участка колонны НКТ. Уравнения (5)–(7) получены с использованием закона сплошности потока, а также соотношений, связывающих расходы рабочего Q_w , эжектируемого Q_S и смешанного Q_m потоков

$$Q_m = Q_w + Q_S = Q_w + Q_w i = Q_w (1 + i). \quad (8)$$

Характеристику гидравлической системы струйного насоса получим в виде безразмерного (относительного) напора $h = (p_m - p_s)/(p_w - p_s)$, используя уравнения (5)–(7)

$$h = \frac{1}{1 + \frac{8\rho Q_w^2 / (\pi^2 \mu_w^2 d_w^4)}{\frac{8\lambda_m \rho H_p}{\pi^2 d_c^5} Q_w^2 (1+i)^2 + \rho g H_p - p_{st} + \frac{\mu \ln(R_c/r_w)}{2\pi k h_{st}} Q_w i + \frac{8\lambda_s \rho (H_w - H_p)}{\pi^2 d_s^5} Q_w^2 i^2}} \quad (9)$$

Исследуем возможность работы скважинного струйного насоса в кавитационном режиме с использованием уравнения Бернулли, записанного для сечений, расположенных перед рабочей насадкой, после рабочей насадки и на выходе смешанного потока из скважины на поверхность (рис. 2):

$$Z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \alpha_1 \frac{v_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \alpha_2 \frac{v_2^2}{2g} + h_{1-2}; \quad (10)$$

$$Z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \alpha_1 \frac{v_1^2}{2g} = Z_3 + \frac{p_3}{\rho g} + \alpha_3 \frac{v_3^2}{2g} + h_{1-3}, \quad (11)$$

где Z_1, Z_2, Z_3 – отметка геометрического положения сечения; v_1, v_2, v_3 – скорость потока в сечении; p_1, p_2, p_3 – давление потока в сечении; $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ – коэффициенты Кориолиса; h_{1-2}, h_{1-3} – потери напора соответственно между сечениями 1–1 и 2–2 и 1–1 и 3–3.

Проанализируем слагаемые уравнений (10), (11):

$$Z_1 = Z_2; \quad \alpha_1 = \alpha_2 = 1 \text{ (турбулентный режим движения жидкости);} \quad (12)$$

$$\begin{aligned} Z_1 = 0 \quad (\text{площадь сравнения проведена через сечение 1-1}); \\ Z_3 = H_p; \quad \alpha_3 = 1; \quad v_1 \approx v_3; \quad p_3 = 0 \quad (\text{в сечении 3-3} \\ \text{действует атмосферное давление}). \end{aligned} \quad (13)$$

Условия (12) записаны для уравнения (10), а условия (13) – для (11).

После упрощений, замены скоростей потоков расходами и использования формулы Дарси – Вейсбаха получим уравнение для определения давления p_2 , которое соответствует минимальному давлению $p_2 = p_{\min}$ в проточной части струйного насоса

$$p_2 = p_{\min} = \rho g H_p + \frac{8\rho\lambda_m H_p Q_w^2 (1+i)^2}{\pi^2 d_c^5} + \frac{8\rho Q_w^2}{\pi^2} \left(\frac{1}{d_c^4} - \frac{1}{d_w^4} \right). \quad (14)$$

В соответствии с полученным уравнением величина давления p_{\min} прямо пропорциональна глубине установки струйного насоса в скважине и расходу рабочего потока Q_w . Давление p_2 снижается при уменьшении глубины установки насоса H_p до величины давления упругости насыщенных паров жидкости $p_2 = p_{\min} = p_{sv}$. Дальнейшее уменьшение глубины установки струйного насоса в скважине соответствует его работе в кавитационном режиме.

Величину КПД струйного насоса определяли по формуле

$$\eta = \frac{hi}{1-h}. \quad (15)$$

В процессе совместного решения уравнений характеристики струйного насоса и его гидравлической системы определено (рис. 5), что уменьшение глубины установки насоса приводит к увеличению коэффициента эжекции и КПД эжекционной системы.

Максимальные значения данных параметров соответствуют размещению струйного насоса на поверхности. При этом снижается величина давления p_{\min} рабочего потока в выходном сечении рабочей насадки. В точке K минимальное давление рабочего потока уменьшается до давления упругости насыщенных паров жидкости $p_{\min} = p_{sv}$. Работа в кавитационном режиме вызывает резкое снижение коэффициента эжекции i и КПД η струйного насоса. Точки K_i , K_η соответствуют максимальным значениям напора ($h = h_{\max}$) и КПД ($\eta = \eta_{\max}$) и определяют минимально допустимую глубину размещения струйного насоса H_{\min} в скважине.

В процессе проведенного анализа установлено, что кавитационные явления в проточной части струйного насоса, геометрический параметр которого равен 2,507, возможны при уменьшении относительной глубины его размещения в скважине до величины $H_p/H_w = 0,0107$. Для такой глубины установки струйного насоса его КПД возрастает на 30,1 % по сравнению с размещением на забое скважины.

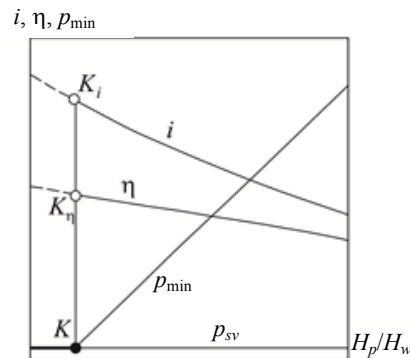


Рис. 5. Схема определения оптимальной глубины установки насоса в скважине

Fig. 5. The scheme of determination of optimal depth of a jet pump installation in the borehole

ВЫВОДЫ

1. Исследована закономерность изменения величины коэффициента эжекции, КПД и минимального давления в проточной части струйного насоса для различных глубин его установки в нефтяной скважине. Глубина установки струйного насоса имеет обратно пропорциональное влияние на величину коэффициента эжекции и КПД и прямо пропорциональное на значение минимального давления в его проточной части.

2. На основе совместного анализа напорной, энергетической и кавитационной характеристик эжекционной системы предложен метод аналитического выбора оптимальной глубины установки струйного насоса в нефтяной скважине, обеспечивающий максимальный КПД его эксплуатации.

3. Оптимальная глубина установки струйного насоса позволяет увеличить КПД его рабочего процесса на 30 %. При этом снижаются затраты на реализацию гидроструйной нефтедобычи, уменьшается себестоимость продукции скважины и возрастает период ее рентабельной эксплуатации.

ЛИТЕРАТУРА

1. Zhu, H.-Y. Reducing the Bottom-Hole Differential Pressure by Vortex and Hydraulic Jet Methods / H.-Y. Zhu, Q.-Y. Liu, T. Wang // *Journal of Vibroengineering*. 2014. Vol. 16, No 5. P. 2224–2249.
2. Паневник, А. В. Определение эксплуатационных параметров наддотной эжекторной компоновки / А. В. Паневник, И. Ф. Концур, Д. А. Паневник // *Нефтяное хозяйство*. 2018. № 3. С. 70–73.
3. Syed, A. A. Coiled – Tubing Vacuum Removes Drilling – Induced Damage / A. A. Syed, C. H. Jeffrey, F. D. Gino // *Oil and Gas Journal*. 2002. Vol. 100, No 13. P. 41–46.
4. Syed, M. P. Surface Jet Pumps Enhance Production and Processing / M. P. Syed, B. Najam, S. Sacha // *Journal of Petroleum Technology*. 2014. Vol. 66, No 11. P. 134–136.
5. Development of Hybrid Airlift-Jet Pump with its Performance Analysis / D. Yao [et al.] // *Applied Science*. 2018. Vol. 8, No 9. P. 1413. <https://doi.org/10.3390/app8091413>.
6. Иванова, И. Е. Теоретические исследования процесса выщелачивания кольматанта в гравийной обсыпке фильтра скважины при использовании установки для реверсивно-реагентной регенерации / И. Е. Иванова, В. В. Ивашкин, В. В. Веременик // *Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ*. 2018. Т. 61, № 1. С. 80–92. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2018-61-1-80-92>.
7. Осипов, С. Н. О повышении энергетической безопасности Беларуси / С. Н. Осипов // *Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ*. 2016. Т. 59, № 5. С. 464–478. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2016-59-5-464-478>.
8. Здор, Г. Н. Автоматическое управление группой насосных агрегатов с целью снижения затрат электроэнергии / Г. Н. Здор, А. В. Сеницын, О. А. Аврутин // *Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ*. 2017. Т. 60, № 1. С. 54–66. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2017-60-1-54-66>.
9. Gugulothy, S. K. Experimental and Performance Analysis of Single Nozzle Jet Pump with Various Mixing Tubes / S. K. Gugulothy, S. Manchikatta // *International Journal of Recent Advances in Mechanical Engineering*. 2014. Vol. 3, No 4. P. 119–133. <https://doi.org/10.14810/ijmech.2014.3411>.
10. Ismagilov, A. R. Operational Process and Characteristics of Liquid-Gas Jet Pumps with the Ejected Vapor-Gas Medium / A. R. Ismagilov, E. K. Spiridonov // *Procedia Engineering*. 2016. Vol. 150. P. 247–253. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2016.06.756>.
11. Computational and Experimental Study on the Water-Jet Pump Performance / A. A. A. Sheha [et al.] // *Journal of Applied Fluid Mechanics*. 2018. Vol. 11, No 4. P. 1013–1020.
12. Дроздов, А. Н. Применение установок погружных гидроструйных насосов с двухрядным лифтом для эксплуатации осложненных скважин / А. Н. Дроздов, В. А. Териков // *Нефтяное хозяйство*. 2009. № 6. С. 68–72.
13. Anderson, I. Petroleum Technology Digest: Hydraulic Jet Pumps Prove Well Suited for Remote Canadian Field / I. Anderson, R. Freeman, T. Pough // *World Oil*. 2006. No 8. P. 71–77.
14. Xiao, L. Cavitating Flow in Annular Jet Pumps / L. Xiao, X. Long // *International Journal of Multiphase Flow*. 2015. Vol. 71. P. 116–132. <https://doi.org/10.1016/j.ijmultiphaseflow.2015.01.001>.

15. Velychkovych, A. S. Study of the Stress State of the Downhole Jet Pump Housing / A. S. Velychkovych, D. O. Panevnyk // *Naukovii Visnik NGU*. 2017. No 5. P. 50–55.
16. Паневник, Д. А. Оценка напряженного состояния корпуса наддолотного гидроэлеватора / Д. А. Паневник, А. С. Величкович // *Нефтяное хозяйство*. 2017. № 1. С. 70–73.
17. Соколов, Е. Я. Струйные аппараты / Е. Я. Соколов, Н. М. Зингер. М.: Энергоатомиздат, 1989. 352 с.

Поступила 15.02.2019 Подписана в печать 12.03.2020 Опубликовано онлайн 30.09.2020

REFERENCES

1. Zhu H.-Y., Liu Q.-Y., Wang T. (2014) Reducing the Bottom-Hole Differential Pressure by Vortex and Hydraulic Jet Methods. *Journal of Vibroengineering*, 16 (5), 2224–2249.
2. Panevnyk A. V., Kontsur I. F., Panevnyk D. A. (2018) Determination of Operational Parameters of the Near-Bit Ejector Assembly. *Neftyanoe Khozyaistvo* [Oil Industry], (3), 70–73 (in Russian).
3. Syed A. A., Jeffrey C. H., Gino F. D. (2002) Coiled – Tubing Vacuum Removes Drilling – Induced Damage. *Oil and Gas Journal*, 100 (13), 41–46.
4. Syed M. P., Najam B., Sacha S. (2014) Surface Jet Pumps Enhance Production and Processing. *Journal of Petroleum Technology*, 66 (11), 134–136.
5. Yao D., Lee K., Ha M., Cheong C., Lee I. (2018) Development of Hybrid Airlift-Jet Pump with its Performance Analysis. *Applied Science*, 8 (9), 1413. <https://doi.org/10.3390/app8091413>.
6. Ivanova I. E., Ivashechkin V. V., Veremenyuk V. V. (2018) Theoretical Studies of the Leaching Process of the Mudding Element in the Gravel Package of the Well Filter using the Unit for Reverse-Reagent Regeneration. *Energetika. Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii i Energeticheskikh Ob'edinenii SNG = Energetika. Proceedings of the CIS Higher Education Institutions and Power Engineering Associations*, 61 (1), 80–92. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2018-61-1-80-92> (in Russian).
7. Osipov S. N. (2016) On Increasing Energy Security of Belarus. *Energetika. Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii i Energeticheskikh Ob'edinenii SNG = Energetika. Proceedings of the CIS Higher Education Institutions and Power Engineering Associations*, 59 (5), 464–478. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2016-59-5-464-478> (in Russian).
8. Zdor G. N., Sinityn A. V., Avrutin O. A. (2017) Pump Group Automatic Control for Reducing its Energy Consumption. *Energetika. Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii i Energeticheskikh Ob'edinenii SNG = Energetika. Proceedings of the CIS Higher Education Institutions and Power Engineering Associations*, 60 (1), 54–66. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2017-60-1-54-66> (in Russian).
9. Gugulothy S. K., Manchikatla S. (2014) Experimental and Performance Analysis of Single Nozzle Jet Pump with Various Mixing Tubes. *International Journal of Recent Advances in Mechanical Engineering (IJMECH)*, 3 (4), 119–133. <https://doi.org/10.14810/ijmech.2014.3411>.
10. Ismagilov A. R., Spiridonov E. K. (2016) Operational Process and Characteristics of Liquid-Gas Jet Pumps with the Ejected Vapor-Gas Medium. *Procedia Engineering*, 150, 247–253. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2016.06.756>.
11. Sheha A. A. A., Nasr M., Hosien M. A., Wahba E. M. (2018) Computational and Experimental Study on the Water-Jet Pump Performance. *Journal of Applied Fluid Mechanics*, 11 (4), 1013–1020.
12. Drozdov A. N., Terikov V. A. (2009) Application of Submerged Jet Pumps Systems with Dual-String Lift for the Sticky Holes Operation. *Neftyanoe Khozyaistvo* [Oil Industry], (6), 68–72 (in Russian).
13. Anderson I., Freeman R., Pough T. (2006) Petroleum Technology Digest: Hydraulic Jet Pumps Prove Well Suited for Remote Canadian Field. *World Oil*, (8), 71–77.
14. Xiao L., Long X. (2015) Cavitating Flow in Annular Jet Pumps. *International Journal of Multiphase Flow*, 71, 116–132. <https://doi.org/10.1016/j.ijmultiphaseflow.2015.01.001>.
15. Velychkovych A. S., Panevnyk D. O. (2017) Study of the Stress State of the Downhole Jet Pump Housing. *Naukovii Visnik NGU = Scientific Bulletin of National Mining University*, (5), 50–55.
16. Panevnyk D. A., Velichkovich A. S. (2017) Assessment of the Stressed State of the Casing of the Above-Bit Hydroelevator. *Neftyanoe Khozyaistvo* [Oil Industry], (1), 70–73 (in Russian).
17. Sokolov E. Ya., Zinger N. M. (1989) *Jet Devices*. Moscow, Energoatomizdat Publ. 352 (in Russian).

Received: 15 February 2019 Accepted: 12 March 2020 Published online: 30 September 2020