№ 2(46) 2026

НАФТОГАЗОВА ЕНЕРГЕТИКА

ISSN 1993-9868 print
ISSN 2415-3109 online

https://nge.nung.edu.ua

Матеріали, конструкції та обладнання об'єктів нафтогазового комплексу

Прийнято 26.03.2026. Прорецензовано 22.09.2026. Опубліковано 30.11.2026.

УДК 622.24 + 621.694.2 **DOI: 10.31471/1993-9868-2026-2(46)-120-128**

ВИЗНАЧЕННЯ КАВІТАЦІЙНИХ ХАРАКТЕРИСТИК СВЕРДЛОВИННОГО СТРУМИННОГО НАСОСА

Паневник Д. О.
Доктор філософії, доцент
Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу)
76019, вул. Карпатська, 15, м. Івано-Франківськ, Україна
https://orcid.org/0000-0002-7853-5051
e-mail: den.panevnik@gmail.com

Анотація. Метою досліджень є розроблення алгоритму визначення характеристик ежекційної системи за умови виникнення кавітації в камері змішування струминного насоса для випадку закручування потоків розміщеними в його проточній частині похилими направляючими елементами. Для досягнення поставленої мети встановлено гідравлічний зв'язок між мінімальним тиском в проточній частині струминного насоса, геометричними розмірами його елементів, конструкцією свердловини та режимом її промивання; визначено граничні експлуатаційні характеристики свердловинних струминних насосів; досліджено вплив кута нахилу елементів розміщених в проточній частині струминного насоса на кавітаційні характеристики ежекційної системи. На основі використання рівняння Бернуллі отримано аналітичну залежність для визначення впливу конструктивних та режимних параметрів на величину мінімального тиску на вході в камеру змішування струминного насоса. Отримане співвідношення подається у вигляді розрахункових алгоритмів, які визначають умови докавітаційної експлуатації ежекційної системи: максимально допустиму витрату робочого потоку, мінімально допустиму глибину розміщення струминного насоса в свердловині та мінімально допустиму площу перерізу інжектованого потоку на вході в камеру змішування. Відносний обертовий рух змішуваних потоків враховано за допомогою коефіцієнта нерівномірності розподілу поздовжніх швидкостей, викликаного закручуванням потоку розміщеними в проточній частині струминного насоса похилими направляючими елементами. Проведеними дослідженнями встановлено обернений вплив кута нахилу розміщених в проточній частині струминного насоса направляючих елементів на максимально допустиму витрату робочого потоку та прямий вплив даного параметра на мінімально допустиму глибину розміщення ежекційної системи в свердловині. Удосконалений розрахунковий алгоритм дає змогу підвищити точність прогнозування режиму роботи свердловинного струминного насоса та підвищити ефективність його використання. Визначення поля допустимих характеристик свердловинного струминного насоса сприяє забезпеченню надійності його експлуатації.

Ключові слова: ежекційна система; відносний напір; інжектований потік; кавітація; закручування потоку.

Запропоноване посилання: Паневник, Д. О. (2026). Визначення кавітаційних характеристик свердловинного струминного насоса. Нафтогазова енергетика, 2(46), 120-128. doi: 10.31471/1993-9868-2026-2(46)-120-128.

* Відповідальний автор

Copyright © The Author(s). This is an open access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution License 4.0 (https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/)

Вступ

Свердловинні струминні насоси в даний час застосовують для буріння свердловин, ліквідації ускладнень при бурінні, первинного розкриття продуктивного горизонту, виклику припливу пластового флюїду після завершення свердловин або використання методів інтенсифікації нафтовидобутку, під час нафтогазовилучення та в системах збору вуглеводнів. Розвиток нафтогазових ежекційних технологій супроводжується періодичною появою нових областей застосування свердловинних струминних насосів. Зокрема, упродовж останніх десятиліть з'явились приклади використання ежекційних систем для ліквідації гідратів в підземному обладнання та підвищення ефективності трубопровідного транспорту високообводненої важкої нафти. Поширеність нафтогазових ежекційних технологій зумовлена відсутністю рухомих частин та простою конструкцією струминних насосів, здатністю застосовуватись у важкодоступних місцях, в агресивних середовищах та складних умовах експлуатації. Обсяги застосування свердловинних струминних насосів зростають внаслідок неперервного ускладнення умов розробки покладів вуглеводнів при зростанні глибини залягання прийнятих в експлуатацію продуктивних горизонтів.

Ефективність реалізації нафтогазових ежекційних технологій стримується підвищеною імовірністю виникнення кавітаційних явищ в проточній частині струминного насоса. При цьому відбувається катастрофічне зниження напору і коефіцієнта корисної дії ежекційної системи та підсилюється інтенсивність зношування елементів проточної частини струминного насоса. Зважаючи на домінуючий вплив збереження суцільності змішуваних потоків на ефективність робочого процесу струминного насоса визначення умов його експлуатації в кавітаційному режимі є актуальним завданням досліджень.

Аналіз сучасних закордонних і вітчизняних досліджень та публікацій

Величина гідравлічних втрат в елементах проточної частини струминного насоса та гідродинамічні характеристики інжектованого потоку значною мірою впливають на імовірність експлуатації ежекційної системи в кавітаційному режимі [1]. Суттєвий вплив на кавітаційні характеристики ежекційної системи мають геометричні розміри та взаємна орієнтація елементів проточної частини струминного насоса, зокрема, величина кута розкриття дифузора, співвідношення площ камери змішування і робочої насадки, довжини та діаметра камери змішування [2]. Несприятливе поєднання згаданих параметрів викликає утворення в струминному насосі трубчастої суперкавітаційної області, що супроводжується її подальшим руйнуванням у напрямку руху змішаної течії. Зменшення імовірності кавітаційного режиму роботи ежекційної системи [3] може бути забезпечене виконанням в камері змішування струминного насоса прямокутних канавок, які підвищують тиск в області змішування потоків. Зростання вхідного тиску збільшує число Рейнольдса та зменшує число кавітації, і, таким чином, підсилює її інтенсивність [4]. Чисельним моделюванням та експериментальними дослідженнями встановлено вплив турбулентності у зсувному шарі змішуваних потоків на величину локального тиску та імовірність встановлення кавітаційного режиму роботи струминного насоса. В процесі високошвидкісної фотозйомки процесу взаємодії змішуваних потоків [5] встановлено взаємозв'язок між вихровими та кавітаційними потоками на окремих стадіях розвитку кавітаційних явищ в проточній частині струминного насоса. Геометричні розміри, форма та взаємна орієнтація елементів проточної частини струминного насоса визначають кінематичні та гідродинамічні параметри змішуваних потоків та безпосередньо впливають на імовірність виникнення кавітаційного режиму роботи ежекційної системи. Суттєвий вплив на розвиток кавітаційних явищ чинить наявність раптових змін площ перерізів, повороти і деформація робочого та інжектованого потоків [6]. Величина тиску на виході з струминного насоса та значення коефіцієнта ежекції пов'язані прямопропорційною залежністю. Даний процес супроводжується зростанням імовірності виникнення розривних явищ у змішуваних потоках [7]. Імовірність роботи в кавітаційному режимі зростає при експлуатації кільцевих струминних апаратів [8], оскільки робочий потік обмежений двома поверхнями, на відміну від ежекційних систем з центральним підведенням робочого потоку. При цьому зростає вплив шорсткості обмежувальних поверхонь на турбулентність примежового шару та величину локального тиску в центрах вихроутворень. Виникнення кавітації в струминному насосі можливе також у випадку його роботи в режимі від'ємних значень коефіцієнта інжекції. У цьому випадку зберігається домінуючий вплив гідродинамічних характеристик змішуваних потоків на імовірність виникнення кавітаційного режиму роботи струминного насоса [9]. В процесі експеримен-

тальних досліджень кривих продуктивності окремих моделей струминного насоса [10] встановлено, що максимальна імовірність роботи ежекційної системи в кавітаційному режимі відповідає нульовому співвідношенню витрат інжектованого та робочого потоків.

Висвітлення невирішених раніше частин загальної проблеми

Дослідження особливостей роботи ежекційної системи не враховують наявності циркуляційного руху потоку, викликаного закручуванням робочого середовища розміщеними в проточній частині струминного насоса похилими направляючими елементами. В роботі [11] запропоновано застосовувати метод конформних відображень для визначення траєкторії переміщення робочого струменя в умовах його обертового руху. Отримана з використанням теорії функцій комплексної змінної залежність зміни площі перерізу робочого струменя від швидкості його обертання дозволила визначити характеристики свердловинного струминного насоса за умови виникнення кавітації в робочій насадці [12]. Визначення характеристик струминного насоса за умови виникнення кавітації в камері змішування струминного насоса вимагає проведення додаткових досліджень.

Мета та завдання досліджень

Метою роботи є розроблення алгоритму визначення характеристик ежекційної системи за умови виникнення кавітації в камері змішування струминного насоса у випадку закручування потоків розміщеними в його проточній частині похилими направляючими елементами. Поставлена мета передбачає виконання наступних завдань досліджень:

– встановлення гідравлічного зв'язку між мінімальним тиском в проточній частині струминного насоса, геометричними розмірами його елементів, конструкцією свердловини та режимом її промивання;

– визначення граничних експлуатаційних характеристик свердловинних струминних насосів;

– дослідження впливу кута нахилу елементів, розміщених в проточній частині струминного насоса, на кавітаційні характеристики ежекційної системи.

Висвітлення основного матеріалу дослідження

Кавітаційна характеристика камери змішування залежить від схеми розміщення струминного насоса в свердловині, яка характеризує особливості визначення гідравлічних втрат у всмоктувальній лінії ежекційної системи. Визначимо рівняння кавітаційної характеристики камери змішування струминного насоса для трьох ежекційних компоновок, які реалізують пряме, всмоктувальне (зворотне) та комбіноване промивання вибою в процесі буріння (рис. 1).

Запишемо рівняння Бернуллі для перерізу 1–1, розміщеного у всмоктувальній лінії на вході інжектованого потоку в струминний насос та перерізу 2–2, який проходить в камері змішування на виході з робочої насадки.

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

де Z_1, Z_2 – геометричні відмітки перерізів, що розглядаються;

P_1, P_2 – значення тисків в перерізах;

ρ – густина промивального розчину;

g – прискорення земного тяжіння;

V_1, V_2 – значення швидкостей руху потоків у перерізах;

α_1, α_2 – коефіцієнти Коріоліса для перерізів, що розглядаються;

h_{1-2} – втрати напору в потоці між перерізами 1–1 та 2–2.

Остання складова рівняння (1) визначає гідравлічні втрати між перерізами 1–1 та 2–2, які характеризують в'язкісний опір на вході інжектованого потоку в камеру змішування. Рівняння (1) має однаковий вигляд незалежно від схеми включення струминного насоса в процесі буріння. З метою спрощення рівняння (1) запишемо очевидні співвідношення

$$Z_1 = Z_2,\ \alpha_1 = \alpha_2 = 1,\ V_1 = \frac{Q_i}{f_1},\ V_i = \frac{Q_i}{f_i},$$

$$h_{1-2} = \xi_{кз} \frac{V_2^2}{2g} = \xi_{кз} \frac{Q_i^2}{2gf_i^2}, \quad (2)$$

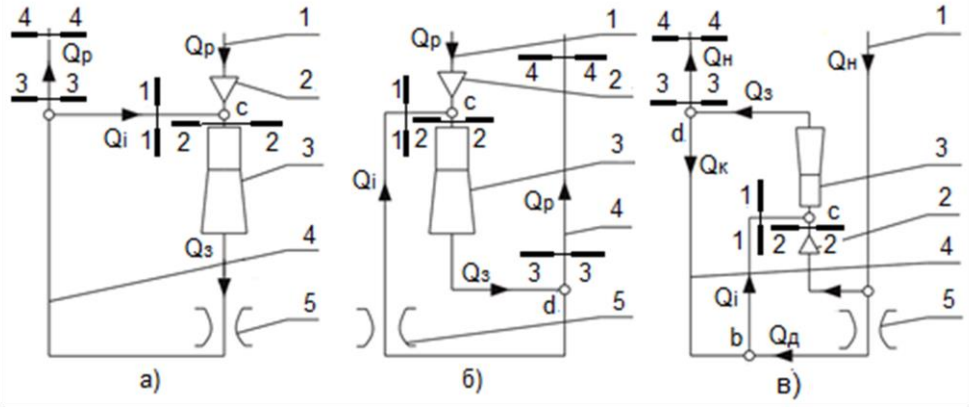
де Q_i – витрата інжектованого потоку;

$\xi_{кз}$ – коефіцієнт гідравлічного опору камери змішування струминного насоса;

f_i – площа перерізу інжектованого потоку на вході в камеру змішування струминного насоса;

f_1 – площа перерізу всмоктувальної лінії струминного насоса.

Площа інжектованого потоку на вході в камеру змішування визначається з врахуванням площі робочого струменя f_c та камери змішування $f_з$: $f_i = f_з - f_c$.



1 – канал бурильної колони; 2 – робоча насадка; 3 – камера змішування з дифузором; 4 – канал затрубного простору; 5 – долото
$Q_р$, $Q_і$, $Q_з$ – витрата робочого, інжектованого та змішаного потоків;
$Q_н$ – продуктивність бурового насоса; $Q_р$ – витрата потоку в промивальній системі долота

Рисунок 1 – Гідравлічні схеми ежекційних систем для прямої (а), зворотної (б) та комбінованої (в) промивок вибою

Після підстановки (2) в (1) отримаємо рівняння для визначення мінімального тиску в проточній частині струминного насоса

$$P_2 = P_1 + \frac{\rho}{2} Q_i^2 \left(\frac{1}{f_1^2} - \frac{1}{f_i^2} - \xi_{кз} \frac{1}{f_i^2} \right). \quad (3)$$

Величина тиску P_1 визначається схемою включення струминного насоса. Незалежно від конструкції ежекційної системи (рис. 1) переріз 3–3 проводимо через початковий, а переріз 4–4 – через кінцевий переріз напірної лінії струминного насоса у вигляді кільцевого каналу, утвореного стінкою свердловини та бурильною колоною. Зв'язок між гідродинамічними параметрами для згаданих перерізів визначається рівнянням Бернуллі

$$Z_3 + \frac{P_3}{\rho g} + \alpha_3 \frac{V_3^2}{2g} = Z_4 + \frac{P_4}{\rho g} + \alpha_4 \frac{V_4^2}{2g} + h_{3-4}, \quad (4)$$

де Z_3, Z_4 – відмітки геометричних положень перерізів 3–3 та 4–4;

P_3, P_4 – значення тисків в перерізах 3–3 та 4–4;

V_3, V_4 – значення швидкостей руху потоків у перерізах 3–3 та 4–4;

α_3, α_4 – коефіцієнти Коріоліса для перерізів, що розглядаються;

h_{3-4} – гідравлічні втрати в кільцевому каналі, який з'єднує струминний насос із устям свердловини.

Проаналізуємо складові рівняння (4), враховуючи, що порівняльна площина проведена через переріз 3–3, тиск у вихідному перерізі дорівнює атмосферному, швидкості в обох розглянутих перерізах однакові, режим руху потоків – турбулентний, а гідравлічні втрати визначаються за формулою Дарсі-Вейсбаха

$$Z_3 = 0,\ Z_4 = H_н,\ \alpha_3 = \alpha_4 = 1,\ P_4 = 0,$$

$$V_3 = V_4,\ h_{3-4} = \lambda \frac{H_н}{D_c - d_к} \frac{Q_н^2}{2g f_{зп}^2}, \quad (5)$$

де $H_н$ – глибина встановлення струминного насоса в свердловині;

λ – коефіцієнт лінійного гідравлічного опору каналу затрубного простору;

D_c, $d_к$ – діаметри свердловини та бурильної колони;

$Q_н$ – продуктивність бурового насоса;

$f_{зп}$ – площа перерізу каналу затрубного простору.

У випадку прямого та зворотного промивання вибою продуктивність поверхневого бурового насоса дорівнює витраті робочого потоку $Q_р$: $Q_н = Q_р$ (рис. 1).

Враховуючи співвідношення (5) рівняння (4), запишемо у вигляді

$$P_3 = \rho g H_н + \lambda \rho \frac{H_н}{D_c - d_к} \frac{Q_н^2}{\left(2 f_{зп}^2\right)}. \quad (6)$$

Визначимо взаємозв'язок між тисками P_1 та P_3 для розглянутих схем використання струминного насоса. У випадку прямого (рис. 1, а) та комбінованого (рис. 1, в) промивання вибою різниця між згаданими тисками є незначною, тому з достатньою для практичних розрахунків точністю можна прийняти $P_1 = P_3$. У випадку зворотного промивання вибою

(рис. 1, б) різниця між згаданими тисками визначається величиною гідравлічних втрат в промивальній системі долота

$$P_1 = P_3 - \frac{\rho Q_i^2}{2\mu_д^2 f_д^2}, \qquad (7)$$

де $\mu_д$ – коефіцієнт витрати промивального отвору долота (коронки);

$f_д$ – площа перерізу промивального отвору долота (коронки).

Після підстановки співвідношень (6), (7) в рівняння (3) запишемо

$$P_2 = \rho g H_н + \lambda \frac{\rho H_н}{D_c - d_к} \frac{Q_н^2}{f_{зп}^2} - \frac{\rho Q_i^2}{2\mu_д^2 f_д^2} + \\ + \frac{\rho}{2} Q_i^2 \left(\frac{1}{f_1^2} - \frac{1}{f_i^2} - \xi_{кз} \frac{1}{f_i^2} \right). \qquad (8)$$

Враховуючи співвідношення між робочою та інжектованою витратою $Q_i = iQ_н$ (де i – коефіцієнт інжекції), перепишемо рівняння (8) у вигляді

$$P_2 = \rho g H_н + \frac{\rho}{2} Q_н^2 i^2 \times \qquad (9)$$
$$\times \left(\lambda \frac{H_н}{D_c - d_к} \frac{1}{f_{зп}^2} - \frac{i}{\mu_д^2 f_д^2} + \frac{1}{f_1^2} - \frac{1}{f_i^2} - \xi_{кз} \frac{1}{f_i^2} \right).$$

Кавітація в проточній частині струминного насоса виникає у випадку зниження тиску до величини тиску насичених парів рідини $P_2 = P_{нп} \approx 0$ (оскільки величина даного тиску набагато менша за значення інших складових рівняння (9)). Рівняння (9) може бути спрощене після підстановки значень $1/f_{зп}^2 \approx 0$, $1/f_1^2 \approx 0$, оскільки $f_{зп} >> f_1$ та $f_1 >> f_i$. Нехтування доданком $1/f_{зп}^2$ дає додатковий запас надійності щодо роботи струминного насоса у безкавітаційному режимі.

$$\rho g H_н - \frac{\rho}{2} Q_н^2 i^2 \left(\frac{i}{\mu_д^2 f_д^2} + \frac{1}{f_i^2}\left(1 + \xi_{кз}\right) \right) = 0. \quad (10)$$

Після відповідних перетворень рівняння (10) отримаємо співвідношення для визначення критичних значень витрати робочого потоку, глибини розміщення струминного насоса в свердловині та площі інжектованого потоку

$$Q_{p\max} = \frac{1}{i} \left(\frac{2gH_н}{\frac{i}{\mu_д^2 f_д^2} + \frac{1+\xi_{кз}}{f_i^2}} \right)^{0,5}; \qquad (11)$$

$$H_{н\min} = \frac{Q_н^2 i^2}{2g} \left(\frac{i}{\mu_д^2 f_д^2} + \frac{1+\xi_{кз}}{f_i^2} \right); \qquad (12)$$

$$f_{i\min} = \left(\frac{1+\xi_{кз}}{\frac{2gH_н}{Q_н^2 i^2} - \frac{i}{\mu_д^2 f_д^2}} \right)^{0,5}, \qquad (13)$$

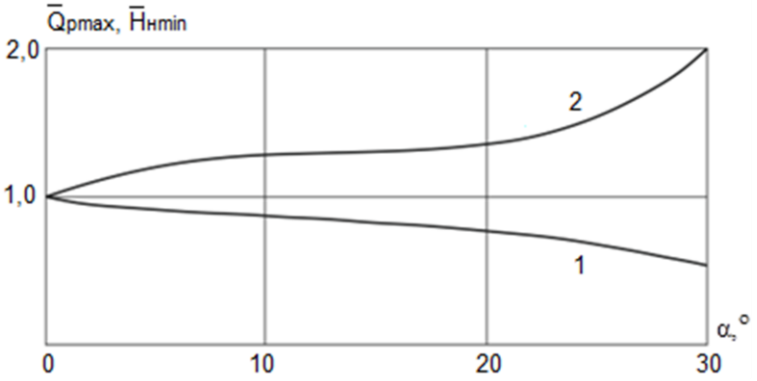
де $Q_{p\max}$, $H_{н\min}$, $f_{i\min}$ – відповідно максимально допустима витрата робочого потоку, мінімально допустима глибина розміщення струминного насоса в свердловині та мінімально допустима площа інжектованого потоку на вході в камеру змішування за умови роботи ежекційної системи у докавітаційному режимі.

Рівняння (11)–(13) стосуються ежекційної системи, яка реалізує зворотне промивання вибою (рис. 1, б). Для двох інших ежекційних систем в рівняннях (11)–(13) відсутня складова, яка визначає гідравлічні втрати в промивальній системі долота. При використанні ежекційної системи, що реалізує комбіноване промивання вибою величину загальної витрати $Q_н$ необхідно замінити на робочу витрату Q_p, значення якої може бути визначене у результаті розв'язання рівнянь балансу витрат та напорів.

Частота обертання струминного насоса впливає на параметри $Q_{p\max}$, $H_{н\min}$, $f_{i\min}$ через коефіцієнт інжекції струминного насоса та площу перерізу інжектованого потоку [11]. Зі збільшенням частоти обертання струминного насоса коефіцієнт інжекції i зростає, а площа інжектованого потоку f_i зменшується. Під дією відцентрових сил, викликаних обертанням струминного насоса, внутрішня границя інжектованого потоку зміщується в радіальному напрямку від осі пристрою, внаслідок чого площа перерізу f_i зменшується. Відповідно до рівняння Бернуллі зменшення перерізу f_i за незмінної витрати викликає зростання швидкості потоку та зниження гідродинамічного тиску. Таким чином, обертання струминного насоса або закручування інжектованого потоку направляючими елементами підвищує імовірність виникнення кавітаційного режиму камери змішування.

З метою спрощення отриманих рівнянь визначимо взаємозв'язок між площею перерізу інжектованого потоку f_i та робочого струменя f_c

$$f_i = f_з - f_c = \frac{\pi}{4}\left(d_з^2 - d_p^2 \varepsilon^2\right), \qquad (14)$$



1 – максимально допустима робоча витрата;
2 – мінімально допустима глибина розміщення в свердловині

Рисунок 2 – Відносні експлуатаційні параметри ежекційної системи за умови виникнення кавітації в камері змішування струминного насоса

де $f_з$, $d_з$ – відповідно площа перерізу та діаметр камери змішування струминного насоса;

ε – коефіцієнт стиснення потоку.

Рівняння для визначення коефіцієнта стиснення потоку наведено в роботі [12]

$$\varepsilon = 1 + \frac{4}{\pi}\beta\left(\sin\frac{1{,}7889\beta - 9{,}5}{0{,}042\beta} + \right.$$
$$\left. + \frac{1}{2}\ln\left|tg\left(\frac{\pi}{4} - \frac{1{,}7889\beta - 9{,}5}{0{,}084\beta}\right)\right| - 0{,}2664\right), \quad (15)$$

де β – коефіцієнт нерівномірності розподілу поздовжніх швидкостей, викликаного закручуванням потоку.

Коефіцієнт β зменшується зі збільшенням кута закручування потоку α [11], [12]

$$\beta = \frac{0{,}3335}{tg^2\alpha} - 0{,}9428tg\alpha\left(\sqrt{\frac{1}{2tg^2\alpha} - 1}\right)^3. \quad (16)$$

Рівняння (16) може застосовуватись при $\alpha < 35{,}26°$.

Інженерні форми запису рівнянь для визначення $Q_{p\max}$, $H_{н\min}$ отримаємо після підстановки (14) в рівняння (11), (12). У випадку прямого та комбінованого промивання вибою після підстановки значень площі перерізу насадок промивальної системи долота $f_д = \infty$ за умови закручування змішуваних потоків отримаємо

$$Q^{\beta}_{p\max} = \frac{\pi}{4i}\left(d_з^2 - d_p^2\varepsilon^2\right)\left(\frac{2gH_н}{\left(1+\xi_{кз}\right)}\right)^{0,5}; \quad (17)$$

$$H^{\beta}_{н\min} = \frac{8}{\pi^2}\frac{Q_н^2 i^2}{g}\frac{1+\xi_{кз}}{\left(d_з^2 - d_p^2\varepsilon^2\right)^2}. \quad (18)$$

Залежності побудовані з використанням рівнянь (16)-(18) наведені на рисунку 2 у відносній формі як відношення фактичних показників до базових, отриманих за відсутності обертання потоку $\bar{Q}_{p\max} = Q^{\beta}_{p\max}/Q_{p\max}$, $\bar{H}_{н\min} = H^{\beta}_{н\min}/H_{н\min}$. Наведені на рисунку 2 залежності побудовані для таких основних вихідних даних: діаметр робочої насадки – 0,012 м; діаметр камери змішування – 0,018 м; коефіцієнт гідравлічного опору камери змішування – 0,1; коефіцієнт інжекції – 1,0.

Відповідно до наведених графіків обертання потоку збільшує мінімально допустиму глибину розміщення струминного насоса в свердловині та зменшує максимально допустиму витрату робочого потоку. Це свідчить про зростання імовірності виникнення кавітаційного режиму камери змішування струминного насоса.

Висновки

В процесі розроблення алгоритму визначення характеристик ежекційної системи за умови виникнення кавітації в камері змішування струминного насоса встановлено:

– мінімальний тиск в проточній частині струминного насоса зростає зі збільшенням глибини його розміщення в свердловині, величини робочої витрати, густини робочого середовища та площі перерізу інжектованого потоку на вході в камеру змішування;

– граничний докавітаційний режим експлуатації свердловинної ежекційної системи визначається максимально допустимою витратою робочого потоку та мінімально допустими значеннями глибини розміщення струминного насоса в свердловині і площі перерізу інжектованого потоку на вході в камеру змішування;

– зростання кута нахилу розміщених в проточній частині струминного насоса направляючих елементів викликає зменшення максимально допустимої витрати робочого потоку та збільшення мінімально допустимої глибини розміщення струминного насоса в свердловині.

Отримані результати дозволяють підвищити точність прогнозування та ефективність використання свердловинних струминних насосів: для кута закрутки потоку 30° максимально допустима витрата зменшується на 30 %, а мінімально допустима глибина зростає вдвічі.

Завдання подальших досліджень полягає у розробленні автоматизованої системи визначення граничних показників експлуатації свердловинних ежекційних систем за умови їх роботи у докавітаційному режимі.

Подяки
Відсутні.

Конфлікт інтересів
Відсутній.

Список використаних джерел

1. 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. № 7(15), P. 12661−12679. https://doi.org/10.1021/acsomega.1c06895.

2. 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. № 35(7). 15 с. https://doi.org/10.1063/5.0157802.

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

4. Zi H., Zhou L., Meng L., Wang Z. Prediction and analysis of jet pump cavitation using Large Eddy Simulation. *Journal of Physics: Conference Series.* 2015. № 656(012142). 5 p. https://doi:10.1088/1742-6596/656/1/012142.

5. Long Y., An C., Zhu R., Chen J. Research on hydrodynamics of high velocity regions in a water-jet pump based on experimental and numerical calculations at different cavitation. *Physics of Fluids*. 2021. № 33(4). 8 p. https://doi.org/10.1063/5.0040618.

6. Wang X., Chen Y., Li M., Xu Y., Wang B., Dang X. Numerical investigation of the cavitation performance of annular jet pumps with different profiles of suction chamber and throat inlet. *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*. 2020. № 14(1). P. 1416–1428. https://doi.org/10.1080/19942060.2020.1824875.

7. 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. № 78. P. 309–321. https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2016.06.018.

8. Wang X., Chen Y., Li M., Xu Y., Wang B., Dang X. Numerical Study on the Working Performance of a Streamlined Annular Jet Pump. *Energies*. 2020. № 13(17). 15 p. https://doi.org/10.3390/en13174411.

9. Long X., Wang J., Zhang J., Ji B. Experimental investigation of the cavitation characteristics of jet pump cavitation reactors with special emphasis on negative flow ratios. *Experimental Thermal and Fluid Science*. 2018. № 96. P. 33–42. https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2018.02.027.

10. Liang Y., Wang J., Zhang Z., Ji B., Cheng H., Long X. Experimental investigation of the flow characteristics of jet pumps for zero flow-ratio conditions. *Preprint from Research Square.* Posted Date: April 19th 2023. 17 p. https://doi.org/10.21203/rs.3.rs-2764117/v1.

11. 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.

12. Паневник Д.О. Метод контролю кавітаційних характеристик свердловинного струминного насоса. *Методи та прилади контролю якості.* 2023. № 2 (51). С. 72–80. https://doi.org/10.31471/1993-9981-2023-2(51)-72-80

References

1. Gan, J., Wang, Y., Wang, D., & Zhang, K. (2022). Research on the law of head loss of jet pumps in the cavitation state. *ACS Omega*, *7*(15), 12661–12679. https://doi.org/10.1021/acsomega.1c06895

2. Yunzhi, L., Jiong, W., Zuti, Z., Bin, J., Huaiyu, C., Shuangjie, X., & Xinping, L. (2023). Experimental research on supercavitation in jet pump cavitation reactors for zero flow-ratio conditions. *Physics of Fluids*, *35*(7), Article 075134. https://doi.org/10.1063/5.0157802

3. Cho, Y., & Shrestha, U. (2020). Cavitation performance improvement of an annular jet pump by J-groove. *The KSFM Journal of Fluid Machinery*, *23*(4), 25–35. https://doi.org/10.5293/kfma.2020.23.4.025

4. Zi, H., Zhou, L., Meng, L., & Wang, Z. (2015). Prediction and analysis of jet pump cavitation using Large Eddy Simulation. *Journal of Physics: Conference Series*, *656*, Article 012142. https://doi.org/10.1088/1742-6596/656/1/012142

5. Long, Y., An, C., Zhu, R., & Chen, J. (2021). Research on hydrodynamics of high velocity regions in a water-jet pump based on experimental and numerical calculations at different cavitation. *Physics of Fluids*, *33*(4), Article 045118. https://doi.org/10.1063/5.0040618

6. Wang, X., Chen, Y., Li, M., Xu, Y., Wang, B., & Dang, X. (2020). Numerical investigation of the cavitation performance of annular jet pumps with different profiles of suction chamber and throat inlet. *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*, *14*(1), 1416–1428. https://doi.org/10.1080/19942060.2020.1824875

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

8. Wang, X., Chen, Y., Li, M., Xu, Y., Wang, B., & Dang, X. (2020). Numerical study on the working performance of a streamlined annular jet pump. *Energies*, *13*(17), Article 4411. https://doi.org/10.3390/en13174411

9. Long, X., Wang, J., Zhang, J., & Ji, B. (2018). Experimental investigation of the cavitation characteristics of jet pump cavitation reactors with special emphasis on negative flow ratios. *Experimental Thermal and Fluid Science*, *96*, 33–42. https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2018.02.027

10. Liang, Y., Wang, J., Zhang, Z., Ji, B., Cheng, H., & Long, X. (2023). *Experimental investigation of the flow characteristics of jet pumps for zero flow-ratio conditions* [Preprint]. Research Square. https://doi.org/10.21203/rs.3.rs-2764117/v1

11. Panevnyk, D. O. (2022). Vykorystannia metodu konformnykh vidobrazhen dlia kontroliu kavitatsiinykh kharakterystyk strumynnoho nasosa [Use of the conformal mapping method to control the cavitation characteristics of a jet pump]. *Metody ta prylady kontroliu yakosti*, (1(48)), 18–26. https://doi.org/10.31471/1993-9981-2022-1(48)-18-26 (in Ukrainian)

12. Panevnyk, D. O. (2023). Metod kontroliu kavitatsiinykh kharakterystyk sverdlovynnoho strumynnoho nasosa [Method for controlling the cavitation characteristics of a drill jet pump]. *Metody ta prylady kontroliu yakosti*, (2(51)), 72–80. https://doi.org/10.31471/1993-9981-2023-2(51)-72-80 (in Ukrainian)

DETERMINATION OF THE CAVITATION CHARACTERISTICS OF A WELL JET PUMP

Panevnyk D. O.
PhD in Technical Sciences, Associate Professor
Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas
76019, Karpatska Str., 15, Ivano-Frankivsk, Ukraine
https://orcid.org/0000-0002-7853-5051
e-mail: den.panevnik@gmail.com

Abstract. The research aims to develop an algorithm to determine the characteristics of the ejection system in the event of cavitation in the mixing chamber of the jet pump, when flows are swirled by inclined guide elements in its flow part. To this end, a hydraulic relationship was established between the minimum pressure in the jet pump's flow section, its geometric dimensions, the well's design and flushing mode. The limiting operational characteristics of downhole jet pumps were determined and the influence of the inclination angle of the elements in the jet pump's flow section on the ejection system's cavitation characteristics was investigated. Using the Bernoulli equation, an analytical dependence was obtained to determine the influence of design and operating parameters on the minimum pressure value at the mixing chamber inlet. This ratio is presented in the form of calculation algorithms that determine the pre-cavitation operating conditions of the ejection system, including the maximum permissible flow rate of the working stream, the minimum permissible depth of the jet pump in the well and the minimum permissible cross-sectional area of the injected stream at the inlet to the mixing chamber. The relative rotational motion of the mixed streams was taken into account using a coefficient that accounts for the uneven distribution of longitudinal velocities caused by the swirling of the stream due to inclined guide elements placed in the flow part of the jet pump. Studies have shown that the angle of inclination of the guide elements in the flow part of the jet pump has an inverse effect on the maximum permissible flow rate of the working stream, while this parameter has a direct proportional effect on the minimum permissible depth of placement of the ejection system in the well. The improved calculation algorithm allows to increase the accuracy of predicting the operating mode of a downhole jet pump and to increase the efficiency of its use. Determining the field of permissible characteristics of a downhole jet pump helps ensure the reliability of its operation.

Keywords: ejection system; relative head; injected flow; cavitation; flow swirl.