

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ В ЗАДАЧАХ НЕРУЙНІВНОГО КОНТРОЛЮ

УДК 622.24 + 621.694.2

DOI: 10.31471/1993-9981-2023-2(51)-72-80

МЕТОД КОНТРОЛЮ КАВІТАЦІЙНИХ ХАРАКТЕРИСТИК СВЕРДЛОВИННОГО СТРУМИННОГО НАСОСА

*Д. О. Паневник**ІФНТУНГ; м. Івано-Франківськ, 76019, вул.Карпатська 1, 15; тел.(0342) 727101;
e-mail: den.panevnik@gmail.com*

Робочий процес струминного насоса відзначається підвищеною імовірністю виникнення кавітації в його проточній частині, що суттєво знижує ефективність та обмежує поширення нафтогазових ежекційних технологій. На основі використання рівняння збереження енергії та неперервності потоку розроблена методика визначення граничних експлуатаційних параметрів свердловинного струминного насоса, які відповідають безкавітаційній роботі ежекційної системи за умови відносного обертання робочого середовища. Розрахункова схема напірної ежекційної системи представлена лінійними гідравлічними опорами бурильної колони і затрубного простору та місцевими опорами у вигляді робочої насадки струминного насоса і промивальних насадок долота. Використовуючи систему рівнянь Бернуллі записаних для характерних перерізів ежекційної системи встановлена відповідність між мінімальним значенням тиску в проточній частині струминного насоса, глибиною свердловини, витратою робочого потоку та діаметром робочої насадки. Відносне обертання змішуваних потоків враховано за допомогою коефіцієнта стиснення робочого струменя, величина якого залежить від параметрів циркуляційного руху змішуваних потоків. Мінімальне значення тиску в проточній частині струминного насоса прямопропорційно залежить від глибини свердловини і витрати робочого потоку та оберенопропорційно – від діаметра робочої насадки. Кавітаційна характеристика ежекційної системи представлена у вигляді залежності граничних експлуатаційних параметрів від величини кута нахилу встановлених в проточній частині струминного насоса направляючих елементів. При збільшенні кута нахилу направляючих елементів мінімальний діаметр робочої насадки струминного насоса зростає. Залежності максимально допустимої витрати робочого потоку та мінімально допустимої глибини розміщення насоса в свердловині відзначаються екстремальною нелінійною залежністю від кута нахилу направляючих елементів.

Ключові слова: струминний насос, ежекційна система, контроль параметрів, кавітація, неперервність потоку, обертання потоку, траєкторя струменя.

The working process of the jet pump is characterized by an increased probability of cavitation in its flowing part, which significantly reduces the efficiency and limits the spread of oil and gas ejection technologies. Based on the use of the equation of energy conservation and flow continuity, a methodology for determining the limiting operating parameters of a downhole jet pump that correspond to cavitation-free operation of the ejection system under the condition of relative rotation of the working medium has been developed. The design scheme of the pressure ejection system is represented by linear hydraulic resistances of the drill string and annulus and local resistances in the form of the working nozzle of the jet pump and the washing nozzles of the bit. Using the system of Bernoulli equations written for the characteristic cross-sections of the ejection system, the correspondence between the minimum pressure value in the flowing part of the jet pump, the depth of the well, the flow rate and the diameter of the working nozzle was established. The relative rotation of the mixed flows was taken into account using the compression ratio of the working flow, the value of which depends on the parameters of the circulation movement of the mixed flows. The minimum pressure value in the flowing part of the jet pump depends directly on the depth of the well and the working flow rate and inversely on the diameter of the working nozzle. The cavitation characteristic of the ejection system is presented in the form of the dependence of the limiting operating parameters on the value of the angle of inclination of the guide elements installed in the flow part of the jet pump. With an increase in the angle of inclination of the guide elements, the minimum diameter of the working nozzle of the jet pump increases. The dependences of the

maximum permissible flow rate and the minimum permissible depth of pump placement in the well are characterized by an extreme nonlinear dependence on the angle of inclination of the guide elements.

Key words: jet pump, ejection system, parameter control, cavitation, flow continuity, flow rotation, jet trajectory.

Вступ

Проблема пошуку нових технологій розробки родовищ вуглеводнів та удосконалення існуючих методів механізованого нафтогазовидобутку зумовлена неперервним зростанням попиту на енергоносії. Нафтогазові ежекційні технології є одним з перспективних напрямків підвищення ефективності розробки покладів вуглеводнів. Струминний насос відзначається надійністю, простою конструкцією, не має рухомих частин, толерантний до агресивних рідин з високою в'язкістю, значним вмістом води, газу, парафіну та абразивних частинок. Ежекційні системи можуть застосовуватись в глибоких, похило-скерованих, горизонтальних і підводних свердловинах та не потребують значних витрат на технічне обслуговування. Суттєвою перевагою застосування ежекційних технологій є можливість встановлення струминного насоса в свердловині гідравлічним способом. При цьому усувається необхідність залучення пересувних мобільних агрегатів та проведення комплексу спуско-підйомних операцій. Використання в конструкції наземних насосних агрегатів газових двигунів, які приводяться в дію спалюванням відсепарованого нафтового газу [1] дозволило значно скоротити собівартість гідроструминного способу нафтовидобутку.

Особливості робочого процесу струминного насоса пов'язані з підвищеною імовірністю виникнення кавітації в його проточній частині. Небезпека виникнення кавітаційного режиму роботи струминного насоса зростає при запуску нових свердловин. Можливість роботи струминного насоса в кавітаційному режимі обмежує мінімальну глибину розміщення

ежекційної системи в свердловині, максимальне значення робочої та інжектваної витрати та мінімальні геометричні розміри вихідного каналу робочої насадки та вхідної ділянки камери змішування. Внаслідок недостатньої точності прогнозування режиму роботи свердловинного струминного насоса його фактичні характеристики можуть суттєво відрізнятись від запланованих. У випадку зниження тиску змішуваних потоків нижче критичного значення відбувається утворення в проточній частині струминного насоса кавітаційної області. Дане явище супроводжується катастрофічним зниженням коефіцієнта корисної дії ежекційної системи, величина якого, зазвичай, знаходиться в діапазоні 26-33 % [2], що є дуже низьким енергетичним показником навіть за умови нормальної експлуатації струминного насоса. Кавітаційний режим роботи струминного насоса характеризується інтенсивним зношуванням елементів проточної частини струминного насоса, що зменшує його довговічність та знижує надійність експлуатації. Зважаючи на значний вплив кавітаційних явищ в струминного насосі на ефективність реалізації нафтогазових ежекційних технологій удосконалення математичних моделей його робочого процесу є актуальним завданням.

Аналіз сучасних закордонних і вітчизняних досліджень і публікацій

Кавітацією називають процес утворення в крапельній рідині бульбашок, заповнених парами або газом, що виділилися з рідини під час зниження статичного тиску до деякого критичного [3]. Кавітація в струминних насосах супроводжується режимами так званої граничної витрати середовища, характерними тим, що

зниження тиску за ділянкою кавітації не супроводжується збільшенням витрати. При цьому зовнішні збурення після ділянки кавітації не передаються через цю ділянку. За результатами класичних досліджень, проведених в Мічиганському університеті (США), для оцінки кавітаційних характеристик струминних насосів запропоновано використовувати кавітаційний індекс [4], який може змінюватись в діапазоні від 0,8 до 1,67. В процесі досліджень розглянуто вісім кореляційних параметрів, а для визначення умов безкавітаційної роботи струминного насоса використано рівняння неперервності змішуваних потоків. В роботі [5] проаналізовано вплив величини місцевих та лінійних гідравлічних втрат, витрати та тиску інжектваного потоку на інтенсивність кавітаційних явищ в проточній частині струминного насоса. Отримані експериментальні результати були проаналізовані за допомогою обчислювальної гідродинаміки. Кавітаційні характеристики струминного насоса значною мірою залежать від величини кута розкриття дифузора, співвідношення площ камери змішування і робочої насадки, довжини та діаметра камери змішування [6]. Певне співвідношення даних параметрів викликає виникнення в струминному насосі трубчастої суперкавітаційної порожнини та її руйнування у низхідному за змішаною течією напрямку. В роботі [7] показана можливість зменшення імовірності кавітаційного режиму роботи ежекційної системи шляхом виконання в камері відновлення швидкостей струминного насоса поздовжніх прямокутних канавок, які сприяють зростанню тиску в зоні змішування потоків. Необхідно також відзначити, що для реалізації окремих ежекційних технологій можливе штучне створення кавітації в проточній частині струминного насоса [8]. Експлуатаційні характеристики струминного насоса можуть визначатись з використанням функції

комплексної змінної [9]. Це дозволило визначити конфігурацію робочого струменя та встановити вплив на величину його радіуса режимних та конструкторських параметрів струминного насоса. Результати наведених в роботі [9] досліджень дозволили розробити математичну модель контролю кінематичних параметрів змішуваних потоків в проточній частині струминного насоса та встановити закономірності розподілу поздовжніх швидкостей в робочому середовищі [10].

Висвітлення невирішених раніше частин загальної проблеми

Сучасні методи визначення кавітаційних характеристик струминного насоса не враховують можливість відносного обертання змішуваних потоків в свердловині, внаслідок чого зменшується точність прогнозування його режимних параметрів та знижується ефективність реалізації нафтогазових ежекційних технологій. Запропоновані автором математичні моделі гідравлічних процесів, що відбуваються при з'єднанні змішуваних потоків [9], [10] є попереднім етапом моделювання робочого процесу струминного насоса в умовах відносного обертання робочого середовища. Поєднання методів розрахунку траєкторії робочого потоку [9] та визначення профілю розподілу швидкостей в робочому середовищі [10] з класичними гідродинамічними моделями дозволяє врахувати вплив обертання змішуваних потоків на кавітаційні характеристики струминного насоса.

Мета та завдання досліджень

Метою досліджень є моделювання процесу виникнення кавітації в робочій насадці струминного насоса для умов симетричного відносного обертання змішуваних потоків.

Поставлена мета передбачає виконання наступних завдань досліджень:

– розроблення розрахункової гідравлічної схеми розміщення нафтового струминного насоса в свердловині;

– встановлення відповідності між мінімальним значенням тиску в проточній частині струминного насоса, глибиною свердловини, витратою робочого потоку та діаметром робочої насадки;
 – встановлення закономірностей впливу обертання потоку на граничні конструктивні та режимні параметри робочого процесу свердловинної ежекційної системи за умови виникнення кавітації в робочій насадці струминного насоса.

Висвітлення основного матеріалу дослідження

В процесі моделювання кавітаційних процесів в свердловинній ежекційній системі необхідно встановити відповідність між мінімальним значенням тиску в проточній частині струминного насоса P_{\min} , глибиною свердловини H_n , витратою робочого потоку Q_p та діаметром робочої насадки d_p

$$P_{\min} = f(H_n, Q_p, d_p) . \quad (1)$$

Дану закономірність необхідно встановити для різних конструкцій свердловини, ежекційної системи та промивальної системи долота. В граничному випадку, коли значення тиску P_{\min} знижується до тиску насичених парів рідини, параметри H_n , Q_p , d_p перетворюються на граничні величини $H_{n\min}$, $Q_{p\max}$, $d_{p\min}$, які відповідають виникненню кавітаційних явищ в проточній частині струминного насоса.

Метод розв'язку поставленої задачі визначається рівнянням

$$d \left(Z + \frac{P}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} \right) = h_{i-j} , \quad (2)$$

де $Z, \frac{P}{\rho g}, \frac{V^2}{2g}$ – геометричний, п'єзометричний та швидкісний напір потоку;

h_{i-j} – втрати напору в потоці між « i » та « j » перерізами;

Z – геометрична координата розрахункового перерізу;

P – гідродинамічний тиск у розрахункових перерізах;

V – швидкість потоку густиною ρ в перерізах площею S_i, S_j ;

g – прискорення земного тяжіння.

Формула (2) є загальною формою запису рівняння збереження енергії потоку (в інтерпретації Бернуллі) і визначає взаємозв'язок гідродинамічних параметрів i -го та j -го перерізів.

Кавітаційну характеристику робочої насадки розглянемо на прикладі використання напірної ежекційної системи (рисунок 1), яка створює пряме промивання вибою. Незважаючи на конструктивну відмінність даної схеми від ежекційних систем, які реалізують зворотне та комбіноване промивання вибою рівняння кавітаційної характеристики струминного насоса буде однаковим для трьох згаданих типів свердловинної компоновки.

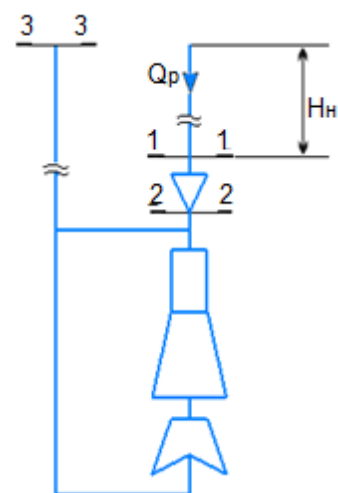


Рисунок 1 – Розрахункова гідравлічна схема для виведення рівняння кавітаційної характеристики свердловинної ежекційної системи

Розрахункова схема представлена гідравлічним каналом бурильної колони, робочою насадкою і камерою змішування з дифузором струминного насоса, промивальною системою долота та

гідрравлічним каналом затрубного простору свердловини. Гідрравлічна схема пристрою визначається сукупністю лінійних (гідрравлічні канали бурильної колони та затрубного простору) та місцевих (робоча насадка струминного насоса та насадки промивальної системи долота) опорів, співвідношення яких визначають характер руху робочого та інжектваного потоку. Гідродинамічні параметри змішуваних потоків визначаємо в характерних перерізах розрахункової гідрравлічної схеми. Переріз 1-1 проведений в колоні труб безпосередньо перед струминним насосом, а переріз 2-2 проходить через робочій струмінь на відстані $x=l_{\min}$ [9] від робочої насадки. Переріз 3-3 проведений на виході потоку на поверхню з кільцевого простору свердловини.

З метою встановлення співвідношень робочої витрати, глибини, розміщення в свердловині та діаметра сопла струминного насоса, які відповідають виникненню гідродинамічної кавітації, запишемо систему рівнянь Бернуллі для характерних перерізів ежекційної системи (рисунок 1)

$$Z_1 + \frac{P_1}{\rho g} + \alpha_1 \frac{V_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{P_2}{\rho g} + \alpha_2 \frac{V_2^2}{2g} + h_{1-2}; \quad (3)$$

$$Z_1 + \frac{P_1}{\rho g} + \alpha_1 \frac{V_1^2}{2g} = Z_3 + \frac{P_3}{\rho g} + \alpha_3 \frac{V_3^2}{2g} + h_{1-3}, \quad (4)$$

де Z_1, Z_2, Z_3 – геометричні відмітки перерізів вибраних для аналізу;

P_1, P_2, P_3 – значення гідродинамічних тисків у вибраних перерізах;

$\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ – коефіцієнти Коріоліса для вибраних перерізів;

V_1, V_2, V_3 – значення швидкостей руху потоків у вибраних перерізах;

h_{1-2} – втрати напору в процесі руху рідини між перерізами 1-1 та 2-2;

h_{1-3} – втрати напору в процесі руху рідини між перерізами 1-1 та 3-3.

Рівняння (3), (4) є частковими формами приведеного в постановці завдання досліджень загального виразу (2).

Розглянемо значення окремих складових рівняння (3) з метою спрощення його структури. Зважаючи на незначну відстань між перерізами 1–1, 2–2 (порівняно з глибиною свердловини приймаємо $Z_1 = Z_2$). Враховуючи турбулентний режим руху рідини коефіцієнти Коріоліса приймають значення $\alpha_1 = \alpha_2 = 1$. Втрати напору між перерізами 1-1 та 2-2 визначаються гідрравлічними втратами в робочій насадці струминного насоса, площа перерізу якої становить f_p , а коефіцієнт витрати – μ_{pn}

$$h_{1-2} = \frac{\Delta P}{\rho g} = \frac{Q_p}{2\mu_{pn}^2 f_p^2 g} \quad (5)$$

Враховуючи аналіз значень, які приймають окремі складові, рівняння (3) приймає вигляд

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + \frac{Q_p}{2\mu_{pn}^2 f_p^2 g} \quad (6)$$

Після заміни швидкості витратою отримаємо формулу для визначення величини тиску в робочому струмені насоса

$$P_2 = P_1 + \frac{\rho}{2} Q_p^2 \left(\frac{1}{f_k^2} - \frac{1}{f_c^2} - \frac{1}{\mu_{pn}^2 f_p^2} \right) \quad (7)$$

де f_k – площа перерізу гідрравлічного каналу колони в перерізі 1-1;

f_c – площа робочого струменя на відстані $x=l_{\min}$ [9] від робочої насадки.

Значення тиску P_1 (рівняння (7)) визначаємо з використанням формули (4). Для спрощення вигляду рівняння (4) площину порівняння проводимо через переріз 1-1, тоді $Z_1=0, Z_3=H_n$. Величина H_n визначає значення гідростатичного тиску, який діє у вихідному перерізі струминного насоса. Враховуючи турбулентний режим руху рідини коефіцієнт Коріоліса приймає значення $\alpha_1 = \alpha_3 = 1$. Вважаємо, що тиск на виході з

свердловини є атмосферним, тобто $P_3=0$ (надлишкове значення).

Втрати напору між перерізами 1-1, 3-3 визначаються гідравлічними втратами у місцевих опорах та лінійними втратами на тертя

$$h_{1-3} = \frac{Q_p^2}{2\mu_{pn}^2 f_p^2 g} + \frac{Q_p^2}{2\mu_\delta^2 f_\delta^2 g} + \lambda \frac{H_n}{D_c - d_k} \frac{Q_p^2}{2gf_{zn}^2} \quad (8)$$

де μ_{pn} – коефіцієнт витрати насадок долота;

f_δ – сумарна площа перерізу насадок долота;

λ – коефіцієнт лінійного гідравлічного опору;

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{Q_p^2}{2gf_k^2} = H_n + \frac{Q_p^2}{2gf_{zn}^2} + \frac{Q_p^2}{2\mu_{pn}^2 f_p^2 g} + \frac{Q_p^2}{2\mu_\delta^2 f_\delta^2 g} + \lambda \frac{H_n}{D_c - d_k} \frac{Q_p^2}{2gf_{zn}^2} \quad (9)$$

звідки

$$P_1 = \rho g H_n + \frac{1}{2} Q_p^2 \left(\frac{1}{f_{zn}^2} - \frac{1}{f_k^2} + \frac{1}{\mu_{pn}^2 f_p^2} + \frac{1}{\mu_\delta^2 f_\delta^2} + \lambda \frac{H_n}{D_c - d_k} \frac{1}{f_{zn}^2} \right) \quad (10)$$

Після підстановки рівняння (10) у формулу (7) отримаємо вираз для визначення тиску в робочому струмені струминного насоса

$$P_2 = \rho g H_n + \frac{1}{2} Q_p^2 \left(\frac{1}{f_{zn}^2} + \frac{1}{\mu_\delta^2 f_\delta^2} - \frac{1}{f_c^2} + \lambda \frac{H_n}{D_c - d_k} \frac{1}{f_{zn}^2} \right) \quad (11)$$

Рівняння (11) встановлює відповідність між мінімальним значенням тиску в проточній частині струминного насоса, глибиною свердловини, витратою робочого потоку та діаметром робочої насадки.

Складова рівняння $\frac{1}{f_c^2}$ характеризує

вплив обертання потоку на кавітаційну характеристику струминного насоса. Кавітаційні явища починаються при зменшенні тиску в робочому струмені до тиску насичених парів рідини для заданої температури $P_2 = P_{nn}$. Враховуючи, що тиск насичених парів є незначним порівняно з гідростатичним тиском в свердловині з достатньою точністю можна прийняти $P_2 = P_{nn} \approx 0$. Тоді розв'язок рівняння (11)

D_c – діаметр свердловини (внутрішній діаметр обсадної колони);

d_k – зовнішній діаметр бурильної колони;

f_{zn} – площа перерізу кільцевого гідравлічного каналу свердловини.

Перші дві складові рівняння (8) визначають гідравлічні втрати відповідно в робочій насадці струминного насоса та в промивальній системі долота. Третя складова рівняння (8) визначена з використанням формули Дарсі-Вейсбаха і характеризує втрати напору в гідравлічному каналі затрубного простору. Враховуючи рівняння (8), а також проведений аналіз формулу (4) запишемо у вигляді

відносно витрати робочого потоку, глибини розміщення струминного насоса в свердловині та площі робочого струменя визначає критичні значення цих параметрів, які забезпечують докавітаційний режим роботи ежекційної системи. Формули для визначення критичних кавітаційних параметрів можуть бути спрощені із врахуванням очевидних співвідношень

$$f_{zn} \approx f_c; f_{zn} \approx f_\delta; 1/f_{zn} \approx 0$$

Тоді враховуючи рівняння (11) отримаємо формули для визначення максимальної робочої витрати $Q_{p \max}$, мінімальної глибини розміщення насоса в свердловині $H_{n \min}$ та мінімальної площі робочої насадки $f_{c \min}$, які відповідають виникненню кавітації в робочому потоці

$$Q_{p \max} = \left(\frac{2gH_n}{\frac{1}{f_c^2} - \frac{1}{\mu_\delta^2 f_\delta^2}} \right)^{0,5}; \quad (12)$$

$$H_{n \min} = \frac{Q_p^2}{2g} \left(\frac{1}{f_c^2} - \frac{1}{\mu_\delta^2 f_\delta^2} \right); \quad (13)$$

$$f_{c \min} = \left(\frac{2gH_n}{Q_p^2} + \frac{1}{\mu_\delta^2 f_\delta^2} \right)^{-0,5} \quad (14)$$

Складові f_c , f_δ можуть бути визначені за формулами

$$f_c = \frac{\pi}{4} d_p^2 \varepsilon^2; \quad f_\delta = \frac{3}{4} \pi d_\delta^2, \quad (15)$$

де ε – коефіцієнт стиснення робочого струменя.

Величина f_δ визначена для випадку використання в промивальній системі долота 3-х насадок. Враховуючи останні формули отримаємо інженерні форми запису рівнянь (12) – (14)

$$Q_{p \max} = \frac{\pi}{4} \left(\frac{2gH_n}{\frac{1}{d_p^4 \varepsilon^4} - \frac{1}{9\mu_\delta^2 d_\delta^4}} \right)^{0,5}; \quad (16)$$

$$\varepsilon = \frac{y}{b} = \left(1 + \frac{4}{\pi} \beta \left(\sin \frac{1,7889\beta b + x}{0,042\beta b} + \frac{1}{2} \ln \left| \operatorname{tg} \left(\frac{\pi}{4} - \frac{1,7889\beta b + x}{0,084\beta b} \right) \right| - 0,2664 \right) \right) \quad (20)$$

В роботі [9] показано, що мінімальне значення тиску в проточній частині струминного апарата відповідає значенню відстані X

$$X_{\min} = \frac{4,4 + 5,1}{2} d_p = 4,75d_p = 9,5b \quad (21)$$

$$\varepsilon = 1 + \frac{4}{\pi} \beta \left(\sin \frac{1,7889\beta - 9,5}{0,042\beta} + \frac{1}{2} \ln \left| \operatorname{tg} \left(\frac{\pi}{4} - \frac{1,7889\beta - 9,5}{0,084\beta} \right) \right| - 0,2664 \right) \quad (22)$$

Рівняння (16) – (18) представимо у безмірному вигляді

$$\begin{aligned} \bar{Q}_{p \max} &= \frac{Q_{p \max}^\beta}{Q_{p \max}^0} = f(\alpha); \\ \bar{H}_{n \min} &= \frac{H_{n \min}^\beta}{H_{n \min}^0} = f(\alpha); \\ \bar{d}_{p \min} &= \frac{d_{p \min}^\beta}{d_{p \min}^0} = f(\alpha), \end{aligned} \quad (23)$$

$$H_{n \min} = \frac{8}{\pi^2} \frac{Q_p^2}{g} \left(\frac{1}{d_p^4 \varepsilon^4} - \frac{1}{9\mu_\delta^2 d_\delta^4} \right); \quad (17)$$

$$d_{p \min} = \frac{2}{\varepsilon \sqrt{\pi} \left(\frac{2gH_n}{Q_p^2} + \frac{16}{9\mu_\delta^2 \pi^2 d_\delta^4} \right)^{0,25}} \quad (18)$$

Аналіз отриманих рівнянь свідчить про те, що область їх використання визначається умовою

$$\frac{1}{d_p^4 \varepsilon^4} - \frac{1}{9\mu_\delta^2 d_\delta^4} > 0 \quad \text{або} \quad d_p < (3\mu_\delta)^{0,5} \frac{d_\delta}{\varepsilon} \quad (19)$$

Невиконання даного співвідношення з фізичної точки зору означає, що у випадку реалізації умови $f_c > f_\delta$ першочергове виникнення кавітації має місце в насадках долота.

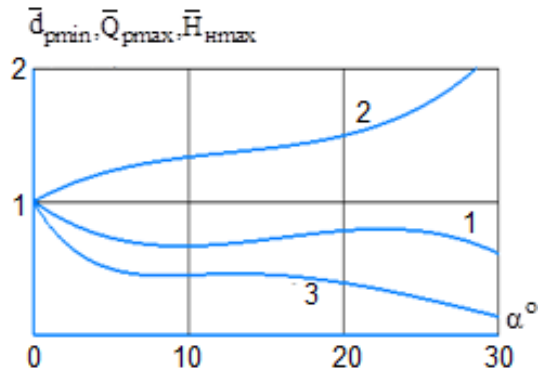
Коефіцієнт стиснення ε визначений в роботі [9].

Оскільки потік двовимірний, то в рівнянні (21) виконується співвідношення $d_p = 2bd$. Після підстановки (21) в (20) отримаємо рівняння для визначення коефіцієнта стиснення для перерізу $X = X_{\min}$

де $Q_{p \max}^0$, $H_{n \min}^0$, $d_{p \min}^0$ – базові значення витрати, глибини розміщення насоса та діаметра насадки отримані для випадку $\beta = 1$.

Коефіцієнт β визначає вплив обертання потоку на параметри ежекційної системи і розраховується за формулою наведеною в роботі [10]. Значення коефіцієнта $\beta = 1$ відповідає нульовій частоті відносного обертання потоку і нульовому куту нахилу направляючих елементів $\alpha = 0$. Аналіз

залежностей (23) (рисунок 2) свідчить про зменшення імовірності виникнення кавітації в робочій насадці струминного насоса в умовах обертання потоку.



1 – мінімальний діаметр насадки; 2 – максимально допустима витрата робочого потоку; 3 – мінімально допустима глибина розміщення насоса в свердловині

Рисунок 2 – Граничні конструктивні та режимні параметри робочого процесу струминного насоса за умови виникнення кавітації в робочій насадці

При цьому мінімально допустимий діаметр робочої насадки струминного насоса і глибина його розміщення в свердловині зменшуються, а максимально допустима робоча витрата зростає.

Висновки

1. Розроблена розрахункова схема для визначення кавітаційних характеристик свердловинного струминного насоса у вигляді сукупності лінійних та місцевих гідравлічних опорів з характерними перерізами перед робочою насадкою, на вході в камеру змішування та на виході з затрубного простору.

2. Мінімальне значення тиску в проточній частині струминного насоса зростає при збільшенні глибини свердловини і витрати робочого потоку та зменшується при зростанні діаметра робочої насадки.

3. Величина кута нахилу направляючих елементів має прямопропорційний вплив на мінімальний діаметр робочої насадки струминного насоса. Залежності

максимально допустимої витрати робочого потоку та мінімально допустимої глибини розміщення насоса в свердловині від кута нахилу направляючих елементів мають екстремальний нелінійний характер.

Завдання подальших досліджень полягає у розробленні програмного забезпечення для автоматизованого використання отриманих залежностей.

Література

1. Muster S., Clark C. Rethink Artificial Lift with Hydraulic Pumping Systems. *Diverse Energy Systems*. 2016. Vol. 3. 12 p. Number Paper LIB145588. http://www.flowfastjetpumps.com/documents/Rethink-ArtflLift_whitepaper.pdf.
2. Samad A., Nizamuddin M. Flow Analyses Inside Jet Pumps Used for Oil Wells. *International Journal of Fluid Machinery and Systems*. 2013. Vol. 6. Issue 1. 10 p. <http://dx.doi.org/10.5293/IJFMS.2012.6.1.001>.
3. Long X., Zhang J., Wang Q., Xiao L., Xu M., Lyu Q., Ji B. Experimental investigation on the performance of jet pump cavitation reactor at different area ratios. *Experimental Thermal and Fluid Science*. 2016. Vol. 78. P. 309–321. <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusc.2016.06.018>.
4. Cunningham R. G., Hansen, A. G., Na T. Y. Jet Pump Cavitation. *Journal of Basic Engineering*. 1970. P.483–492.
5. Gan J., Wang Y., Wang D., Zhang K. Research on the Law of Head Loss of Jet Pumps in the Cavitation State. *ACS Omega*. 2022. Vol. 7. Issue 15. P. 12661–12679. <https://doi.org/10.1021/acsomega.1c06895>.
6. Yunzhi L., Jiong W., Zuti Z., Bin J., Huaiyu C., Shuangjie X., Xiping L. Experimental research on supercavitation in jet pump cavitation reactors for zero flow-ratio conditions. *Physics of Fluids*. 2023. Vol. 35. Issue 7. 15 p. <https://doi.org/10.1063/5.0157802>.
7. Cho Y., Shrestha U. Cavitation Performance Improvement of an Annular Jet

Pump by J-Groove. *The KSFM Journal of Fluid Machinery*. 2020. Vol. 23. No. 4. P.25–35.

<https://doi.org/10.5293/kfma.2020.23.4.025>.

8. Якимечко Я.Я., Зайцев О.М., Чудик І.І., Фем'як Я.М., Федик О.М. Удосконалення технології видобування високов'язких нафт струминними насосами з використанням кавітаційних процесів : монографія. Дрогобич: Посвіт, 2022. 140 с.

9. Паневник Д.О. Використання методу конформних відображень для контролю кавітаційних характеристик струминного насоса. *Методи та прилади контролю якості*. 2022. № 1 (48). С. 18–26. [https://doi.org/10.31471/1993-9981-2022-1\(48\)-18-26](https://doi.org/10.31471/1993-9981-2022-1(48)-18-26).

10. Паневник Д.О. Математична модель контролю кінематичних параметрів змішуваних потоків при обертанні свердловинної ежекційної системи. *Методи та прилади контролю якості*. 2022. № 2 (49). С. 95–102. [https://doi.org/10.31471/1993-9981-2022-2\(49\)-95-102](https://doi.org/10.31471/1993-9981-2022-2(49)-95-102).

References

1. Muster S., Clark C. Rethink Artificial Lift with Hydraulic Pumping Systems. *Diverse Energy Systems*. 2016. Vol. 3. 12 p. Number Paper LIB145588. http://www.flowfastjetpumps.com/documents/Rethink-ArtflLift_whitepaper.pdf.

2. Samad A., Nizamuddin M. Flow Analyses Inside Jet Pumps Used for Oil Wells. *International Journal of Fluid Machinery and Systems*. 2013. Vol. 6. Issue 1. 10 p. <http://dx.doi.org/10.5293/IJFMS.2012.6.1.001>.

3. Long X., Zhang J., Wang Q., Xiao L., Xu M., Lyu Q., Ji B. Experimental investigation on the performance of jet pump cavitation reactor at different area ratios. *Experimental Thermal and Fluid Science*. 2016. Vol. 78. P. 309–321. <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2016.06.018>.

4. Cunningham R. G., Hansen, A. G., Na T. Y. Jet Pump Cavitation. *Journal of Basic Engineering*. 1970. P.483–492.

5. Gan J., Wang Y., Wang D., Zhang K. Research on the Law of Head Loss of Jet Pumps in the Cavitation State. *ACS Omega*. 2022. Vol. 7. Issue 15. P. 12661–12679. <https://doi.org/10.1021/acsomega.1c06895>.

6. Yunzhi L., Jiong W., Zuti Z., Bin J., Huaiyu C., Shuangjie X., Xinping L. Experimental research on supercavitation in jet pump cavitation reactors for zero flow-ratio conditions. *Physics of Fluids*. 2023. Vol. 35. Issue 7. 15 p. <https://doi.org/10.1063/5.0157802>.

7. Cho Y., Shrestha U. Cavitation Performance Improvement of an Annular Jet Pump by J-Groove. *The KSFM Journal of Fluid Machinery*. 2020. Vol. 23. No. 4. P.25–35. <https://doi.org/10.5293/kfma.2020.23.4.025>.

8. Yakimechko Ya.Ya., Zaitsev O.M., Chudyk I.I., Fem'yak Ya.M., Fedyk O.M. Udokonalennya tekhnologii vydobuvannya visokov'язkykh naft struminnymy nasosamy z vykoristannyam kavitatsiinih protsesiv : monografiya. Drogobich: Posvit, 2022. 140 s.

9. Panevnyk D.O. Vikoristannya metodu konformnykh vidobrazhen dlya kontrolyu kavitatsiinih kharakteristik struminnogo nasosa. *Metodi ta priladi kontrolyu yakosti*. 2022. № 1 (48). С. 18–26. [https://doi.org/10.31471/1993-9981-2022-1\(48\)-18-26](https://doi.org/10.31471/1993-9981-2022-1(48)-18-26). [in Ukrainian]

10. Panevnyk D.O. Matematichna model kontrolyu kinematchnykh parametriv zmishuvanikh po-tokiv pri obertanni sverдловинної ежекційної системи. *Metodi ta priladi kontrolyu yakosti*. 2022. № 2 (49). С. 95–102. [https://doi.org/10.31471/1993-9981-2022-2\(49\)-95-102](https://doi.org/10.31471/1993-9981-2022-2(49)-95-102). [in Ukrainian]