

Дослідження та методи аналізу

УДК 622.24 + 621.694.2

DOI: 10.31471/1993-9973-2020-1(74)-36-44

УДОСКОНАЛЕННЯ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ СВЕРДЛОВИННИХ ЕЖЕКЦІЙНИХ СИСТЕМ

Є. І. Крижанівський, Д. О. Паневник*

ІФНТУНГ; 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (0342) 727101,
e-mail: den.panevnik@gmail.com

Наведено послідовність виведення рівнянь характеристики гідравлічної системи струминних насосів, які реалізують всмоктувальне та нагнітально-всмоктувальне промивання вибою при бурінні експлуатаційних свердловин. Проаналізовано характер розподілу потоків у свердловинних ежекційних системах всмоктувального та нагнітально-всмоктувального типів із врахуванням особливостей розрахунку розгалужених гідравлічних систем. В процесі дослідження руху потоків у привибійних контурах циркуляції враховано рівняння балансу витрат у вузлових точках та гідравлічних втрат в паралельних ланках системи. Розроблені математичні моделі ґрунтуються на дослідженні зміни гідродинамічних тисків у характерних перерізах струминного насоса. Співвідношення тисків змішаного, інжектowanego та робочого потоків представлено у вигляді безрозмірного відносного напору ежекційної системи, залежність якого від відносної витрати визначає характеристику гідравлічної системи струминного насоса. Відносну витрату або коефіцієнт інжекції струминного насоса визначено у вигляді співвідношення витрат інжектowanego та робочого потоків. В процесі аналізу розроблених математичних моделей визначено співвідношення конструкторських та режимних параметрів струминного насоса, які забезпечують його експлуатації в області максимальних значень ККД. На основі дослідження впливу співвідношення діаметрів насадок струминного насоса і промивальної системи додано встановлено оптимальні, з точки зору забезпечення енергетичних показників, значення даних параметрів. Наведений приклад графічного визначення робочої точки насосної установки на основі спільного розв'язку рівнянь характеристики струминного насоса та гідравлічної системи, в якій він працює. Удосконалені методики дозволяють прогнозувати режимні параметри ежекційних систем та визначати розміри проточної частини струминного насоса, які забезпечують максимальні енергетичні показники його робочого процесу.

Ключові слова: всмоктувальна ежекційна система, нагнітально-всмоктувальна ежекційна система, струминний насос, буріння свердловин, гідравлічна характеристика.

Приведена последовательность вывода уравнений характеристики гидравлической системы струйных насосов, которые реализуют всасывающую и нагнетательно-всасывающую промывку забоя при бурении эксплуатационных скважин. Проанализирован характер распределения потоков в скважинных эжекторных системах всасывающего и нагнетательно-всасывающего типов с учетом особенностей расчета разветвленных гидравлических систем. В процессе исследования движения потоков в призабойных контурах циркуляции учтено уравнение баланса расходов в узловых точках и гидравлических потерь в параллельных звеньях системы. Разработанные математические модели базируются на исследовании изменения гидродинамических давлений в характерных сечениях струйного насоса. Соотношение давлений смешанного, инжектированного и рабочего потоков представлены в виде безразмерного относительного напора эжекторной системы, зависимость которого от относительного расхода определяет характеристику гидравлической системы струйного насоса. Относительный расход или коэффициент инжекции струйного насоса

определены в виде соотношения расходов инжектированного и рабочего потоков. В процессе анализа разработанных математических моделей определено соотношение конструкторских и режимных параметров струйного насоса, которые обеспечивают его эксплуатацию в области максимальных значений КПД. На основе исследования влияния соотношения диаметров насадок струйного насоса и промывочной системы долота установлены оптимальные, с точки зрения обеспечения энергетических показателей, значения данных параметров. Приведен пример графического определения рабочей точки насосной установки на основе совместного решения уравнений характеристики струйного насоса и гидравлической системы, в которой он работает. Усовершенствованные методики позволяют прогнозировать режимные параметры эжекционных систем и определять размеры проточной части струйного насоса, обеспечивающие максимальные энергетические показатели его рабочего процесса.

Ключевые слова: всасывающая эжекционная система, нагнетательно-всасывающая эжекционная система, струйный насос, бурение скважин, гидравлическая характеристика.

The article presents the sequence of deriving the equations which characterize the hydraulic system of jet pumps that carry out suction and injection-suction bottom flushing while drilling the production wells. The nature of flow distribution in the borehole ejection systems of the suction and injection-suction types is analyzed. The analysis is carried out taking into consideration the peculiarities of the calculation of branched hydraulic systems. While studying the movement of the flows in the bottom circulation circuits, the authors take into account the equation of the balance of the flow-rate at nodal points and hydraulic losses in parallel parts of the system. The developed mathematical models are based on the study of the changes in hydrodynamic pressures which occur in characteristic sections of a jet pump. The pressure ratio of mixed, injected and operating flows is presented as non-dimensional relative pressure of the ejection system. The dependence of non-dimensional relative pressure on the relative flow rate determines the characteristic of the hydraulic system of a jet pump. The relative flow rate or injection ratio of a jet pump is defined as the ratio of flow rate to injected and work flow. While analyzing the developed mathematical models, the authors specify the relation between the design and operating parameters of a jet pump. These parameters ensure its operation with maximum efficiency. Based on the study of the influence of the correlation between the diameters of the jet pump nozzles and the flushing system of the bit, the authors specify parameters which are optimal in terms of energy performance. The article provides the example of graphical determination of the operating point of a pumping unit. This determination is based on a simultaneous solution of the equations of the characteristics of the jet pump and the hydraulic system in which it operates. The improved techniques allow to predict the mode parameters of ejection systems and to determine the size of flowing part of the jet pump. They provide maximum energy performance of its workflow.

Keywords: suction ejection system, injection-suction ejection system, jet pump, well drilling, hydraulic characteristics.

Вступ

В процесі розвитку ежекційних технологій в сімдесятих роках двадцятого сторіччя були розроблені свердловинні струминні насоси з додатковим замкненим привибійним контуром циркуляції, призначені для експлуатаційного буріння свердловин. Наддолотні ежекційні системи за рахунок інтенсифікації процесу промивання привибійної зони дозволяють суттєво підвищити механічну швидкість буріння та збільшити проходження долота. Суттєвою перевагою використання наддолотних ежекційних систем, однак, є не зростання техніко-економічних показників спорудження свердловин, а зменшення тиску на продуктивний горизонт під час його первинного розкриття. При цьому зберігається природна проникність нафтогазоносного пласта та покращуються умови подальшої експлуатації родовищ вуглеводнів. Наддолотні ежекційні системи знайшли використання також для зменшення інтенсивності поглинання промивального розчину при бурінні в умовах аномально низьких пластових тисків. Враховуючи, що в даній схемі включення

струминного насоса приєднаний потік циркулює виключно у привибійній зоні свердловини, відпадає потреба у використанні потужного силового привода призначеного для підймання інжектваного потоку на поверхню та подолання пов'язаних з його рухом гідравлічних втрат. Використання ежекційних систем з додатковим контуром циркуляції дозволяє суттєво зменшити необхідну потужність силового привода, однак ускладнюється процес контролю за режимом роботи свердловинних струминних насосів. В цих умовах зростає актуальність розробки математичних моделей робочого процесу свердловинного струминного насоса, які дозволяють підвищити ефективність прогнозування режиму його роботи.

Аналіз сучасних досліджень і публікацій

Найбільш поширеними конструкціями свердловинних струминних насосів на сьогоднішній день є ежекційні системи, які реалізують всмоктувальне [1, 2] та нагнітально-всмоктувальне [3, 4] промивання вибою. Наддолотні ежекційні системи всмоктувального типу реалі-

зують місцеве зворотнє промивання вибою і, зазвичай, використовуються в комплекті з буровими коронками та долотами з центральним промивальним отвором. Зворотнє місцеве промивання вибою може використовуватись також в ежекційних пристроях, призначених для ліквідації прихоплень бурильної колони та ліквідації аварій, пов'язаних із залишенням сторонніх об'єктів на вибої свердловини. Застосування наддолотних ежекційних систем даної конструкції дозволяє підвищити механічну швидкість буріння до 40 % та збільшити проходження долота до 45 % [5]. Нагнітально-всмоктувальні наддолотні ежекційні системи можуть застосовуватись для попередження сальнікоутворення в процесі буріння, покращення колекторських властивостей пластів та попередження поглинання промивального розчину [6]. Використання нагнітально-всмоктувальних наддолотних струминних насосів створює комбіноване промивання вибою і дає змогу підвищити механічну швидкість проходження свердловини до 70 % при застосуванні турбобура, до 120 % – при застосуванні гвинтових двигунів та до 300 % [7] - при роторному бурінні. Пристрої даної конструкції застосовують в комплекті з шоршкковими долотами та можуть містити вібратори для створення динамічних зусиль на гірську породу.

Відома також конструкція наддолотного струминного насоса нагнітального типу, який створює пряме місцеве промивання вибою [8] з витратою, що перевищує продуктивність бурового насоса і застосовується для стабілізації моменту на долоті, зниження його вібрації та управління зенітними кутами при похилоорієнтованому бурінні. Нагнітальний наддолотний струминний насос дозволяє підвищити механічну швидкість буріння до 18,7 % та проходження долота до 50,8 % [8].

Виділення частини невирішеної проблеми

Сучасні математичні моделі робочого процесу всмоктувальних ежекційних систем для пошукового [9] та експлуатаційного [5] буріння не враховують гідравлічні втрати в промивальній системі долота. Розрахунковий алгоритм Французького інституту нафти [10] передбачає використання отриманих в лабораторних умовах експериментальних гідравлічних характеристик всмоктувальної ежекційної системи, що суттєво звужує границі застосування методики визначення режиму роботи струминного насоса. Рівняння гідравлічної характеристики нагнітально-всмоктувальної ежекційної системи [11] також не містить складової, що визначає гідра-

влічний опір промивальної системи долота. Згадані недоліки відомих математичних моделей свердловинних ежекційних систем є причиною значної розбіжності теоретичних та експериментальних характеристик струминних насосів.

Мета досліджень

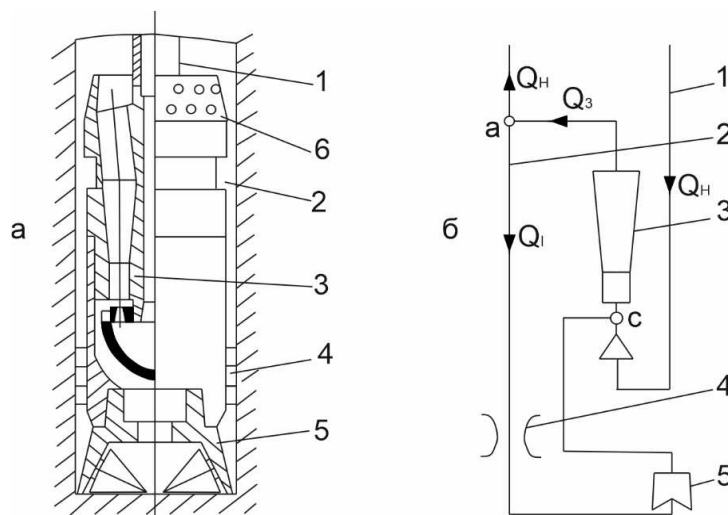
Мета досліджень полягає в розроблянні математичних моделей робочого процесу наддолотної ежекційної системи всмоктувального та нагнітально-всмоктувального типів із врахуванням гідравлічного опору елементів привибійного контуру циркуляції та визначення співвідношень конструкторських і режимних параметрів струминного насоса, які забезпечують максимальні енергетичні показники його використання.

Висвітлення основного матеріалу

Пристрій, що реалізує всмоктувальне промивання вибою наведено на рисунку 1. Типовими представниками ежекційних систем даного типу є пристрій УБС (ВО „Оренбургнафта”) [5], декомпресійний бурильний інструмент (Французький інститут нафти) [10], а також численні конструкції різних виробників, призначені для буріння з відбором керна [9].

Відповідно до гідравлічної схеми (рис. 1 б) буровий розчин з витратою Q_n по бурильній колоні 1 надходить на робочу насадку струминного насоса 3; в приймальній камері (точка „С”) з'єднується з інжектіваним потоком з витратою Q_i , а далі змішаний потік з витратою Q_z надходить в канал затрубного простору 2. В точці „а” відбувається поділ потоку: частина потоку з витратою Q_n прямує до устя свердловини, а частина з витратою Q_i формує інжектіваний потік, який через кільцеву щілину, утворену стінками свердловини та елементами калібратора 4 проходить промивальну систему долота 5 і в приймальній камері струминного насоса (точка „С”) з'єднується з робочим потоком Q_n . За рахунок гідравлічних втрат, які створюються в кільцевому каналі, утвореному елементами калібратора, на вибої свердловини створюється зона низького тиску, яка сприяє більш ефективному руйнуванню гірської породи.

З метою визначення оптимального діаметра робочої насадки струминного насоса виведемо рівняння його гідравлічної системи. Визначаємо значення тисків в характерних перерізах ежекційної системи: тиск робочого потоку P_p на вході в робочу насадку струмин-



1 – гідравлічний канал бурильної колони; 2 – гідравлічний канал затрубного простору; 3 – струминний насос; 4 – калібратор; 5 – долото; 6 – сепаратор

Рисунок 1 – Типова конструкція (а) та розрахункова схема (б) ежекційної системи, що реалізує всмоктувальне промивання вибою свердловини

ного насоса (рис. 1 б); тиск змішаного потоку P_3 на виході дифузора струминного насоса (точка „а”) та тиск інжектваного потоку P_i (точка „С”).

$$P_p = K_p Q_H^2 + P_3 = K_p Q_H^2 + K_3 Q_H^2 + \rho g H_n; \quad (1)$$

$$P_3 = K_3 Q_H^2 + \rho g H_n; \quad (2)$$

$$P_i = P_3 - K_i Q_i^2 = K_3 Q_H^2 + \rho g H_n - (K_\partial + K_\kappa) Q_i^2, \quad (3)$$

де K_i – узагальнений опір інжектваного потоку;

K_p – узагальнений опір робочої насадки;

K_3 – узагальнений опір каналу затрубного простору;

ρ – густина промивальної рідини;

H_n – глибина свердловини;

K_∂ – узагальнений опір промивальної системи долота;

K_κ – узагальнений опір щілини, утвореної елементами калібратора та стінкою свердловини.

Враховуючи рівняння (1)-(2), запишемо

$$h = \frac{P_3 - P_i}{P_p - P_i} = \frac{1}{1 + \frac{K_p}{K_\partial + K_\kappa} i^2}, \quad (4)$$

де i – коефіцієнт інжекції.

Узагальнені опори, що входять в рівняння (4), визначаються за формулами

$$K_p = \frac{\rho}{2\mu_p^2 f_p^2} = \frac{8\rho}{\mu_p^2 \pi^2 d_p^4}; \quad (5)$$

$$K_\partial = \frac{\rho}{2\mu_\partial^2 f_\partial^2} = \frac{8\rho}{\mu_\partial^2 \pi^2 d_\partial^4}; \quad (6)$$

$$K_\kappa = \frac{\rho}{2\mu_\kappa^2 f_\kappa^2} = \frac{8\rho}{\mu_\kappa^2 \pi^2 (D_c^2 - D_\kappa^2)^2}, \quad (7)$$

де $\mu_p, \mu_\partial, \mu_\kappa$ – коефіцієнти витрати робочої насадки, промивального отвору долота та кільцевої щілини калібратора;

$f_p, f_\partial, f_\kappa$ – площі перерізу робочої насадки насоса, промивального отвору долота та кільцевої щілини калібратора;

D_c – діаметр свердловини;

D_κ – зовнішній діаметр елементів калібратора.

Використовуючи формули (4) – (7), отримаємо рівняння характеристики гідравлічної системи

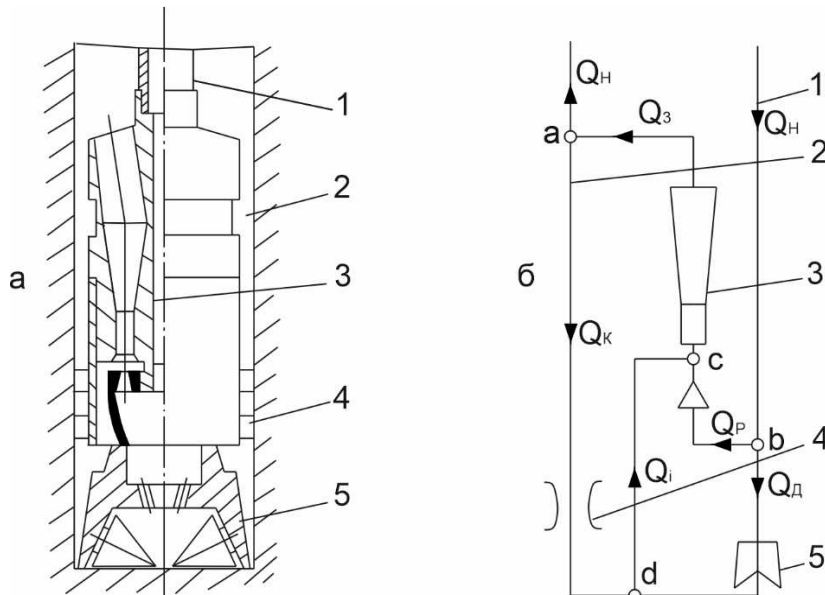
Використовуючи формули (4) – (7), отримаємо рівняння характеристики гідравлічної системи

$$h = \frac{1}{1 + \frac{1}{\left(\frac{\mu_p}{\mu_\partial}\right)^2 \left(\frac{d_p}{d_\partial}\right)^4 + \left(\frac{\mu_p}{\mu_\kappa}\right)^2 \frac{d_p^4}{(D_c^2 - D_\kappa^2)^2} i^2}} \quad (8)$$

Після перетворення рівняння (8) отримаємо формулу для визначення оптимального діаметра робочої насадки

$$d_{\text{opt}} = i_{\text{opt}}^{-0,5} \left(\frac{1 - h_{\text{opt}}}{h_{\text{opt}}} \right)^{-0,25} \times$$

$$\times \left[\left(\frac{\mu_p}{\mu_\partial} \right)^2 \frac{1}{d_\partial^4} + \left(\frac{\mu_p}{\mu_\kappa} \right)^2 \frac{1}{(D_c^2 - D_\kappa^2)^2} \right]^{-0,25} \quad (9)$$



1 – гідравлічний канал бурильної колони; 2 – гідравлічний канал затрубного простору; 3 – струминний насос; 4 – калібратор; 5 – долото

Рисунок 2 – Типова конструкція (а) та розрахункова схема (б) ежекційної системи, що реалізує нагнітально-всмоктувальне промивання вибою свердловини

Оптимальний діаметр робочої насадки може бути визначений після підстановки даних $i_{opt} = 0,591$; $h_{opt} = 0,2927$; $\mu_p = 0,95$; $\mu_d = 0,71$ [12]; $\mu_k = 0,925$ [13]; $D_k = 0,2159$ м; $D_c = 1,01D_k$. Оптимальні значення коефіцієнта інжекції i_{opt} та відносного напору h_{opt} отримані за умови роботи струминного насоса в режимі максимального ККД.

Після підстановки наведених величин запишемо

$$d_p = 1,0434 (1,7903 d_d^{-4} + 1139168,704)^{-0,25} \quad (10)$$

Зокрема, у випадку $d_d = 0,04$ м отримаємо $d_p = 0,0283$ м.

За результатами проведених досліджень встановлено, що запропоноване співвідношення конструкторських та режимних параметрів забезпечує максимальне значення ККД струминного насоса, яке для розглянутих умов експлуатації становить $\eta_{max} = 0,2451$.

Конструкція, що реалізує нагнітально-всмоктувальне промивання вибою (рис. 2), на сьогоднішній день є найбільш поширеною.

Визначимо характер розподілу потоків в гідравлічній системі пристрою цього типу. Потік бурового розчину з витратою Q_H по бурильній колоні 1 (рисунок 2 б) подається в гідравлічну систему наддолотного пристрою. В точці „b” відбувається поділ основного потоку. Менша частина потоку з витратою Q_D надходить в

промивальну систему долота, а більша (з витратою Q_p) прямує на робочу насадку струминного насоса 3. В приймальній камері струминного насоса (точка „c”) відбувається з’єднання робочого потоку з інжектванним, який має витрату Q_i . Змішаний потік з витратою Q_3 через дифузор надходить в канал затрубного простору 2. В точці „a” відбувається черговий поділ потоку: частина потоку з витратою Q_H по гідравлічному каналу затрубного простору 2 прямує до устя свердловини, а частина потоку з витратою Q_K рухається до вибою свердловини кільцевим каналом, утвореним корпусом пристрою та стінкою свердловини. Внаслідок гідравлічних втрат в кільцевому зазорі калібратора 4 в наддолотній зоні створюється зона низького тиску. В привибійній зоні свердловини у точці „d” потік з витратами Q_K , Q_D з’єднуються, після чого об’єднаний потік з витратою Q_i (який згідно з прийнятою термінологією є інжектванним) надходить в приймальну камеру струминного насоса. Ефективність нагнітально-всмоктувального промивання вибою пов’язана зі створенням зони низького тиску в наддолотній області та покращенням умов очищення вибою.

З метою визначення необхідних геометричних розмірів елементів ежекційної системи необхідно отримати рівняння характеристики гідравлічної системи пристрою. Значення тисків робочого P_p , змішаного P_3 та інжектова-

ного P_i потоків визначаємо відповідно в точках „b”, „a” і „d” ежекційної системи (рис. 2 б)

$$P_p = K_p Q_p^2 + P_3 = K_p Q_p^2 + K_3 Q_n^2 + \rho g H_n; \quad (11)$$

$$P_3 = K_3 Q_n^2 + \rho g H_n; \quad (12)$$

$$P_i = P_3 - K_k Q_k^2 = K_3 Q_n^2 + \rho g H_n - K_k Q_k^2. \quad (13)$$

Для подальшого перетворення системи рівнянь (11)–(13) необхідно встановити співвідношення між витратами потоку, що створюється буровим насосом Q_n , робочим потоком Q_p , потоком в промивальній системі долота Q_d та потоком, який прямує через калібратор струминного насоса Q_k .

Враховуючи особливості розрахунку розгалужених гідравлічних систем [14], запишемо

$$K_p Q_p^2 = K_d Q_d^2; \quad (14)$$

$$Q_n = Q_p + Q_d. \quad (15)$$

Рівняння (14) визначає баланс напорів в паралельних ланках гідравлічної системи, а рівняння (15) – баланс витрат, записаний для вузлової точки „в”. Враховуючи систему рівнянь (14), (15), запишемо

$$K_p Q_p^2 = K_d (Q_n - Q_p)^2. \quad (16)$$

Звідки

$$Q_p = \frac{Q_n}{1 + \left(\frac{K_p}{K_d}\right)^{0,5}}. \quad (17)$$

Враховуючи рівняння (15), (17), визначимо витрату потоку, що прямує на промивальну систему долота

$$Q_d = Q_n - Q_p = Q_n \left[1 - \frac{1}{1 + \left(\frac{K_p}{K_d}\right)^{0,5}} \right]. \quad (18)$$

Рівняння балансу витрат для вузлової точки „d” має вигляд

$$Q_i = Q_d + Q_k. \quad (19)$$

Визначимо низхідну витрату через калібратор Q_k використовуючи рівняння (17), (19)

$$\begin{aligned} Q_k &= Q_i - Q_d = Q_p i - Q_d = \\ &= Q_n \left[\frac{1+i}{1 + \left(\frac{K_p}{K_d}\right)^{0,5}} - 1 \right]. \end{aligned} \quad (20)$$

Після визначення витрати Q_p (формула (17)) та Q_k (формула (20)) отримаємо уточнені рівняння для тисків робочого (формула (11)) та інжектваного (формула (13)) потоків

$$P_p = K_p \frac{Q_n^2}{\left(1 + \left(\frac{K_p}{K_d}\right)^{0,5}\right)^2} + K_3 Q_n^2 + \rho g H_n; \quad (21)$$

$$P_i = K_3 Q_n^2 + \rho g H_n - K_k Q_n^2 \left[\frac{1+i}{1 + \left(\frac{K_p}{K_d}\right)^{0,5}} - 1 \right]^2. \quad (22)$$

Тоді, використовуючи формули (12), (21), (22) отримаємо рівняння характеристики гідравлічної системи струминного насоса

$$h = \frac{P_3 - P_i}{P_p - P_i} = \frac{1}{1 + \frac{K_p}{K_k} \frac{1}{\left(i - \left(\frac{K_p}{K_d}\right)^{0,5}\right)^2}}. \quad (23)$$

Формули для визначення узагальнених опорів K_p , K_k , K_d наведені раніше (рівняння (5)– (7)). Після проведення відповідних перетворень отримаємо

$$\begin{aligned} h &= \left\{ 1 + \left(\frac{\mu_k}{\mu_p}\right)^2 \frac{(D_c^2 - D_k^2)^2}{d_p^4} \times \right. \\ &\left. \times \frac{1}{\left[i - \left(\left(\frac{\mu_d}{\mu_p}\right)^2 9 \left(\frac{d_d}{d_p}\right)^4 \right)^{0,5} \right]^2} \right\}^{-1}. \end{aligned} \quad (24)$$

Рівняння (24) отримане для долота з трьома насадками. Подальше спрощення рівнянь (23), (24) вимагає встановлення оптимальних співвідношень витрат Q_p та Q_n . Виходячи з досвіду використання нагнітально-всмоктувальних ежекційних систем, приймаємо $Q_p = \frac{2}{3} Q_n$.

Тоді з рівняння (17) отримаємо $\frac{K_p}{K_d} = 0,25$.

Після використання формул для визначення узагальнених опорів K_p , K_d запишемо

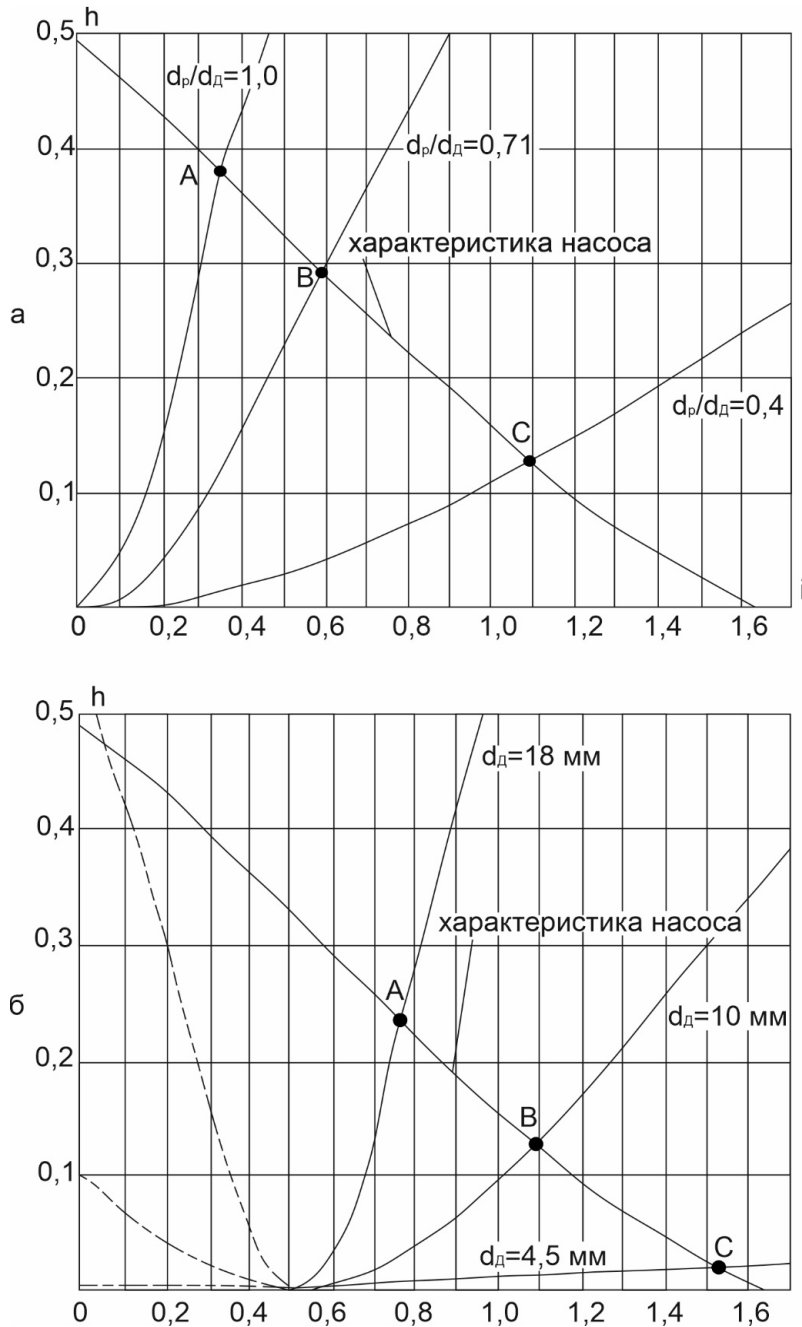


Рисунок 3 – Характеристика гідравлічної системи струминного насоса для всмоктувального (а) та нагнітально-всмоктувального (б) промивання вибою

$$\left(\frac{\mu_{\delta}}{\mu_p}\right)^2 9 \left(\frac{d_{\delta}}{d_p}\right)^4 = 0,25. \quad (25)$$

Якщо в струминному насосі та промивальній системі долота використовують однотипні насадки (тобто $\frac{\mu_{\delta}}{\mu_p} = 1$), отримаємо співвідношення між діаметрами насадок у вигляді

$$d_p = 2,449d_{\delta}. \quad (26)$$

Використовуючи співвідношення (25), рівняння (24) переписемо у вигляді

$$h = \frac{1}{1 + \left(\frac{\mu_{\kappa}}{\mu_p}\right)^2 \frac{(D_c^2 - D_{\kappa}^2)^2}{d_p^4} \frac{1}{(i - 0,5)^2}}. \quad (27)$$

Після відповідних перетворень формули (27) отримаємо рівняння для визначення оптимального діаметра робочої насадки струминного насоса

$$d_{\text{опт}} = (i_{\text{опт}} - 0,5)^{-0,5} \times \left(\frac{1 - h_{\text{опт}}}{h_{\text{опт}}}\right)^{-0,25} \left(\frac{\mu_{\kappa}}{\mu_p} (D_c^2 - D_{\kappa}^2)\right)^{0,5}. \quad (28)$$

Після підстановки значень складових в рівняння (28) виявляється, що максимальне значення ККД забезпечується у випадку діаметра робочої насадки струминного насоса $d_p = 0,0803$ м. Це значно перевищує діаметр, який може бути отриманий після підстановки в формулу (26) реальних значень діаметрів насадок. Таким чином, схема, що реалізує нагнітально-всмоктувальне промивання вибою, не може забезпечити роботу струминного насоса з максимальними значеннями ККД. Величину діаметра робочої насадки необхідно приймати з використанням співвідношення (26).

Суміщені характеристики струминного насоса ($K_{сн} = 2,785$) та його гідравлічної системи наведені на рисунку 3.

Для ежекційної системи всмоктувального типу характеристика гідравлічної системи проходить через початок координат (рис. 3 а). Для ежекційної системи нагнітально-всмоктувального типу початок характеристики гідравлічної системи має місце в точці з координатами (рівняння (24), (26))

$$i = \left(9 \left(\frac{\mu_{\partial}}{\mu_p} \right)^2 \left(\frac{d_{\partial}}{d_p} \right)^4 \right)^{0,5} \quad \text{або } i = 0,5.$$

Ліва частина характеристик є уявною, тому на рисунку 3 б показана пунктирною лінією. Точки перетину характеристик струминного насоса та його гідравлічної системи (т. А, В, С) визначають режим роботи пристрою.

Отримані рівняння дозволяють прогнозувати режим роботи свердловинної ежекційної системи та здійснювати її експлуатацію в оптимальному режимі.

Завдання досліджень полягає в експериментальній перевірці наведених математичних моделей робочого процесу струминного насоса.

Висновки

1. На основі аналізу розподілу потоків у свердловинній ежекційній системі всмоктувального та нагнітально-всмоктувального типу отримано рівняння для визначення тисків робочого, змішаного та інжектваного потоків, співвідношення яких визначають відносний напір, створюваний струминним насосом, або характеристику його гідравлічної системи. Характеристика гідравлічної системи подається у вигляді серії кривих для різних співвідношень діаметрів насадок струминного насоса та промивальної системи долота.

2. У ході спільного розв'язання рівнянь характеристики струминного насоса та характе-

ристики його гідравлічної системи отримано координати робочої точки насосної установки, яка визначає режим його роботи в свердловині.

3. Отримано рівняння для визначення оптимальних значень діаметрів робочої насадки струминного насоса всмоктувального та нагнітально-всмоктувального типів, які забезпечують максимальний ККД свердловинної ежекційної системи. Запропоноване співвідношення конструкторських та режимних параметрів забезпечує максимальне значення ККД струминного насоса, яке для розглянутих умов експлуатації становить $\eta_{\max} = 0,2451$.

Література

1. Zhu H.Y., Liu Q.Y. Pressure drawdown mechanism and design principle of jet pump bit. *Scientia Iranica B*. 2015. No 22 (3). P. 792-803.
2. Chen X., Gao D., B. A Method for optimizing jet-mill-bit Guo hydraulics in horizontal Drilling. *PE Journal*. 2016. No 4. P. 416-422.
3. H. Yong, Z. Lihong, Z. Deyong, L. Hualin, W. Jinying, Y. Jinshen, Z. Yugang, W. Zhibin Drill bit secondary injector device based on injector coefficient. *Proc. IADC/SPE Asia Pacific Drilling Technology Conference*, Singapore, August 22-24, 2016. no180539. MS. 9 p.
4. Cholet H. Improved hydraulics for rock bits *53-rd Annual Fall Technical Conference and Exhibition*, Houston (USA, Texas), Oct. 1-3 1978. Houston: Society of Petroleum engineers of ASME, 1978. SPE 7516. 8 p.
5. Коснырев Б. А. Повышение показателей работы долота за счет снижения гидродинамического давления на забой скважины: дис... канд. техн. наук: 05.15.10. Уфа, 1983. 190 с.
6. Паневник О. В. Теоретичні основи побудови узагальнених гідравлічних моделей свердловинних струминних насосів: дис. ... докт. техн. наук: 05.05.12. Івано-Франківськ, 2000. 359 с.
7. Евстифеев С. В. Применение наддолотного эжекторного гидронасоса. *Бурение и нефть*. 2003. № 1. С. 23.
8. Султанов Б. З. Управление устойчивостью и динамикой бурильной колонны. М.: Недра, 1991. 208 с.
9. Дерусов В. П. Обратная промывка при бурении геологоразведочных скважин. *Бурение*. 1982. № 1. С. 7- 11.
10. Шоле Г. Д. Долото з декомпресією. *Матеріали міжнародного симпозиума*, Уфа, 22 ноября – 7 декабря 1980 г. Уфа: Уфимский нефтяной университет, 1980. С. 34-39.

11. Глебов В. А., Антонов В. Ф. Использование струйных насосов при вскрытии зон поглощения. *Бурение*. 1968. № 3. С. 25-27.
12. Кулінченко В. Р. Гідравліка, гідравлічні машини і гідропривід. Київ: Інкос, 2006. 616 с.
13. Лямаев Б. Ф. Гидроструйные насосы и установки. Л.: Машиностроение. Ленингр. отделение, 1988. 256 с.
14. Навроцький Б. І., Сухін Є. І. Механіка рідин. Київ: Дія, 2003. 416 с.
12. Kulinchenko V. R. *Gidravlika, gidravlichni mashini i gidroprivid*. Kiyiv: Inkos, 2006. 616 p. [in Ukrainian].
13. Lyamaev B. F. *Gidrostrujnye nasosy i ustanovki*. L.: Mashinostroenie. Leningr. otd-nie, 1988. 256 p. [in Russian].
14. Navrockij B. I., Suhin Ye. I. *Mehanika ridin*. Kyiv: Diya, 2003. 416 p. [in Ukrainian].

References

1. Zhu H.Y., Liu Q.Y. Pressure drawdown mechanism and design principle of jet pump bit. *Scientia Iranica B*. 2015. No 22 (3). P. 792-803.
2. Chen X., Gao D., B. A Method for optimizing jet-mill-bit Guo hydraulics in horizontal Drilling. *PE Journal*. 2016. No 4. P. 416-422.
3. H. Yong , Z. Lihong, Z. Deyong, L. Hualin, W. Jinying, Y. Jinshen, Z. Yugang, W. Zhibin Drill bit secondary injector device based on injector coefficient. *Proc. IADC/SPE Asia Pacific Drilling Technology Conference*, Singapore, August 22-24, 2016. no180539. MS. 9 p.
4. Cholet H. Improved hydraulics for rock bits *53-rd Annual Fall Technical Conference and Exhibition*, Houston (USA, Texas), Oct. 1–3 1978. Houston: Society of Petroleum engineers of ASME, 1978. SPE 7516. 8 p.
5. Kosnyrev B. A. Povyshenie pokazatelej raboty dolota za schet snizheniya gidrodinamicheskogo davleniya na zaborj skvazhiny: dis... kand. tehn. nauk: 05.15.10. Ufa, 1983. 190 p. [in Russian].
6. Panevnyk O. V. Teoretychni osnovy pobudovy uzahalnenykh hidravlichnykh modelei sverdlovnyykh strumynnykh nasosiv: dis...dokt.tekhn.nauk: 05.05.12. Ivano-Frankivsk, 2000. 359 p. [in Ukrainian].
7. Evstifeev S. V. Primenenie naddolotnogo ezhektornogo gidronasosa. *Burenie i nef't*. 2003. No 1. P.23. [in Russian].
8. Sultanov B. Z. Upravlenie ustojchivostyu i dinamikoj burilnoj kolonny. M.: Nedra, 1991. 208 p. [in Russian].
9. Derusov V. P. Obratnaya promyvka pri burenii geologorazvedochnykh skvazhin. *Burenie*. 1982. No 1. P. 7- 11. [in Russian].
10. Shole G. D. Doloto s dekompressiej. *Materialy mezhdunarodnogo simpoziuma*, Ufa, 22 noyabrya – 7 dekabrya 1980 g. Ufa: Ufimskij neftyanoj universitet, 1980. P.34 – 39. [in Russian]
11. Glebov V. A. Ispolzovanie strujnyh nasosov pri vskrytii zon poglosheniya. *Burenie*. 1968. No 3. P. 25-27. [in Russian].