

<https://doi.org/10.21122/1029-7448-2022-65-2-181-192>

УДК 622.24+621.694.2

Повышение энергетической эффективности использования нефтяных струйных насосов

Д. А. Паневник¹⁾

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

© Белорусский национальный технический университет, 2022
Belarusian National Technical University, 2022

Реферат. Приведено обоснование выбора конструктивных параметров, характеризующих взаимную ориентацию смешиваемых потоков, и соотношения геометрических размеров элементов проточной части струйного насоса, обеспечивающих повышение энергетических показателей скважинных эжекционных систем. В зависимости от взаимной ориентации смешиваемых потоков возможны три варианта конструктивного исполнения струйного насоса: с параллельной ориентацией рабочего и эжектируемого потоков; входом эжектируемого потока под острым углом; с перпендикулярной ориентацией рабочего и эжектируемого потоков. Величина угла между векторами скоростей смешиваемых потоков непосредственно влияет на интенсивность вихреобразований в камере смешивания, величину потерь энергии и коэффициент полезного действия струйного насоса, однако определяющим условием для выбора варианта конструкции элементов эжекционных систем остается простота их изготовления. На основе использования законов сохранения энергии, количества движения и неразрывности потока установлено, что уровень потерь энергии при смешивании потоков прямо пропорционален величине угла вхождения эжектируемой среды. В ходе компьютерного моделирования рабочего процесса струйного насоса получено асимметричное распределение гидродинамических параметров для непараллельной ориентации смешиваемых потоков. С целью уменьшения потерь энергии при смешивании потоков величину угла вхождения эжектируемого потока необходимо принимать в диапазоне от 0 до 15°. В случае реализации режима нулевого напора и максимального коэффициента эжекции минимальные потери энергии при смешивании потоков обеспечиваются для основного геометрического параметра струйного насоса, равного 2,375. В процессе экспериментальных исследований установлена обратная зависимость максимального значения коэффициента полезного действия скважинного струйного насоса от величины его основного геометрического параметра, представленная в виде степенной функции. При использовании эжекционных систем, реализующих длительные технологические процессы (например, при добыче нефти), необходимо принимать минимально возможную для заданных условий эксплуатации величину основного геометрического параметра струйного насоса.

Ключевые слова: скважинный струйный насос, эжекционная система, коэффициент полезного действия насоса, энергетическая характеристика насоса, смешивание потоков, коэффициент эжекции, относительный напор

Для цитирования: Паневник, Д. А. Повышение энергетической эффективности использования нефтяных струйных насосов / Д. А. Паневник // *Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ*. 2022. Т. 65, № 2. С. 181–192. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2022-65-2-181-192>

Адрес для переписки

Паневник Денис Александрович
Ивано-Франковский национальный
технический университет нефти и газа
ул. Карпатская, 15,
76018, г. Ивано-Франковск, Украина
Тел.: +38 034 272-71-01
den.panevnik@gmail.com

Address for correspondence

Panevnyk Denis A.
Ivano-Frankivsk National
Technical University of Oil and Gas
15, Karpatskaia str.,
76018, Ivano-Frankivsk, Ukraine
Tel.: +38 034 272-71-01
den.panevnik@gmail.com

Improving the Energy Efficiency of the Use of Oil Jet Pumps

D. A. Panevnyk¹⁾

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

Abstract. The substantiation of the choice of design parameters characterizing the mutual orientation of the mixed flows and the ratio of the geometric dimensions of the elements of the flow path of the jet pump that provide an increase in the energy characteristics of borehole ejection systems is given. Depending on the mutual orientation of the mixed flows, three variants of the design of the jet pump are possible, viz. the one with a parallel orientation of the working and ejected flows, the one with the inlet of the ejected flow at a sharp angle, and the one with a perpendicular orientation of the working and ejected flows. The magnitude of the angle between the velocity vectors of the mixed flows directly affects the intensity of vortex formation in the mixing chamber, the amount of energy loss and the efficiency of the jet pump; however, the simplicity of their manufacture remains the determining condition for choosing the design variant of the elements of ejection systems. Based on the use of the laws of conservation of energy, the amount of motion and continuity of the flow, it is determined that the level of energy loss during mixing flows is directly proportional to the magnitude of the angle of entry of the ejected medium. In the course of computer simulation of the jet pump workflow, an asymmetric distribution of hydrodynamic parameters for the non-parallel orientation of the mixed flows has been obtained. In order to reduce energy losses when mixing flows, the value of the angle of entry of the ejected flow must be taken in the range from 0 to 15°. In the case of the implementation of the zero head mode and the maximum ejection coefficient, minimal energy losses during mixing of flows are provided for the main geometric parameter of the jet pump equal to 2.375. In the course of experimental studies, the inverse dependence of the maximum value of the efficiency of a borehole jet pump on the value of its main geometric parameter represented as a power function, has been established. When using ejection systems that implement long-term technological processes (e. g., during oil production), it is necessary to take the minimum possible value of the main geometric parameter of the jet pump for the specified operating conditions.

Keywords: borehole jet pump, ejection system, pump efficiency, pump energy characteristic, flow mixing, ejection coefficient, relative head

For citation: Panevnyk D. A. (2022) Improving the Energy Efficiency of the Use of Oil Jet Pumps. *Energetika. Proc. CIS Higher Educ. Inst. and Power Eng. Assoc.* 65 (2), 181–192. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2022-65-2-181-192> (in Russian)

Введение

Несмотря на стремительное развитие возобновляемой энергетики, нефть и газ остаются безальтернативным сырьем для многих отраслей промышленности. Непрерывное усложнение горно-геологических условий разработки месторождений углеводородов приводит к необходимости совершенствования технологий нефтегазодобычи. Использование гибридных эжекционных систем на завершающих этапах разработки месторождений углеводородов дает возможность увеличить период фонтанной эксплуатации нефтяных скважин [1], повысить эффективность эксплуатации скважин, оборудованных газлифтными установками [2], глубинными электроцентробежными [3], штанговыми [4] и винтовыми [5] насосами. Скважинные эжекционные системы успешно используют также для повышения эффективности первичного вскрытия продуктивных горизонтов [6], при реализации процессов ремонта эксплуатационных скважин [7], для предотвра-

щения коррозии, отложений солей, парафинов и гидратов в системах промышленных трубопроводов [8]. Отсутствие движущихся частей и простота конструкции струйного насоса позволяют увеличить межремонтный период эксплуатации вододобывающих скважин системы поддержания пластового давления, оборудованных традиционными электроцентробежными погружными насосными установками, которые вследствие гидроабразивного износа теряют ежемесячно 2–3 % первоначальной производительности [9].

Дальнейшему распространению нефтегазовых эжекционных технологий препятствуют низкие энергетические показатели рабочего процесса струйного насоса, что существенно снижает эффективность его использования, особенно при реализации долгосрочных технологических операций разработки месторождений углеводородов. Повышение энергоэффективности применения эжекционных систем обуславливает необходимость оптимизации их конструкции [10] и условий эксплуатации в скважине [11], а также совершенствования механизма смешивания потоков в проточной части струйного насоса. Задачей исследований, результаты которых приведены в данной статье, является анализ энергетических характеристик рабочего процесса струйного насоса и обоснование выбора оптимальной конструкции его проточной части, которая обеспечивала бы эксплуатацию эжекционной системы в режиме максимального коэффициента полезного действия (КПД).

В зависимости от взаимной ориентации смешиваемых потоков возможны три варианта конструктивного исполнения струйного насоса: с параллельной ориентацией рабочего и эжектируемого потоков; входом эжектируемого потока под острым углом; перпендикулярной ориентацией рабочего и эжектируемого потоков (рис. 1).

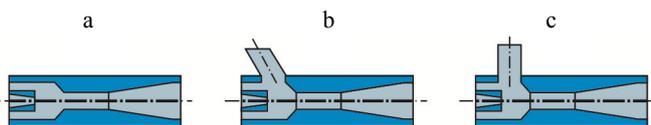


Рис. 1. Конструктивное исполнение струйного насоса:

- а – параллельная ориентация рабочего и эжектируемого потоков;
 б – вход эжектируемого потока под острым углом; с – перпендикулярная ориентация рабочего и эжектируемого потоков

Fig. 1. Design of the jet pump: a – parallel orientation of the working and ejected flows;
 b – input of the ejected flow at an acute angle;
 c – perpendicular orientation of the working and ejected flows

В современных конструкциях скважинных струйных насосов в соответствии с условиями эксплуатации реализуются все приведенные на рис. 1 варианты конструктивного исполнения эжекционной системы. Известно, что величина угла между векторами скоростей смешиваемых потоков непосредственно влияет на интенсивность вихреобразований в камере смешивания, величину потерь энергии и КПД струйного насоса. Однако определяющим условием для выбора вариантов взаимной ориентации

смешиваемых потоков остается простота изготовления струйных насосов. В процессе теоретических исследований необходимо установить обоснованность такого подхода с целью дальнейшей разработки рекомендаций по проектированию скважинных эжекционных систем различного назначения.

Основная часть

Полная энергия рабочего и эжектируемого потоков во входном сечении камеры смешивания в соответствии с рис. 2 определяется соотношением [12]

$$E_{in} = m_w \frac{v_w^2}{2} + Q_w p_w + m_s \frac{v_s^2}{2} + Q_s p_s, \quad (1)$$

где m_w , m_s – секундная масса рабочего и эжектируемого потоков, кг/с; v_w , v_s – скорость движения рабочего и эжектируемого потоков во входном сечении камеры смешивания, м/с; Q_w , Q_s – объемный расход рабочего и эжектируемого потоков, м³/с; p_w , p_s – давление рабочего и эжектируемого потоков, Па.

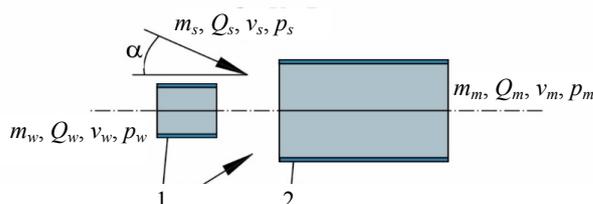


Рис. 2. Гидродинамические параметры смешиваемых потоков:
1 – рабочая насадка; 2 – камера смешивания

Fig. 2. Hydrodynamic parameters of mixed flows:
1 – working nozzle; 2 – mixing chamber

Энергия смешанного потока в выходном сечении камеры смешивания E_{out} определяется соотношением

$$E_{out} = m_m \frac{v_m^2}{2} + Q_m p_m, \quad (2)$$

где m_m – секундная масса смешанного потока, кг/с; v_m – скорость движения смешанного потока, м/с; Q_m – объемный расход смешанного потока, м³/с; p_m – давление смешанного потока, Па.

Потери энергии, вызванные смешиванием потоков, определяются разностью суммарной энергии смешиваемых потоков на входе в камеру смешивания E_{in} и энергии смешанного потока в выходном сечении камеры смешивания E_{out} :

$$\Delta E = m_w \frac{v_w^2}{2} + m_s \frac{v_s^2}{2} - m_m \frac{v_m^2}{2} + Q_w p_w + Q_s p_s - Q_m p_m, \quad (3)$$

или

$$\Delta E = m_w \frac{v_w^2}{2} + m_s \frac{v_s^2}{2} - m_m \frac{v_m^2}{2} + v_w f_w p_w + v_s f_s p_s - v_m f_m p_m, \quad (4)$$

где f_w, f_s, f_m – площадь сечения соответственно рабочего и эжектируемого потоков на входе в камеру смешивания и смешанного потока на выходе из нее, м^2 .

Общее решение уравнения (3) усложняется наличием значительного количества действующих факторов. Его частное решение может быть получено для случая одинаковых давлений эжектируемого и рабочего потоков $p_s = p_w$, что имеет место при работе струйного насоса в режиме нулевого напора и максимальных значений коэффициента эжекции i_{\max} . Такой режим работы реализуется, например, при функционировании струйного насоса в составе гидравлического ловителя, используемого для очистки забоя в процессе бурения, заканчивания и эксплуатации скважин, а также при использовании наддольных эжекционных систем с параллельным включением струйных насосов.

После подстановки в (3) значений давлений $p_s = p_w = p_{in}$, $p_m = p_{out}$ получим

$$\Delta E = m_w \frac{v_w^2}{2} + m_s \frac{v_s^2}{2} - m_m \frac{v_m^2}{2} + p_{in} (Q_w + Q_s) - p_{out} Q_m,$$

где p_{in}, p_{out} – давления на входе и выходе струйного насоса, Па.

Тогда, учитывая, что $Q_m = Q_w + Q_s = f_m v_m$, запишем

$$\Delta E = m_w \frac{v_w^2}{2} + m_s \frac{v_s^2}{2} - m_m \frac{v_m^2}{2} + f_m v_m (p_{in} - p_{out}). \quad (5)$$

Дальнейшее решение уравнения (5) предусматривает использование закона сохранения количества движения потоков в замкнутом объеме камеры смешивания струйного насоса

$$m_m v_m - (m_w v_w + m_s v_s \cos \alpha) = f_m (p_{in} - p_{out}), \quad (6)$$

где α – величина угла между векторами скоростей v_w, v_s , град.

Тогда после совместного решения уравнений (5), (6) получим

$$\Delta E = m_w \frac{v_w^2}{2} + m_s \frac{v_s^2}{2} - m_m \frac{v_m^2}{2} + v_m [m_m v_m - (m_w v_w + m_s v_s \cos \alpha)]. \quad (7)$$

Учитывая, что $m_m = m_w + m_s$, уравнение (7) запишем в виде

$$\Delta E = m_w \frac{v_w^2 - v_m^2}{2} + m_s \frac{v_s^2 - v_m^2}{2} + v_m [m_m v_m - (m_w v_w + m_s v_s \cos \alpha)]. \quad (8)$$

Для дальнейшего преобразования уравнения (8) используем подстановку $(+m_s v_s - m_s v_s)$:

$$\Delta E = m_w \frac{v_w^2 - v_m^2}{2} + m_s \frac{v_s^2 - v_m^2}{2} + v_m [m_m v_m - (m_w v_w + m_s v_s \cos \alpha) + m_s v_s - m_s v_s].$$

После соответствующих преобразований, учитывая, что $m_m = m_w + m_s$, представим (8) в виде

$$\Delta E = m_w \frac{(v_w - v_m)^2}{2} + m_s \frac{(v_s - v_m)^2}{2} + m_s v_s v_m (1 - \cos \alpha). \quad (9)$$

Рассмотрим предельные случаи полученного уравнения. Для параллельной ориентации осей рабочего и эжектируемого потоков величина угла между векторами скоростей v_w , v_s равна $\alpha = 0$, а потери энергии при смешивании составят

$$\Delta E = m_w \frac{(v_w - v_m)^2}{2} + m_s \frac{(v_s - v_m)^2}{2}. \quad (10)$$

Для взаимно перпендикулярной ориентации осей рабочего и эжектируемого потоков угол между векторами скоростей $\alpha = 90^\circ$, а потери энергии при смешивании определяются соотношением

$$\Delta E = m_w \frac{(v_w - v_m)^2}{2} + m_s \frac{(v_s - v_m)^2}{2} + m_s v_s v_m. \quad (11)$$

Преобразуем уравнение (9), используя очевидные соотношения:

$$m_w = \rho Q_w; \quad m_s = \rho Q_s; \quad \rho_w = \rho_s = \rho; \quad v_w = \frac{4Q_w}{\pi d_w^2}; \quad v_s = \frac{4Q_s}{\pi(d_m^2 - d_w^2)}; \\ v_m = \frac{4Q_m}{\pi d_m^2}; \quad Q_s = Q_w i_{\max}; \quad Q_m = Q_w + Q_s = Q_w (1 + i_{\max}),$$

где ρ_w , ρ_s – плотность рабочего и эжектируемого потоков, кг/м³; ρ – обобщенная плотность смешиваемых потоков, кг/м³; d_w , d_m – диаметры рабочей насадки и камеры смешивания струйного насоса, м; i_{\max} – величина максимального коэффициента эжекции струйного насоса.

Тогда запишем (9) в виде

$$\Delta E = \frac{8}{\pi^2} \rho Q_w^3 \left[\left(\frac{1}{d_w^2} - \frac{1 + i_{\max}}{d_m^2} \right)^2 + i_{\max} \left(\frac{i_{\max}}{d_m^2 - d_w^2} - \frac{1 + i_{\max}}{d_m^2} \right)^2 + \frac{2i_{\max}^2 (1 + i_{\max})}{d_m^2 (d_m^2 - d_w^2)} (1 - \cos \alpha) \right]. \quad (12)$$

Умножим уравнение (12) на $(d_m/d_w)^4$. Тогда после введения безразмерного соотношения для основного геометрического параметра струйного насоса $K_p = (d_m/d_w)^2$ [13] получим

$$\Delta E = \frac{8}{\pi^2} \frac{\rho Q_w^3}{d_w^4} \left[\left(1 - \frac{1+i_{\max}}{K_p} \right)^2 + i_{\max} \left(\frac{i_{\max}}{K_p-1} - \frac{1+i_{\max}}{K_p} \right)^2 + \frac{2i_{\max}^2(1+i_{\max})}{K_p(K_p-1)} (1-\cos\alpha) \right]. \quad (13)$$

Относительные (безразмерные) потери энергии $\Delta \bar{E}$ определим как отношение потерь энергии, соответствующих заданному углу α вхождения эжектируемого потока, и потерь энергии для случая параллельной ориентации ($\alpha = 0$) потока:

$$\Delta \bar{E} = 1 + \frac{2i_{\max}^2(1+i_{\max})/[K_p(K_p-1)]}{\left(1 - \frac{1+i_{\max}}{K_p} \right)^2 + i_{\max} \left(\frac{i_{\max}}{K_p-1} - \frac{1+i_{\max}}{K_p} \right)^2} (1-\cos\alpha). \quad (14)$$

Анализ последнего уравнения показывает, что величина относительных потерь энергии не зависит от плотности и расхода смешиваемых потоков и диаметра рабочей насадки струйного насоса.

Согласно полученным результатам, величина потерь энергии при смешивании потоков и угол вхождения эжектируемого потока в приемную камеру струйного насоса связаны нелинейной зависимостью. Заштрихованная область на рис. 3 определяет значения потерь энергии при смешивании потоков для основного геометрического параметра, изменяющегося в диапазоне от $K_p = 2$ до $K_p = 6$. Приведенные значения основного геометрического параметра используются в конструкциях скважинных струйных насосов.

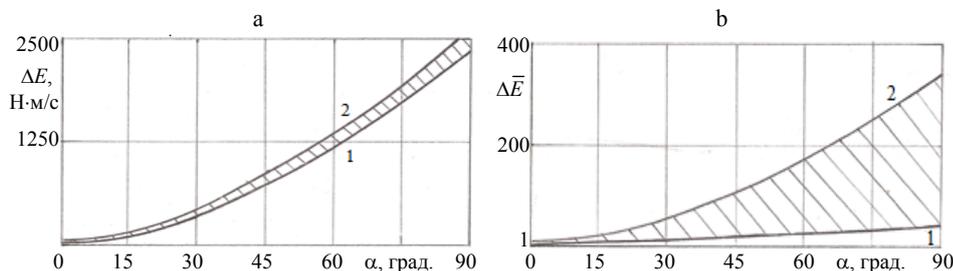


Рис. 3. Зависимость абсолютных (а) и относительных (б) потерь энергии при смешивании потоков от угла вхождения эжектируемого потока для разных значений основного геометрического параметра струйного насоса: 1 – $K_p = 3$; 2 – 6

Fig. 3. Dependence of absolute (a) and relative (b) energy losses when mixing flows on the angle of occurrence of the ejected flow for different values of the basic geometric parameter of the jet pump: 1 – $K_p = 3$; 2 – 6

Поскольку полученные зависимости имеют нелинейный характер, значения потерь энергии для основного геометрического параметра $K_p = 2$ находятся в диапазоне между кривыми 1 и 2. Таким образом, возрастание величины угла вхождения эжектируемого потока от 0 до 90° увеличивает потери энергии при смешивании в зависимости от значения основного геометрического параметра в 39–342 раза. В случае если в конструкции струйного насоса не может быть реализована параллельная ориентация рабочего и эжектируемого потоков, величину угла α целесообразно принимать в диапазоне от 0 до 15° , когда потери энергии при смешивании возрастают в 2,3–12,6 раза. С целью определения оптимального, с точки зрения минимальных потерь энергии при смешивании потоков, значения основного геометрического параметра струйного насоса получена зависимость $\Delta E = f(K_p)$ для углов вхождения эжектируемого потока $\alpha = 0$, $\alpha = 15^\circ$ (рис. 4).

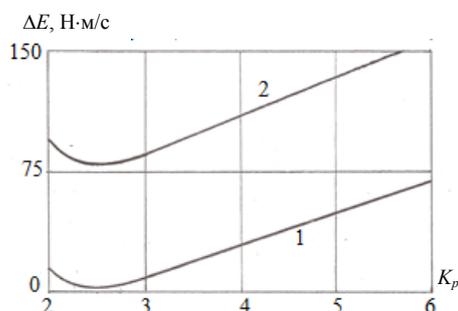


Рис. 4. Зависимость потерь энергии при смешивании потоков от основного геометрического параметра струйного насоса: 1 – угол вхождения эжектируемого потока $\alpha = 0^\circ$; 2 – 15°

Fig. 4. Dependence of energy losses when mixing flows on the main geometric parameter of the jet pump: 1 – angle of entry of the ejected flow $\alpha = 0^\circ$; 2 – 15°

Согласно полученным результатам, минимальная величина потерь энергии при смешивании потоков соответствует значению основного геометрического параметра струйного насоса $K_p = 2,375$.

На рис. 5 приведены результаты решения системы дифференциальных уравнений, описывающих рабочий процесс струйного насоса и основанных на применении законов неразрывности, сохранения массы и энергии потока, полученных с использованием k - ω -модели турбулентности в рамках программного комплекса ANSYS.

Непараллельная ориентация смешиваемых потоков приводит к асимметричному распределению гидродинамических параметров в проточной части струйного насоса. При этом возрастает вероятность образования вихревых зон и увеличиваются потери энергии при смешивании потоков.

Кроме потерь энергии при смешивании потоков, на энергетические характеристики струйного насоса влияет также гидравлическое сопротивление элементов его проточной части.

На рис. 6 приведены экспериментальные зависимости КПД от величины коэффициента эжекции $\eta = f(i)$ струйного насоса. Зависимости 1–3 получены соответственно Ю. А. Сазоновым [14], А. М. Хешамом [15] и Б. А. Косныревым [16]. Зависимости 4–6 установлены автором на основе определения экспериментальных значений давлений и расходов в характерных сечениях эжекционной системы с последующим представлением их в относительной форме в виде напорных $h = f(i)$ и энергетических $\eta = f(i)$ характеристик [17].

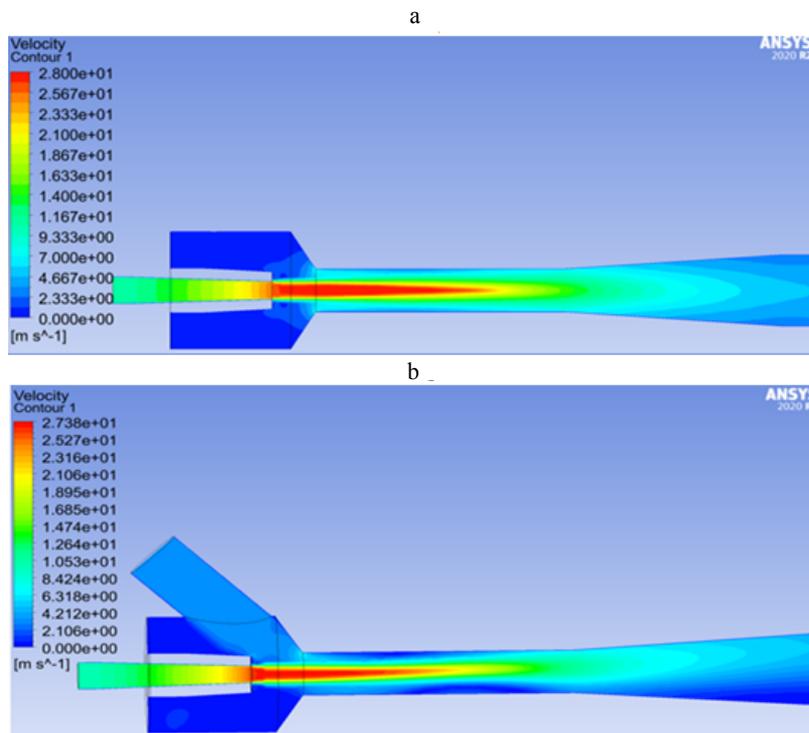


Рис. 5. Распределение скоростей в проточной части струйного насоса при углах вхождения эжектируемого потока: а – $\alpha = 0^\circ$; б – 45°

Fig. 5. Distribution of velocities in the flow part of the jet pump when the angles of entry of the ejected flow are: а – $\alpha = 0^\circ$; б – 45°

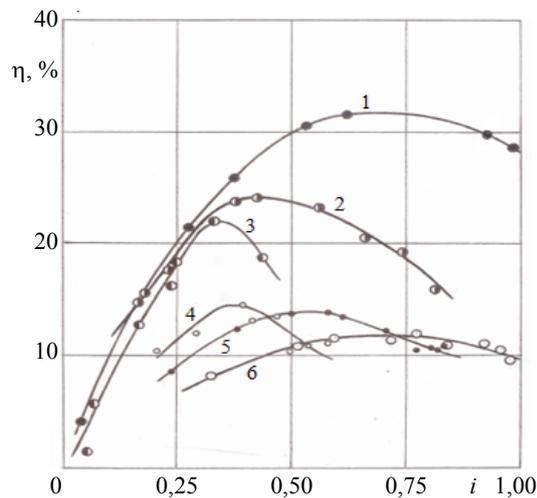


Рис. 6. Зависимость коэффициента полезного действия струйного насоса от величины коэффициента эжекции и основного геометрического параметра:
1 – $K_p = 2,041$; 2 – 2,941; 3 – 2,954; 4 – 3,160; 5 – 4,938; 6 – $K_p = 6,250$

Fig. 6. Dependence of the efficiency of the jet pump on the value of the ejection coefficient and the main geometric parameter:
1 – $K_p = 2.041$; 2 – 2.941; 3 – 2.954; 4 – 3.160; 5 – 4.938; 6 – $K_p = 6.250$

При построении зависимостей $\eta = f(i)$ использовано соотношение [13]

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

где h – относительный напор струйного насоса, $h = (P_m - P_s)/(P_w - P_s)$.

Максимальные значения КПД, полученные с использованием приведенных на рис. 6 характеристик $\eta = f(i)$, представлены в виде зависимости $\eta = f(K_p)$ (рис. 7).

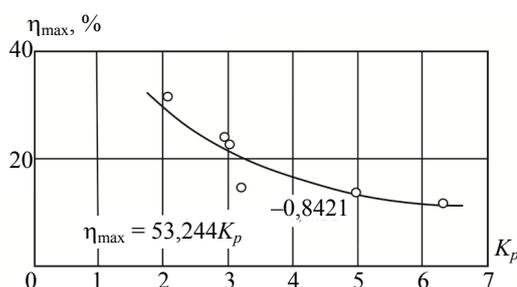


Рис. 7. Зависимость максимальных значений коэффициента полезного действия от величины основного геометрического параметра струйного насоса

Fig. 7. Dependence of the maximum values of efficiency on the value of the main the geometric parameter of the jet pump

Снижение КПД при увеличении основного геометрического параметра обусловлено возрастанием потерь энергии при смешивании потоков, что иллюстрируют восходящие участки зависимостей $\Delta E = f(K_p)$. При этом возрастают также гидравлические потери в элементах струйного насоса, вызванные увеличением расходов и скоростей в струйных насосах, имеющих большее значение основного геометрического параметра K . В отличие от кривых $\Delta E = f(K_p)$ (рис. 4), зависимость $\eta_{\max} = f(K_p)$ учитывает влияние на величину КПД эжекционной системы потерь энергии как при смешивании потоков, так и при их движении в элементах проточной части струйного насоса.

ВЫВОДЫ

1. Исследованы закономерности изменения величины потерь энергии в проточной части струйного насоса для различных углов вхождения эжектируемого потока в камеру смешивания. Уровень потерь энергии прямо пропорционален величине угла вхождения эжектируемого потока. Возрастание величины угла вхождения эжектируемого потока α от 0 до 90° увеличивает потери энергии при смешивании в зависимости от значения основного геометрического параметра в 39–342 раза.

2. С целью уменьшения потерь энергии при смешивании потоков величину угла вхождения эжектируемого потока необходимо принимать в диапазоне от 0 до 15° . Величина потерь энергии при смешивании потоков и значение основного геометрического параметра струйного насоса связаны экстремальной зависимостью. При проектировании скважинных струйных

насосов, входящих в состав устройств для очистки забоя скважин и первичного вскрытия продуктивных горизонтов, величину основного геометрического параметра необходимо принимать равной $K_p = 2,375$. При этом обеспечиваются минимальные потери энергии при смешивании потоков.

3. При использовании эжекционных систем, реализующих длительные технологические процессы (например, при добыче нефти), необходимо принимать минимально возможную для заданных условий эксплуатации величину основного геометрического параметра струйного насоса.

ЛИТЕРАТУРА

1. Syed, M. P. Surface Jet Pumps Enhance Production and Processing / M. P. Syed, B. Najam, S. Sacha // *Journal of Petroleum Technology*. 2014. Vol. 66, Iss. 11. P. 134–136. <https://doi.org/10.2118/1114-0134-jpt>.
2. Faustinelli, J. Gas Lift Jet-Pump Applications Offshore Lake Maracaibo / J. Faustinelli, W. Briceno, A. Padron // *Journal of Petroleum Technology*. 1999. Vol. 51, Iss. 5. P. 30–32. <https://doi.org/10.2118/0599-0030-jpt>.
3. Carvalho, P. M. An Electrical Submersible Jet Pump for Gassy Oil Wells / P. M. Carvalho, A. L. Podio, K. Sephrnoori // *Journal of Petroleum Technology*. 1999. Vol. 51, Iss. 5. P. 34–35. <https://doi.org/10.2118/0599-0034-jpt>.
4. Shen, J. Application of Composite Jet-Rod Pumping System in a Deep Heavy-Oil Field in Tarim China / J. Shen, X. Wu, J. Wang // *Proceeding of the SPE Annual Technical Conference and Exhibition*. Florence, 19–22 Sept. 2010. Florence, 2010. <https://doi.org/10.2118/134068-MS>.
5. Технология увеличения добычи нефти из малопродуктивных скважин / К. Р. Уразаков [и др.] // *Нефтегазовое дело*. 2013. № 4. С. 201–211.
6. Крыжановский, Е. И. Повышение эффективности использования наддольных струйных насосов / Е. И. Крыжановский, Д. А. Паневник // *Socar Proceedings*. 2020. № 2. С. 112–118.
7. An Integrated Sand Cleanout System by Employing Jet Pumps / S. Chen [et al.] // *Journal of Canadian Petroleum Technology*. 2009. Vol. 48, Iss. 5. P. 17–23. <https://doi.org/10.2118/09-05-17-TN>.
8. Паневник, Д. А. Исследование совместной работы струйного и плунжерного насосов с балансирным кривошипно-шатунным приводом / Д. А. Паневник, А. В. Паневник // *Нефтяное хозяйство*. 2020. № 2. С. 58–61. <https://doi.org/10.24887/0028-2448-2020-2-58-61>.
9. Методика анализа фактического технического состояния скважинного насосного оборудования / В. В. Ивашкин [и др.] // *Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ*. 2021. Т. 64, № 3. С. 275–286. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2021-64-3-275-286>.
10. Efficiency Maximization of a Jet Pump for an Hydraulic Artificial Lift System / R. J. Portillo-Vélez [et al.] // *Revista Internacional de Métodos Numéricos Para Cálculo y Diseño en Ingeniería*. 2019. Vol. 35, Iss. 1. 12 p. <https://doi.org/10.23967/j.rimni.2018.11.002>.
11. 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>.
12. Каменев, П. Н. Гидроэлеваторы в строительстве / П. Н. Каменев. М.: Стройиздат, 1970. 415 с.
13. Соколов, Е. Я. Струйные аппараты / Е. Я. Соколов, Н. М. Зингер. М.: Энергоатомиздат, 1989. 352 с.
14. Сазонов, Ю. А. Разработка устройства, снижающего дифференциальное давление на забое скважины и повышающего скорость бурения / Ю. А. Сазонов. М., 1989. 176 с.
15. Mikhail, S. Two-Phase Flow in Jet Pumps for Different Liquids / S. Mikhail, A. Hesham, M. Abdou // *Journal of Fluids Engineering*. 2005. Vol. 127, Iss. 5. P. 1038–1042. <https://doi.org/10.1115/1.2160104>.
16. Коснырев, Б. А. Повышение показателей работы долота за счет снижения гидродинамического давления на забой скважины / Б. А. Коснырев. Уфа, 1984. 189 с.
17. Паневник, Д. А. Повышение эффективности использования скважинных наддольных струйных насосов / Д. А. Паневник. Ивано-Франковск, 2020. 228 с.

Поступила 26.02.2021 Подписана в печать 17.05.2021 Опубликовано онлайн 31.03.2022

REFERENCES

1. Syed M. P., Najam B., Sacha S. (2014) Surface Jet Pumps Enhance Production and Processing. *Journal of Petroleum Technology*, 66 (11), 134–136. <https://doi.org/10.2118/1114-0134-jpt>.
2. Faustinelli J., Briceno W., Padron A. (1999) Gas Lift Jet-Pump Applications Offshore Lake Maracaibo. *Journal of Petroleum Technology*, 51 (5), 30–32. <https://doi.org/10.2118/0599-0030-jpt>.
3. Carvalho P. M., Podio A. L., Sepehrnoori K. (1999) An Electrical Submersible Jet Pump for Gassy Oil Wells. *Journal of Petroleum Technology*, 51 (5), 34–35. <https://doi.org/10.2118/0599-0034-jpt>.
4. Shen J., Wu X., Wang J. (2010) Application of Composite Jet-Rod Pumping System in a Deep Heavy-Oil Field in Tarim China. *Proceeding of the SPE Annual Technical Conference and Exhibition. Florence, Sept. 19–22, 2010*. <https://doi.org/10.2118/134068-MS>.
5. Urazakov K. R., Abramova E. V., Topolnikov A. S., Minnigalimov R. Z. (2013) Technology for Increasing Oil from Low-Productiv Wells. *Neftegazovoe Delo [Oil and Gas Business]*, (4), 201–211 (in Russian).
6. Kryzhanivskiy Ye. I., Panevnyk D. A. (2020) Improving Use Efficiency Above-Bit Jet Pumps. Improving The Efficiency of The Use of High-Pressure Jet Pumps. *Socar Proceedings*, (2), 112–118 (in Russian).
7. Chen S., Yang D., Zhang Q., Wang J. (2009) An Integrated Sand Cleanout System by Employing Jet Pumps. *Journal of Canadian Petroleum Technology*, 48 (5), 17–23. <https://doi.org/10.2118/09-05-17-TN>.
8. Panevnyk D. O., Panevnyk O. V. (2020) Investigation of the Joint Work of a Jet and Plunger Pump with a Balancing Crank-Rod Drive. *Neftyanoe Khozyaistvo = Oil Industry*, (2), 58–61. <https://doi.org/10.24887/0028-2448-2020-2-58-61> (in Russian).
9. Ivashechkin V. V., Krytskaya V. I., Anufriev V. N., Avrutin O. A. (2021) Methodology for Analyzing the Actual Technical Condition of Downhole Pumping Equipment. *Energetika. Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii i Energeticheskikh Ob'edinenii SNG = Energetika. Proceedings of CIS Higher Education Institutions and Power Engineering Associations*, 64 (3), 275–286. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2021-64-3-275-286> (in Russian).
10. Portillo-Vélez R. J., Vásquez-Santacruz J. A., Marín-Urías L. F., Vargas A., García-Ramírez P., Morales-de-la-Mora J. L., Vite-Morales A. L., Gutierrez-Domínguez E. A. (2019) Efficiency Maximization of a Jet Pump for an Hydraulic Artificial Lift System. *Revista Internacional de Métodos Numéricos Para Cálculo y Diseño en Ingeniería*, 35 (1), 12. <https://doi.org/10.23967/j.rimni.2018.11.002>.
11. Panevnyk D. A., Panevnyk A. V. (2020) Improving the Energy Efficiency of the Use of Borehole Jet Pumps. *Energetika. Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii i Energeticheskikh Ob'edinenii SNG = Energetika. Proceedings of CIS Higher Education Institutions and Power Engineering Associations*, 63 (5), 462–471. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2020-63-5-462-471> (in Russian).
12. Kamenev P. N. (1970) *Hydraulic Elevators in Construction*. Moscow, Stroyizdat Publ. 415 (in Russian).
13. Sokolov E. Ya., Zinger N. M. (1989) *Jet Devices*. Moscow, Energoatomizdat Publ. 352 (in Russian).
14. Sazonov Yu. A. (1989) *Development of a Device that Reduces the Differential Pressure at the Well Bottom and Increases the Drilling Speed*. Moscow. 176 (in Russian).
15. Mikhail S., Hesham A., Abdou M. (2005) Two-Phase Flow in Jet Pumps for Different Liquids. *Journal of Fluids Engineering*, 127 (5), 1038–1042. <https://doi.org/10.1115/1.2160104>.
16. Kosnyrev B. A. (1984) *Improving Bit Performance by Reducing Hydrodynamic Pressure at the Well Bottom*. Ufa. 189 (in Russian).
17. Panevnyk D. A. (2020) *Improvement in the Efficiency of Above-Bit Jet Pumps Use*. Ivano-Frankivsk. 228 (in Russian).