

## ДОСЛІДЖЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ВИСОКОНАПІРНОГО СТРУМИННОГО НАСОСА ПРИ ЙОГО ОБЕРТАННІ В СВЕРДЛОВИНІ

Д. О. Паневник

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

Сучасні методи розрахунку високонапірних струминних насосів не враховують наявності відцентрових сил при обертанні наддолотної ежекційної системи в свердловині, що суттєво впливає на точність визначення її напірно-витратної та енергетичної характеристик при прогнозуванні режимів експлуатації. Структура рівнянь напірно-витратної характеристики високонапірного струминного насоса доповнена складовою, що визначає додатковий напір, викликаний впливом вихрових потоків при асиметричному обертанні ежекційної системи навколо осі свердловини. Під час моделювання робочого процесу струминного насоса співвідношення гідродинаміки, які традиційно застосовують для дослідження особливостей взаємодії змішуваних потоків, доповнені рівняннями збереження моменту кількості руху рідини. На основі спільного розв'язку рівнянь Бернуллі, збереження суцільності рухомого середовища, імпульсу та моменту кількості руху змішуваних потоків отримано співвідношення для аналітичного визначення додаткового динамічного напору, створюваного обертанням ексцентрично розміщеного струминного насоса в свердловині. Аналіз отриманого рівняння із врахуванням прийнятих при моделюванні припущень дозволив окреслити допустимі границі зміни коефіцієнта інжекції при використанні запропонованої методики розрахунку, величина якого не повинна перевищувати 0,85...0,94 від максимального значення. В процесі дослідження отриманого рівняння встановлено екстремальний характер напірно-витратної та енергетичної характеристик наддолотної ежекційної системи. Величина оптимального напору та максимального ККД високонапірного струминного насоса та значення його основного геометричного параметра зв'язані обернено пропорційною залежністю. Обертання високонапірного струминного насоса в свердловині забезпечує зростання напору та ККД відповідно на 36,6 % та 62,09 %.

Ключові слова: струминний насос, ежекційна система, відносний напір, коефіцієнт інжекції, напірна та енергетична характеристика, відносний обертовий рух.

Современные методы расчета высоконапорных струйных насосов не учитывают наличия центробежных сил при вращении наддолготной эжекционной системы в скважине, что оказывает существенное влияние на точность определения ее напорно-расходной и энергетической характеристики при прогнозировании режимов эксплуатации. Структура уравнений напорно-расходной характеристики высоконапорного струйного насоса дополнена составляющей, определяющей дополнительный напор, вызванный воздействием вихревых потоков при асимметричном вращении эжекционной системы вокруг оси скважины. При моделировании рабочего процесса струйного насоса соотношения гидродинамики, традиционно применяемые для исследования особенностей взаимодействия смешиваемых потоков, дополнены уравнением сохранения момента количества движения жидкости. На основе совместного решения уравнений Бернуллы, сохранения сплошности подвижной среды, импульса и момента количества движения смешиваемых потоков получено соотношение для аналитического определения дополнительного динамического напора, создаваемого вращением эксцентрично размещенного струйного насоса в скважине. Анализ полученного уравнения с учетом принятых при моделировании допущений позволил определить допустимые пределы изменения коэффициента инжекции при использовании предложенной методики расчета, величина которого не должна превышать 0,85...0,94 от максимального значения. В процессе исследования полученного уравнения установлен экстремальный характер напорно-расходной и энергетической характеристики наддолготной эжекционной системы. Величина оптимального напора и максимального КПД высоконапорного струйного насоса и его основного геометрического параметра связаны обратно пропорциональной зависимостью. Вращение высоконапорного струйного насоса в скважине обеспечивает рост напора и КПД на 36,6% и 62,09% соответственно.

Ключевые слова: струйный насос, эжекционная система, относительный напор, коэффициент инжекции, напорная и энергетическая характеристика, относительное вращательное движение.

*Modern methods of calculating high-pressure jet pumps do not take into account the presence of centrifugal forces during the rotation of the above ejection system in the well, which significantly affects the accuracy of determining its pressure and energy characteristics when predicting operating modes. The structure of the equations of pressure-flow characteristics of the high-pressure jet pump is supplemented by a component that determines the additional pressure caused by the influence of vortex flows during asymmetric rotation of the ejection system around the axis of the well. When modeling the working process of a jet pump, the ratios of hydrodynamics, traditionally used to study the peculiarities of the interaction of mixed flows, are supplemented by the equation of conservation of momentum of the fluid. Based on the joint solution of Bernoulli equations, preservation of the continuity of the moving medium, momentum, and momentum of the mixed flows, the relations for the analytical determination of the additional dynamic pressure created by the rotation of the eccentrically placed jet pump in the well are obtained. The analysis of the obtained equation taking into account the assumptions accepted at modeling, allowed to outline acceptable limits of change of coefficient of injection at the use of the offered technique of calculation which size should not exceed 0,85... 0,94 from the maximum value. In the process of studying the obtained equation, the extreme nature of the pressure-consumption and energy characteristics of the above ejection system was established. The value of the optimal pressure and maximum efficiency of the high-pressure jet pump and the value of its essential geometric parameter is inversely related. Rotation of the high-pressure jet pump in the well increases pressure and efficiency by 36.6% and 62.09%, respectively.*

Key words: jet pump, ejection system, relative pressure, injection coefficient, pressure, energy characteristic, relative rotational motion.

### Вступ

Буріння нафтогазових експлуатаційних свердловин супроводжується наявністю значного (до 40–50 МПа та вище) гідростатичного тиску, який створюється промивальним розчином на вибої свердловини, що ускладнює процес його очищення та видалення вибуреного шламу з наддолотної області. Значний гідростатичний та гідродинамічний тиски є причиною повторного подрібнення шламу, зниження механічної швидкості буріння та інтенсифікації зношування озброєння долота. Перевищення вибійного тиску в свердловині над пластовим знижує проникність продуктивного горизонту після його первинного розкриття, внаслідок чого зменшується коефіцієнт нафтовилучення при експлуатації свердловин та зростають обсяги залишкової нафти. Негативний вплив високого гідростатичного вибійного тиску на процеси будівництва та експлуатації свердловин підвищується внаслідок існування стійкої тенденції до зростання глибин розміщення залучених до розробки покладів вуглеводнів.

Зменшення величини гідростатичного тиску шляхом зниження густини промивального розчину підвищує небезпеку появи нафтогазопроявів та виникнення аварійних ситуацій, пов'язаних з викидами та відкритим фонтануванням нафти і газу. Одним із технічних засобів, які дозволяють знизити величину тиску в процесі буріння, є наддолотний струминний насос. Суттєвою перевагою використання ежекційних компоновок є можливість зниження тиску безпосередньо в зоні руйнування гірської породи при збереженні його безпечної величини в затрубному просторі вище долота. Необхідно також відзначити можливість миттєвого

відновлення тиску на вибої з припиненням роботи бурового насоса. Враховуючи, що ефективність застосування наддолотних ежекційних компоновок визначається точністю прогнозування режиму експлуатації струминного насоса, удосконалення математичних моделей його робочого процесу є актуальною задачею.

### Аналіз останніх досліджень

Під час моделювання робочого процесу струминного насоса зазвичай використовують диференціальні рівняння руху в'язкої рідини [1] із залученням напівемпіричних теорій турбулентності, рівняння Бернуллі, закони збереження енергії, суцільності рухомого середовища, імпульсу [2] та моменту кількості руху змішуваних потоків, характерні особливості зсувних течій та примежевих шарів рідини, поширення занурених струменів у супутному потоці, метод електрогідродинамічної аналогії [3]. Для підвищення точності аналітичного визначення напірних [4], витратних, кавітаційних та енергетичних характеристик струминного насоса застосовуються емпіричні співвідношення, які визначають нерівномірність розподілу кінематичних параметрів, особливості геометрії елементів ежекційної системи та експериментальні профілі гідродинамічних параметрів. При застосуванні направляючих елементів [5, 6, 7] для закручування змішуваних потоків застосовується теорія вихрових течій. Моделювання робочого процесу свердловинних ежекційних систем за наявності припливу пластової рідини передбачає застосування теорії фільтрації. Теоретичні основи експлуатації газових ежекторів додатково включають основні закони газової динаміки. Зважаючи на складність робочого

процесу струминних насосів широкого поширення набули схеми моделювання гідравлічних зв'язків між елементами ежекційної системи з використанням методу скінченних елементів, для реалізації якого застосовують програмні комплекси Inventor (Autodesk), ANSYS та Solid Work [8, 9].

### Виділення частини невирішеної проблеми

Сучасні методи розрахунку наддолотних ежекційних систем не враховують їх обертання в свердловині. Виникнення відцентрових сил при відносному русі елементів ежекційної системи змінює характер розподілу гідродинамічних параметрів у протічній частині струминного насоса та має безпосередній вплив на його характеристики. Асиметричне обертання струминного насоса, викликане його ексцентричним розміщенням в наддолотній компоновці, підвищує вплив відцентрових сил на точність прогнозування режиму роботи ежекційної системи. В роботі [10] на основі використання закону збереження енергії потоку у вигляді рівняння Бернуллі та закону збереження суцільності змішуваних течій запропонована гідравлічна модель робочого процесу низьконапірного струминного насоса для умов його асиметричного обертання. Інтегрування профілів швидкостей у вхідному та вихідному перерізах камери змішування струминного насоса із врахуванням їх трансформації під дією відцентрових сил дозволило встановити закономірності зміни нерівномірності розподілу кінематичних параметрів від кутової швидкості обертального руху ежекційної системи. Отримані аналітичні залежності, однак, не враховують фактичну відстань між робочою насадкою та камерою змішування, що є причиною виникнення значної похибки теоретичного визначення характеристик високонапірного струминного насоса. На відміну від низьконапірного струминного насоса, вплив даного геометричного параметра на моделювання робочого процесу високонапірних ежекційних систем є визначальним.

### Формулювання мети роботи

Метою досліджень є моделювання робочого процесу високонапірного струминного насоса із врахуванням можливості його обертання в свердловині для умов ексцентричного розміщення у складі наддолотної компоновки. Для виконання поставленої мети необхідно вирішити низку задач:

- встановити закономірності зміни напірних та енергетичних характеристик наддолотної ежекційної системи;

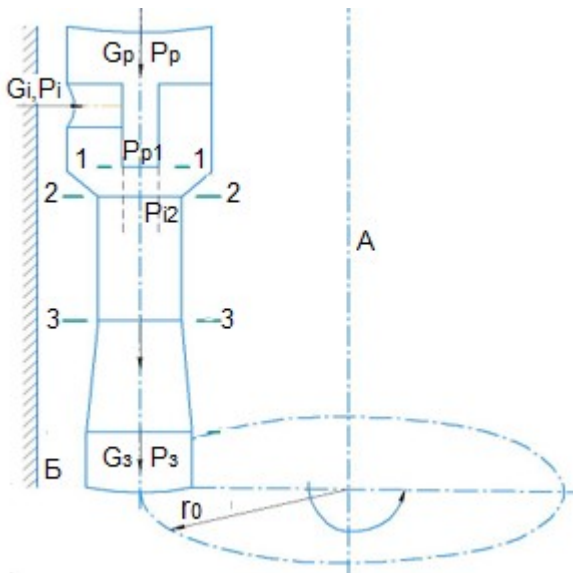
- розрахувати оптимальні співвідношення конструкторських та режимних параметрів свердловинної ежекційної системи;
- визначити границі використання розробленої математичної моделі.

### Висвітлення основного матеріалу

Наддолотні компоновки з ексцентричним розміщенням ежекційної системи відносно осі свердловини зазвичай складаються з паралельно-последовного з'єднання декількох струминних насосів. Гідравлічна схема ежекційної системи високонапірного струминного насоса (рис. 1) відрізняється від схеми для низьконапірного аналога співвідношенням квадратів діаметрів камери змішування та робочої насадки. Відповідно до існуючої класифікації значення геометричного параметра  $K_{сн} = (d_3/d_{рн})^2 \leq 4,0$  відповідають конструкції високонапірного, а значення  $K_{сн} > 4,0$  – низьконапірного струминного насоса.

В процесі моделювання робочого процесу високонапірного струминного насоса враховано зміну перерізу робочого потоку на вхідній ділянці камери змішування від площі  $f_{p1}$  в перерізі 1–1 до площі  $f_{p2}$  в перерізі 2–2. Звуження робочого струменя  $f_{p2} < f_{p1}$  викликане зменшенням статичного тиску на вхідній ділянці камери змішування (рисунок 1). Уточнена модель робочого процесу струминного насоса передбачає зниження тиску ежекційного потоку на величину  $\Delta P_k = P_i - P_2$  (де  $P_2 = P_{p2} = P_{i2}$  – значення статичних тисків у вхідному перерізі (рис. 1) циліндричної камери змішування. Враховуючи загальноприйняте поняття відносного напору  $h = (P_3 - P_i) / (P_p - P_i)$ , структура рівняння напірної характеристики струминного насоса повинна містити складову, що визначає відносні гідравлічні втрати на вхідній ділянці камери змішування  $\Delta P_k / \Delta P_p$  (де  $\Delta P_p$  – різниця тисків робочого  $P_p$  та інжектваного  $P_i$  потоків).

Встановимо залежність між гідродинамічними та конструкторськими параметрами ежекційної системи у випадку асиметричного розміщення високонапірного струминного насоса в свердловині. Вихідне рівняння збереження моменту кількості руху рідини та його наступні перетворення не відрізняються від аналогічних рівнянь, записаних для низьконапірного насоса [10]. Використовуючи рівняння Бернуллі, запи-



А – вісь свердловини; Б – стінка свердловини;  
 $G_p, G_i, G_3$  – масові витрати робочого,  
 інжектованого та змішаного потоків;  
 $P_p, P_i, P_3$  – значення робочого, інжектованого  
 та змішаного тисків;  $r_0$  – ексцентриситет  
 розміщення струминного насоса в свердловині;  
 1-1 – вихідний переріз робочої насадки;  
 2-2 – вхідний переріз камери змішування;  
 3-3 – вихідний переріз камери змішування

**Рисунок 1 – Гідравлічна схема ежекційної системи з асиметрично розміщеним струминним насосом**

шемо формулу для визначення напорів інжектованого  $H_{i2}$  та робочого  $H_{p2}$  потоків у вхідному перерізі камери змішування (рис. 1) з врахуванням гідравлічних втрат на її вхідній ділянці

$$H_{i2} = \frac{P_i}{\rho g} - \frac{\Delta P_k}{\rho g}; \quad (1)$$

$$H_{p2} = \frac{P_p}{\rho g} - \frac{V_{p1}^2}{2\phi_1^2 g} - \frac{\Delta P_k}{\rho g} = \frac{P_p}{\rho g} - \frac{G_p^2}{2\phi_1^2 f_{p1}^2 g \rho^2} - \frac{\Delta P_k}{\rho g}, \quad (2)$$

де  $\rho$  – густина потоку;

$g$  – прискорення земного тяжіння;

$V_{p1}$  – швидкість потоку у вихідному перерізі робочої насадки;

$\phi_1$  – коефіцієнт швидкості у вихідному перерізі робочої насадки.

Рівняння для визначення напору змішаного потоку має вигляд

$$H_{33} = \frac{P_3}{\rho g} - \frac{\phi_3^2 V_3^2}{2g} = \frac{P_3}{\rho g} - \frac{\phi_3^2 G_3^2}{2g f_3^2 \rho^2}, \quad (3)$$

де  $\phi_3$  – коефіцієнт швидкості у вихідному перерізі камери змішування;

$V_3$  – швидкість потоку у вихідному перерізі камери змішування;

$f_3$  – площа перерізу камери змішування.

Враховуючи закон збереження моменту кількості руху рідини, рівняння балансу потужностей для проточної частини струминного насоса матиме вигляд [10]

$$G_3 g H_{33} - G_i g H_{i2} - G_p g H_{p1} = \phi_{2i} G_i \omega^2 r_0^2, \quad (4)$$

де  $\phi_{2i}$  – коефіцієнт швидкості інжектованого потоку у вхідному перерізі камери змішування;

$\omega$  – кутова швидкість обертання струминного насоса.

Після підстановки формул (1) – (3) в останнє рівняння отримаємо

$$\frac{G_3 P_3}{\rho} - \frac{\phi_3^2 G_3^2}{2 f_3^2 \rho^2} - \frac{G_i P_i}{\rho} + \frac{G_p \Delta P_k}{\rho} - \frac{G_p P_p}{\rho} + \frac{G_p^3}{2 \phi_1^2 f_{p1}^2 \rho^2} + \frac{G_p \Delta P_k}{\rho} = \phi_{2i} G_i \omega^2 r_0^2 \quad (5)$$

або

$$\left( \frac{G_3 P_3}{\rho} - \frac{G_3 P_i}{\rho} \right) - \left( \frac{G_p P_p}{\rho} - \frac{G_p P_i}{\rho} \right) = \frac{\phi_3^2 G_3^3}{2 f_3^2 \rho^2} - \frac{G_p^3}{2 \phi_1^2 f_{p1}^2 \rho^2} - \left( \frac{G_i}{\rho} + \frac{G_p}{\rho} \right) \Delta P_k + \phi_{2i} G_i \omega^2 r_0^2. \quad (6)$$

Після здійснення підстановок

$$\Delta P_3 = P_3 - P_i; \Delta P_p = P_p - P_i; G_3 = G_i + G_p$$

в рівняння (6) отримаємо

$$\frac{G_3}{\rho} \Delta P_3 - \frac{G_p}{\rho} \Delta P_p = \frac{\phi_3^2 G_3^3}{2 f_3^2 \rho^2} - \frac{G_p^3}{2 \phi_1^2 f_{p1}^2 \rho^2} - \frac{G_3}{\rho} \Delta P_k + \phi_{2i} G_i \omega^2 r_0^2. \quad (7)$$

Поділимо обидві частини рівняння (7) на формулу, що визначає витрату робочого потоку

$$G_p^2 = 2 \phi_1^2 f_{p1}^2 \rho \Delta P_p.$$

Тоді, враховуючи співвідношення, що визначає величину відносного напору

$h = \Delta P_3 / \Delta P_p$  струминного насоса, отримаємо

$$h = \phi_1^2 \phi_3^2 \frac{G_3^2}{G_p^2} \frac{f_{p1}^2}{f_3^2} + \frac{2 \phi_1^2 \phi_{2i} G_i \omega^2 r_0^2 f_{p1}^2 \rho^2}{G_p^2 G_3} - \frac{\Delta P_k}{\Delta P_p}. \quad (8)$$

Після здійснення очевидних перетворень

$$\frac{G_3^2}{G_p^2} = \left( \frac{G_i + G_p}{G_p} \right)^2 = (1+i)^2; \quad (9)$$

$$\frac{G_i}{G_3} = \frac{1}{1+1/i}; \quad \frac{f_{p1}^2}{f_3^2} = \frac{1}{K_{сн}^2}$$

отримаємо характеристику додаткового напору для високонапірного струминного насоса за умови його ексцентричного обертання в свердловині

$$h_0 = \frac{\varphi_1^2 G_3^2}{K_{сн}^2} (1+i)^2 + \frac{2\varphi_1^2 \varphi_{2i} \omega^2 r_o^2 f_{p1}^2 \rho^2}{G_p^2 (1+1/i)} - \frac{\Delta P_{\kappa}}{\Delta P_p}. \quad (10)$$

В процесі подальшого аналізу необхідно встановити взаємозв'язок між відносними гідравлічними втратами  $\Delta P_{\kappa} / \Delta P_p$ , коефіцієнтом інжекції  $i$  та ступенем звуження робочого потоку  $f_{p1} / f_{p2}$ . Враховуючи значення гідравлічних втрат на вхідній ділянці камери змішування  $\Delta P_{\kappa}$  і в робочій насадці  $\Delta P_p$

$$\Delta P_{\kappa} = \frac{G_i^2}{2\varphi_4^2 f_{i2}^2 \rho_i}; \quad (11)$$

$$\Delta P_p = \frac{G_p^2}{2\varphi_1^2 f_{i1}^2 \rho_p}, \quad (12)$$

де  $\varphi_4$  – коефіцієнт швидкості для інжектівного потоку.

Визначимо відносні гідравлічні втрати на вхідній ділянці камери змішування

$$\frac{\Delta P_{\kappa}}{\Delta P_p} = \frac{\varphi_1^2 i^2 \rho_p}{\varphi_4^2 \rho_i} = \frac{\varphi_1^2 i^2 \rho_p}{\varphi_4^2 \rho_i} \left( \frac{f_3}{f_{p1}} - \frac{f_{p2}}{f_{p1}} \right)^2. \quad (13)$$

В подальшому аналізі використовуємо рівняння Бернуллі. Для перерізу робочого потоку перед робочою насадкою (в бурильній колоні) і на вході в камеру змішування запишемо систему рівнянь

$$\begin{cases} P_p - P_{p2} = \Delta P_p + \Delta P_{\kappa}; \\ P_p + \frac{V_{\kappa}^2}{2g} = P_{p2} + \frac{V_{p2}^2}{2g}, \end{cases} \quad (14)$$

де  $V_{\kappa}$  – швидкість робочого потоку в бурильній колоні.

Враховуючи, що  $V_{\kappa} \ll V_{p2}$ , тобто  $V_{\kappa} \approx 0$  (внаслідок того, що площа перерізу бурильної колони набагато більша площі перерізу робочої насадки), після заміни швидкості витратою і розв'язку системи (14) отримаємо

$$f_{p2} = \frac{Q_{p2}}{2g(\Delta P_p + \Delta P_{\kappa})}. \quad (15)$$

Використовуючи рівняння Бернуллі для перерізу робочого потоку в бурильній колоні і для вихідного перерізу робочої насадки (переріз 1-1 на рисунку 1)

$$\begin{cases} P_p - P_{p1} = \Delta P_p; \\ P_p + \frac{V_{\kappa}^2}{2g} = P_{p1} + \frac{V_{p1}^2}{2g}, \end{cases} \quad (16)$$

аналогічно отримаємо формулу для визначення площі перерізу робочого потоку  $f_{p1}$

$$f_{p1} = \frac{Q_{p2}}{2g\Delta P_p}. \quad (17)$$

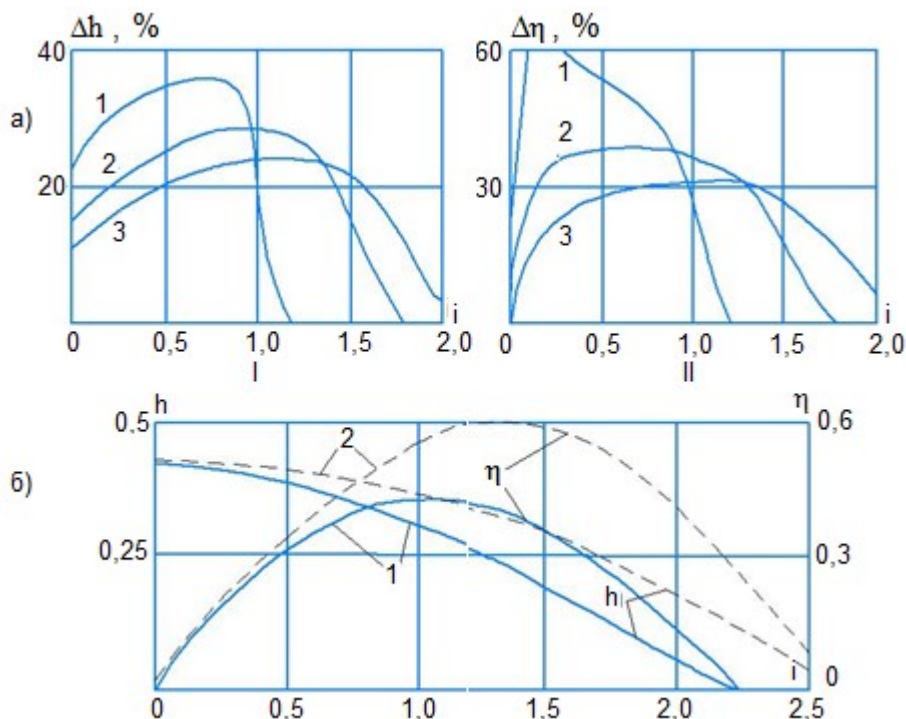
Враховуючи рівняння (15), (17), отримаємо формулу для визначення степені звуження робочого потоку

$$\frac{f_{p1}}{f_{p2}} = \sqrt{1 + \frac{\Delta P_{\kappa}}{\Delta P_p}}. \quad (18)$$

Спільний розв'язок рівнянь (10), (13), (18) дозволяє побудувати напірну характеристику високонапірного струминного насоса.

Дослідження отриманих аналітичних залежностей проведені для струминного насоса, значення геометричного параметра для якого змінюється в діапазоні від  $K_{сн} = 2$  до  $K_{сн} = 4$ . Повна напірна характеристика струминного насоса визначається шляхом сумування додаткового динамічного напору, розрахованого за рівнянням (10), та напору, отриманого для нерухомого високонапірного насоса за методикою Соколова Е.Я. і Зінгера Н.М. [4]. Згадана методика визначення характеристики високонапірного струминного насоса використана також для проведення порівняльного аналізу ефективності застосування рухомої та нерухомої ежекційних систем.

Визначимо характер зміни зростання напору та струминного насоса, викликаного його обертанням, залежно від величини коефіцієнта інжекції. На відміну від аналогічних залежностей для низьконапірних насосів, наведені на рисунку 2, а напірна та енергетична характеристики мають чітко визначений екстремум, що, ймовірно, пов'язано із врахуванням більшої кількості факторів при моделюванні робочого процесу високонапірного струминного насоса. Необхідно відзначити, що зростання напору та ККД приймає максимальні значення для струминного насоса з основним геометричним параметром  $K_{сн} = 2$  та зменшується зі зростанням величини  $K_{сн}$ . Значення коефіцієнта інже-

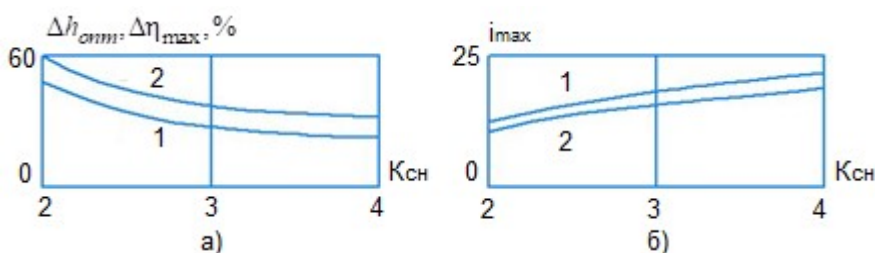


а) зростання напору (I) та ККД (II) для різних значень геометричного параметра:

1 –  $K_{сн} = 2,0$ ; 2 –  $K_{сн} = 3,0$ ; 3 –  $K_{сн} = 4,0$

б) напірні та енергетичні характеристики, отримані за рівняннями для високонапірних (1) та низьконапірних (2) насосів

**Рисунок 2 – Дослідження характеристик високонапірного струминного насоса**



а) зростання оптимального напору (1) та максимального ККД (2); б) максимальні коефіцієнти інжекції для нерухомого насоса (1) та додаткового напору (2), викликаного його обертанням

**Рисунок 3 – Граничні характеристики високонапірного струминного насоса**

кції, які відповідають екстремумам кривих  $\Delta h = f(i)$ ,  $\Delta \eta = f(i)$ , зростають зі збільшенням величини геометричного параметра  $K_{сн}$ .

Порівняльні характеристики ежекційної системи, отримані за методиками для розрахунку високонапірних та низьконапірних гідромашин, побудовані для струминного насоса з геометричним параметром  $K_{сн} = 4$  (рис. 2, б). Порівняльний аналіз запропонованих моделей свідчить про те, що методика розрахунку низьконапірних струминних насосів забезпечує більші значення напору та ККД, ніж аналогічна методика розрахунку для високонапірних насосів. Положення екстремуму на кривій  $\eta = f(i)$  у випадку використання моделі, отриманої для

низьконапірних насосів, зміщене в напрямку більших значень коефіцієнта інжекції.

Характер залежностей зростання оптимального напору  $\Delta h_{опт} = f(K_{сн})$  та максимальних значень ККД  $\Delta \eta_{max} = f(K_{сн})$  (рис. 3, а) аналогічний зміні даних показників, визначених для низьконапірного насоса [10]: зростання оптимального напору та максимального ККД обернено пропорційне величині основного геометричного параметра  $K_{сн}$ .

Наступний етап аналізу передбачає встановлення граничних значень коефіцієнта інжекції, на які поширюється розроблена математична модель. Максимальне значення коефіцієнта інжекції  $i_{max}$  відповідають нульовим значен-

ням напору  $h=0$  струминного насоса. Максимальні значення коефіцієнта інжекції для додаткового динамічного напору можуть бути визначені шляхом розв'язання рівняння (10) відносно коефіцієнта  $i$  після підстановки значень напору  $h=0$ . Максимальні значення коефіцієнта інжекції для нерухомого струминного насоса визначаємо за базовою методикою. Порівняння максимальних значень коефіцієнтів інжекції для рухомого і нерухомого струминних насосів дозволяють визначити область зміни коефіцієнтів  $i$ , на яку поширюється рівняння (10). Обмеження використання запропонованого рівняння, вочевидь, має місце за умови виконання співвідношення

$$i_{\max}^{(n \neq 0)} > i_{\max}^{(n=0)}, \quad (19)$$

де  $i_{\max}^{(n \neq 0)}$ ,  $i_{\max}^{(n=0)}$  – стосується відповідно рухомого та нерухомого струминних насосів.

Згадані залежності для різних значень геометричного параметра  $K_{CH}$  наведені на рисунку 3, б. Аналіз представлених кривих свідчить про невиконання умови (19).

Співвідношення  $i_{\max}^{(n \neq 0)} / i_{\max}^{(n=0)}$ , таким чином, є однією з умов, що визначають границі використання запропонованої моделі. Відповідно до проведених розрахунків величина даного співвідношення становить

$$i_{\max}^{(n \neq 0)} / i_{\max}^{(n=0)} = 0,85 - 0,94, \quad (20)$$

де менше значення стосується геометричного параметра  $K_{CH} = 4$ , а більше – геометричного параметра  $K_{CH} = 2$ .

Наступне обмеження у використанні запропонованої моделі робочого процесу струминного насоса пов'язане з його роботою в умовах нульового значення коефіцієнта інжекції  $i=0$ , яке відповідає максимальному напору  $h = h_{\max}$  ежекційної системи. Аналіз рівнянь (10), (13) свідчить про те, що у випадку, коли величина коефіцієнта інжекції приймає нульові значення  $i=0$ , відносні гідравлічні втрати, пов'язані із звуженням робочого потоку, відсутні  $\Delta P_k / \Delta P_p = 0$ . В реальних струминних насосах звуження робочого потоку зберігається навіть при нульовій швидкості навколишнього середовища, внаслідок чого завжди будуть мати місце гідравлічні втрати  $\Delta P_k / \Delta P_p > 0$ . Іdealізація та спрощення процесів, які відбуваються в проточній частині струминного насоса, можуть стати причиною суттєвих відмінностей в характеристиках модельної та реальної ежекційної систем, яка експлуатується в режимі граничного напору. Таким чином, границі за-

стосування запропонованої моделі, враховуючи рівняння (20), визначаються співвідношенням

$$0 < i < (0,85 - 0,94) i_{\max}. \quad (21)$$

Зважаючи на важливість поняття режиму граничного напору для теорії і практики застосування свердловинних ежекційних систем, розроблену математичну модель робочого процесу струминного насоса необхідно удосконалити і поширити область її застосування на нульові значення коефіцієнта інжекції.

На завершення необхідно відзначити, що складова рівняння додаткового напору, що містить частоту обертання бурильної колони, має однаковий вигляд як для низьконапірного [10], так і для високонапірного (рівняння (10)) струминного насоса.

## Висновки

Запропонована математична модель є теоретичною основою побудови експлуатаційних характеристик високонапірного струминного насоса при його обертанні в свердловині.

1. На основі використання рівнянь збереження імпульсу та моментів кількості руху однорозмірних змішуваних потоків запропоновано математичну модель ексцентрично розміщеного над долотом високонапірного струминного насоса, який обертається навколо осі свердловини.

2. Встановлено закономірності зміни експлуатаційних характеристик наддолотної ежекційної системи в умовах ексцентрично розміщеного високонапірного струминного насоса при його обертанні в свердловині:

- напірна та енергетична характеристики високонапірного струминного насоса мають чітко визначений екстремум;

- максимальне зростання напору та ККД ежекційної системи для умов її асиметричного обертання в свердловині становить відповідно 36,6 % та 62,09 %;

- зростання оптимального напору та максимального ККД оберненопропорційне величині основного геометричного параметра;

3. Границі використання розробленої математичної моделі визначаються співвідношенням максимальних величин коефіцієнтів інжекції для додаткового динамічного напору, викликаного обертанням ежекційної системи і нерухомого струминного насоса. Дане співвідношення повинне знаходитись у діапазоні 0,85-0,94.

Завдання подальших досліджень полягає в промисловій перевірці розробленої методики прогнозування напірних та енергетичних характеристик високонапірного струминного насоса

для умов його ексцентричного розміщення при обертанні в свердловині.

### Література

1. Yong H., Lihong Z., Deyong Z., Hualin L., Jinying W., Jinshen Y., Yugang Z., Zhibin, W. Study on structure parameters of reverse circulation drill bit secondary injector device based on injector coefficient. *IADC/SPE Asia Pacific Drilling Technology Conference*, Singapore. 22–24, 2016. 22–24. <https://doi.org/10.2118/180539-MS>.

2. Паневник Д.А., Паневник А.В. Повышение энергоэффективности использования скважинных струйных насосов. *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>.

3. Kryzhanivskyi E.I., Panevnyk D.A. Improving use efficiency above-bit jet pumps. *Socar proceeding*. 2020. № 2. P. 26–34. <http://www.DOI:10.5510/OGP20200200437>.

4. Соколов Е.Я, Зингер Н.М. Струйные аппараты. М.: Энергоатомиздат, 1989. 352 с.

5. Zhu H. Y., Liu Q.Y. Pressure drawdown mechanism and design principle of jet pump bit. *Scientia Iranica B*. 2015. № 22(3). P. 792–803.

6. Panevnyk D.A. Simulation of a downhole jet-vortex pump's working process. *Nafta-Gaz*. 2021. № 9. P. 579–586. <https://doi.org/10.18668/NG.2021.09.02>.

7. Zhu H. Y., Liu Q.Y., Wang T. Reducing the bottom-hole differential pressure by vortex and hydraulic jet methods. *Journal of Vibroengineering*. 2014. № 8. P. 2224–2249.

8. Qian Y., Wang Y., Fang Z., Chen X., Miedema S.A. Numerical Investigation of the Flow Field and Mass Transfer Characteristics in a Jet Slurry Pump. *Processes*. 2021. № 9(11). 17 p. <https://doi.org/10.3390/pr9112053>.

9. Xu K., Wang G., Wang L., Yun F., Sun W., Wang X., Chen X., 2020. CFD-Based Study of Nozzle Section Geometry Effects on the Performance of an Annular Multi-Nozzle Jet Pump. *Processes*. 8, 2 (133): 18. <https://doi.org/10.3390/pr8020133>.

10. Паневник Д.О. Визначення характеристик струминного насоса при його асиметричному обертанні в свердловині. *Науковий вісник ІФНТУНГ*. 2021. № 2(51). С. 55–65. [https://doi.org/10.31471/1993-9965-2021-2\(51\)-55-65](https://doi.org/10.31471/1993-9965-2021-2(51)-55-65).

### References

1. Yong H., Lihong Z., Deyong Z., Hualin L., Jinying W., Jinshen Y., Yugang Z., Zhibin, W. Study on structure parameters of reverse circulation drill bit secondary injector device based on injector coefficient. *IADC/SPE Asia Pacific Drilling Technology Conference*, Singapore. 22–24, 2016. 22–24. <https://doi.org/10.2118/180539-MS>.

2. Panevny D.A., Panevny A.V. Improving the Energy Efficiency of the Use of Borehole Jet Pumps. *ENERGETIKA. Proceedings of CIS higher education institutions and power engineering associations*. 2020;63(5):462–471. [in Russian] <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2020-63-5-462-471>.

3. Kryzhanivskyi E.I., Panevnyk D.A. Improving use efficiency above-bit jet pumps. *Socar proceeding*. 2020. № 2. P. 26–34. <http://www.DOI:10.5510/OGP20200200437>.

4. Sokolov E.Ya, Zinger N.M. Struynnye apparaty. M.: Energoatomizdat, 1989. 352 p. [in Russian]

5. Zhu H. Y., Liu Q.Y. Pressure drawdown mechanism and design principle of jet pump bit. *Scientia Iranica B*. 2015. № 22(3). P. 792–803.

6. Panevnyk D.A. Simulation of a downhole jet-vortex pump's working process. *Nafta-Gaz*. 2021. № 9. P. 579–586. <https://doi.org/10.18668/NG.2021.09.02>.

7. Zhu H. Y., Liu Q.Y., Wang T. Reducing the bottom-hole differential pressure by vortex and hydraulic jet methods. *Journal of Vibroengineering*. 2014. № 8. P. 2224–2249.

8. Qian Y., Wang Y., Fang Z., Chen X., Miedema S.A. Numerical Investigation of the Flow Field and Mass Transfer Characteristics in a Jet Slurry Pump. *Processes*. 2021. № 9(11). 17 p. <https://doi.org/10.3390/pr9112053>.

9. Xu K., Wang G., Wang L., Yun F., Sun W., Wang X., Chen X., 2020. CFD-Based Study of Nozzle Section Geometry Effects on the Performance of an Annular Multi-Nozzle Jet Pump. *Processes*. 8, 2 (133): 18. <https://doi.org/10.3390/pr8020133>.

10. Panevnyk D.O. Determination of a jet pump characteristics during its asymmetric rotation in a well. *Scientific bulletin ivano-frankivsk national technical university of oil and gas*. 2021. No. 2(51). P. 55–65. [https://doi.org/10.31471/1993-9965-2021-2\(51\)-55-65](https://doi.org/10.31471/1993-9965-2021-2(51)-55-65). [in Ukrainian]