

## ВИЗНАЧЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК СТРУМИННОГО НАСОСА ПРИ ЙОГО АСИМЕТРИЧНОМУ ОБЕРТАННІ В СВЕРДЛОВИНІ

Д. О. Паневник

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

На основі використання закону збереження моменту кількості руху рідини паралельних змішуваних потенціальних потоків з лінійним розподілом тангенціальних швидкостей і радіальним зміщенням відносно осі свердловини запропоновано гідравлічну модель робочого процесу низьконапірного струминного насоса для умов його асиметричного обертання. В ході виведення рівняння напірної характеристики низьконапірного струминного насоса при його асиметричному обертанні в свердловині використано закон збереження енергії потоку у вигляді рівняння Бернуллі та закон збереження суцільності змішуваних течій. Для характеристики нерівномірного розподілу кінематичних параметрів у камері змішування струминного насоса введено коефіцієнт нерівномірності у вигляді співвідношення середніх та осьових колових швидкостей змішуваних потоків. Витрати робочого, інжектованого та змішаного потоків визначаються шляхом інтегрування прийнятих профілів швидкостей у вхідному та вихідному перерізах камери змішування струминного насоса. Розроблена гідравлічна модель дала змогу отримати безрозмірну відносну форму рівняння для визначення додаткового напору струминного насоса, викликаного його асиметричним обертанням у свердловині. Величина додаткового динамічного напору зростає зі збільшенням колової швидкості та зменшенням швидкості робочого потоку. Повний напір, створюваний струминним насосом, розраховується шляхом сумування додаткового напору та напору, отриманого для нерухомої ежекційної системи. Обертання свердловинної ежекційної системи викликає зростання напору та коефіцієнта корисної дії струминного насоса. Запропонована гідравлічна модель може використовуватись для підвищення ефективності прогнозування режиму роботи струминного насоса у складі компоновок для буріння та очищення вибою свердловин.

Ключові слова: свердловинний струминний насос, відносний напір, коефіцієнт інжекції, напірна та енергетична характеристика.

На основе использования закона сохранения момента количества движения жидкости параллельных смешиваемых потенциальных потоков с линейным распределением тангенциальных скоростей и радиальным смещением относительно оси скважины предложена гидравлическая модель рабочего процесса низконапорного струйного насоса для условий его асимметричного вращения. При выводе уравнения напорной характеристики низконапорного струйного насоса при его асимметричном вращении в скважине использован закон сохранения энергии потока в виде уравнения Бернулли и закон сохранения сплошности смешиваемых течений. Для характеристики неравномерного распределения кинематических параметров в камере смешивания струйного насоса введен коэффициент неравномерности в виде соотношения средних и осевых окружных скоростей смешиваемых потоков. Расходы рабочего, инжектируемого и смешанного потоков определяются путем интегрирования принятых профилей скоростей во входном и выходном сечениях камеры смешения струйного насоса. Разработанная гидравлическая модель позволила получить безразмерную относительную форму уравнения для определения дополнительного напора струйного насоса, вызванного его асимметричным вращением в скважине. Величина дополнительного динамического напора возрастает с увеличением круговой скорости и уменьшением скорости рабочего потока. Полный напор, создаваемый струйным насосом, рассчитывается путем суммирования дополнительного напора и напора, полученного для неподвижной эжекционной системы. Вращение скважинной эжекционной системы вызывает рост напора и коэффициента полезного действия струйного насоса. Предложенная гидравлическая модель может использоваться для повышения эффективности прогнозирования режима работы струйного насоса в составе компоновок для бурения и очистки забоя скважин.

Ключевые слова: скважинный струйный насос, относительный напор, коэффициент инжекции, напорная и энергетическая характеристика.

The hydraulic model of low-pressure jet pump working process for conditions of its asymmetric rotation is proposed on the basis of law of conservation of liquid momentum of parallel mixed potential flows with linear distribution of tangential velocities and radial displacement relative to borehole axis. In the process of derivation of the equation of pressure characteristic of low pressure jet pump at its asymmetrical rotation in a borehole the law of conservation of flow energy in the form of Bernoulli's equation and the law of continuity conservation of mixed currents have been used. To characterize uneven distribution of kinematic parameters in the mixing chamber of jet

*pump, the unevenness coefficient in the form of ratio of average and axial circumferential velocities of mixed flows is introduced. Flow rates of working, ejected and mixed streams are determined by integration of the adopted velocity profiles in the inlet and outlet sections of the mixing chamber of the jet pump. The developed hydraulic model allowed obtaining a dimensionless relative form of equation for determining the additional head of the jet pump caused by its asymmetric rotation in the borehole. The magnitude of the additional dynamic head increases as the peripheral velocity increases and the operating flow rate decreases. The total head produced by the jet pump is calculated by summing the additional head and the head obtained for the stationary ejector system. The rotation of the borehole ejection system causes the head and the efficiency of the jet pump to increase. The proposed hydraulic model can be used to improve the efficiency of jet pump mode prediction as a part of assemblies for drilling and bottomhole cleaning.*

Key words: downhole jet pump, relative pressure, injection coefficient, pressure and energy characteristics.

## **Вступ**

Виснаження світових запасів вуглеводнів зумовлює необхідність зростання коефіцієнта нафтовилучення при розробці нафтогазових покладів. Одним із шляхів зменшення обсягів залишкової нафти є збереження природної проникності продуктивного горизонту під час його первинного розкриття. Застосування в процесі буріння наддолотних струминних насосів дозволяє зменшити тиск на вибої свердловини, внаслідок чого запобігається забруднення продуктивного горизонту компонентами промивального розчину та забезпечується природна фільтрація нафтогазонасичених ділянок гірської породи. Зменшення тиску в привибійній зоні свердловини дозволяє також збільшити механічну швидкість буріння [1, 2]. При цьому скорочується тривалість впливу промивального розчину на продуктивний горизонт та зменшується імовірність забруднення останнього. Застосування наддолотних струминних насосів дає змогу підвищити ефективність буріння експлуатаційних свердловин в умовах аномально низьких пластових тисків: зменшення інтенсивності поглинання промивального розчину сприяє зниженню собівартості проведення бурових робіт [3]. Особливості робочого процесу наддолотних ежекційних систем дозволяють збільшити витрату промивального розчину у привибійному контурі циркуляції (порівняно з продуктивністю бурового насоса) без зростання витрати та швидкості руху висхідного потоку в затрубному просторі свердловини. Остання обставина може мати вирішальне значення при бурінні в крихких слабозцементованих породах. Застосування струминного насоса у складі гідравлічного уловлювача дає змогу скоротити тривалість процесу видалення сторонніх предметів, залишених на вибої у процесах буріння та завершення свердловин [4, 5].

Поширення нафтогазових ежекційних технологій стримується недостатньою точністю прогнозування режиму роботи свердловинного струминного насоса викликану складністю механізму змішування потоків при здійсненні

його робочого процесу. Наближений характер моделювання напірних та енергетичних характеристик струминного насоса перешкоджає реалізації оптимального режиму його експлуатації. Зважаючи на низький ККД струминного насоса [6], порушення оптимального режиму його експлуатації може стати основною причиною недостатньої ефективності використання свердловинних ежекційних систем. Удосконалення методів моделювання та підвищення точності прогнозування режиму роботи свердловинних ежекційних систем, таким чином, є актуальним завданням.

## **Аналіз останніх досліджень**

Прогнозування режиму експлуатації свердловинної ежекційної системи передбачає визначення гідродинамічних координат робочої точки насосної установки на основі спільного розв'язку рівнянь характеристики насоса та його гідравлічної системи [7]. Найбільш поширений метод визначення характеристики ежекційної системи заснований [8] на використанні рівняння збереження кількості руху робочого та інжектваного потоку в замкненому об'ємі камери змішування струминного насоса. Розвиток комп'ютерного моделювання викликав появу гідравлічних моделей змішування потоків, рух яких визначається системою диференціальних рівнянь [9]. Розв'язок даних рівнянь, зазвичай, здійснюється методом кінцевих елементів із застосуванням напівемпіричних моделей турбулентності [10, 11]. Моделювання профілів швидкостей змішуваних потоків може здійснюватись з використанням інтегральних методів [12]. Характеристика гідравлічної системи струминного насоса моделюється з використанням законів Бернуллі та неперервності потоку із врахуванням режиму руху рідини в лінійних елементах ежекційної системи [13]. Гідравлічна модель наддолотного струминного насоса реалізується із застосуванням особливостей руху потоків у кільцевих замкнених контурах привибійної циркуляції [14]. Моделювання робочого процесу гідравлічного уловлю-

вача вимагає додаткового визначення умов, які забезпечують надходження залишених у свердловині об'єктів в накопичувальні елементи вибійної компоновки [15]. В процесі визначення границь використання гідравлічних моделей робочого процесу струминного насоса досліджують можливість виникнення в його проточній частині кавітаційних явищ [16].

### Виділення частини невирішеної проблеми

Не зважаючи на значний обсяг проведених досліджень, існуючі методи аналітичного визначення режимних параметрів свердловинних ежекційних систем не враховують обертання струминного насоса в свердловині. Основні закони гідродинаміки (збереження енергії та кількості руху рідини), які застосовуються при моделюванні робочого процесу струминного насоса, описують однорозмірну течію змішуваних потоків, для характеристики кінематичних параметрів якої використовують осьові проєкції швидкостей. Колові проєкції швидкостей змішуваних потоків, зумовлені обертним рухом струминного насоса, при його застосуванні у складі компонок для буріння та очищення вибою не враховуються. Дворовмірний характер руху змішуваних потоків може бути врахований при застосуванні для моделювання гідравлічних процесів в проточній частині струминного насоса диференціальних рівнянь руху рідини другого порядку із використанням часткових похідних і, зокрема, рівнянь Нав'є-Стокса. Отримані із застосуванням спеціальних комп'ютерних програм розв'язки даних рівнянь не дозволяють встановити вигляд аналітичних залежностей між гідродинамічними характеристиками струминного насоса та особливостями його обертання в свердловині.

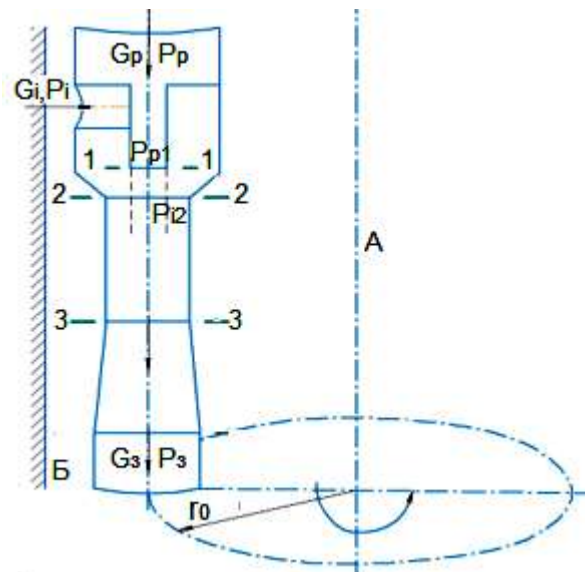
### Формулювання мети роботи

Метою досліджень, результати яких представлені в даній роботі, є розроблення гідравлічної моделі робочого процесу струминного насоса, який входить до складу компонок для буріння та очищення вибою для умов його асиметричного обертання в свердловині.

### Висвітлення основного матеріалу

Практика використання ежекційних технологій налічує значну кількість струминних насосів із зміщеною відносно осі свердловини проточною частиною. Зокрема, це велика група струминних насосів паралельного включення, які застосовують при бурінні, освоєнні та експлуатації свердловин.

Струминний насос встановлений в свердловині із зміщенням  $r_0$  (рис. 1) відносно її осі і обертається разом з бурильною колоною. Робочий потік з витратою  $G_p$  і тиском  $P_p$  надходить на робочу насадку струминного насоса гідравлічним каналом бурильної колони, а інжектований потік з витратою  $G_i$  і тиском  $P_i$  – каналом затрубного простору. Змішаний потік з витратою  $G_3$  і тиском  $P_3$ , що залежить від конструкції пристрою, спрямовується на промивальну систему долота або в наддолотний простір.



*A – вісь свердловини; Б – стінка свердловини*

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

Елементи ежекційної системи, які спрямовують робочий та змішаний потоки, приймають участь в обертному русі разом з бурильною колоною навколо осі свердловини, внаслідок чого робоча та змішана течії також набувають обертального руху. Інжектований потік внаслідок обертання корпусу пристрою починає набувати обертального руху до моменту надходження в проточну частину струминного насоса.

При цьому можна припустити, що нульова швидкість обертання інжектованого потоку має місце на стінці свердловини, а максимальна – на стінці рухомого корпусу пристрою. Процес надання інжектованому потоку обертального руху завершується в камері змішування струминного насоса. Таким чином, характер розподілу колових швидкостей інжектованого потоку у входному перерізі (переріз 2 – 2 на рисунку 1) камери змішування зазвичай залишається невідомим.

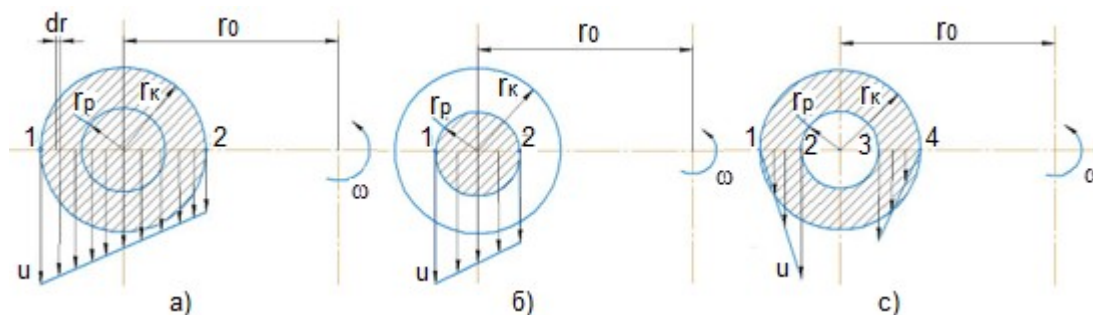


Рисунок 2 – Розподіл колових швидкостей у вихідному перерізі камери змішування для змішаного потоку (а) та у вхідному перерізі на ділянках робочого (б) та інжектваного (в) потоків

**Прийняті при моделюванні припущення**

1. Колова швидкість інжектваного потоку у вхідному перерізі камери змішування змінюється за лінійним законом від нуля на стінці камери змішування до швидкості робочого потоку на межі контакту робочої та інжектваної течій.

2. Гідравлічні втрати, викликані обертанням потоку, є незначними.

3. Звуження робочого струменю на ділянці від робочої насадки (переріз 1–1 на рисунку 1) до вхідного перерізу камери змішування (переріз 2–2) відсутнє.

Перше припущення передбачає визначення середнього значення колової швидкості на вході в камеру змішування на ділянці інжектваного потоку. Враховуючи загальноприйняту в гідродинаміці методологію, середню швидкість потоку необхідно замінити добутком осьової швидкості та коефіцієнта нерівномірності розподілу швидкостей. Друге прийняте припущення використане у процесі встановлення взаємозв'язку між гідродинамічними параметрами потоку в камері змішування та аналогічними параметрами в характерних перерізах струминного насоса, що дозволило суттєво спростити розрахункові рівняння. Останнє припущення стосується виключно низьконапірних насосів, коли невисока швидкість інжектваного потоку не викликає суттєвого звуження робочого струменю.

В процесі моделювання робочого процесу струминного насоса для умов його ексцентричного обертання в свердловині вперше використано теорему збереження моменту кількості руху сталого потоку рідини в каналі, який рівномірно обертається. Відповідно до теореми про момент кількості руху секундна зміна моменту кількості руху  $dL/dt$  дорівнює моменту  $M$  зовнішніх сил, що діють на виділений об'єм рідини

$$\frac{dL}{dt} = M . \quad (1)$$

Застосування рівняння збереження моменту кількості руху потоку дозволяє визначити закономірності впливу процесу обертання експлуатаційної системи на її напірну та енергетичну характеристики, уникаючи безпосереднього розгляду гідравлічних явищ, що мають місце в проточній частині струминного насоса.

До складу рівняння збереження моменту кількості руху рідини входять середні значення колових швидкостей  $u_c$ , зв'язок яких з осьовими  $u_o$  коловими швидкостями виражається за допомогою коефіцієнта нерівномірності швидкості

$$\varphi_2 = \frac{u_c}{u_o} . \quad (2)$$

Індекс “2” в формулі (2) стосується вхідного перерізу камери змішування струминного насоса (рис. 2). Визначимо значення коефіцієнтів нерівномірності швидкостей для змішаного потоку у вихідному перерізі камери змішування. Для плоского двовимірного потоку елементарна витрата рідини через діаметральну площину одиничної ширини визначається як добуток колової швидкості та елементарної довжини  $d\theta = u dr$ .

Враховуючи лінійну залежність колових швидкостей від відстані до осі обертання  $r$  струминного насоса, тобто  $u = \omega r$  (де  $\omega$  – кутова швидкість обертання), витрата змішаного потоку у вихідному перерізі камери змішування в її діаметральній площині на ділянці від точки 1 до точки 2 (рис. 2 а) може бути визначена за формулою

$$Q_3 = \int_{r_o-r_k}^{r_o+r_k} u dr = \int_{r_o-r_k}^{r_o+r_k} \omega r dr = \omega \frac{r^2}{2} \Big|_{r_o-r_k}^{r_o+r_k} = 2\omega r_o r_k , \quad (3)$$

де  $r_k$  – радіус камери змішування струминного насоса;

$r_o$  – відстань між осями свердловини та струминного насоса.

Враховуючи, що одинична площа перерізу між точками 1, 2, через яку рухається коловий потік, становить  $S_k = 2r_k \times 1$ , то середня колова швидкість для змішаного потоку приймає значення

$$u_{c3} = \frac{Q_3}{S_k} = \omega r_o. \quad (4)$$

Таким чином, враховуючи, що для змішаного потоку виконується співвідношення  $u_c = u_o = \omega r_o$ , величина коефіцієнта швидкості у вихідному перерізі камери змішування становить  $\varphi_{23} = 1$ .

Змінюючи границі інтегрування, отримуємо формулу для визначення витрати робочого потоку (рис. 2 б)

$$Q_p = \int_{r_o-r_p}^{r_o+r_p} u dr = \int_{r_o-r_p}^{r_o+r_p} \omega r dr = \omega \frac{r^2}{2} \Big|_{r_o-r_p}^{r_o+r_p} = 2\omega r_o r_p, \quad (5)$$

де  $r_p$  – радіус робочого струменя.

Тоді середня колова швидкість руху робочого потоку через діаметральну поверхню одиничної ширини  $S_p = 2r_p \times 1$  може бути визначена за формулою

$$u_{сep} = \frac{Q_p}{S_p} = \omega r_o, \quad (6)$$

звідки коефіцієнт швидкості для робочого потоку набуде значення  $\varphi_{2p} = 1$ .

Витрату інжектованого потоку визначаємо з врахуванням прийнятого лінійного розподілу колових швидкостей, які приймають нульові значення на стінці камери змішування. На ділянці 1–2 прийнятий закон розподілу колових швидкостей (рис. 2 в) має вигляд

$$u_{1-2} = \omega(r_o + r_p) - \frac{\omega(r_o + r_p)}{r_k + r_p} r, \quad (7)$$

де  $r$  – поточний радіус обертання точки, в якій вимірюється швидкість.

Відповідно до прийнятого розподілу колових швидкостей інжектованого потоку в характерних точках камери змішування приймають значення

точка 1

$$r = r_k - r_p; u = \omega(r_o + r_p) - \frac{\omega(r_o + r_p)}{r_k - r_p}(r_k - r_p) = 0;$$

точка 2

$$r = 0; u = \omega(r_o + r_p).$$

Поточне значення радіуса  $r$  на ділянці 1–2 змінюється від нуля до ширини інжектованого потоку.

Для ділянки 3–4 закон розподілу колових швидкостей запишемо у вигляді

$$u_{3-4} = \frac{\omega(r_o + r_p)}{r_k + r_p} r, \quad (8)$$

а значення колових швидкостей в характерних точках становлять

точка 3:

$$r = r_k - r_p; u = \frac{\omega(r_o + r_p)}{r_o - r_p} = \omega(r_o - r_p);$$

точка 4:

$$r = 0; u = 0.$$

Витрату інжектованого потоку на ділянці 1–2 визначаємо за формулами

$$Q_{1-2} = \int_0^{r_k-r_p} \left[ \omega(r_o + r_p) - \frac{\omega(r_k + r_p)}{r_o - r_p} r \right] dr = \frac{\omega}{2} (r_o + r_p)(r_k + r_p). \quad (9)$$

Витрату інжектованого потоку на ділянці 3–4 визначаємо, враховуючи рівняння (8)

$$Q_{3-4} = \int_0^{r_k-r_p} u_{3-4} dr = \int_0^{r_k-r_p} \frac{\omega(r_k - r_p)}{r_o - r_p} r dr = \frac{\omega}{2} (r_o - r_p)(r_k - r_p). \quad (10)$$

Сумарну витрату інжектованого потоку визначаємо, враховуючи витрату рідини на ділянках 1–2, 3–4

$$Q_{1-4} = Q_i = \frac{\omega}{2} (r_o + r_p)(r_k - r_p) + \frac{\omega}{2} (r_o - r_p)(r_k - r_p) = \omega r_o (r_k - r_p). \quad (11)$$

Враховуючи одиничну площу інжектованого потоку в діаметральному перерізі визначаємо середню колову швидкість

$$u_{ci} = \frac{Q_i}{S_i} = \frac{\omega r_o (r_k - r_p)}{2(r_k - r_p) \cdot 1} = \frac{\omega r_o}{2}. \quad (12)$$

Після підстановки значення осьової швидкості інжектованого потоку  $u_{oi} = \omega r_o$  та рівняння (12) в формулу (2) отримуємо значення коефіцієнта нерівномірності швидкості  $\varphi_{2i} = 0,5$ .

Використаємо рівняння збереження моменту кількості руху до сталого потоку рідини в каналі, що рівномірно обертається навколо осі свердловини. Моменти кількості руху рідини у вхідному та вихідному перерізах камери змішування, враховуючи гідравлічну форму запису для даних величин, можуть бути визначені за формулами

$$M_p = G_p \varphi_{2p} u_{op} r_p; \quad (13)$$

$$M_i = G_i \varphi_{2i} u_{oi} r_i; \quad (14)$$

$$M_3 = G_3 \varphi_{23} u_{o3} r_3, \quad (15)$$

де  $M_p, M_i, M_3$  – моменти, викликані дією зовнішніх сил відповідно на робочий, інжектований та змішаний потік;

$G_p, G_i, G_3$  – масові витрати робочого, інжектованого та змішаного потоків;

$r_p, r_i, r_3$  – відстані від осі обертання до центру мас виділених об'ємів робочого, інжектованого та змішаного потоків.

Колові швидкості  $u_{op}, u_{oi}, u_{o3}$  визначаються для центру мас виділених об'ємів рідини, які знаходяться на осі камери змішування струминного насоса. У випадку симетричного розміщення струминного насоса в свердловині центри мас виділених об'ємів рідини співпадають з віссю обертання, внаслідок чого виконуються співвідношення

$$u_{op} = u_{oi} = u_{o3} = 0;$$

$$r_p = r_i = r_3 = 0.$$

Тоді, враховуючи закон збереження моменту кількості руху рідини, величина сумарного моменту  $M_\Sigma$  дії зовнішніх сил на виділений об'єм рідини приймає значення

$$M_\Sigma = M_3 - M_i - M_p = G_3 \varphi_{23} u_{o3} r_3 - G_i \varphi_{2i} u_{oi} r_i - G_p \varphi_{2p} u_{op} r_p = 0. \quad (16)$$

Таким чином, у випадку симетричного розміщення струминного насоса в свердловині теорема збереження моменту кількості руху рідини не може бути застосована для моделювання робочого процесу ежекційної системи в умовах її обертання в свердловині.

У випадку асиметричного розміщення струминного насоса в свердловині рівняння (16) має вигляд

$$M_\Sigma = M_3 - M_i - M_p = G_3 \varphi_{23} u_{o3} r_o - G_i \varphi_{2i} u_{oi} r_o - G_p \varphi_{2p} u_{op} r_o. \quad (17)$$

Враховуючи, що вісь струминного насоса паралельна осі його обертання, виконується співвідношення

$$u_{o3} = u_{oi} = u_{op} = \omega r_o. \quad (18)$$

Тоді рівняння суми моментів зовнішніх сил матиме вигляд

$$M_3 - M_i - M_p = \omega r_o^2 (\varphi_{23} G_3 - \varphi_{2i} G_i - \varphi_{2p} G_p). \quad (19)$$

Після підстановки значень коефіцієнтів нерівномірності  $\varphi_{23} = 1$ ,  $\varphi_{2i} = 0,5$ ,  $\varphi_{2p} = 1$  запишемо:

$$M_3 - M_i - M_p = \omega r_o^2 (G_3 - 0,5G_i - G_p). \quad (20)$$

Вираз в круглих дужках рівняння (20) може бути перетворений до вигляду

$$M_3 - M_i - M_p = \omega r_o^2 (G_3 - G_i - G_p + 0,5G_i). \quad (21)$$

Тоді, враховуючи баланс витрат потоків, які входять та виходять з камери змішування  $G_3 - G_i - G_p = 0$ , отримаємо

$$M_3 - M_i - M_p = 0,5G_i \omega r_o^2$$

або

$$M_3 - M_i - M_p = \varphi_{2i} G_i \omega r_o^2. \quad (22)$$

Домножимо обидві частини рівняння (22) на величину кутової швидкості  $\omega$ :

$$M_3 \omega - M_i \omega - M_p \omega = \varphi_{2i} G_i \omega^2 r_o^2. \quad (23)$$

Добуток  $M\omega$  – це секундна робота, яку в процесі взаємодії з рідиною здійснює при обертанні камера змішування. Ця робота дорівнює енергії, тобто гідравлічній потужності, яку камера змішування передає рідині за одиницю часу

$$N_3 = M_3 \omega = G_3 g H_{33};$$

$$N_i = M_i \omega = G_i g H_{i2}; \quad (24)$$

$$N_p = M_p \omega = G_p g H_{p1},$$

де  $N_3, N_i, N_p$  – гідравлічна потужність, яка надається змішаному, інжектованому та робочому потокам;

$g$  – прискорення земного тяжіння;

$H_{33}$  – додатковий напір, якого набуває змішаний потік в перерізі 3–3 (рис. 1) внаслідок обертання струминного насоса;

$H_{i2}$  – додатковий напір, якого набуває інжектований потік у перерізі 2–2 (рис. 1);

$H_{p1}$  – додатковий напір, якого набуває робочий потік у перерізі 1–1 (рис. 1).

Необхідно зауважити, що оскільки звуження робочого потоку і гідравлічні втрати на ділянці між перерізами 1–1 та 2–2 відповідно до прийнятого припущення відсутні, то виконується співвідношення  $H_{p1} = H_{p2}$ .

Після підстановки формул (24) в рівняння (23) отримаємо:

$$G_3 g H_{33} - G_i g H_{i2} - G_p g H_{p1} = \varphi_{2i} G_i \omega^2 r_o^2. \quad (25)$$

Наступний етап перетворень передбачає встановлення відповідності між значеннями напорів в перерізах 2–2, 3–3 з аналогічними параметрами, що відповідають характерним перерізам струминного насоса. Використовуючи рівняння Бернуллі, запишемо:

$$\begin{aligned}
 H_{33} &= \frac{P_3}{\rho g} - \frac{\varphi_3^2 V_3^2}{2g} = \frac{P_3}{\rho g} - \frac{\varphi_3^2 G_3^2}{2g f_3^2 \rho^2}; \\
 H_{i2} &= \frac{P_i}{\rho g} - \frac{V_{i2}^2}{2\varphi_4^2 g} = \frac{P_i}{\rho g} - \frac{G_i^2}{2\varphi_4^2 g f_{i2}^2 \rho^2}; \\
 H_{p1} &= \frac{P_p}{\rho g} - \frac{V_{p1}^2}{2\varphi_1^2 g} = \frac{P_p}{\rho g} - \frac{G_p^2}{2\varphi_1^2 g f_p^2 \rho^2},
 \end{aligned} \quad (26)$$

де  $P_3, P_i, P_p$  – значення тисків змішаного, інжектованого та робочого потоків;  
 $\rho$  – густина;

$\varphi_1, \varphi_3, \varphi_4$  – коефіцієнти нерівномірності розподілу швидкостей відповідно у робочому, змішаному та інжектованому потоках;

$V_3$  – швидкість змішаного потоку на виході камери змішування струминного насоса;

$V_{i2}$  – швидкість інжектованого потоку в перерізі 2–2 камери змішування;

$V_{p1}$  – швидкість робочого потоку на виході з робочої насадки струминного насоса;

$f_3$  – площа вихідного перерізу камери змішування;

$f_{i2}$  – площа інжектованого потоку в перерізі 2–2 камери змішування;

$f_p$  – площа вихідного перерізу робочої насадки.

При перетворенні рівнянь (26) враховано взаємозв'язок між швидкістю потоку і його витратою.

Після підстановки формул (26) в рівняння (25) запишемо:

$$\begin{aligned}
 G_3 g \left( \frac{P_3}{\rho g} - \frac{\varphi_3^2 G_3^2}{2g f_3^2 \rho^2} \right) - G_i g \left( \frac{P_i}{\rho g} - \frac{G_i^2}{2\varphi_4^2 g f_{i2}^2 \rho^2} \right) - \\
 - G_p g \left( \frac{P_p}{\rho g} - \frac{G_p^2}{2\varphi_1^2 g f_p^2 \rho^2} \right) = \varphi_{2i} G_i \omega^2 r_o^2 \quad (27)
 \end{aligned}$$

або

$$\begin{aligned}
 \frac{G_3 P_3}{\rho} - \frac{G_i P_i}{\rho} - \frac{G_p P_p}{\rho} = \\
 = \frac{\varphi_3^2 G_3^2}{2f_3^2 \rho^2} - \frac{G_i^2}{2\varphi_4^2 f_{i2}^2 \rho^2} - \frac{G_p^2}{2\varphi_1^2 f_p^2 \rho^2} + \varphi_{2i} G_i \omega^2 r_o^2.
 \end{aligned} \quad (28)$$

Використовуючи співвідношення  $G_i = G_3 - G_p$ , перетворимо рівняння (28) до вигляду

$$\begin{aligned}
 \left( \frac{G_3 P_3}{\rho} - \frac{G_p P_i}{\rho} \right) - \left( \frac{G_p P_p}{\rho} - \frac{G_p P_i}{\rho} \right) = \\
 = \frac{\varphi_3^2 G_3^2}{2f_3^2 \rho^2} - \frac{G_i^2}{2\varphi_4^2 f_{i2}^2 \rho^2} - \frac{G_p^2}{2\varphi_1^2 f_p^2 \rho^2} + \varphi_{2i} G_i \omega^2 r_o^2.
 \end{aligned} \quad (29)$$

Перетворимо рівняння (29), здійснюючи очевидні підстановки

$$\begin{aligned}
 \Delta P_3 = P_3 - P_i, \Delta P_p = P_p - P_i \\
 \frac{G_3}{\rho} \Delta P_3 - \frac{G_p}{\rho} \Delta P_p =
 \end{aligned} \quad (30)$$

$$= \frac{\varphi_3^2 G_3^2}{2f_3^2 \rho^2} - \frac{G_i^2}{2\varphi_4^2 f_{i2}^2 \rho^2} - \frac{G_p^2}{2\varphi_1^2 f_p^2 \rho^2} + \varphi_{2i} G_i \omega^2 r_o^2.$$

Поділимо обидві частини рівняння (30) на формулу, що визначає витрату робочого потоку

$$G_p^2 = 2\varphi_1^2 f_p^2 \rho \Delta P_p. \quad (31)$$

Тоді, враховуючи співвідношення для визначення відносного напору  $h_\delta = \Delta P_3 / \Delta P_p$ , отримаємо:

$$\begin{aligned}
 h_\delta \frac{G_3}{2\varphi_1^2 f_p^2 \rho^2} = \frac{G_p}{2\varphi_1^2 f_p^2 \rho^2} + \frac{\varphi_3^2 G_3^2}{2f_3^2 \rho^2 G_p^2} - \\
 - \frac{G_i^2}{2\varphi_4^2 \rho^2 f_{i2}^2 G_p^2} - \frac{G_p}{2\varphi_1^2 \rho^2 f_p^2} + \frac{\varphi_{2i} G_i \omega^2 r_o^2}{G_p^2}.
 \end{aligned} \quad (32)$$

Звідси

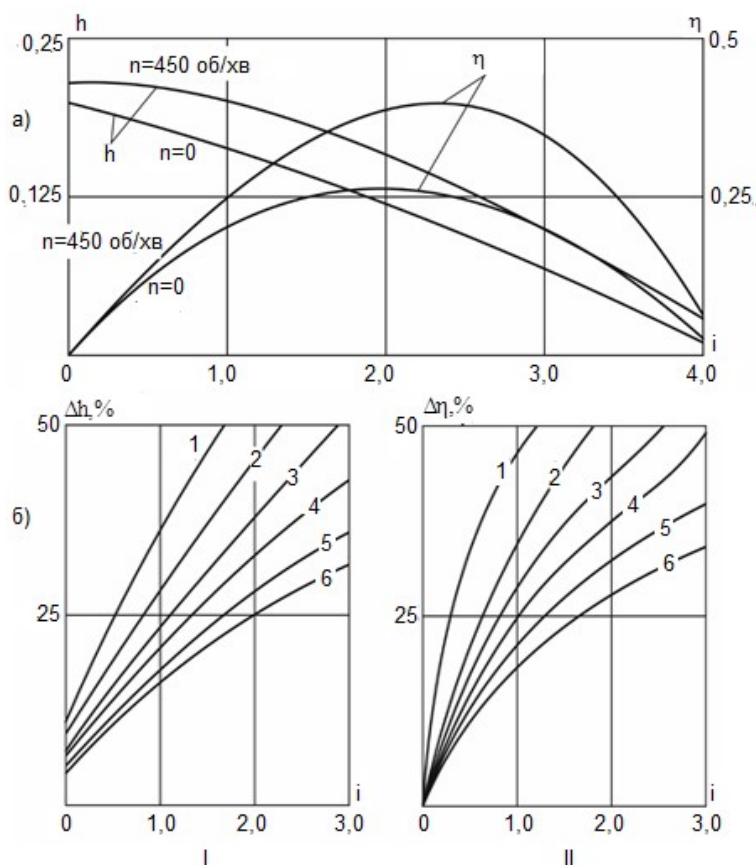
$$\begin{aligned}
 h_\delta = \frac{\varphi_3^2 G_3^2 \varphi_1^2 f_p^2}{G_p^2 f_3^2} - \frac{\varphi_1^2}{\varphi_4^2} \frac{G_i^2}{G_p^2 G_3} \frac{f_p^2}{f_{i2}^2} + \\
 + \frac{2\varphi_{2i} \varphi_1^2 G_i \omega^2 r_o^2 f_p^2 \rho^2}{G_p^2 G_3}.
 \end{aligned} \quad (33)$$

Після здійснення очевидних підстановок в рівняння (33)

$$\begin{aligned}
 \frac{G_3^2}{G_p^2} = \left( \frac{G_i + G_p}{G_p} \right)^2 = (1+i)^2; \\
 \frac{G_i^2}{G_p^2 G_3} = \frac{G_i^2}{G_p^2} = \frac{G_i}{G_i + G_p} = \frac{i^2}{1+1/i}; \\
 \frac{G_i}{G_3} = \frac{G_i}{G_i + G_p} = \frac{1}{1+1/i}; \quad \frac{f_p^2}{f_3^2} = \frac{1}{K_{ch}^2}; \\
 \frac{f_p^2}{f_{i2}^2} = \frac{f_p^2}{(f_3 - f_p)^2} = \frac{1}{(K_{ch} - 1)^2}
 \end{aligned}$$

і відповідних перетворень отримаємо

$$\begin{aligned}
 h_\delta = \varphi_1^2 \times \\
 \times \left[ \frac{\varphi_3^2 (1+i)^2}{K_{ch}^2} - \frac{i^2 (K_{ch} - 1)^2}{\varphi_4^2 (1+1/i)} + \frac{2\varphi_{2i} \omega^2 r_o^2 f_p^2 \rho^2}{G_p^2 (1+1/i)} \right].
 \end{aligned} \quad (34)$$



а) напірна та енергетична характеристика;  
 б) зростання напору (I) та ККД (II) для різних значень геометричного параметра:  
 1 –  $K_{сн}=4,0$ ; 2 –  $K_{сн}=5,0$ ; 3 –  $K_{сн}=6,0$ ; 4 –  $K_{сн}=7,0$ ; 5 –  $K_{сн}=8,0$ ; 6 –  $K_{сн}=9,0$

**Рисунок 3 – Характеристики низьконапірного струминного насоса при обертанні бурильної колони**

Враховуючи співвідношення між масовою  $G_p$  та об'ємною  $Q_p$  витратами, остаточно запишемо:

$$h_0 = \varphi_1^2 \times \left[ \frac{\varphi_3^2 (1+i)^2}{K_{сн}^2} - \frac{i^2 (K_{сн} - 1)^2}{\varphi_4^2 (1+1/i)} + \frac{2\varphi_{2i} \omega^2 r_o^2 f_p^2}{Q_p^2 (1+1/i)} \right] \quad (35)$$

Рівняння (35) визначає величину додаткового динамічного напору  $h_0$ , викликаного обертанням струминного насоса. Повний напір струминного насоса, очевидно, може бути визначений шляхом сумування додаткового напору  $h_0$  та напору  $h$ , отриманого для нерухомої ежекційної системи.

Проаналізуємо отримане рівняння, виходячи із сучасних уявлень про робочий процес струминного насоса. В процесі порівняння характеристик рухомої та нерухомої ежекційної систем розглянемо розрахункові залежності, отримані для низьконапірного струминного насоса з величиною основного геометричного параметра  $K_{сн} = 8$  (рис. 3 а).

Напірна характеристика нерухомого струминного насоса (з нульовою частотою обертання  $n = 0$ ) визначена за методикою Соколова Е.Я. і Зінгера Н.М. [8], яку вважаємо базовою. Повна напірна характеристика струминного насоса для умов його обертання разом з бурильною колоною з частотою  $n = 450$  об/хв отримана шляхом додавання базових та додаткових значень напору.

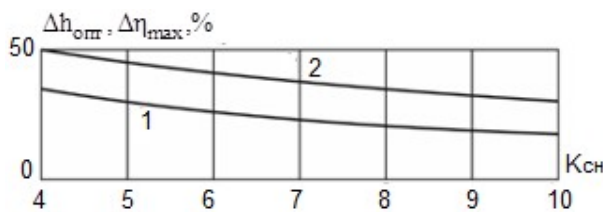
Порівняльний аналіз наведених на рис. 3 а напірних характеристик свідчить про екстремальний характер кривої, яку описує рівняння (35). Енергетична характеристика струминного насоса визначена за загальновідомою формулою  $\eta = hi/(1-h)$  і є подібною для обох розглянутих випадків застосування ежекційної системи. Необхідно відзначити, що у випадку обертання струминного насоса місце розташування екстремуму кривої  $\eta = f(i)$  зміщується в напрямку зростання коефіцієнта інжекції.

Визначимо вплив основних конструкторських та режимних параметрів струминного насоса на викликане його обертанням зростання



напору та ККД ежекційної системи (рис. 3 б). Насамперед необхідно відзначити прямопропорційну залежність зростання напору та ККД від величини коефіцієнта інжекції. Збільшення геометричного параметра  $K_{сн}$ , навпаки, зменшує зростання напору та ККД ежекційної системи.

На рисунку 4 відображено вплив основного геометричного параметра на зростання максимальних значень ККД струминного насоса та відносних напорів, які відповідають даним величинам ККД. Залежності  $\Delta h_{opt} = f(K_{сн})$ ,  $\Delta \eta_{max} = f(K_{сн})$  є подібними і оберненопропорційно залежать від основного геометричного параметра струминного насоса.



**Рисунок 4 – Зростання оптимального напору (1) та максимального ККД (2) струминного насоса**

Визначимо фізичний зміст складової рівняння (35), яка містить величину кутової швидкості обертання струминного насоса. Після відповідних перетворень

$$\frac{2\varphi_{2i}\omega^2 r_o^2 f_p^2}{Q_p^2} = \frac{\omega^2 r_o^2}{Q_p^2 / f_p^2} = \left( \frac{u_o}{V_p} \right)^2 \quad (36)$$

отримаємо квадрат співвідношення колової швидкості точки, розміщеної на осі ежекційної системи, та швидкості потоку в робочій насадці струминного насоса. Враховуючи структуру рівняння (35), можна зробити висновок про те, що додатковий динамічний напір зростає зі збільшенням колової швидкості та зменшенням швидкості робочого потоку. У випадку паралельного з'єднання декількох струминних насосів за умови постійної загальної витрати робочого потоку зменшується витрата  $Q_p$  і швидкість  $V_p$  руху рідини для кожної з робочих насадок ежекційної системи. Тоді, відповідно до формул (35), (36), величина додаткового динамічного напору зростає. Зауважимо, що наведени на рисунках 3, 4 залежності отримані для одного струминного насоса.

## Висновки

1. Розроблено математичну модель робочого процесу низьконапірного струминного насоса на основі визначення моментів кількості руху рідини коаксіальних змішуваних потенціалних потоків з лінійним розподілом тангенціальних швидкостей і радіальним зміщенням відносно центра циркуляції, що дозволило враховувати асиметричне обертання ежекційної системи в свердловині.

2. Встановлено закономірності зміни характеристик ежекційної системи в умовах асиметричного обертання струминного насоса в свердловині:

- залежність додаткового динамічного напору від коефіцієнта інжекції має екстремальний характер;

- в умовах обертання струминного насоса положення максимуму на його енергетичній характеристиці зміщується в напрямку зростання коефіцієнта інжекції;

- підвищення відносного напору і ККД, викликані обертанням низьконапірного струминного насоса, зв'язані з коефіцієнтом інжекції прямопропорційною залежністю;

- підвищення відносного напору і ККД струминного насоса оберненопропорційне його основному геометричному параметру;

- додатковий динамічний напір зростає зі збільшенням швидкості обертання струминного насоса та зменшенням швидкості робочого потоку;

- вплив обертання на відносний напір та ККД зменшується при зростанні основного геометричного параметра струминного насоса.

Завдання подальших досліджень полягає в експериментальній перевірці отриманих при моделюванні робочого процесу свердловинної ежекційної системи напірних та енергетичних характеристик низьконапірного струминного насоса для умов його асиметричного обертання в свердловині.

## Література

1. Murphy D. Practical engineering approach to running bit. What factors affect drilling rate. *Oil and Gas*. 1969. Vol.17. № 11. P.33–35.

2. 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.

3. Suryanarayana P. V., Hasan K., Hughes W. I. Technical Feasibility and Applicability of a concentric jet pump in underbalanced drilling. *SPE/IADS Underbalanced Technology Conference and Exhibition*, Houston, USA, 11-12 October

2004. SPE/IADS 91595. 20 p. <https://doi.org/10.2118/91595-MS>.
4. Coll B., Laws G., Jeanpert J., Sportelli M., Svoboda C., Trimble M. Specialized Tools for Wellbore Debris Recovery. *Oilfield Review*. 2012. Vol. 24. No. 4. P. 46–57.
5. Haughton D.B., Connell P.L. Reliable and Effective Downhole Cleaning System for Debris and Junk Removal. *SPE Asia Pacific Oil & Gas Conference and Exhibition*, Adelaide, Australia, September 11–13, 2006. 9 p. SPE 101727-MS. <https://doi.org/10.2118/101727-MS>.
6. Крижанівський Є.І., Паневник Д.О. Оптимізація конструкторських та режимних параметрів свердловинної ежекційної системи. *Нафтогазова енергетика*. 2020. № 1(33). С. 73–80. [https://doi.org/10.31471/1993-9868-2020-1\(33\)-73-80](https://doi.org/10.31471/1993-9868-2020-1(33)-73-80).
7. 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>.
8. Соколов Е.Я, Зингер Н.М. Струйные аппараты. М.: Энергоатомиздат, 1989. 352 с.
9. 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>.
10. Yapici R., Aldas K. Optimization of water jet pumps using numerical simulation. *Journal of Power and Energy*. 2013. No 6. P. 438–449. <https://doi.org/10.1177/0957650913487529>.
11. Samad A., Nizamuddin M. Flow analyses inside jet pump for oil wells. *International Journal of Fluid Machinery and Systems*. 2013. Vol. 6. No 1. P. 1–10. <https://doi.org/10.5293/IJFMS.2012.6.1.001>.
12. Kryzhanivskiy Ye.I., Panevnyk D.O. The study on the flows kinematics in the jet pump's mixing chamber. *Науковий вісник НГУ*. 2019. No 1. С.62–68. <https://doi.org/10.29202/nvngu/2019-1/7>.
13. Zhu H. Y., Liu Q.Y., Wang T. Reducing the bottom-hole differential pressure by vortex and hydraulic jet methods. *Journal of Vibroengineering*. 2014. No 8. P. 2224–2249.
14. Chen X., Gao D., Guo B. A method for optimizing jet-mill-bit hydraulics in horizontal drilling. *SPE Journal*. 2016. No 4. SPE 178436. P.416–422. <https://doi.org/10.2118/178436-PA>.
15. Паневник О.В., Концур І.Ф., Паневник Д.О. Визначення експлуатаційних параметрів пристрою для очищення вибою свердловини. *Нафтогазова галузь України*. 2016. № 2. С.20–23. <http://elar.nung.edu.ua/handle/123456789/3848>.
16. Domagała M. Simulation of cavitation in jet pumps. *Technical transactions mechanics*. 2013. No 1-M. P. 51–58.

### References

1. Murphy D. Practical engineering approach to running bit. What factors affect drilling rate. *Oil and Gas*. 1969. Vol.17. № 11. P.33–35.
2. 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.
3. Suryanarayana P. V., Hasan K., Hughes W.I. Technical Feasibility and Applicability of a concentric jet pump in underbalanced drilling. *SPE/IADS Underbalanced Technology Conference and Exhibition*, Houston, USA, 11–12 October 2004. SPE/IADS 91595. 20 p. <https://doi.org/10.2118/91595-MS>.
4. Coll B., Laws G., Jeanpert J., Sportelli M., Svoboda C., Trimble M. Specialized Tools for Wellbore Debris Recovery. *Oilfield Review*. 2012. Vol. 24. No. 4. P. 46–57.
5. Haughton D.B., Connell P.L. Reliable and Effective Downhole Cleaning System for Debris and Junk Removal. *SPE Asia Pacific Oil & Gas Conference and Exhibition*, Adelaide, Australia, September 11–13, 2006. 9 p. SPE 101727-MS. <https://doi.org/10.2118/101727-MS>.
6. Kryzhanivskiy Ye.I., Panevnyk D.O. Optimization of design and mode parameters of the well ejection system. *Oil and gas power engineering*. 2020. No 1(33). P. 73–80. [https://doi.org/10.31471/1993-9868-2020-1\(33\)-73-80](https://doi.org/10.31471/1993-9868-2020-1(33)-73-80). [in Ukrainian]
7. Panevnyk D.A., Panevnyk 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. Vol. 63. No 5. P. 462–471. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2020-63-5-462-471> [in Russian]
8. Sokolov E.Ya, Zinger N.M. Struynyie apparaty. M.: Energoatomizdat, 1989. 352 p. [in Russian]
9. 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>.

10. Yapici R., Aldas K. Optimization of water jet pumps using numerical simulation. *Journal of Power and Energy*. 2013. No 6. P. 438–449. <https://doi.org/10.1177/0957650913487529>.
11. Samad A., Nizamuddin M. Flow analyses inside jet pump for oil wells. *International Journal of Fluid Machinery and Systems*. 2013. Vol.6. No 1. P. 1–10. <https://doi.org/10.5293/IJFMS.2012.6.1.001>.
12. Kryzhanivskiy Ye.I., Panevnyk D.O. The study on the flows kinematics in the jet pump's mixing chamber. *Науковий вісник НГУ*. 2019. No 1. P. 62–68. <https://doi.org/10.29202/nvngu/2019-1/7>.
13. Zhu H. Y., Liu Q.Y., Wang T. Reducing the bottom-hole differential pressure by vortex and hydraulic jet methods. *Journal of Vibroengineering*. 2014. No 8. P. 2224–2249.
14. Chen X., Gao D., Guo B. A method for optimizing jet-mill-bit hydraulics in horizontal drilling. *SPE Journal*. 2016. No 4. SPE 178436. P.416–422. <https://doi.org/10.2118/178436-PA>.
15. Panevnyk O.V., Kontsur I.F., Panevnyk D.O. Vyznachennia ekspluatatsiinykh parametriv prystroiu dlia ochyshchennia vyboiu sverdlovyny. *Naftohazova haluz Ukrainy*. 2016. No 2. P.20–23. <http://elar.nung.edu.ua/handle/123456789/3848>. [in Ukrainian]
16. Domagała M. Simulation of cavitation in jet pumps. *Technical transactions mechanics*. 2013. No 1-M. P. 51-58.