



## ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ НАДДОЛОТНЫХ СТРУЙНЫХ НАСОСОВ

**Е.И.Крыжанивский, Д.А.Паневник\***

*Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа, Ивано-Франковск, Украина*

### Improving Use Efficiency Above-Bit Jet Pumps

*E.I.Kryzhanivskyi, D.A.Panevnyk*

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

#### Abstract

Improved design of above-bit ejection system is proposed, which in comparison with known jet pumps of injection and injection-suction type makes it possible to realize simultaneous increase of flushing liquid flow rate in bottomhole circulation circuit and reduction of differential pressure at well bottom. Mathematical model of proposed ejection system is developed in the form of equations of characteristics of jet pump and its hydraulic system. The equations linking characteristics of both jet pumps are obtained using the electroanalogies method. By joint solution of obtained equations optimal ratios of design and mode parameters ensuring maximum efficiency of well ejection arrangement are determined. Improvement of the mechanism of power supply to the bottomhole in the design of the above-bottom ejection system makes it possible to preserve natural collector properties of the bottomhole zone and increase the oil recovery factor of the deposit due to reduction of pressure in the well and reduction of time of primary opening of the productive horizon.

#### Keywords:

Above-bit ejection system;  
Jet pump;  
Bottomhole circulation circuit;  
Distribution of flows  
in bottomhole zone;  
Operating point of pump.

© 2020 «OilGasScientificResearchProject» Institute. All rights reserved.

### Постановка проблемы

В мировой практике строительства скважин усиливается тенденция увеличения объёма буровых работ в сложных горно-геологических условиях, вследствие чего возрастают требования к буровому оборудованию и, в частности, к наддолотным струйным насосам. Создание области низкого давления и усиленной циркуляции промывочной жидкости в призабойном контуре эжекционной системы определяет качественно новый уровень развития буровой техники. Широкое распространение скважинных струйных насосов [1] свидетельствует о мировом значении эжекционных технологий и актуальности исследований направленных на их совершенствование.

### Анализ последних исследований

Промышленное применение струйных насосов при первичном вскрытии продуктивных горизонтов началось в 70-х годах прошлого столетия. В процессе исследования тенденций развития тех-

нологии «сбалансированного» бурения установлено, что лидерами использования наддолотных струйных насосов являются Французский институт нефти, корпорации Weatherford International, Exxon Production Research и ряд других мировых, национальных и региональных компаний. Использование струйных насосов позволило за счет снижения давления в призабойной зоне скважины и интенсификации её промывки увеличить скорость бурения и проходку долота при сохранении высокой проницаемости продуктивного горизонта.

Учитывая пятидесятилетний опыт промышленного использования скважинных эжекционных систем сегодня сформировались два основных типа конструкций струйного наддолотного насоса, которые позволяют реализовать прямую местную промывку призабойной зоны. Эжекционные системы нагнетательного типа [2,3] дают возможность увеличить расход промывочной жидкости на забое скважины при сохранении неизменной производительности бурового насоса. Интенсификация промывки призабойной зоны позволяет улучшить качество очистки забоя от выбуренной породы. При этом исключается вторичное разрушение фрагментов бурового

\*E-mail: [den.panevnik@gmail.com](mailto:den.panevnik@gmail.com)

<http://dx.doi.org/10.5510/OGP20200200437>

шлама и улучшаются условия работы долота. Эжекционные системы нагнетательно-всасывающего типа [4,5] позволяют уменьшить дифференциальное давление на забое скважины в процессе бурения на 3-4 МПа [6], вследствие чего улучшается эффективность разрушения горной породы. Разновидностью конструкции струйного насоса нагнетательно-всасывающего типа является долото с эжекционной насадкой, промышленные испытания которого впервые были проведены Французским институтом нефти [7] и показали увеличение механической скорости бурения и проходки на долото соответственно на 20% и 30%.

### Выделение нерешенной ранее части проблемы

Особенности современных конструкций скважинных эжекционных систем не позволяют реализовать одновременное снижение дифференциального давления на забое скважины и повышение качества его очистки от выбуренной породы. Причем использование эжекционных систем нагнетательно-всасывающего типа предусматривает уменьшение расхода промывочной жидкости поступающей на забой скважины на величину, которая направляется на рабочую насадку параллельно подключенного струйного насоса. Отсутствие возможности снижения давления на забое при одновременном увеличении расхода промывочной жидкости в призабойном контуре циркуляции снижает эффективность использования наддолотного струйного насоса.

Существенным недостатком скважинных эжекционных систем является низкий коэффициент полезного действия (КПД) струйного насоса. Французский институт нефти на основе использования специальных компьютерных программ исследовал закономерности изменения КПД скважинной эжекционной системы для различных схем использования струйного насоса в широком диапазоне изменения расходов и глубин установки. Проведенными исследованиями установлено, что КПД скважинного струйного насоса не превышает 23% [7]. В случае необоснованного выбора конструкторских и режимных параметров возможна работа эжекционной системы в кавитационном режиме. При этом возникает опасность разрушения элементов струйного насоса [8] и снижения его КПД до недопустимых значений. Эффективность выбора рациональных конструкторских и режимных параметров эжекционной системы может быть увеличена путем моделирования рабочего процесса скважинного струйного насоса.

### Формулирование цели работы

Целью исследований является разработка конструкции и математической модели рабочего процесса наддолотной эжекционной системы предназначенной для первичного вскрытия продуктивных горизонтов, которая позволяет реализовать снижение дифференциального давления на забое в

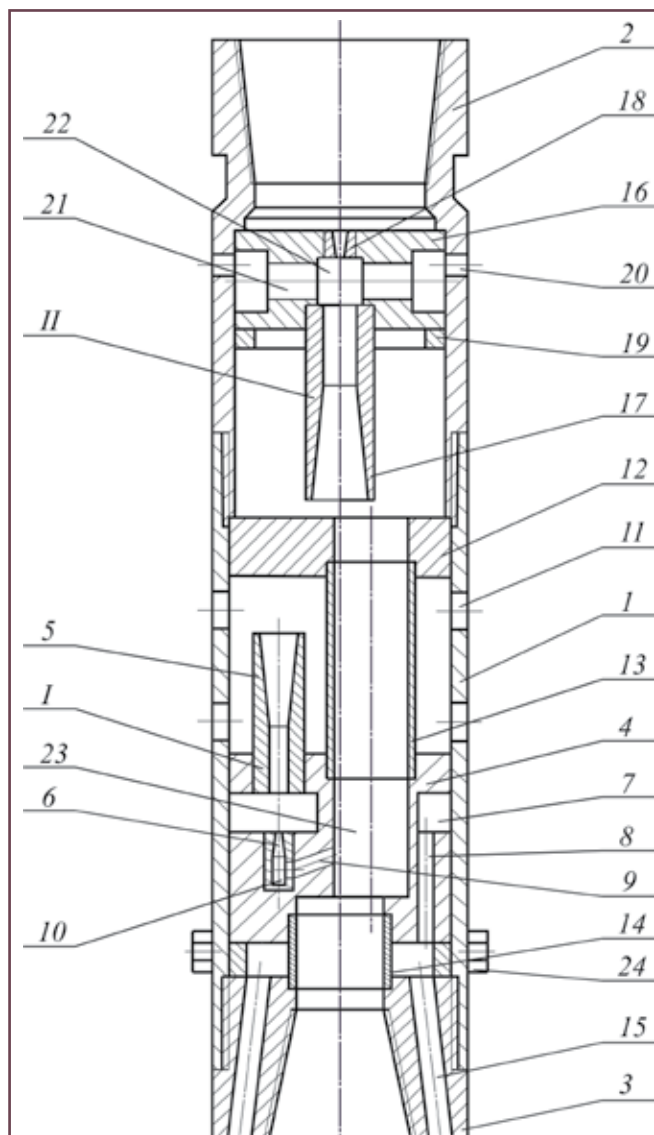


Рис.1. Конструкция устройства для бурения скважин

процессе бурения при одновременном увеличении расхода промывочной жидкости в призабойном контуре циркуляции эксплуатационной скважины.

### Изложение основного материала

Разработанное устройство позволяет реализовать в одной конструкции преимущества использования двух основных типов забойных эжекционных систем. Снижение дифференциального давления и улучшение условий выноса шлама из наддолотной области (что имеет место в случае применения нагнетательно-всасывающей эжекционной системы) дополнено увеличением расхода потока на забое (что является основным преимуществом нагнетательных систем).

Устройство для бурения скважин (рис.1.) состоит из корпуса 1 с верхним 2 и нижним 3 переводником. В корпусе 1 установлен струйный насос I служащий для снижения дифференциального давления на забое скважины и улучшения условий выноса шлама из наддолотной области. Струйный насос I установлен в опоре 4 и состоит из диффузора 5 с камерой смешивания

вания и рабочей насадки 6. Опора 4 служит для размещения в корпусе 1 деталей гидравлической системы струйного насоса I и осуществления гидравлической связи между ее элементами. Приемная камера струйного насоса выполнена в виде кольцевой проточки 7, сообщающейся с наддолотной областью с помощью осевых каналов 8. Радиальный канал 9 и втулка 10 с радиальным отверстием служат для подвода рабочего потока. Корпус 1 содержит радиальные отверстия 11 для связи с затрубным пространством скважины. Для разделения нагнетательной линии струйного насоса I и центрального потока в корпусе 1 установлена плита 12, которая соединяется с опорой 4 посредством патрубка 13. Корпус 1 сообщается с нижним переводником 3 с помощью патрубка 14. Нижний переводник 3 для связи с наддолотной областью содержит осевые каналы 15 и резьбу для соединения с долотом.

Струйный насос II служит для увеличения расхода на забое скважины и установлен в верхнем переводнике 2 с помощью опоры 16. Струйный насос II включает диффузор 17 с камерой смешивания и рабочую насадку 18. Опора 16 фиксируется в верхнем переводнике 2 посредством кольца 19. Для сообщения с затрубным пространством переводник 2 содержит радиальные отверстия 20, а опора 16 - радиальные каналы 21. В верхней части переводника 2 выполнена резьба для соединения с утяжеленными трубами буровой колонны.

В нижней части корпуса 1 установлены элементы калибратора 24, которые образуют с стенками скважины кольцевую щель.

Поток промывочной жидкости, создаваемый буровым насосом, по колонне буровых труб направляется в полость верхнего переводника 2 на рабочую насадку 18 струйного насоса II. Вследствие высокой скорости истечения промывочной жидкости из отверстия рабочей насадки 18 в приемной камере 22 образуется зона низкого давления, которая способствует подсасыванию эжектируемого потока через отверстия 20 и радиальные каналы 21. Смешивание потоков происходит в камере смешивания 17 струйного насоса, после чего смешанный поток через диффузор выходит в пространство переводника 2. Далее смешанный поток струйного насоса II через патрубок 13 направляется в пространство корпуса 1 и центральный канал 23 опоры 4. В центральном канале 23 происходит деление потока. Меньшая часть потока через патрубок 14 направляется на долото, а большая через радиальный канал 9 и втулку 10 подается на рабочую насадку 6 струйного насоса I. Вследствие высокой скорости истечения промывочной жидкости из отверстия рабочей насадки 6 в приемной камере 7 образуется зона низкого давления, которое через осевые каналы 8, 15 передается в наддолотную область. В приемной камере 7 рабочий поток соединяется с эжектируемым потоком. Рабочий поток смешивается с эжектируемым в камере смешивания 5 с диффузором и через радиальные отверстия 11

проходит в затрубное пространство. Далее часть потока движется к устью, а часть через кольцевой зазор между скважиной и калибратором направляется в наддолотную область и осевые каналы 15. Вследствие гидравлических потерь в кольцевом канале калибратора в наддолотной зоне образуется область низкого давления. Снижение дифференциального давления и возрастание расхода на забое улучшают показатели бурения.

Рассмотрим характер распределения потоков в гидравлической системе устройства. Промывочная жидкость с расходом равным производительности бурового насоса  $Q_H$  направляется на рабочую насадку 1 и приемную камеру (точка «а» на рис.2).

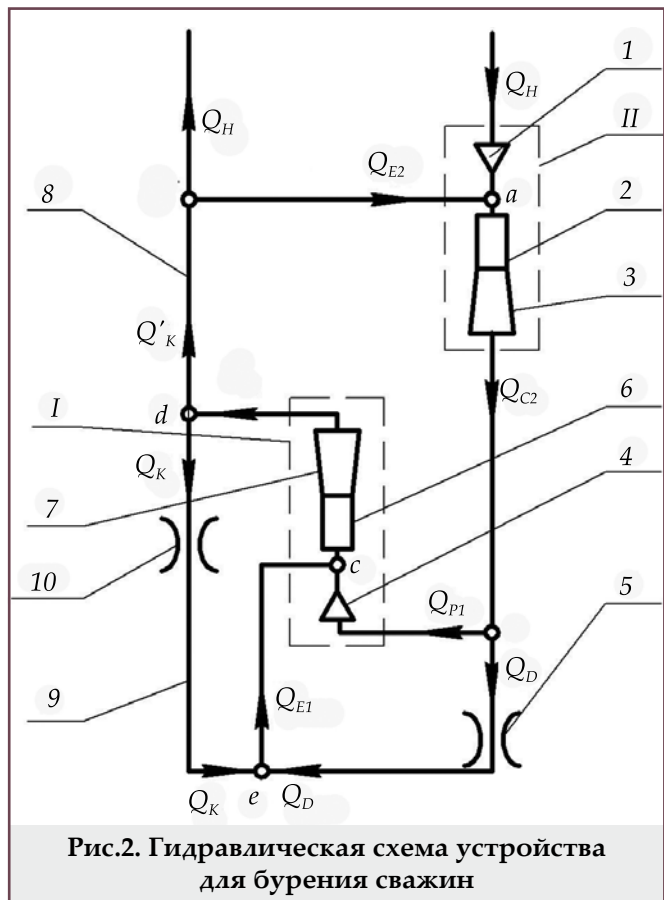


Рис.2. Гидравлическая схема устройства для бурения скважин

На выходе рабочей насадки образуется зона низкого давления, что является основной причиной всасывания эжектируемого потока. Далее поток промывочной жидкости с расходом  $Q_H$ , который для струйного насоса II является рабочим  $Q_{P2}=Q_H$  в камере смешивания 2 соединяется с эжектируемым потоком  $Q_{E2}$ . В диффузоре 3 происходит восстановление давления смешанного потока с расходом  $Q_{C2}$ . В точке «b» происходит деление смешанного потока насоса II. Часть потока с расходом  $Q_{P1}$  направляется на рабочую насадку 4 струйного насоса I, а часть с расходом  $Q_D$  - на промывочную систему долота 5 и забой скважины. Расход промывочной жидкости  $Q_{P1}$  является рабочим для струйного насоса I.

Поток промывочной жидкости с расходом  $Q_{P1}$  через рабочую насадку 4 поступает в приемную камеру насоса I (точка «с» на рис.2), где соединяет-

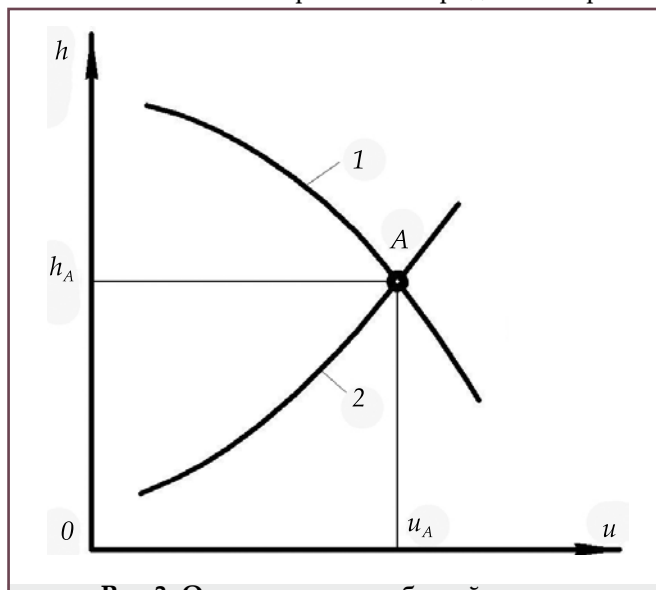
ся с эжектируемым потоком  $Q_{E1}$ . В камере смешивания 6 струйного насоса происходит соединение рабочего  $Q_{P1}$  и эжектируемого  $Q_{E1}$  потоков. Далее через диффузор 7 смешанный поток с расходом  $Q_{C1}$  выходит в кольцевое пространство. В точке «d» кольцевого пространства происходит деление смешанного потока насоса I. Часть потока с расходом  $Q'_K$  двигается в направлении устья по кольцевому каналу 8, образованному верхней частью корпуса устройства и стенкой скважины, а часть потока с расходом  $Q_K$  направляется к забою по кольцевому каналу 9 образованному нижней частью корпуса устройства и стенкой скважины. На пути к забою скважины промывочная жидкость с расходом  $Q_K$  проходит дроссельное устройство 10.

В точке «e» происходит соединение потоков с расходами  $Q_K, Q_D$ , которые образуют эжектируемый поток насоса I. В точке «f» происходит деление потока промывочной жидкости с расходом  $Q'_K$ . Часть потока с расходом  $Q_H$  двигается к устью скважины, а часть с расходом  $Q_{E2}$  формирует эжектируемый поток насоса II, который направляется в приемную камеру данного насоса (точка «a»).

Режим работы эжекционной системы определяется положением рабочей точки скважинной струйной насосной установки (рис.3).

Положение рабочей точки эжекционной системы определяется совместным решением уравнений характеристики струйного насоса и его гидравлической системы. В случае одновременного использования нескольких эжекционных систем режим работы забойного устройства определяется последовательным поиском рабочих точек для каждого входящего в скважинную компоновку струйного насоса.

Использование в процессе определения рабо-



**Рис.3. Определение рабочей точки скважинной эжекционной системы:**  
 1 – характеристика струйного насоса;  
 2 – характеристика гидравлической системы струйного насоса;  $h$  – относительный напор насосной установки;  $u$  – коэффициент эжекции струйного насоса

чей точки (рис.3) относительных величин обусловлено наличием трех гидравлических линий, которые связывают струйный насос с системой циркуляции скважины.

Режим работы устройства для бурения скважин определяется решением системы уравнений

$$h = \varphi_1^2 \frac{f_P}{f_C} \left[ 2\varphi_2 + \left( 2\varphi_2 - \frac{1}{\varphi_4^2} \right) \frac{V_E f_P}{V_P f_E} u^2 - (2 - \varphi_3^2) \frac{V_C f_P}{V_P f_C} (1+u)^2 \right] \quad (1)$$

$$h_1 = \frac{p_{C1} - p_{E1}}{p_{P1} - p_{E1}} = \frac{\Delta p_K}{\Delta p_{P1} + \Delta p_K} = \frac{1}{1 + \Delta p_{P1} / \Delta p_K} \quad (2)$$

$$h_2 = \frac{p_{C2} - p_{E2}}{p_{P2} - p_{E2}} = \frac{\Delta p_{P1}}{\Delta p_{P2} + \Delta p_{P1}} = \frac{1}{1 + \Delta p_{P2} / \Delta p_{P1}} \quad (3)$$

где  $h_1, h_2$  – относительный напор, развиваемый струйными насосами;

$f_P, f_C$  – площади сечений выходного отверстия рабочей насадки и камеры смешивания;

$f_E$  – площадь сечения эжектируемого потока во входном сечении камеры смешивания;

$\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4$  – коэффициенты скоростей в характерных сечениях струйного насоса;

$V_E, V_P, V_C$  – удельный вес соответственно эжектируемого, рабочего и смешанного потоков;

$u$  – коэффициент эжекции струйного насоса, равный отношению расходов эжектируемого и рабочего потоков;

$p_{P1}, p_{E1}, p_{C1}$  – давления смешанного, эжектируемого и рабочего потоков для 1-го струйного насоса;

$p_{C2}, p_{E2}, p_{P2}$  – давления смешанного, эжектируемого и рабочего потоков для 2-го струйного насоса;

$\Delta p_{P1}, \Delta p_{P2}$  – гидравлические потери в рабочих насадках струйных насосов;

$\Delta p_K$  – гидравлические потери на участке канала затрубного пространства (в кольцевой щели калибратора (позиция 24 на рис.1)) между выходным отверстием смешанного потока 1-го струйного насоса (точка «d» на рис.2) и входным отверстием эжектируемого потока (точка «e»).

Уравнение (1) получено Е.Я.Соколовым, Н.М.Зингером (ВТИ им.Ф.Е.Дзержинского) и определяет характеристику струйного насоса. Уравнения (2), (3) описывают характеристику гидравлической системы, в которой работают струйные насосы. Учитывая очевидные соотношения между коэффициентом эжекции струйного насоса  $u$ , расходом рабочего  $Q_H$  (или  $Q_P$ ) эжектируемого  $Q_E$  и смешанного  $Q_C$  потоков

$$Q_C = Q_E + Q_H = Q_H u + Q_H = Q_H (1+u) \quad (4)$$

уравнения (2), (3) представляют в виде безразмерных зависимостей относительного напора  $h$  от величины коэффициента эжекции  $u$ :  $h = f(u)$  для каждого струйного насоса эжекционной системы. Совместное решение приведенных к единой системе координат ( $hou$ ) уравнений характеристики струйного насоса и его гидравлической системы позволяет определить рабочую

точку и режимные параметры эжекционной системы (рис.3).

Уравнения, связывающие характеристики обоих струйных насосов получены с использованием метода электроаналогий

$$Q_{C2} = Q_{P1} + Q_D \quad (5)$$

$$Q_{E1} = Q_K + Q_D \quad (6)$$

$$\Delta p_{P1} = \Delta p_D \quad (7)$$

где  $Q_{C2}$  – расход смешанного потока 2-го струйного насоса;

$Q_{P1}$ ,  $Q_{E1}$  – расход рабочего и эжектируемого потоков 1-го струйного насоса;

$Q_K$  – расход потока промывочной жидкости на участке  $de$  (рис.2);

$Q_D$  – расход промывочной жидкости в насадках долота;

$\Delta p_D$  – потери давления в промывочной системе долота.

Уравнения (5), (6) характеризуют баланс расходов для узловых точек «b», «e» (рис.2), а уравнение (7) определяет баланс напоров в параллельных ветвях  $bc$ ,  $be$  замкнутого контура  $bce$ .

Гидравлические потери в элементах эжекционной системы определяются как потери в местных сопротивлениях в соответствии с общеизвестными формулами и учитывают плотность, расход промывочной жидкости, коэффициент расхода рассматриваемого элемента и площадь его проходного сечения.

Путем совместного решения системы уравнений (5–7) получим формулы для определения расходов в элементах призабойного контура наддоложной эжекционной системы

$$Q_{P1} = \frac{Q_H (1+u_2)}{1 + N \left( \frac{\mu_D}{\mu_{P1}} \right)^2 \left( \frac{d_D}{d_{P1}} \right)^2} \quad (8)$$

$$Q_D = \frac{Q_H (1+u_2)}{1 + \frac{1}{N} \left( \frac{\mu_{P1}}{\mu_D} \right)^2 \left( \frac{d_{P1}}{d_D} \right)^2} \quad (9)$$

$$Q_K = Q_H (1+u_2) \times \left( \frac{u_1}{1 + N \left( \frac{\mu_D}{\mu_{P1}} \right)^2 \left( \frac{d_D}{d_{P1}} \right)^2} - \frac{1}{1 + \frac{1}{N} \left( \frac{\mu_{P1}}{\mu_D} \right)^2 \left( \frac{d_{P1}}{d_D} \right)^2} \right) \quad (10)$$

где  $u_1$ ,  $u_2$  – коэффициенты эжекции струйных насосов;

$N$  – количество промывочных насадок долота;

$\mu_D$ ,  $\mu_{P1}$  – коэффициенты расхода насадок долота и струйного насоса I;

$d_D$ ,  $d_{P1}$  – диаметры насадок долота и струйного насоса I.

Структура уравнений (8–10) упрощается при использовании однотипных ( $\mu_D = \mu_{P1}$ ) насадок долота и струйного насоса. Соотношение расходов  $Q_D$ ,  $Q_{P1}$  определяется промысловым опытом использования нагнетательно-всасывающих

эжекционных систем и регулируется величиной диаметров насадок долота и струйного насоса.

Определение режима работы наддоложной эжекционной системы предусматривает следующую последовательность реализации расчетных процедур.

1. Построение серии напорных характеристик  $h = f(u)$  (уравнение (1)) для различных соотношений площадей камеры смешивания  $f_c$  и рабочей насадки  $f_p$ , определяющих основной геометрический параметр струйного насоса  $K_{CH} = f_c / f_p$ .

2. С помощью уравнения связывающего КПД  $\eta$  с режимными параметрами эжекционной системы

$$\eta = \frac{hu}{1-h} \quad (11)$$

полученные зависимости  $h = f(u)$  преобразуем в семейство энергетических характеристик  $h = f(u)$ , соответствующих различным геометрическим параметрам  $K_{CH}$  струйного насоса.

3. Учитывая экстремальный характер зависимостей  $\eta = f(u)$  определяем максимальную величину КПД струйного насоса  $\eta_{max}$ .

Результаты расчета представляем в виде зависимости максимального КПД струйного насоса от величины его основного геометрического параметра  $\eta_{max} = f(K_{CH})$ . Исследуя полученную функцию на экстремум определяем величину основного геометрического параметра  $K_{CHOPT}$ , соответствующую максимальному КПД, развиваемому струйным насосом.

4. Используя энергетическую характеристику эжекционной системы, полученную для его основного геометрического параметра  $\eta = f(u)$ , определяем величину коэффициента эжекции струйного насоса  $u_{OPT}$ , соответствующую максимальным значениям его КПД  $\eta_{max}$ . Полученное значение коэффициента эжекции  $u_{OPT}$  подставляем в уравнение характеристики гидравлической системы струйного насоса II (формула (3)) и определяем величину напора  $h_{2OPT}$ , соответствующего его работе в полученном (из условия достижения максимального КПД) режиме. Полученное значение коэффициента эжекции струйного насоса II позволяет определить расход эжектируемого потока  $Q_{E2} = Q_H u_2$ .

5. Решение уравнения характеристики струйного насоса II (формула (3)) после подстановки значений  $h_2 = h_{2OPT}$ ,  $u_2 = u_{OPT}$  относительно диаметра рабочей насадки позволяет определить его (из условия достижения максимального КПД) величину.

6. Учитывая значения расходов  $Q_{P1}$ ,  $Q_D$ ,  $Q_K$  (формулы (8–10)) после совместного решения уравнений (1), (2) определяем величину коэффициента эжекции  $u_1$  струйного насоса I и расход эжектируемого потока  $Q_{P1} = Q_{P1} u_1$ .

Решение системы уравнений (1) – (11) позволило определить значения размеров элементов эжекционной системы, напоров и коэффициентов эжекции струйного насоса, обеспечивающие его максимальный КПД:

- относительный напор, развиваемый струйным насосом – 0.2927;
- коэффициент эжекции струйного насоса – 0.591;
- соотношение диаметров камеры смешивания и рабочей насадки струйного насоса – 2.785;
- соотношение диаметров насадок струйного насоса и долота – 2.449.

С целью унификации деталей эжекционной системы в конструкции устройства использованы струйные насосы одинаковых геометрических

размеров.

Соблюдение приведенных значений конструкторских и режимных параметров при использовании предложенной эжекционной системы обеспечивает по сравнению с традиционными струйными насосами увеличение расхода промывочной жидкости на забое на 37% при одновременном снижении дифференциального давления в скважине до 1 МПа.

### Выводы

1. Совместная компоновка нагнетательного и нагнетательно-всасывающего струйного насоса позволяет увеличить расход промывочной жидкости на забое при одновременном снижении дифференциального давления в скважине.

2. На основе исследований энергетических показателей разработана математическая модель рабочего процесса наддолотной эжекционной системы. Путем совместного решения уравнений характеристик струйного насоса и его гидравлической системы с учетом особенностей распределения потоков в замкнутых контурах призабойной циркуляции получены рациональные соотношения конструкторских и режимных параметров, обеспечивающие максимальный КПД скважинной эжекционной компоновки.

3. Усовершенствование механизма подвода энергии к забою в конструкции наддолотной эжекционной системы позволяет за счет снижения давления в скважине и уменьшения времени первичного вскрытия продуктивного горизонта сохранить естественные коллекторские свойства призабойной зоны и увеличить коэффициент нефтеотдачи месторождения.

Задачей последующих исследований является промысловая проверка эффективности использования наддолотной эжекционной системы включающей параллельно-последовательное включение двух струйных насосов в забойную компоновку для бурения эксплуатационных скважин.

### Литература

1. Liknes, F. (2013). Jet Pump. *Trondheim: Norwegian University of Science and Engineering*.
2. Zhu, H.-Y., Liu, Q.-Y. (2015). Pressure drawdown mechanism and design principle of jet pump bit. *Scientia Iranica B*, 22(3), 792-803.
3. Паневник, А.В., Концур, И.Ф., Паневник, Д.А. (2018). Определение эксплуатационных параметров наддолотной эжекторной компоновки. *Нефтяное хозяйство*, 3, 70-73.
4. 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(8), 2224-2249.
5. Chen, X., Gao, D., Guo, B. (2016). A method for optimizing jet-mill-bit hydraulics in horizontal drilling. *SPE Journal*, 22(4), 416-422.
6. Осипов, П.Ф., Логачев, Ю.Л. (2004). Возможности уменьшения дифференциального давления в скважине без снижения плотности бурового раствора. *Бурение и нефть*, 9, 16-18.
7. Cholet, H., Crausse, R. (1978, October). Improved hydraulics for rock bits. In: *53rd Annual Fall Technical Conference and Exhibition of the Society of Petroleum Engineers of AJME. Houston, USA*.
8. Velychkovych, A.S., Panevnyk, D.O. (2017). Study of the stress state of the downhole jet pump housing. *Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu*, 5, 50-55.

### References

1. Liknes, F. (2013). Jet Pump. *Trondheim: Norwegian University of Science and Engineering*.
2. Zhu, H.-Y., Liu, Q.-Y. (2015). Pressure drawdown mechanism and design principle of jet pump bit. *Scientia Iranica B*, 22(3), 792-803.
3. Panevnik, A.V., Kotsur, I.F., Panevnik, D.A. (2018). Determination of operating parameters of near-bit ejector assembly. *Oil industry*, 3, 70-73.
4. 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(8), 2224-2249.
5. Chen, X., Gao, D., Guo, B. (2016). A method for optimizing jet-mill-bit hydraulics in horizontal drilling. *SPE Journal*, 22(4), 416-422.
6. Osipov, P.F., Logachev, YU.L. (2004). Vozmozhnosti umen'sheniya differencial'nogo davleniya v skvazhine bez snizheniya plotnosti burovogo rastvora. *Burenie i нефть*, 9, 16-18.
7. Cholet, H., Crausse, R. (1978, October). Improved hydraulics for rock bits. In: *53rd Annual Fall Technical Conference and Exhibition of the Society of Petroleum Engineers of AJME. Houston, USA*.
8. Velychkovych, A.S., Panevnyk, D.O. (2017). Study of the stress state of the downhole jet pump housing. *Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu*, 5, 50-55.

## **Повышение эффективности использования наддоложных струйных насосов**

*Е.И.Крыжанивский, Д.А.Паневник*

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

### **Реферат**

Предложена усовершенствованная конструкция наддоложной эжекционной системы, которая по сравнению с известными струйными насосами нагнетательного и нагнетательно-всасывающего типа позволяет реализовать одновременное увеличение расхода промывочной жидкости в призабойном контуре циркуляции и снижение дифференциального давления на забое скважины. Разработана математическая модель предложенной эжекционной системы в виде уравнений характеристик струйного насоса и его гидравлической системы. Уравнения связывающие характеристики обоих струйных насосов получены с использованием метода электроаналогий. Путем совместного решения полученных уравнений определены оптимальные соотношения конструкторских и режимных параметров, обеспечивающие максимальный КПД скважинной эжекционной компоновки. Совершенствование механизма подвода энергии к забою в конструкции наддоложной эжекционной системы позволяет за счет снижения давления в скважине и уменьшения времени первичного вскрытия продуктивного горизонта сохранить естественные коллекторские свойства призабойной зоны и увеличить коэффициент нефтеотдачи месторождения.

**Ключевые слова:** наддоложная эжекционная система; струйный насос; призабойный контур циркуляции; распределение потоков в призабойной зоне; рабочая точка насоса.

## **Şırnaqlı baltaüstü nasoslardan istifadənin səmərəliliyinin artırılması**

*E.İ.Krıjanivskiy, D.A.Panevnik*

İvano-Frankovsk Dövlət Neft və Qaz Texniki Universiteti,  
İvano-Frankovsk, Ukrayna

### **Xülasə**

Baltaüstü ejeksiya sisteminin təkmilləşdirilmiş konstruksiyası təklif edilmişdir ki, o, məlum vurucu və vurucu-sorucu tipli şırnaqlı nasoslara müqayisədə quyudibi dövriyyə konturunda yuyucu maye sərfinin artmasını və quyunun dibində diferensial təzyiqin azalmasını eyni zamanda reallaşdırmağa imkan verir. Təklif edilmiş ejeksiya sisteminin şırnaqlı nasosun və onun hidravlik sisteminin xarakteristika tənlikləri şəklində riyazi modeli hazırlanmışdır. Hər iki şırnaqlı nasosun xarakteristikalarını əlaqələndirən tənliklər elektroanalogiyalar üsulundan istifadə etməklə alınmışdır. Alınmış tənliklərin birgə həlli yolu ilə quyuyu ejeksiya quraşdırmasının maksimal FİƏ-ni təmin edən konstruktor və rejim parametrlərinin optimal nisbətləri müəyyən edilmişdir. Baltaüstü ejeksiya sisteminin konstruksiyasında quyuyu dibinə enerjinin verilməsi mexanizminin təkmilləşdirilməsi quyuda təzyiqin düşməsi və məhsuldar horizontun ilkin açılması müddətinin azalması hesabına quyudibi zonanın təbii kollektor xüsusiyyətlərini saxlamağa və yatağın neftverimi əmsalını artırmağa imkan verir.

**Açar sözlər:** baltaüstü ejeksiya sistemi; şırnaqlı nasos; quyudibi dövriyyə konturu; quyudibi zonada axınların paylanması; nasosun işçi nöqtəsi.