



Науково-технічні проблеми нафтогазової інженерії

Прийнято 11.02.2025. Прорецензовано 03.03.2025. Опубліковано 20.06.2025.

УДК 622.24 + 621.694.2

DOI: 10.31471/1993-9868-2025-1(43)-32-40

ВИЗНАЧЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК СВЕРДЛОВИННОГО СТРУМИННОГО НАСОСА В УМОВАХ ЗАКРУЧУВАННЯ ЗМІШУВАНИХ ПОТОКІВ

Чудик І. І.

Ректор, доктор технічних наук, професор
Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу
76019, вул. Карпатська, 15, м. Івано-Франківськ, Україна
<https://orcid.org/0000-0002-7402-6962>
e-mail: ihor.chudyk@nung.edu.ua

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. Розроблено номограми для визначення додаткового напору свердловинної ежекційної системи, створюваного закручуванням змішуваних потоків направляючими похилими елементами, встановленими в проточній частині струминного насоса. Запропоновані номограми дозволяють в промислових умовах здійснювати оперативне корегування конструкторських та режимних параметрів при застосуванні нафтогазових ежекційних систем в умовах періодичної зміни діючих експлуатаційних факторів. В процесі номографування вихідних рівнянь використано канонічну форму математичних співвідношень у вигляді лінійної суми функціональних залежностей та встановлено діапазон зміни конструкторських та режимних параметрів. Граничні значення складових вихідних рівнянь прийнято на основі досвіду практичного використання свердловинних струминних насосів. Зважаючи на структуру вихідного рівняння, для його номографування запропоновано використання допоміжної функціональної залежності у вигляді добутку її окремих складових. Для визначення додаткового напору, створюваного закручуванням інжектованого потоку, враховується величина коефіцієнта інжекції ежекційної системи, основний геометричний параметр та кут нахилу встановлених в приймальній камері струминного насоса елементів. Вихідними даними для розрахунку додаткового напору, створюваного закручуванням робочого потоку, є величина основного геометричного параметра струминного насоса та кут нахилу розміщених в порожнині робочої насадки направляючих елементів. Для випадку закручування інжектованого потоку свердловинного струминного насоса розроблена номограма з вирівняних точок у складі одної допоміжної та чотирьох функціональних вертикальних паралельних нерівномірних шкал. Додатковий напір, створюваний закручуванням робочого потоку, визначається за допомогою отрима-

Запропоноване посилання: Чудик, І. І., & Паневник, Д. О. (2025). Визначення характеристик свердловинного струминного насоса в умовах закручування змішуваних потоків. Нафтогазова енергетика, 1(43), 32-40. doi: 10.31471/1993-9868-2025-1(43)-32-40.

* 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/>)

ної шляхом логарифмічного вирівнювання номограми у вигляді трьох вертикальних паралельних нерівномірних шкал. Розроблені графічні залежності можуть застосовуватись також при комбінованому одночасному закручуванні інжектowanego та робочого потоків.

Ключові слова: ежекційна система; свердловинний струминний насос; коефіцієнт інжекції; закручування змішуваних потоків; номографоване рівняння; логарифмічне вирівнювання.

Вступ

Пошуки шляхів раціонального використання енергії, що підводиться до вибою, привели до розробки нетрадиційних технологій, спрямованих на підвищення ефективності буріння та експлуатації нафтогазових свердловин. Зокрема, використання свердловинних струминних насосів дозволяє підвищити механічну швидкість буріння [1], зменшити тривалість операцій з ліквідації ускладнень у процесі буріння [2], зберегти проникність продуктивного горизонту під час його первинного розкриття [3], зменшити небезпеку виникнення нафтогазопроявів під час виклику припливу пластового флюїду [4], продовжити тривалість рентабельної експлуатації старіючих родовищ вуглеводнів [5].

Ежекційні технології застосовують для ліквідації гідратів у підземному обладнанні [6], промиванні піщаних пробок на пізній стадії експлуатації свердловин та після здійснення гідророзриву пластів [7], а також у випадку застосування методів вторинного нафтовидобутку [8]. Струминні газорідинні апарати широко використовуються в системах утилізації низьконапірного нафтового газу, в системах збору та підготовки продукції свердловин. Запобігання викидам з нафтових резервуарів та сепараторів – традиційна галузь використання ежекційних технологій. Починаючи з 50-х років минулого століття струминні апарати почали застосовувати замість традиційних кільцевих компресорів, що зменшувало собівартість процесу уловлювання легких фракцій вуглеводнів [9]. Газорідинні ежекторні установки займають площу меншу, ніж традиційні компресори з аналогічними характеристиками, що поширило використання струминних апаратів на морські нафтогазовидобувні платформи, де підвищуються вимоги до компактності поверхневого обладнання [10]. В останні роки застосування ежекційних технологій поширилось на трубопровідний транспорт продукції свердловин [11]. Встановлення високопродуктивних струминних насосів на обвідних лініях трубопроводів дозволило зменшити витрати на транспортування в'язкої нафти із значним вмістом води.

Незважаючи на простоту конструкції, струминні насоси відзначаються складністю

реалізації робочого процесу. Значні гідравлічні втрати при змішуванні потоків є причиною існування низьких значень коефіцієнта корисної дії ежекційної системи. В цих умовах зростають вимоги до методів вибору оптимальних геометричних розмірів та раціональних режимів експлуатації свердловинних струминних насосів. Зважаючи на високу універсальність свердловинних струминних насосів та здатність суттєво підвищити ефективність розробки нафтогазових родовищ, дослідження, спрямовані на удосконалення методів вибору конструкторських та режимних параметрів ежекційних систем, є актуальним завданням.

Аналіз сучасних закордонних і вітчизняних досліджень і публікацій

Основними параметрами, які визначають працездатність свердловинної ежекційної системи, є величина пластового тиску, витрата робочого потоку [12], глибина свердловини (висота всмоктування) [13] та геометричні розміри проточної частини струминного насоса [14]. В роботі [15] на основі експериментальних досліджень встановлено, що максимальний ККД ежекційної системи дорівнює 37,8 % та відповідає співвідношенню площ робочої насадки та камери змішування струминного насоса 0,271. Крім того, результати імітаційного моделювання із застосуванням програмного комплексу ANSYS FLUENT та SST-моделі турбулентності показали, що оптимальна відносна довжина змішувальної камери становить 5,48, відносна відстань між робочою насадкою та камерою змішування дорівнює 1,0, коефіцієнт інжекції – 1,19, а оптимальне значення кута розкриття дифузора складає 5°. Вплив в'язкості двофазних змішуваних потоків на характеристики свердловинного струминного насоса досліджувався в університеті м. Каїр та в компанії Agiba Petroleum (Єгипет) [16]. Для характеристики подібності змішуваних потоків застосовувалось число Рейнольдса. Діаметри робочої насадки та камери змішування дослідженої моделі струминного насоса становили відповідно 7 мм та 12 мм. Проведеними дослідженнями доведено, що зростання в'язкості змішуваних потоків зменшує величину коефіцієнта інжекції струминного насоса на 73 %. В процесі визначення впливу в'язкості робочого

середовища на енергетичні витрати при змішуванні отримано гіперболічну залежність коефіцієнта втрат тиску від числа Рейнольдса [17]. Величина робочої витрати має домінуючий вплив на характеристики свердловинного струминного насоса [18]. Зміна величини робочої витрати характеризується переміщенням робочої точки насосно-ежекційної установки, що пов'язано із зміною конфігурації характеристики гідравлічної системи струминного насоса. Зростання величини робочої витрати викликає зменшення відносного напору та збільшення коефіцієнта інжекції та ККД струминного насоса. Зв'язок між продуктивністю струминного насоса та величиною його робочої витрати має прямо-пропорційний лінійний характер.

Висвітлення невирішених раніше частин загальної проблеми

Процес видобування нафти і газу внаслідок періодичної зміни величини вибійного тиску, дебіту та складу пластового флюїду може супроводжуватись відхиленням фактичних параметрів експлуатації свердловин від запланованих значень. Наслідком може виявитись зміщення робочої точки насосно-ежекційної установки в область низьких значень коефіцієнта корисної дії. Неконтрольована зміна параметрів експлуатації струминного насоса підвищує імовірність його роботи в кавітаційному режимі, внаслідок чого відбувається катастрофічне зниження напору та продуктивності. Збереження оптимальних характеристик свердловинного струминного насоса вимагає періодичного коректування параметрів його експлуатації. Зокрема, зниження величини пластового тиску та збільшення в'язкості нафти зумовлює необхідність зменшення діаметра робочої насадки та основного геометричного параметра або зростання витрати робочого потоку. Зміна даних параметрів викликає зростання створюваного струминним насосом напору та забезпечує збереження його працездатності. Необхідність оперативної зміни характеристик ежекційної системи в промислових умовах вимагає розроблення спрощених алгоритмів вибору параметрів експлуатації свердловинного струминного насоса. Використання номограм дає змогу в промислових умовах оперативно приймати уточнені відповідно до діючих виробничих факторів значення необхідних режимних та конструкторських параметрів при експлуатації свердловинних ежекційних систем.

Мета та завдання досліджень

Метою досліджень є розроблення алгоритму розрахунку напірної характеристики свердловинної ежекційної системи у вигляді номографування окремих елементів аналітичних залежностей та побудови системи номограм для визначення додаткового напору, створюваного закручуванням змішуваних потоків у проточній частині струминного насоса.

Поставлена мета передбачає виконання наступних завдань досліджень:

- номографування рівнянь для визначення додаткового напору, зумовленого закручуванням змішуваних потоків;
- побудова номограм для визначення додаткового напору, зумовленого закручуванням інжектowanego потоку;
- побудова номограм для визначення додаткового напору, зумовленого закручуванням робочого потоку.

Висвітлення основного матеріалу дослідження

Додатковий напір, зумовлений закручуванням інжектowanego та робочого потоків визначається рівнянням (1) та (2) [19]

$$h_i = \frac{2\varphi_1^2 i^2 t g^2 \alpha_i (1 + K_{cn}^{-1})}{(1 + K_{cn}^{0,5})^2 (K_{cn} - 1)}; \quad (1)$$

$$h_p = \frac{\varphi_1^2 t g^2 \alpha_p}{2K_{cn}}, \quad (2)$$

де φ_1 – коефіцієнт швидкості робочої насадки;
 i – коефіцієнт інжекції струминного насоса;
 α_i, α_p – кут нахилу направляючих елементів для закручування інжектowanego та робочого потоків;

K_{cn} – основний геометричний параметр струминного насоса.

В процесі аналізу структури формули (1) встановлено доцільність її номографування шляхом компоновки двох номограм з вирівняних точок, кожна з яких складається з трьох паралельних шкал. Враховуючи, що одна шкала для обох елементарних номограм є спільною, скомпонована складна номограма матиме вигляд п'яти вертикальних шкал, одна з яких буде допоміжною, а чотири інших відіграватимуть роль функціональних шкал складових елементів формули (1). В процесі номографування формули (1) запишемо її у вигляді добутку двох функціональних співвідношень

$$h_i = \psi_1(i, \alpha_i) \psi_2(K_{cn}), \quad (3)$$

де $\psi_1(i, \alpha_i)$ – функціональна залежність, яка враховує співвідношення величин коефіцієнта інжекції i та кута нахилу елементів для закручування інжектowanego потоку α_i ;

$\psi_2(K_{ch})$ – функціональна залежність, яка визначає частину формули (1), що враховує величину основного геометричного параметра струминного насоса K_{ch} .

Функцію $\psi_1(i, \alpha_i)$, враховуючи рівняння (1), подамо у вигляді

$$\psi_1(i, \alpha_i) = A = 2\varphi_1^2 i^2 \lg^2 \alpha_i. \quad (4)$$

Номографування останнього виразу здійснюємо за допомогою логарифмічного вирівнювання

$\lg A = \lg 2\varphi_1^2 i^2 \lg^2 \alpha_i = \lg 1,805 i^2 + \lg \lg^2 \alpha_i$, (5)
де значення коефіцієнта швидкості конічної робочої насадки прийнято рівним $\varphi_1 = 0,95$.

Під час номографування функції $\psi_1(i, \alpha_i)$ приймаємо наступні границі зміни складових величин

$$0,1 \leq i \leq 3,0; \quad 3^\circ \leq \alpha_i \leq 45^\circ; \\ 0,00005 \leq A \leq 16,245. \quad (6)$$

Для побудови номограми функції (4) використовуємо канонічне рівняння (7)

$$f_1(\alpha_1) + f_2(\alpha_2) = f_3(\alpha_3). \quad (7)$$

Складові співвідношення (7) визначають рівняння відповідних паралельних шкал та приймають значення

$$f_1(\alpha_1) = \lg 1,805 i^2; \quad f_2(\alpha_2) = \lg \lg^2 \alpha_i; \\ f_3(\alpha_3) = \lg A. \quad (8)$$

Враховуючи особливості конструкції струминного насоса, розраховуємо границі зміни складових рівняння (2), яке визначає величину додаткового напору, створюваного закручуванням робочого потоку

$$0,0005 \leq h_p \leq 0,25; \quad 3^\circ \leq \alpha_p \leq 60^\circ; \\ 2,0 \leq K_{ch} \leq 8,0. \quad (9)$$

Під час розв'язання рівняння (2) використовуємо номограму з вирівняних точок із трьома паралельними шкалами. Канонічна форма для номограми даного типу визначається рівнянням (7). Перед номографуванням рівняння (2) необхідно привести до канонічної форми (7), для чого використовуємо логарифмічне вирівнювання. Враховуючи, що в конструкції струминного насоса використовуються конічні насадки, коефіцієнт швидкості для яких становить $\varphi_1 = 0,95$, рівняння (2) запишемо у вигляді

$$2,216 h_p = \lg^2 \alpha_p K_{ch}^{-1}. \quad (10)$$

Після логарифмування рівняння (10) отримаємо

$$\lg 2,216 h_p + \lg K_{ch} = 2 \lg \lg \alpha_p. \quad (11)$$

Із врахуванням останнього виразу складові канонічної форми (7) визначаються рівняннями

$$f_1(\alpha_1) = \lg 2,216 h_p; \quad f_2(\alpha_2) = \lg K_{ch}; \\ f_3(\alpha_3) = 2 \lg \lg \alpha_p. \quad (12)$$

Визначимо особливості побудови номограми для визначення додаткового напору, зумовленого закручуванням інжектowanego потоку.

Характер зміни рівнянь (8) в границях, що визначаються умовами (6), свідчить про те, що всі функціональні залежності є зростаючими. Враховуючи прийняті діапазони зміни складових рівняння (4), приймаємо співвідношення довжини шкал $l_i = l_{\alpha_i}$ і знаходимо їх модулі

$$m = \frac{l_i}{\lg 1,805 i_{\max}^2 - \lg 1,805 i_{\min}^2}, \quad (13)$$

$$n = \frac{l_{\alpha_i}}{\lg \lg^2 \alpha_{i \max} - \lg \lg^2 \alpha_{i \min}}. \quad (14)$$

Параметр « a », який характеризує вертикальну орієнтацію шкали « i », визначаємо, враховуючи, що дана шкала перетинає вісь абсцис у точці $\lg 1,805 i_{\min}^2 = -1,744$:

$$m(\lg 1,805 i_{\min}^2 - a) = 0. \quad (15)$$

Параметр « b », який характеризує вертикальну орієнтацію шкали « α_i », визначаємо, враховуючи, що дана шкала перетинає вісь абсцис у точці $\lg \lg^2 \alpha_{i \min} = -2,561$

$$n(\lg \lg^2 \alpha_{i \min} - b) = 0. \quad (16)$$

Приймаємо відстань між шкалами рівною $H = 60$ мм. Рівняння елементів номограми мають вигляд

шкала i :

$$x = 0; y = m(\lg 1,805 i^2 - a), \quad (17)$$

шкала α_i :

$$x = H; y = n(\lg \lg^2 \alpha_i^2 - b), \quad (18)$$

шкала A :

$$x = \frac{mH}{m+n}; y = \frac{mn}{m+n}(\lg A - a - b). \quad (19)$$

Функціональну залежність (3), враховуючи рівняння (1) та (4), запишемо у вигляді

$$h_i = A \frac{1 + K_{CH}^{-1}}{(1 + K_{CH}^{0,5})^2 (K_{CH} - 1)}, \quad (20)$$

де параметри h_i , K_{CH} змінюються в діапазоні

$$2 \leq K_{CH} \leq 8; \quad 0,0001 \leq h_i \leq 1,0. \quad (21)$$

При визначенні діапазона зміни параметра h_i враховуємо можливі максимальні значення коефіцієнта i для різних співвідношень K_{CH} .

Канонічна форма рівняння (20) відповідає формулі (1), складові якої, використовуючи логарифмічне вирівнювання, визначаються співвідношеннями

$$f_1(\alpha_1) = \lg A; \quad (22)$$

$$f_2(\alpha_2) = \lg \frac{1 + K_{CH}^{-1}}{(1 + K_{CH}^{0,5})^2 (K_{CH} - 1)}; \quad (23)$$

$$f_3(\alpha_3) = \lg h_i. \quad (24)$$

Функція, що визначає шкалу A , визначена раніше. Шкала функції $f_2(\alpha_2)$ спрямована вниз, а функція $f_3(\alpha_3)$ є зростаючою.

Відповідно до прийнятого канонічного рівняння функціональні шкали зліва направо орієнтовані в такій послідовності: $A - h_i - K_{CH}$.

Приймаємо довжини шкал $l_A = l_{K_{CH}}$ та визначаємо модулі

$$m = \frac{l_A}{\lg A_{\max} - \lg A_{\min}}; \quad (25)$$

$$n = l_{K_{CH}} \cdot \left\{ \lg \frac{1 + K_{CH \max}^{-1}}{(1 + K_{CH \max}^{0,5})^2 (K_{CH \max} - 1)} - \lg \frac{1 + K_{CH \min}^{-1}}{(1 + K_{CH \min}^{0,5})^2 (K_{CH \min} - 1)} \right\}^{-1}. \quad (26)$$

Параметр « a » визначаємо, враховуючи, що вісь абсцис перетинає шкалу A в точці $A_{\min} = 0,00005$.

$$m(\lg A - a) = 0, \text{ звідки } a = \lg A. \quad (27)$$

Параметр « b » визначимо з умови розміщення на осі абсцис позначки $K_{CH \max} = 8$:

$$n = \left(\lg \frac{1 + K_{CH \max}^{-1}}{(1 + K_{CH \max}^{0,5})^2 (K_{CH \max} - 1)} - b \right) = 0,$$

звідки

$$b = \lg \frac{1 + K_{CH \max}^{-1}}{(1 + K_{CH \max}^{0,5})^2 (K_{CH \max} - 1)}. \quad (28)$$

Приймаємо відстань між шкалами A та K_{CH} рівною H . Під час розв'язання рівнянь номограми $A - h_i - K_{CH}$ нову вісь ординат проводимо через шкалу A :

$$x = 0; y = m[f_1(\alpha_1) - a] = m(\lg A - a). \quad (29)$$

Рівняння номограми для шкали K_{CH}

$$x = H; y = n[f_2(\alpha_2) - b] = n \left(\lg \frac{1 + K_{CH}^{-1}}{(1 + K_{CH}^{0,5})^2 (K_{CH} - 1)} - b \right). \quad (30)$$

Рівняння номограми для шкали h_i

$$x = \frac{mH}{m+n}; \quad (31)$$

$$y = \frac{mn}{m+n} [f_3(\alpha_3) - a - b] = \frac{mn}{m+n} (\lg h_i - a - b). \quad (32)$$

Номограма для визначення додаткового напору h_i відповідно до отриманих рівнянь подається на рисунку 1.

Допоміжна шкала A виконана «німою», тобто без позначень величин, що визначаються функцією (22). Для застосування номограми виконуємо наступну послідовність операцій:

1) відкладаємо на шкалах i , α_i задані значення цих величин, з'єднуємо їх прямою і визначаємо точку її перетину зі шкалою A ;

2) з'єднуємо прямою отримане положення на шкалі A із заданим значенням геометричного параметра на шкалі K_{CH} ;

3) точка перетину прямої $A - K_{CH}$ зі шкалою h_i визначає величину даного параметра.

На номограмі наведено розв'язок числового прикладу для таких вихідних даних: $i = 1,5$; $K_{CH} = 2,5$; $\alpha_i = 40^\circ$. Відповідь: $h_i = 0,4$.

Розглянемо номограму для визначення додаткового напору, викликаного закручуванням робочого потоку. Відповідно до рівнянь (12) функції $f_1(\alpha_1)$, $f_2(\alpha_2)$ визначають рівняння лівої і правої функціональних шкал номограми, а функція $f_3(\alpha_3)$ – середньої шкали. Дослідженням функцій (12) встановлено, що вони є монотонно зростаючими, тому всі шкали номограми спрямовані вгору.

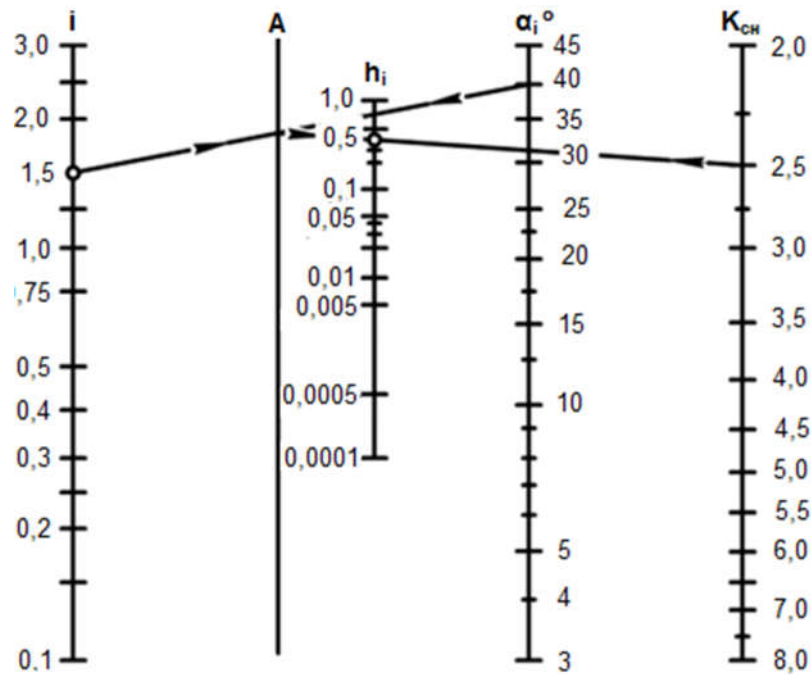


Рисунок 1 – Визначення додаткового напору струминного насоса, викликаного закручуванням інжектowanego потоку

Призначаємо довжини зовнішніх шкал $l_1 = l_2$ та відстань між ними H та, враховуючи границі зміни складових рівнянь (9), знаходимо їх модулі m, n вважаючи, що $m > 0; n > 0$.

Функціональна шкала $f_1(\alpha_1)$ має модуль

$$m = \frac{l_1}{\lg 2,216 h_{p \max} - \lg 2,216 h_{p \min}}. \quad (33)$$

Для функціональної шкали $f_2(\alpha_2)$ модуль визначається за формулою

$$n = \frac{l_2}{\lg K_{сн \max} - \lg K_{сн \min}}. \quad (34)$$

Параметри що характеризують вертикальну орієнтацію шкал $f_1(\alpha_1)$, $f_2(\alpha_2)$, визначаємо, враховуючи, що на осі абсцис знаходяться точки з позначками $h_p = 0,005$ (для лівої шкали) та $K_{сн} = 2$ (для правої шкали)

$$\begin{aligned} m(\lg 2,216 h_{p \min} - a) &= 0; \\ n(\lg K_{сн \min} - b) &= 0. \end{aligned} \quad (35)$$

Відповідно до прийнятих значень параметрів номограми m, n, a, b уточнюємо довжини зовнішніх функціональних шкал

$$\begin{aligned} l_1 &= m(\lg 2,216 h_{p \max} - a); \\ l_2 &= n(\lg K_{сн \max} - b). \end{aligned} \quad (36)$$

Враховуючи значення параметрів номограми m, n, a, b, H , запишемо рівняння її елементів:

функціональна шкала h_p :

$$x = 0; y = m(\lg 2,216 h_p - a); \quad (37)$$

функціональна шкала $K_{сн}$:

$$x = H; y = n(\lg K_{сн} - b); \quad (38)$$

функціональна шкала α_p :

$$x = \frac{mH}{m+n}; y = \frac{mn}{m+n} = [f_3(\alpha_3 - a - b)]. \quad (39)$$

При побудові номограми на функціональній шкалі відкладають відрізки, що відповідають значенню функції, а надписи в кінці цих відрізків вказують на значення аргументів.

Побудована за рівняннями (38) номограма подана на рисунку 2.

На номограмі показаний розв'язок числового прикладу для таких вихідних даних: $K_{сн} = 2,5; \alpha_p = 25^\circ$. Відповідь: $h_p = 0,04$.

Висновки

1. Під час аналізу структури формул для визначення додаткового напору, викликаного закручуванням змішуваних потоків, встановлено доцільність їх номографування за допомогою логарифмічного вирівнювання та використання канонічної форми у вигляді суми функціональних залежностей з наступним встановленням діапазону зміни конструкторських та режимних параметрів при експлуатації свердловинних струминних насосів.

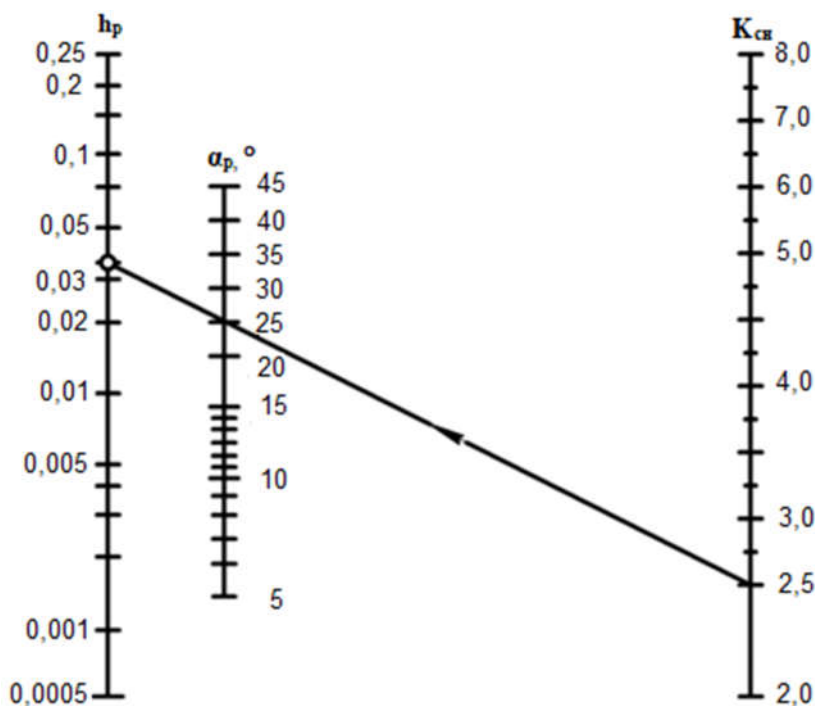


Рисунок 2 – Визначення додаткового напору струминного насоса, викликаного закручуванням робочого потоку

2. Розроблено номограму з вирівняних точок для визначення додаткового напору свердловинного струминного насоса, викликаного закручуванням інжектowanego потоку, у вигляді однієї додаткової та чотирьох функціональних вертикальних паралельних нерівномірних шкал. Розроблена складна номограма скомпонована з двох простих номограм шляхом логарифмічного вирівнювання та враховує величину коефіцієнта інжекції, основний геометричний параметр струминного насоса та кут нахилу направляючих елементів для закручування інжектowanego потоку.

3. Розроблена номограма з вирівняних точок для визначення додаткового напору свердловинного струминного насоса, викликаного закручуванням робочого потоку, у вигляді

трьох функціональних вертикальних паралельних нерівномірних шкал. Розроблена номограма отримана шляхом логарифмічного вирівнювання та враховує величину основного геометричного параметра струминного насоса та кут нахилу направляючих елементів для закручування робочого потоку.

Завдання подальших досліджень полягає у розробленні номограм для визначення граничних параметрів експлуатації свердловинних струминних насосів.

Подяки

Відсутні.

Конфлікт інтересів

Відсутній.

Список використаних джерел / References

1. Chen X., Cao T., Yu K., Gao D., Yang J., Wei H. Numerical and experimental investigation on the depressurization capacity of a new type of depressure-dominated jet mill bit. *Petroleum Science*. 2020. Vol. 17. P. 1602–1615. <https://doi.org/10.1007/s12182-020-00472-8>.
2. Haughton D.B., Connel P. Reliable and effective downhole cleaning system for debris and junk removal. *Proceeding of the SPE Asia Pacific Oil and Gas Conference and Exhibition*, Adelaide, Australia, 11-13 September 2006. Paper Number: SPE 101727. 9 p.
3. Zhu H. Y., Liu Q.Y. Pressure drawdown mechanism and design principle of jet pump bit. *Scientia Iranica B*. 2015. Vol. 22. Issue 3. P. 792–803.
4. Verisokin A.E., Shlein G.A., Gukasyan T.K., Verisokina A.Yu. Development of oil well development technology using jet pumps after hydraulic fracturing. *IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science ESDCA-II-2022*. 1045 (2022) 012099. 7 p. <https://doi.org/10.1088/1755-1315/1045/1/012099>.

5. Sheha A.A., Ibrahim K.A., Abdalla H.A., Sakr I.M., El-Behery, S.M. Optimal performance of water-oil axial jet pump in an Egyptian offshore oil field. *Petroleum Research*, 2023. Available online 11 July 2023, 10 p. <https://doi.org/10.1016/j.ptlrs.2023.07.002>.
6. Panevnik D.A., Panevnik A.V., Krehel R., Kočiško M. Determination of Jet Pump Performance when Eliminating Borehole Hydrates. Innovative technologies of oil and gas. *Chemistry and Technology of Fuels and Oils*, (2022). Published: 26 March 2022 <https://doi.org/10.1007/s10553-022-01349-9>.
7. Pandya S., Ahmed R., Shah S.N. Experimental study on wellbore cleanout in horizontal wells. *Journal of Petroleum Science and Engineering*. 2019. Vol. 177. Issue 6. P. 466-478. <https://doi.org/10.1016/j.petrol.2019.02.069>.
8. Bai J., Yu F., Jiang Z., Li Y., Shang B., Yan M. First Attempt of Injection-Production Integrated Technology for Steam Stimulation in Bohai Bay, China. In *Proceeding International Petroleum Technology Conference*, Ann Arbor, [online], March 23–April 1 2021.8 p. <https://doi.org/10.2523/IPTC-21185-MS>.
9. Zhang H., Zou D., Yang X., Mou J., Zhou Q., Xu M. Liquid–Gas Jet Pump: A Review. *Energies*. 2022. Vol. 15(6978). 15 p. <https://doi.org/10.3390/en15196978>.
10. Hassan H.S., Oktobaren R., Yahia Z. Fit for purpose technology for Idle Well reactivation – a novel application of surface jet pump in offshore Malaysia. *Proceeding Offshore Technology Conference Asia*, 25-28 March 2014, Kuala Lumpur (Malaysia). OTC-24832-MS. 6 p.
11. Toteff J., Asuaje M., Noguera R. New Design and Optimization of a Jet Pump to Boost Heavy Oil Production. *Computation*. 2022. Vol. 10. Issue 11. 18 p. <https://doi.org/10.3390/computation10010011>.
12. Vélez R.P., Vásquez-Santacruz J., Marín-Urias L., Vargas A., García-Ramírez P., Morales-de-la-Mora J., Vite-Morales A., Gutierrez-Domínguez E. Efficiency Maximization of a Jet Pump for an Hydraulic Artificial Lift System. *Revista Internacional de Métodos Numéricos para Cálculo y Diseño en Ingeniería*. 2019. Vol. 35. Issue 1. 13 p. <https://doi.org/10.23967/j.rimni.2018.11.002>.
13. Saker A.A., Hassan H.Z. Study of the Different Factors That Influence Jet Pump Performance. *Open Journal of Fluid Dynamics*. 2013. Vol. 3 No.2. Article ID:32658. 6 p. <https://doi.org/10.4236/ojfd.2013.32006>.
14. Kökpınar M.A., Göğüş M. The performance of water jet pumps and their application in Slurry transportation. *Journal of Thermal Science and Technology*. 2023. Vol. 43. Issue 1. P. 119-134. <https://doi.org/10.47480/isibted.1290753>.
15. Sheha A.A., Nasr M., Hosien M.A., Wahba E.M. Computational and Experimental Study on the Water-Jet Pump Performance. *Journal of Applied Fluid Mechanics*. 2018. Vol. 11. No 4. P. 1013-1020. <https://doi.org/10.29252/jafm.11.04.28407>.
16. Hesham A.M., Mikhail S., Abou-Ellail M. Jet Pump Performance With Secondary Fluids Differ in Density and Viscosity From Primary Fluid. *Abu Dhabi International Petroleum Exhibition and Conference*, Abu Dhabi, UAE, 5–8 November 2006. Paper Number: SPE-102546-MS. 14 p. <https://doi.org/10.2118/102546-MS>.
17. Hesham A.M. A New One-Dimensional Flow Theory of the Jet Pump for Pumping Crude Oil with Different Viscosities and Densities Using Water Powered Flow. *SPE Artificial Lift Conference and Exhibition*, Manama, Bahrain, 27–28 November 2012. Paper Number: SPE-163113-MS. 11 p. <https://doi.org/10.2118/163113-MS>.
18. Panevnyk O.V., Onatsko R.H. Kontrol ta rehuliuвання rezhymu roboty sverdlornykh strumynnykh nasosiv. Ivano-Frankivsk: Nova Zoria, 2007. 140 p. [in Ukrainian]
19. Panevnyk D.A. Study on characteristics of a downhole vortex jet pump. *Romanian Journal of Petroleum & Gas Technology*. 2021. VOL. II (LXXIII). No. 2. 10 p. <https://doi.org/10.51865/JPGT.2021.02.03>.

DETERMINATION OF THE CHARACTERISTICS OF A WELL JET PUMP IN THE CONDITIONS OF SWIRLING MIXED FLOWS

Chudyk I. I.

Rector, Dr of Technical Sciences, professor
Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas
15, Karpatska Str., Ivano-Frankivsk, 76019, Ukraine
<https://orcid.org/0000-0002-7402-6962>
e-mail: ihor.chudyk@nung.edu.ua

Panevnyk D. O.

PhD, associate professor
Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas
15, Karpatska Str., Ivano-Frankivsk, 76019, Ukraine
<https://orcid.org/0000-0002-7853-5051>
e-mail: den.panevnik@gmail.com

Abstract. Nomograms have been developed to determine the additional pressure created by the swirling of mixed flows in the well ejection system, as generated by the inclined guide elements installed in the jet pump's flow section. The proposed nomograms enable the operational adjustment of design and operating parameters to be carried out in industrial conditions when using oil and gas injection systems in conditions of periodic changes in operating factors. When creating the nomograms from the initial equations, the canonical form of the mathematical relations was used, which are expressed as a linear sum of functional dependencies, and the range of changes in the design and operating parameters was determined. The limit values of the components of the initial equations are based on the practical experience of using well jet pumps. Considering the structure of the original equation for nomography, it is proposed that an auxiliary functional dependence in the form of a product of its individual components be used. To determine the additional pressure created by swirling the injected flow, the injection coefficient of the ejection system, the main geometric parameter, and the angle of inclination of the elements installed in the receiving chamber of the jet pump are considered. The initial data used to calculate the additional pressure created by swirling the working flow are the main geometric parameter of the jet pump and the angle of inclination of the guide elements in the working nozzle cavity. For the case of swirling the injected flow of a well jet pump, a nomogram consisting of one auxiliary and four functional vertical uneven scales has been developed. The additional pressure created by swirling the working flow can be determined using the nomogram obtained by logarithmic alignment in the form of three vertical, parallel, uneven scales. The developed graphical dependencies can also be used for combined simultaneous twisting of the injected and working flow.

Key words: ejection system; well jet pump; injection coefficient; swirling of mixed flows; nomographic equation; logarithmic alignment.