

ВИБІР РАЦІОНАЛЬНОЇ СХЕМИ ВИКОРИСТАННЯ НАФТОВОГО СТРУМИННОГО НАСОСА

О. В. Паневник, Т. П. Попадинець

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

Визначено гідравлічні характеристики та проведено їх порівняльний аналіз для двох найпоширеніших схем використання нафтового струминного насоса в свердловині: ежекційних систем з прямою та зворотною циркуляцією робочого середовища. Для ежекційної системи з прямою циркуляцією робочий потік, створюваний наземним насосним агрегатом, спрямовується в колону підйомних труб, а підйом продукції свердловини здійснюється каналом міжтрубного простору. При використанні ежекційної системи із зворотною циркуляцією робочий потік надходить на робочу насадку струминного насоса каналом міжтрубного простору, а транспортування пластової рідини відбувається колоною підйомних труб. В процесі моделювання робочого процесу ежекційної компоновки отримано рівняння гідравлічної системи струминного насоса, до складу якого входять величина гідростатичного і пластового тисків та значення гідравлічних втрат в елементах насосно-циркуляційної системи свердловини. Втрати тиску в напірній лінії нафтового струминного насоса у випадку прямої та зворотної циркуляції робочого середовища визначаються відповідно в каналах міжтрубного простору та підйомної колони і передбачають попередній розрахунок швидкості потоку, режиму його руху та коефіцієнтів лінійного гідравлічного опору. Використання ежекційної системи з прямою циркуляцією робочого середовища дозволяє збільшити коефіцієнт ежекції на 40,5 %, а коефіцієнт корисної дії – на 28,6 %. Дослідженням кавітаційних характеристик встановлено, що ежекційна система з прямою циркуляцією робочого середовища відзначається підвищеною імовірністю виникнення кавітації в проточній частині струминного насоса. Небезпека роботи струминного насоса в кавітаційному режимі зростає з збільшенням необхідної величини витрати робочого потоку, що характерно при використанні ежекційних систем для високодебітних свердловин. Крім того, підйом продукції свердловини, особливо за наявності агресивних речовин та механічних домішок, міжтрубним каналом експлуатаційної колони сприяє порушенню її герметичності. Враховуючи результати проведених досліджень, використання схеми розміщення в свердловині струминного насоса із зворотною циркуляцією робочого середовища може бути рекомендовано за наявності в пластовій рідині агресивних речовин та високого вмісту піску, а також при експлуатації високодебітних свердловин.

Ключові слова: ежекційна система, свердловинний струминний насос, коефіцієнт ежекції, відносний напір, енергетична характеристика, кавітація.

The hydraulic characteristics are determined and their comparative analysis is performed for the two most common schemes of using an oil jet pump in a well: forward and reverse circulation ejection systems. In a forward circulation ejection system, the working fluid generated by the surface pumping unit is directed to the tubing string and the well fluid is lifted through the intertubing space. In a reverse-circulation production system, the working fluid flows through the intertubular space channel to the working nozzle of the jet pump, and the formation fluid is transported by a column of tubing. In the process of modeling the working process of the ejection system, the equation of the hydraulic system of the jet pump was obtained, which includes the value of hydrostatic and formation pressures and the value of hydraulic losses in the elements of the pumping and circulation system of the well. The pressure losses in the pressure line of an oil jet pump in the case of forward and reverse circulation of the working medium are determined in the channels of the inter-tube space and the lifting column, respectively, and include a preliminary calculation of the flow rate, its mode of movement and linear hydraulic resistance coefficients. The use of an ejection system with direct circulation of the working medium allows increasing the ejection coefficient by 40.5 % and the efficiency by 28.6 %. The study of cavitation characteristics has shown that the ejection system with direct circulation of the working medium is characterized by an increased probability of cavitation in the flow part of the jet pump. The danger of the jet pump operation in the cavitation mode increases with an increase in the required flow rate of the working fluid, which is typical when using ejection systems for high-rate wells. In addition, the lifting of well products, especially in the presence of aggressive substances and mechanical impurities, through the intertubular channel of the production string contributes to the violation of its tightness. Taking into account the results of the conducted studies, the use of a scheme for placing a jet pump with reverse circulation of the working medium in the well can be recommended in the presence of aggressive substances and high sand content in the formation fluid, as well as in the operation of high-rate wells.

Key words: ejection system, downhole jet pump, ejection coefficient, relative pressure, energy characteristic, cavitation.

Вступ

Ускладнення умов розробки покладів вуглеводнів зумовлює необхідність удосконалення способів видобування нафти і газу шляхом використання нетрадиційних методів експлуатації свердловин. Проста конструкція струминних насосів, відсутність рухомих частин, можливість встановлення у важкодоступних місцях та здатність зберігати працездатність у важких умовах експлуатації поширили використання нафтогазових ежекційних технологій в процесах буріння [1], експлуатації [2] та ремонту свердловин [3]. Найбільша частка застосування нафтогазових ежекційних технологій пов'язана з розвитком гідроструминного способу експлуатації свердловин. Поширення даного методу нафтовилучення значною мірою зумовлене ускладненням умов розробки покладів вуглеводнів. Особливості робочого процесу струминного насоса і, зокрема, наявність трьох гідравлічних каналів, які зв'язують лінію підведення робочого і інжектваного потоку та лінію відведення змішаного потоку з циркуляційною системою свердловини, викликали появу низки вибірних ежекційних компонок різного конструктивного виконання. Обґрунтування вибору раціональної схеми використання нафтового струминного насоса в умовах широкого діапазону зміни експлуатаційних факторів дозволяє підвищити ефективність реалізації гідроструминного способу експлуатації свердловин і є актуальним завданням досліджень.

Аналіз сучасних закордонних і вітчизняних досліджень і публікацій

Найбільший досвід використання нафтових струминних насосів накопичений нафтосервісною компанією Weatherford International, яка позиціонує себе як найдосвідченішу в галузі застосування ежекційних технологій оператор. На промислах компанії при реалізації гідроструминного способу експлуатації свердловин, зазвичай, застосовується пакерна ежекційна система з прямою циркуляцією робочого середовища [4], коли потік, створений поверхневим насосним агрегатом, спрямовується в колону насосно-компресорних труб, а транспортування пластової рідини здійснюється міжтрубним простором експлуатаційної колони. До складу підземного обладнання гідроструминної насосної установки входять установочні клапани, які дозволяють встановлювати струминний насос в свердловині гідравлічним способом без проведення вартісних спуско-підймальних операцій. Типова схема розміщення поверхнього обладнання свердловинного струминного

насоса компанії Weatherford International включає силовий привод, накопичувальні резервуари, резервуар робочого потоку, газовий ресивер, сепаратори та регулювальні клапани. Більшість установок силового привода, які встановлюються на нафтовому родовищі, мають горизонтальну конфігурацію розміщення циліндрів, що мінімізує забруднення мастила картера перекачуваною рідиною. Мультиплексні насоси, що застосовуються для гідравлічних насосів, зазвичай, мають довжину ходу від 25,4 до 177,8 мм і діаметр плунжера від 25,4 до 63,5 мм. На деяких агрегатах зустрічаються ремінні передачі, але, зазвичай, використовується редукторна передача, яка є невід'ємною частиною насоса. Оскільки об'ємний насос має постійну витрату нагнітання, для її регулювання, зазвичай, використовується байпасна лінія, якою повертається надлишок рідини. Привод мультиплексного насоса здійснюється через чотириступінчасту коробку передач, що значно підвищує гнучкість системи. В роботі [5] наведено схему використання пакерного нафтового струминного насоса із зворотною циркуляцією робочого середовища, для якої підведення приводного потоку здійснюється каналом міжтрубного простору, а відведення продукції свердловини – каналом підйомних труб. Струминний насос був встановлений на нафтовому родовищі Мангала (Індія), як кращий за даних умов спосіб експлуатації похилих свердловин. Схема експлуатації свердловин із зворотною циркуляцією робочого середовища була обрана для запобігання корозії обсадної колони внаслідок контакту з агресивною пластовою рідиною. Конструкція поверхневої гідравлічної системи дозволяє здійснювати груповий привод струминного насоса для декількох близько розміщених свердловин за допомогою одного наземного насосного агрегата [6]. Зважаючи на паралельне з'єднання декількох струминних насосів, об'єднаних груповим силовим приводом, поверхнєве обладнання гідроструминної насосно-циркуляційної системи додатково містить байпасну лінію з регулювальними клапанами, яка дозволяє здійснювати розподіл робочого середовища в свердловинній ежекційній компоновці. При багатопластовій експлуатації нафтових свердловин до складу ежекційної системи може входити декілька пакерів [7]. При багатопластовій гідроструминній експлуатації свердловин високонапірний продуктивний горизонт використовується для привода струминного насоса, всмоктувальна лінія якого сполучається з низьконапірним пластом. При цьому усувається необхідність використання поверх-

невого силового привода та зменшується собівартість нафтовидобутку. Відоме також застосування безпакерних струминних насосів [8]. Відокремлення ліній підведення робочого потоку та відведення пластової рідини в даній конструкції ежекційної системи здійснюється використанням колони подвійних труб. Безпакерні струминні насоси відзначаються обмеженим використанням внаслідок значної металоемкості свердловинної компоновки, викликаної застосуванням подвійної колони підйомних труб. В конструкцію гібридної ежекційної системи з глибинним приводом входить відцентровий [9] або штанговий плунжерний насос [10]. Відцентровий або плунжерний насос в таких компоновках відіграє роль зануреного силового привода струминного насоса, всмоктувальна лінія якого сполучається з міжтрубним простором, а дифузор – з гідравлічним каналом підйомних труб. Гібридні нафтовидобувні ежекційні системи дозволяють здійснювати паралельний відбір газу, що накопичується у міжтрубному просторі, за рахунок чого нормалізується робочий процес відцентрового або плунжерного насоса. Ефективність використання гібридних ежекційних компоновок зростає на пізній стадії експлуатації нафтогазових свердловин. За наявності джерела високого тиску експлуатація свердловин може здійснюватись комбінованим струминно-газліфтним способом [11]. В комплекті з свердловинними струминними апаратами можуть застосовуватись мобільні гідропідйомні наземні установки.

Висвітлення невирішених раніше частин загальної проблеми

У ході аналізу результатів досліджень, присвячених розвитку гідроструминного способу експлуатації нафтових свердловин, встановлено, що найбільш поширеними є пакерні ежекційні системи з поверхневим силовим приводом, в яких реалізується пряма та зворотна циркуляція робочого середовища. Відмінності у конструктивному виконанні основних схем розміщення нафтового струминного насоса в свердловині зумовлюють різний гідравлічний опір елементів ежекційної системи. При цьому змінюється характер розподілу потоків в елементах ежекційної системи та гідравлічні характеристики нафтового струминного насоса. Незважаючи на значний досвід експлуатації нафтових ежекційних систем, комплексні порівняльні дослідження напірних, енергетичних та кавітаційних характеристик пакерних струминних насосів із врахуванням умов їх експлуатації потребують подальшого розвитку.

Мета та завдання досліджень

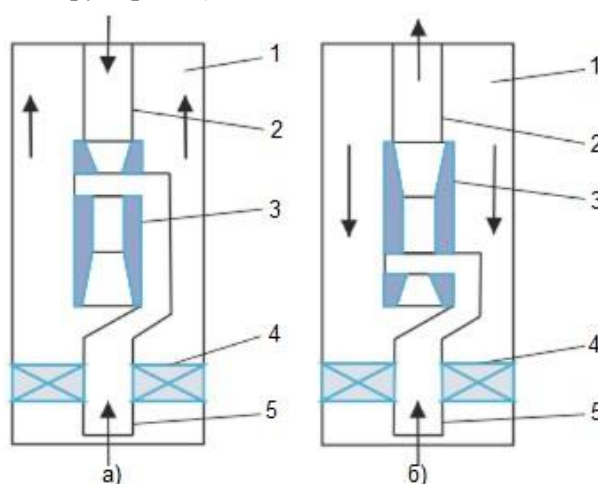
Метою досліджень є підвищення ефективності використання ежекційних систем шляхом моделювання робочого процесу та порівняльного аналізу характеристик нафтового струминного насоса у випадку прямої та зворотної циркуляції робочого середовища.

Поставлена мета передбачає виконання наступних завдань досліджень:

- встановлення структури рівняння гідравлічної характеристики нафтового струминного насоса;
- визначення режимних параметрів ежекційних систем для нафтовидобутку;
- розрахунок кавітаційних характеристик свердловинних струминних насосів.

Висвітлення основного матеріалу дослідження

Струминний насос для нафтовидобутку встановлюють в свердловині на колоні підйомних труб (рис. 1).



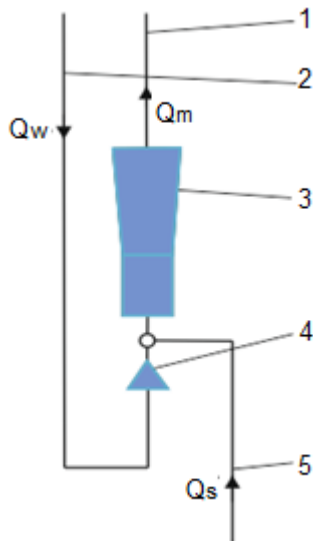
1 – канал затрубного простору; 2 – канал колони НКТ; 3 – струминний насос; 4 – пакер; 5 – всмоктувальна лінія струминного насоса

Рисунок 1 – Конструктивне виконання ежекційних систем для нафтовидобутку: струминний насос із прямою (а) та зворотною (б) циркуляцією робочого середовища

В конструкції ежекційної системи з прямою циркуляцією робочого середовища робочий потік спрямовується в свердловину колоною насосно-компресорних труб, а у випадку зворотної циркуляції – гідравлічним каналом міжтрубного простору. Приймальна камера струминного насоса сполучена з підпакерною областю та продуктивним горизонтом. Внаслідок високої швидкості витікання робочого потоку у вихідному перерізі робочої насадки в приймальній камері струминного насоса утво-

рюється область низького тиску, внаслідок чого створюються умови для підсмоктування пластивої рідини. Враховуючи конструктивні особливості розглянутих ежекційних систем, підйом продукції свердловини у випадку прямої та зворотної циркуляції робочого середовища здійснюється відповідно каналом міжтрубного простору та колоною підйомних труб.

Незважаючи на відмінності у конструктивному виконанні наведені ежекційні системи мають подібну гідравлічну систему (рис. 2).



1 – канал відведення змішаного потоку; 2 – канал підведення робочого потоку; 3 – камера змішування з дифузorzом струминного насоса; 4 – робоча насадка струминного насоса; 5 – лінія підведення інжектваного потоку

Рисунок 2 – Схема гідравлічної системи струминного насоса для нафтовидобутку

Гідравлічна система ежекційної системи для нафтовидобутку утворена лініями підведення робочого та інжектваного потоків та лінією відведення змішаного потоку. Застосування пакера, розміщеного між експлуатаційною та підйомною колоною, дозволяє відокремити лінії підведення робочого та інжектваного потоків, на відміну від свердловинної ежекційної системи з додатковим замкненим контуром привибійної циркуляції. В точці С (приймальна камера струминного насоса) відбувається з'єднання робочого потоку з об'ємною витратою Q_w та інжектваного потоку з витратою Q_s , після чого змішаний потік з витратою Q_m колоною підйомних труб надходить на поверхню.

Моделювання робочого процесу і порівняльний аналіз характеристик нафтового струминного насоса у випадку прямої та зворотної

циркуляції робочого середовища здійснюємо в такій послідовності:

- встановлення взаємозв'язку між гідродинамічними параметрами змішуваних середовищ та значеннями тисків в робочому потоці перед насадкою, інжектваному потоці перед приймальною камерою і в змішаному потоці на виході з дифузора струминного насоса. Під час визначення гідродинамічних параметрів змішуваних потоків застосовуються класичні методи гідродинаміки і, зокрема, закон збереження енергії (у вигляді рівняння Бернуллі) та суцільності потоку;

- представлення рівнянь для визначення тисків робочого, інжектваного та змішаного потоків у відносній безрозмірній формі. Отриманий при цьому аналітичний вираз визначає характеристику гідравлічної системи, в якій працює струминний насос;

- встановлення координат робочої точки насосної установки, яка визначає режимні параметри свердловинної ежекційної системи;

- пошук граничних експлуатаційних параметрів свердловинної ежекційної системи, які визначають умови використання розробленої моделі. Результати моделювання робочого процесу досліджуваних компоновок можуть застосовуватись виключно за умови збереження неперервності потоку в насосно-циркуляційній системі свердловини, що забезпечується безкавітаційною роботою струминного насоса.

Режим роботи свердловинної ежекційної системи визначається спільним розв'язком рівнянь напірної характеристики струминного насоса та гідравлічної системи, в якій він працює. Рівняння напірної характеристики струминного насоса визначається з використанням закону збереження кількості руху рідини у замкненому об'ємі камери змішування та має вигляд [2]

$$h = \frac{P_m - P_s}{P_w - P_s} = \frac{\varphi_1^2}{K_p} \left[2\varphi_2 \frac{f_{p1}}{f_{p2}} + 2\varphi_2 \frac{f_{p1}}{f_{i2}} - (2 - \varphi_3^2) \frac{(1+i)^2}{K_p} \right] - \frac{\Delta P_k}{\Delta P_p}, \quad (1)$$

де h – відносний напір струминного насоса;

P_m, P_s, P_w – значення тисків змішаного, інжектваного та робочого потоків;

$\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4$ – емпіричні коефіцієнти швидкостей в характерних перерізах струминного насоса;

K_p – основний геометричний параметр струминного насоса, що дорівнює відношенню площ камери змішування та робочої насадки;

f_{p1}, f_{p2} – площа перерізу робочого потоку на виході з робочої насадки і на вході в камеру змішування;

f_{i2} – площа перерізу інжектваного потоку на вході в камеру змішування;

i – коефіцієнт ежекції струминного насоса;

$\frac{\Delta P_k}{\Delta P_p}$ – відносні гідравлічні втрати в робочому потоці.

Характеристика гідравлічної системи струминного насоса визначається співвідношенням тисків у характерних перерізах ежекційної системи. Враховуючи схему гідравлічної системи, запишемо

$$P_m = \rho g H_p + \Delta P_m; \quad (2)$$

$$P_w = \rho g H_p + \Delta P_w + \Delta P_m; \quad (3)$$

$$P_s = P_{st} - \Delta P_{st} - \Delta P_s, \quad (4)$$

де ρ – густина потоку;

g – прискорення земного тяжіння;

H_p – глибина встановлення струминного насоса в свердловині;

$\Delta P_m, \Delta P_w, \Delta P_{st}, \Delta P_s$ – гідравлічні втрати в напірній лінії, робочій насадці, продуктивному горизонті та всмоктувальній лінії струминного насоса;

P_{st} – величина пластового тиску.

Рівняння (4) спрощується у випадку, коли струминний насос встановлений безпосередньо на вибої свердловини. Тоді довжина всмоктувальної лінії є незначною, і втрати в інжектованому потоці ΔP_s в рівнянні (4) можна не враховувати $\Delta P_s = 0$.

Загальноприйнята формула для визначення відносного напору струминного насоса має вигляд

$$h = \frac{P_m - P_s}{P_w - P_s} = \frac{1}{1 + \frac{\Delta P_w}{\rho g H_p + \Delta P_m - P_{st} + \Delta P_{st}}}. \quad (5)$$

При використанні струминного насоса із прямою циркуляцією робочого середовища величина ΔP_m в рівнянні (5) визначається як гідравлічні втрати в каналі кільцевої форми. У випадку зворотної циркуляції робочого середовища величина ΔP_m розраховується як гідравлічні втрати в каналі круглої форми. При цьому комплекс попередніх розрахункових процедур передбачає необхідність визначення швидкості руху потоку, режиму руху рідини та коефіцієнта лінійного гідравлічного опору.

Суміщені характеристики струминного насоса та його гідравлічної системи, побудовані відповідно з розробленою авторами моделлю, показані на рисунку 3.

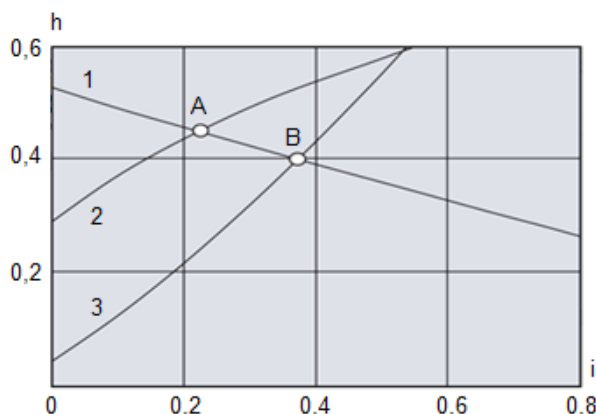


Рисунок 3 – Суміщені характеристики струминного насоса 1 та його гідравлічної системи у випадку зворотної 2 та прямої 3 циркуляції робочого середовища

Під час проведення розрахункових процедур використовувались такі вихідні дані: густина потоку $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$, глибина встановлення струминного насоса в свердловині $H_p = 2476 \text{ м}$, зовнішній діаметр підйомної колони $d_o = 0,073 \text{ м}$, внутрішній діаметр підйомної колони $d_i = 0,059 \text{ м}$, внутрішній діаметр експлуатаційної колони $D_c = 0,1441 \text{ м}$, діаметр робочої насадки струминного насоса $d_w = 0,0084 \text{ м}$, діаметр камери змішування d_m , коефіцієнт витрати робочої насадки $\mu_w = 0,95$, коефіцієнт динамічної в'язкості потоку $\mu = 0,01 \text{ Па}\cdot\text{с}$, коефіцієнт кінематичної в'язкості потоку $\nu = 0,01 \times 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$, товщина продуктивного горизонту $h_{st} = 100 \text{ м}$, радіус контура живлення $R_w = 100 \text{ м}$, коефіцієнт проникності продуктивного горизонту $k = 1 \times 10^{-12} \text{ м}^2$, пластовий тиск $P_{st} = 24, 2846 \text{ МПа}$. Параметри, що визначають характеристику продуктивного горизонту, дозволяють розрахувати величину гідравлічних втрат під час руху пластової рідини ΔP_s , яка в подальшому враховується в рівняннях (4), (5).

Гідравлічні втрати в робочій насадці – ΔP_w , в гідравлічному каналі – ΔP_m та в продуктивному горизонті ΔP_{st} (рівняння 5) визначені, відповідно, за формулою Борда, Дарсі-Вейсбаха та Дюпюї. Перетин характеристик струминного насоса визначає режим роботи ежекційної системи. Точки А, В визначають режимні параметри $h-i$ свердловинного стру-

минного насоса у випадку відповідно зворотної та прямої циркуляції робочого середовища. Величина коефіцієнта ежекції при прямому промиванні становить $i=0,37$, а для зворотного – відповідно $i=0,22$. Таким чином, відповідно з отриманими результатами схема ежекційної системи з прямим промиванням робочого середовища забезпечує на 40,5 % більшу величину коефіцієнта ежекції струминного насоса.

Визначимо енергетичну ефективність використання згаданих схем ежекційної системи. Коефіцієнт корисної дії струминного насоса визначається за формулою

$$\eta = \frac{hi}{1-h} \quad (6)$$

Визначена за формулою (6) величина ККД при прямому промиванні становить $\eta=25,2\%$, а при зворотному – $\eta=18,0\%$. Використання схеми ежекційної системи з прямим промиванням робочого середовища дозволяє підвищити ККД струминного насоса на 28,6 % у порівнянні із застосуванням схеми, в якій реалізується зворотний рух потоків.

Особливістю робочого процесу свердловинного струминного насоса є підвищена імовірність його експлуатації в кавітаційному режимі. Враховуючи наведену в роботі [12] математичну модель робочого процесу свердловинної ежекційної системи мінімальна глибина розміщення струминного насоса в свердловині за умови забезпечення його безкавітаційної роботи визначається співвідношеннями

$$H_{p\min}^r = \frac{\frac{8}{\pi^2} Q_w^2 \left(\frac{1}{d_w^4} - \frac{1}{d_i^4} \right)}{g + \frac{8}{\pi^2} \frac{\lambda_c Q_w^2}{d_i^5}}; \quad (7)$$

$$H_{p\min}^d = \frac{\frac{8}{\pi^2} Q_w^2 \left(\frac{1}{d_w^4} - \frac{1}{d_i^4} \right)}{g + \frac{8}{\pi^2} \frac{\lambda_a Q_w^2}{(D_c - d_o)^2 (D_c + d_o)^3}}, \quad (8)$$

де $H_{p\min}^r, H_{p\min}^d$ – мінімально допустима за умови виникнення кавітації глибина розміщення струминного насоса в свердловині при зворотній та прямій циркуляції робочого середовища;

d_w, d_i – діаметр робочої насадки струминного насоса та внутрішній діаметр колони підйомних труб;

λ_c, λ_a – коефіцієнт лінійного гідравлічного опору каналу підйомних труб та міжтрубного простору.

Визначення мінімально допустимої глибини розміщення струминного насоса в свердловині можливе після встановлення значень фактичних та перехідних чисел Рейнольдса, зони турбулентного тертя та розрахунку коефіцієнтів лінійного гідравлічного опору λ_c, λ_a відповідно із загальноприйнятою методикою. Розрахункова процедура повторюється для різних значень витрати робочого потоку, які прийняті відповідно із досвідом експлуатації нафтових струминних насосів і не перевищують величини $Q_w=0,01 \text{ м}^3/\text{с}$.

Визначимо співвідношення мінімально допустимих за умови виникнення кавітації глибин розміщення струминного насоса в свердловині при прямій та зворотній циркуляції робочого середовища, використовуючи рівняння (7), (8)

$$\bar{H}_{p\min} = \frac{H_{p\min}^d}{H_{p\min}^r} = \frac{g + \frac{8}{\pi^2} \frac{\lambda_c Q_w^2}{d_i^5}}{g + \frac{8}{\pi^2} \frac{\lambda_a Q_w^2}{(D_c - d_o)^2 (D_c + d_o)^3}} \quad (9)$$

Графічна інтерпретація рівняння (9) наведена на рисунку 4.

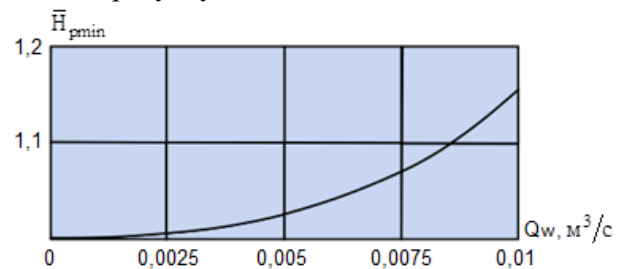


Рисунок 4 – Співвідношення мінімально допустимих за умови виникнення кавітації глибин розміщення струминного насоса в свердловині при прямій та зворотній циркуляції робочого середовища

У випадку прямої циркуляції робочого середовища мінімально допустима за умови виникнення кавітації глибина розміщення струминного насоса в свердловині перевищує даний параметр при застосуванні ежекційної системи із зворотною циркуляцією. Необхідність розміщення струминного насоса на більшій глибині визначає зростання імовірності експлуатації ежекційної системи в кавітаційному режимі. Величина співвідношення мінімально допустимих глибин зростає зі зростанням робочої витрати, яка створюється поверхневим насосним агрегатом. В процесі вибору необхідної величини робочої витрати, зазвичай, враховують дебіт свердловини. Для високодебітних свердловин величину робочої витрати приймають максимальною. Таким чином, розбіжність між

величинами мінімально допустимих глибин розміщення струминного насоса зростає при експлуатації високодебітних свердловин. Необхідно також зауважити про інтенсифікацію зношування експлуатаційної колони у випадку прямої циркуляції робочого середовища, коли продукція свердловини транспортується гідравлічним каналом міжтрубного простору. При цьому виникає небезпека втрати герметичності обсадної колони та зростання вартості технічного обслуговування експлуатаційної свердловини.

Висновки

Під час моделювання робочого процесу та порівняльного аналізу характеристик нафтового струминного насоса у випадку прямої та зворотної циркуляції робочого середовища встановлено:

– відмінності у побудові гідравлічних характеристик ежекційних систем, в яких реалізується пряма та зворотна циркуляція робочого середовища, пов'язані з особливостями визначення гідравлічних втрат в напірній лінії нафтового струминного насоса. У випадку прямої та зворотної циркуляції робочого середовища гідравлічні втрати в напірній лінії струминного насоса визначаються відповідно в каналі міжтрубного простору та в каналі підйомних труб експлуатаційної свердловини;

– використання ежекційної системи з прямою циркуляцією робочого середовища у порівнянні із застосуванням схеми, в якій реалізується зворотний рух потоків, забезпечує для розглянутих умов експлуатації зростання коефіцієнта ежекції на 40,5 %, а ККД струминного насоса – на 28,6 %;

– використання ежекційної системи з прямою циркуляцією робочого середовища відзначається більшою імовірністю виникнення кавітації в проточній частині струминного насоса та вимагає більших глибин його розміщення в свердловині. Мінімально допустима глибина встановлення струминного насоса в свердловині та величина робочої витрати пов'язані обернено пропорційною залежністю. Мінімально допустима глибина розміщення струминного насоса зростає при експлуатації високодебітних свердловин, коли витрата робочого потоку приймає максимальні значення.

Зважаючи на отримані результати, ежекційна система з прямою циркуляцією робочого середовища має переваги при виборі схеми розміщення нафтового струминного насоса в експлуатаційній свердловині. Ежекційну систему із зворотною циркуляцією робочого середови-

ща доцільно використовувати у випадку наявності в пластовій рідині агресивних речовин та високого вмісту піску, а також при експлуатації високодебітних свердловин.

Завдання подальших досліджень полягає в автоматизації процесу вибору раціональної схеми використання нафтового струминного насоса.

Література / References

1. Wyrostkiewicz M., Panevnyk D.A. Simulation of the working process of a dual-circuit downhole ejection system. *Nafta-Gaz*. 2022. No. 9. P. 654–661. <https://doi.org/10.18668/NG.2022.09.02>.

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

3. Pandya S., Ahmed R., Shah S.N. Experimental study on wellbore cleanout in horizontal wells. *Journal of Petroleum Science and Engineering*. 2019. Vol. 177. Iss. 6. P. 466–478. <https://doi.org/10.1016/j.petrol.2019.02.069>.

4. Vélez R.P., Vásquez-Santacruz J., Marín-Urías 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. Iss. 1. 13 p. <https://doi.org/10.23967/j.rimni.2018.11.002>.

5. Chavan C., Jha M., Singh M.K., Singh R. Selection and Successful Application of Jet Pumps in Mangala Oil field: A Case Study. *SPE Artificial Lift Conference and Exhibition held in Manama, Bahrain, 27-28 November 2012*. SPE 163116. 24 p. <https://doi.org/10.2118/163116-MS>.

6. Panevnyk D., Krehel' R. Investigation of the characteristics of an oil jet pump when using a group ground drive. *Journal of Engineering Research*. 2023. Vol. 11. Iss. 1. March 2023. Article 100004. 6 p. <https://doi.org/10.1016/j.jer.2023.100004>.

7. Hakiki F., Wibowo A.T., Rahmawati S.D., Yasutra A. An Analytical Model for Multilayer Well Production Evaluation to Overcome Cross-Flow Problem. *SPE/IATMI Asia Pacific Oil & Gas Conference and Exhibition, Bali, Indonesia, 17–19 October 2017*. SPE-186275-MS. 14 p. <https://doi.org/10.2118/186275-MS>.

8. Patent USA No US4790376A, Cl. E21B43/129. Downhole jet pump / Weeks B.R. Appl. US06/935,819; filed: 28.11.1986; pub. date: 12.13.1988.

9. Carvalho P.M., Podio A.L., Sepehrnoori K. An electrical Submersible jet pump for gassy oil wells. *Journal of Petroleum Technology*. 1999. No 5. P.34-35. <https://doi.org/10.2118/0599-0034-jpt>.

10. Wang Z., Lei Yu., Wu Z., Wu J., Zhang M., Liao R. Structure Size Optimization and Internal Flow Field Analysis of a New Jet Pump Based on the Taguchi Method and Numerical Simulation. *Processes*. 2023. Vol. 11. Iss. 341. <https://doi.org/10.3390/pr11020341>.

11. Nunez Pino O.A., Pugh T.S., Hubbard J. Gas Lift-Jet Pump Hybrid Completion Reduces Nonproductive Time During Unconventional Well Production. *SPE Argentina Exploration and Production of Unconventional Resources Symposium*, Buenos Aires, Argentina, 1–3 June 2016. SPE-180958-MS. 9 p.

12. Panevnyk D.O. Metod kontroliu kavitatsiinykh kharakterystyk sverdlovyynnoho strumynnoho nasosa. *Metody ta prylady kontroliu yakosti*. 2023. No 2 (51). P. 72–80. DOI: [10.31471/1993-9981-2023-2\(51\)-72-80](https://doi.org/10.31471/1993-9981-2023-2(51)-72-80). [in Ukrainian]