

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ПРОТОЧНОЇ ЧАСТИНИ СВЕРДЛОВИННОГО СТРУМИННОГО НАСОСА НА ЙОГО ХАРАКТЕРИСТИКИ

О.П. Мельников

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська 15; тел. (0342) 727116;

e-mail: gidro@nimg.edu.ua

Проведено аналіз відомих досліджень, присвячених струминним насосам, а також експлуатації струминних насосів у процесі спорудження нафтових та газових свердловин. Обґрунтовано необхідність у подальших досліджень характеристик струминних насосів. Проведено математичне моделювання впливу кутового, ексцентричного зміщення робочої насадки струминного насоса на його характеристики. Методом комп'ютерного моделювання встановлено вплив абсолютної шорсткості проточної частини струминного насоса на його характеристики. Розроблено лабораторний стенд для експериментального визначення впливу технологічних відхилень конструкцій струминних насосів на їх характеристики. Експериментально перевірено вплив технологічних відхилень на характеристики струминних насосів. Визначено критерій оцінки ефективності роботи струминних насосів під час буріння нафтогазових свердловин у випадку технологічних відхилень конструкції проточної частини струминного насоса. Сформульовано завдання подальших досліджень.

Ключові слова : струминний насос, ежектор, відносний напір, коефіцієнт ежекції.

Проведен анализ известных исследований, посвященных струйным насосам, а также эксплуатации струйных насосов в процессе сооружения нефтяных и газовых скважин. Обоснована необходимость дальнейших исследований характеристик струйных насосов. Проведено математическое моделирование влияния углового, эксцентричного смещения рабочей насадки струйного насоса на его характеристики. Методом компьютерного моделирования установлено влияние абсолютной шероховатости проточной части струйного насоса на его характеристики. Разработан лабораторный стенд для экспериментального определения влияния технологических отклонений конструкций струйных насосов на их характеристики. Экспериментально проверено влияние технологических отклонений на характеристики струйных насосов. Определен критерий оценки эффективности работы струйных насосов при бурении нефтегазовых скважин при технологических отклонениях конструкции проточной части струйного насоса. Сформулированы задачи дальнейших исследований

Ключевые слова: струйный насос, эжектор, относительный напор, коэффициент эжекции.

The known studies on the jet pumps and jet pump operation during oil and gas well construction have been analyzed. The necessity of further study of jet pump characteristics has been grounded. The mathematical modeling of the angular, eccentric displacement of the jet pump working nozzle effect on its operational characteristics has been performed. By computer simulation, the influence of the absolute roughness of the jet pump flow part on its characteristics has been determined. The laboratory bench was designed for the experimental determination of the impact of technological deviations on jet pump characteristics. The effect of process variations on the performance of jet pumps was experimentally tested. The criterion for evaluating the jet pump performance for drilling oil and gas under conditions of the process deviations of the jet pump flow was determined. The problems of further research were defined.

Key words: jet pump, ejector, head ratio, flow ratio.

Гідравлічні схеми з використанням струминних насосів у бурінні нафтогазових свердловин дають змогу створювати депресію на пласт, а саме, знижувати диференціальний тиск у свердловині і, як наслідок, збільшити механічну швидкість буріння. Дана обставина робить використання струминних насосів досить ефективним при бурінні в зонах поглинання бурового розчину. Можливість струминного насоса інтенсифікувати промивання свердловин поряд з попередженням поглинання бурового розчину призвела до використання ежекційних систем в похилому бурінні.

Суттєвим недоліком струминних насосів є низький ККД. Відомі конструкції, де досягнуто максимальний ККД 42% [3]. Тому підвищення точності виготовлення даного пристрою при оптимальному співвідношенні геометричних

розмірів повинно призвести до підвищення ефективності його роботи. Проте підвищення вимог до параметрів конструкції обов'язково призведе до здорожчання виготовлення та експлуатації, що досить гостро відчутно в умовах нафтогазових підприємств.

Відомі дослідження присвячені визначенню оптимальних параметрів конструкції проточної частини струминних насосів таких авторів, як Сазонов Ю.А. [1], Каменев П.Н. [3], Кіріловський Ю.Л. [4], Соколова Е.Я. [6] та інших.

У попередніх дослідженнях не враховувалося те, що в складних умовах спорудження нафтогазових свердловин при експлуатації струминних насосів можливе виникнення кутового та ексцентричного зміщень робочої насадки струминного насоса, а також зміна шорсткості його проточної частини. Дані технологічні

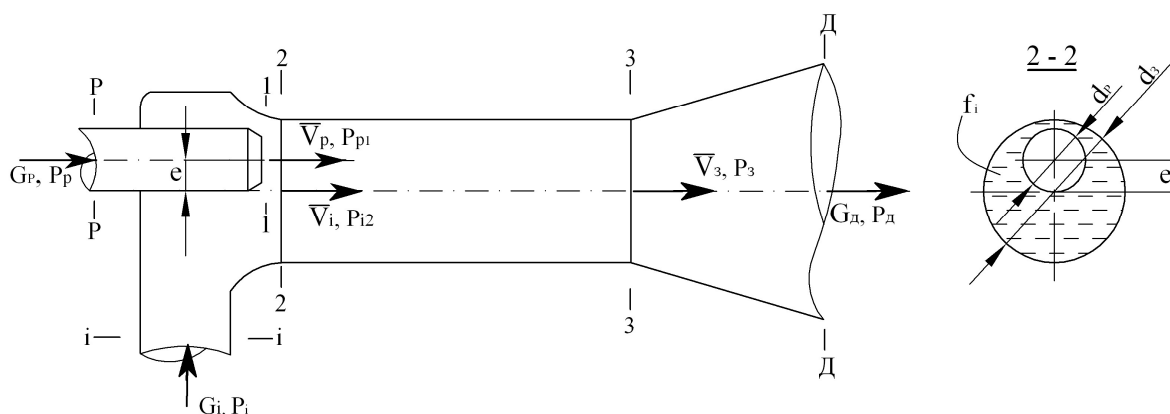


Рисунок 1 – Схема ексцентричного зміщення робочої насадки струминного насоса

порушення призводять до надлишкових гідравлічних втрат, а, отже, до зниження ККД струминного насоса.

Тому метою даної статті буде встановлення залежності ефективності роботи струминного від величин технологічних відхилень конструкції його проточної частини: кутове та ексцентричне зміщення робочої насадки, зміна абсолютної шорсткості поверхні проточної частини струминного насоса.

В процесі дослідження [7] була отримана математична модель, характеристика струминного насоса в умовах кутового зміщення робочої насадки:

$$\bar{h} = \frac{\cos^2 \alpha}{k_{CH}} \left[1,76 + 0,7 \frac{i^2}{k_{CH} - \cos \alpha} - 1,07 \frac{(1+i)^2}{k_{CH}} \right], (1)$$

де \bar{h} – відносний напір струминного насоса;
 α – кутове зміщення робочої насадки, град.;

k_{CH} – основне геометричне співвідношення струминного насоса;

i – коефіцієнт інжекції.

Загальні положення під час виведення рівняння характеристики струминного насоса залежать від ексцентричного зміщення e робочої насадки відносно камери змішування і аналогічні виведенню рівняння характеристики струминного насоса як функції від кутового зміщення робочої насадки. Залишається лише з'ясувати, на які параметри струминного насоса безпосередньо впливає ексцентриситет елементів його проточної частини. Порівняно із залежністю характеристики струминного насоса від кутового зміщення робочої насадки при ексцентричному зміщенні сопла струминного насоса залишаються незмінними швидкість потоку робочої рідини \bar{V}_p на входній ділянці камери змішування, а також основний геометричний параметр струминного насоса k_{CH} . В даному дослідженні слід розглядати потоки робочої та інжектваної рідини на межі струмини як циліндричні поверхні з різною лінійною швидкістю. Відстань між даними поверхнями є мінімальною і прямує до нуля. При цьому, з принципу роботи струминного насоса є очевидним, що

швидкість i , як наслідок, витрата інжектваного потоку рідини перебувають у функціональній залежності від швидкості потоку робочої рідини. Усе вище сказане дає підстави під час виведення рівняння характеристики струминного насоса за умови неспіввідності робочої насадки та камери змішування використовувати залежність об'ємної Q_i та масової G_i витрат інжектваної рідини від ексцентричного зміщення робочої насадки [6].

Якщо потік робочої рідини з радіусом r розташований з деяким ексцентриситетом e (рис. 2, б), то відстань a буде змінною величиною:

$$a = R + e \cdot \cos \varphi - r = a_0 (1 + \varepsilon \cos \varphi), (2)$$

де $\varepsilon = \frac{e}{a_0}$ та $a_0 = \frac{d_3 - d_p}{2} = R - r$.

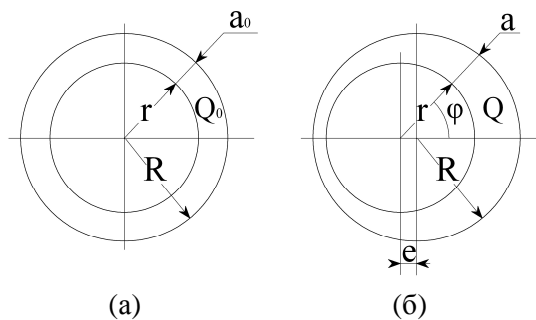


Рисунок 2 – Схеми концентричного та ексцентричного розміщення потоків рідини

Розглядаючи елемент зазору шириною $r d\varphi$ як плоску щілину, отримаємо вираз для визначення елементарної витрати інжектваного потоку:

$$dQ = \frac{p_{TP} \cdot a^3}{12\mu \cdot l} r d\varphi = \frac{p_{TP} \cdot a_0^3}{12\mu \cdot l} (1 + \varepsilon \cos \varphi)^3 r d\varphi, (3)$$

де μ – коефіцієнт динамічної в'язкості потоку рідини, Па·с;

l – довжина елементарної ділянки потоку, м;

p_{TP} – втрати тиску на тертя по довжині потоку, Па.

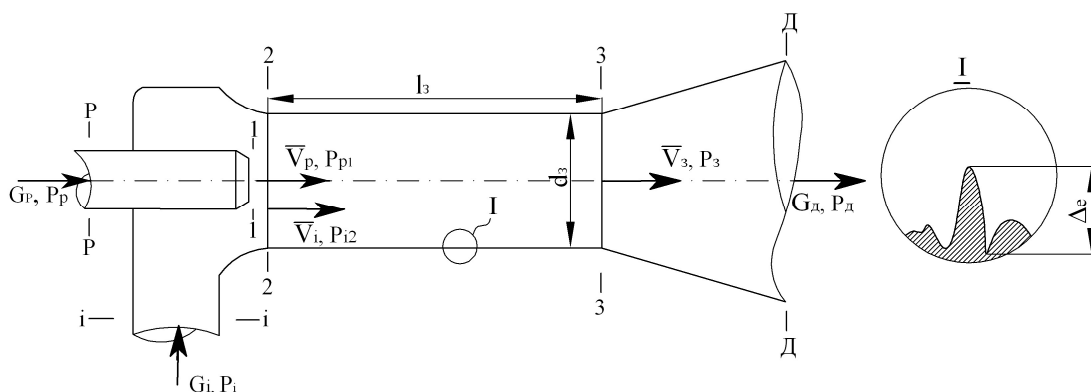
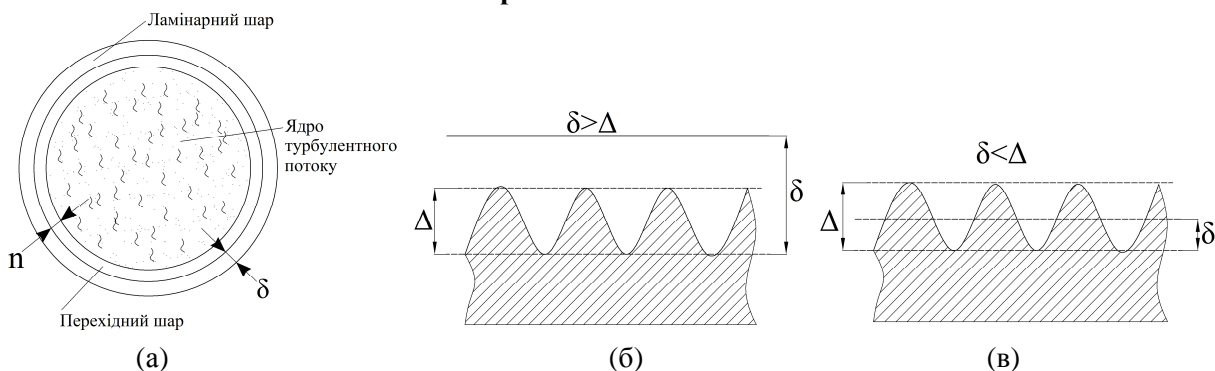


Рисунок 3 – Розрахункова схема струминного насоса з урахуванням шорсткості елементів проточної частини



а) схема розміщення шарів турбулентного потоку;
 б) розміщення ламінарного підшару у випадку гладкого тертя турбулентного потоку;
 в) розміщення ламінарного підшару у випадку квадратичного тертя турбулентного потоку

Рисунок 4 – Фізичні явища в турбулентному потоці рідини

Проінтегрувавши (3) по колу, знайдемо повну витрату інжектowanego потоку:

$$Q = \frac{P_{TP} \cdot a_0^3 \cdot 2\pi}{12\mu \cdot l} \int_0^{2\pi} (1 + \varepsilon \cos \varphi)^3 r d\varphi = Q_0 \left(1 + \frac{2}{3} \varepsilon^2 \right), \quad (4)$$

де $Q_0 = \frac{P_{TP} \cdot 2\pi r}{12\mu \cdot l} a_0^3$ – витрата інжектowanego потоку при співвісному розташуванні потоків робочої та інжектowanego рідин. Звідси:

$$Q_i(\varepsilon) = Q_i \left(1 + \frac{2}{3} \varepsilon^2 \right); \quad (5)$$

$$G_i(\varepsilon) = G_i \left(1 + \frac{2}{3} \varepsilon^2 \right). \quad (6)$$

Далі, підставивши залежності (5) та (6) в рівняння імпульсів [6] (як і при виведенні залежності характеристик струминного насоса від кутового зміщення робочої насадки), отримаємо характеристику струминного насоса в умовах ексцентричного зміщення робочої насадки:

$$\bar{h} = \frac{1}{k_{CH}} \times \quad (7)$$

$$\times \left[1,76 + 0,7 \frac{i^2 \left(1 + \frac{2}{3} \varepsilon^2 \right)^2}{k_{CH} - 1} - 1,07 \frac{\left(1 + i \left(1 + \frac{2}{3} \varepsilon^2 \right) \right)^2}{k_{CH}} \right].$$

Згідно з результатами експериментальних досліджень і теоретичних припущень Кармана, Прандтля, Нікурадзе та інших вважається, що в потоках, які знаходяться в умовах турбулентного режиму, на поверхні труб, стінок, каналів існує досить тонкий шар рідини з режимом руху, близьким до ламінарного. Цей шар рідини називається "ламінарним підшаром". Товщина його дуже мала і вимірюється частками міліметра. Інша частина потоку створює так зване "турбулентне ядро". Між ламінарним підшаром та турбулентним ядром існує перехідний шар із змішаним режимом руху (часом ламінарним, часом турбулентним з добре видимими зривами вихрів).

Отже, потік, який знаходиться в турбулентному режимі руху, складається із ламінарного підшару, перехідного шару і турбулентного ядра (рис. 4, а).

Припустимо, що потік знаходиться в турбулентному режимі руху та рухається трубою з шорсткістю поверхні Δ . Якщо ламінарний підшар товщиною δ , що обтікає виступи шорсткості, повністю їх перекриває (рис. 4, б), то втрати напору не будуть залежати від ступеня шорсткості стінок труби. В цьому випадку рідина ковзає по ламінарному підшару, і має місце тертя рідини до рідини.

Якщо ж виступи шорсткості більші від товщини ламінарного підшару (рис. 4, в), то втрати напору значною мірою залежатимуть від

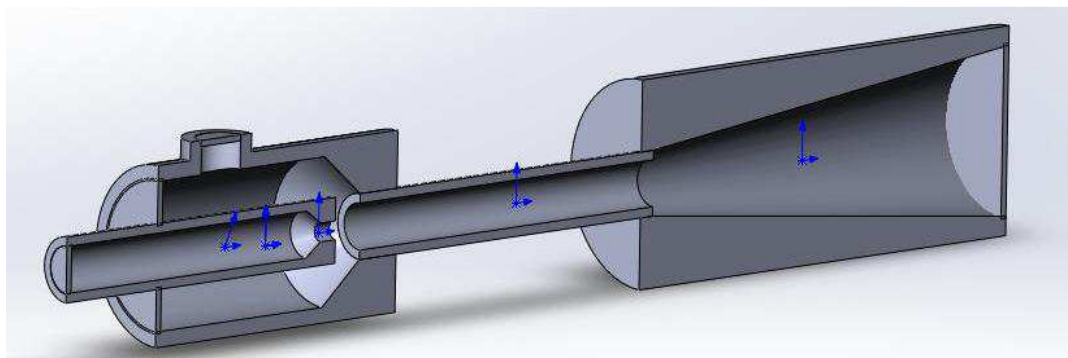


Рисунок 5 – 3D модель струминного насоса $K_{CH} = 6,25$, $d_{PH} = 6$ мм

шорсткості стінок, оскільки в цьому випадку тертя рідини відбувається до шорсткої поверхні, не зглаженої ламінарним підшаром. У відповідності з цим розрізняють дві категорії стінок труб: гладкі ($\delta > \Delta$) і шорсткі ($\delta < \Delta$). При цьому необхідно зауважити, що поняття “гладкої стінки” є відносним, тому що товщина ламінарного підшару залежить від числа Рейнольдса, зменшуючись у міру збільшення цього числа.

При визначенні залежності характеристики струминного насоса від шорсткості поверхонь проточної частини струминного насоса необхідно врахувати той факт, що основні гідравлічні втрати на гідравлічне тертя відбуваються в камері змішування струминного насоса. Визначити абсолютні гідравлічні втрати в камері змішування струминного насоса можна за допомогою формули Дарсі:

$$h_{TP} = \lambda \frac{l_3}{d_3} \cdot \frac{V_3^2}{2g}, \quad (8)$$

де l_3 – довжина камери змішування, м;
 λ – коефіцієнт гідравлічного тертя.

Число Рейнольдса для змішаного потоку рідини в струминному насосі визначається за формулою

$$Re = \frac{V_3 \cdot d_3}{\nu_3}, \quad (9)$$

де ν_3 – кінематична в'язкість змішаного потоку рідини, m^2/c .

Втрати тиску в камері змішування в залежності від гідравлічного тертя визначаються формулою:

$$p_{TP} = \rho g h_{TP} = \frac{g}{v} \lambda \frac{l_3}{d_3} \frac{V_3^2}{2g} = \lambda \frac{l_3}{d_3} \frac{V_3^2}{2v}. \quad (10)$$

Записуємо рівняння імпульсів струминного насоса (див. рис. 3):

$$\begin{aligned} \varphi_2 (G_P V_P + G_i V_i) - (G_P + G_i) V_3 &= \\ &= (p_3 - p_{i2}) f_i + (p_3 - p_{p1}) f_P. \end{aligned} \quad (11)$$

Для характерних перерізів струминного насоса запишемо рівняння для визначення швидкостей:

$$V_P = \frac{G_P \cdot v_P}{f_P}; V_i = \frac{G_i \cdot v_i}{f_i}; V_3 = \frac{(G_P + G_i) \cdot v_3}{f_3}. \quad (12)$$

Тиски в характерних перерізах струминного насоса отримані на основі рівняння Бернуллі як різниця між тиском на вході (виході) характерної ділянки та динамічною складовою тиску в характерному перерізі (див. рис. 3):

$$\begin{aligned} P_3 &= P_D - \frac{V_3^2 \cdot \varphi_3^2}{2v_3}; \quad P_{i2} = P_i - \frac{V_i^2}{2v_i \cdot \varphi_4^2}; \\ P_{p1} &= P_P - \frac{V_P^2}{2v_P \cdot \varphi_1^2}. \end{aligned} \quad (13)$$

Як видно, методика визначення характеристики струминного насоса з урахуванням гідравлічних втрат на тертя в камері змішування за допомогою рівняння імпульсів є неможливим, оскільки рівняння (13) не враховують вплив гідравлічного тертя в камері змішування на дані тиски.

Проаналізувавши отриману інформацію, можна зробити висновки про те, що метою подальших досліджень буде експериментальне визначення впливу шорсткості проточної частини струминного насоса на його характеристики, а також методом комп'ютерного моделювання процесу роботи струминного насоса, що буде розглянуто далі.

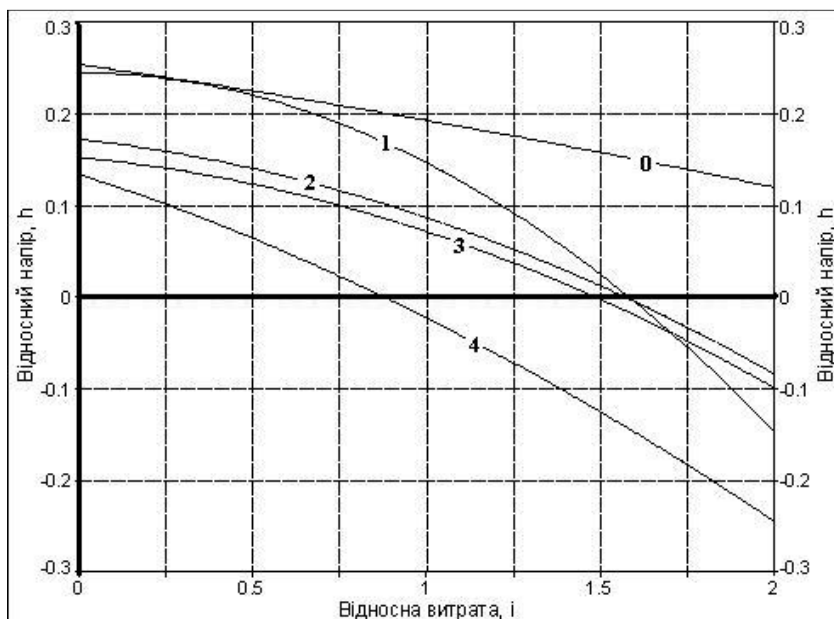
На першому етапі дослідження методом комп'ютерного моделювання процесу роботи створюється точна 3D модель-збірка струминного насоса з 3D елементів струминного насоса, виконана в масштабі 1:1. «Збірка» струминного насоса зображено на рисунку 5.

На другому етапі вводяться дані модельованих гідравлічних потоків:

- прискорення вільного падіння за нормальних умов;
- робоча рідина – вода;
- розрахунок з урахуванням можливості виникнення кавітації;
- шорсткість поверхонь проточної частини 40 мкм (для кожної серії експериментів одне значення: 0; 40мкм; 100мкм; 600мкм).

А також задаються граничні умови:

- витрата робочої рідини $0,0004 m^3/c$, для всіх етапів моделювання залишається незмінною;
- витрата інжектваної рідини змінюється в межах від 0 до $0,0012 m^3/c$ з кроком $0,0002 m^3/c$ для визначення кожної з точок характеристики струминного насоса;



0 – теоретична крива [108]; 1 – 0мкм; 2 – 40мкм; 3 – 100мкм; 4 – 600мкм

Рисунок 6 – Характеристика струминного насоса, $d_{рн}=6\text{мм}$, $K_{сн}=6,25$ за різних значень шорсткості його проточної частини

– гідравлічний опір на виході з дифузора струминного насоса 103 кПа.

Зауважимо, що для кожної точки характеристики виконується незалежний перерахунок для окремого значення витрати інжектваного потоку.

За отриманими методом комп'ютерної імітації даними будуються відносні характеристики струминних насосів для кожного робочого режиму. Для струминного насоса $K_{сн}=6,25$ отримано групу кривих для різних значень шорсткості проточної частини, яку зображено на рисунку 6.

Для порівняння отриманих характеристик використовується коефіцієнт втрат відносного напору внаслідок зміни кутового зміщення робочої насадки струминного насоса, порівняння здійснюється при одному значенні коефіцієнта інжекції $i = const$ для забезпечення подібності модельованих фізичних процесів:

$$k_{\delta i}^{\alpha} = \frac{h_0}{h_{(\alpha)}} \cdot 100\%, \quad (14)$$

де $h_{(\alpha)}$ – відносний напір при відомому значенні кутового зміщення робочої насадки струминного насоса визначається експериментальним шляхом при заданому значенні коефіцієнта інжекції або за формулою (1);

$$\bar{h}_0 = \frac{1}{k_{сн}} \left[1,76 + 0,7 \frac{i^2}{k_{сн} - 1} - 1,07 \frac{(1+i)^2}{k_{сн}} \right] -$$

рівняння характеристики струминного насоса без урахування кутового зміщення робочої насадки [6].

Проаналізувавши отриману інформацію, побудували залежність відносних втрат відносного напору струминного насоса при зміні відносної витрати (рис. 7).

Як видно з графічних залежностей, традиційний метод оцінки за втратами відносного напору не дає однозначного уявлення про залежність характеристик струминного насоса від шорсткості проточної частини. Тому для більш якісної оцінки енергетичних втрат слід змінити критерій оцінки роботи струминних насосів. Таким критерієм, особливо з точки зору роботи струминного насоса в процесі спорудження нафтогазових свердловин, може бути величина гідравлічних втрат на робочій насадці, яка виникає внаслідок зміни шорсткості елементів проточної частини струминного насоса. Для оцінки впливу шорсткості на втрати тиску на робочій насадці струминного насоса вводиться коефіцієнт шорсткості.

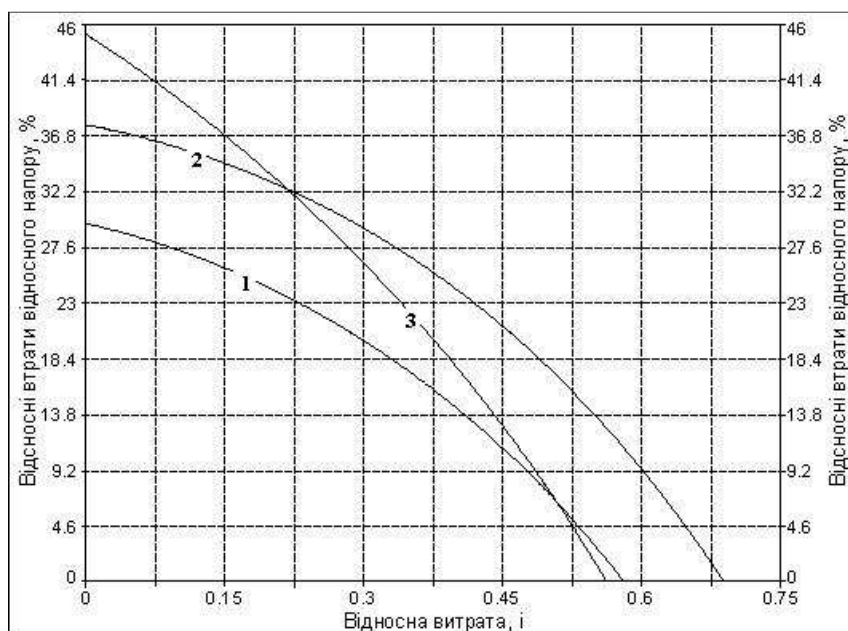
Коефіцієнт шорсткості визначає збільшення гідравлічних втрат тиску на робочій насадці внаслідок зміни фізичних властивостей (гідравлічна шорсткість, абсолютна шорсткість) поверхні проточної частини струминного насоса у бік погіршення її якості:

$$k_{\Delta} = \frac{P_P^{(\Delta)}}{P_P^{(\Delta=A)}}; \quad (15)$$

$$k'_{\Delta} = \frac{P_P^{(\Delta)}}{P_P^{(\Delta=0)}}, \quad (16)$$

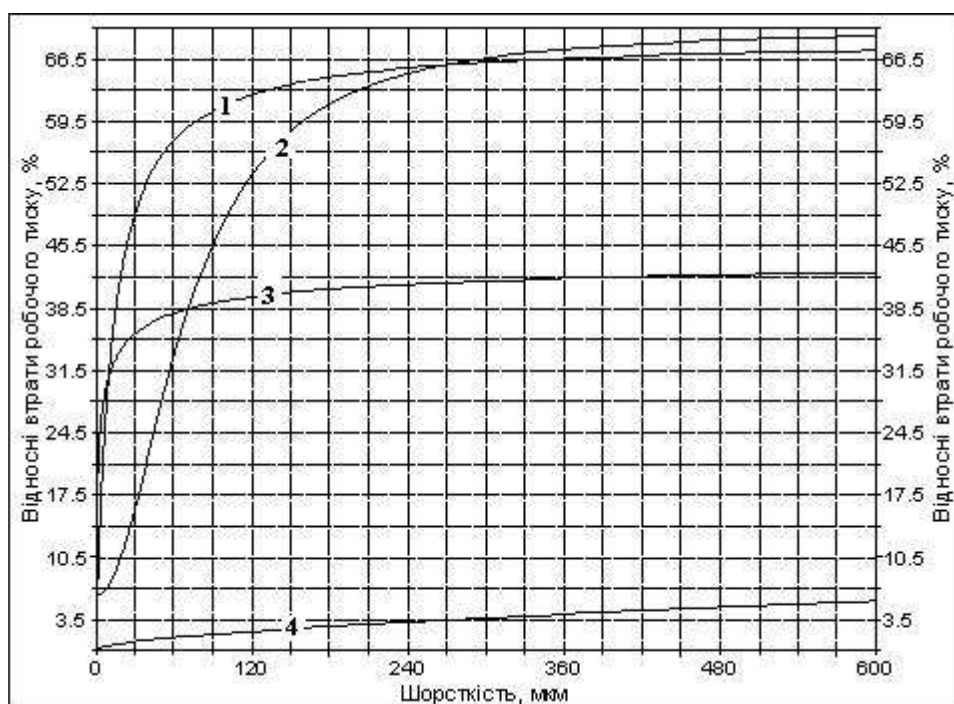
де $P_P^{(\Delta)}$ – втрати тиску на робочій насадці струминного насоса при заданій якості робочої поверхні (шорсткості), отримується експериментальним шляхом або методами комп'ютерного моделювання роботи струминного насоса за допомогою сучасного програмного забезпечення;

$P_P^{(\Delta=A)}$ – втрати тиску на робочій насадці струминного насоса при оптимальному значенні A (мкм) шорсткості робочої поверхні, отри-



1 - 40мкм; 2 - 100мкм; 3 - 600мкм

Рисунок 7 – Відносні втрати відносного напору, отримані шляхом комп’ютерного моделювання для різних значень шорсткості проточної частини струминного насоса при $K_{СН} = 6,25$



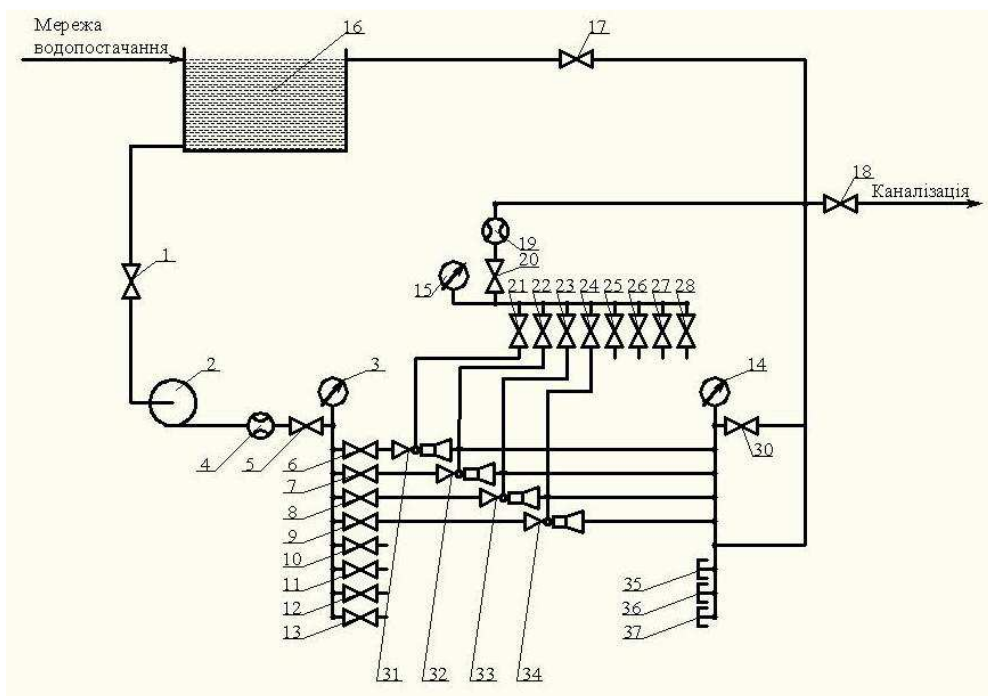
1 - $K_{СН} = 9$; 2 - $K_{СН} = 6,25$; 3 - $K_{СН} = 4,59$; 4 - $K_{СН} = 3,52$

Рисунок 8 – Залежність відносних гідравлічних втрат в робочій насадці струминного насоса від чистоти обробки поверхні проточної частини струминного насоса за різних значень $K_{СН}$

мується експериментальним шляхом або методами комп’ютерного моделювання роботи струминного насоса за допомогою сучасного програмного забезпечення;

$P_p^{(\Delta=0)}$ – втрати тиску на робочій насадці струминного насоса при значенні шорсткості робочої поверхні 0 мкм, отримується аналітичним шляхом або методами комп’ютерного моделювання роботи струминного насоса за допомогою сучасного програмного забезпечення.

Оскільки метод моделювання роботи струминного насоса дозволяє оцінити зміни робочого тиску у випадку зміни шорсткості елементів проточної частини струминного насоса, був проведений аналіз даного впливу, який знайшов відображення у характеристиках, зображених на рисунку 8, де відносні втрати робочого напору є коефіцієнтом шорсткості у відсотковому відображенні.



1, 5-13, 17, 18, 20-28, 30 – засувка; 2 – відцентровий насос; 3, 14 – манометр; 4, 14, 19 – витратомір; 15 – мановакууметр; 16 – підірний бак; 31-34 – струминний насос; 35-37 – заглушка

Рисунок 9 – Гідравлічна схема лабораторного стенда

Основною задачею експериментальних досліджень є отримання експериментальних даних, на основі яких можна розробити рекомендації щодо проектування струминних насосів. Крім того, існує потреба в перевірці справедливості відомих теоретичних методик розрахунку струминних насосів. З цією метою розроблено лабораторний стенд, гідравлічна схема якого зображена на рисунку 9.

Дослідження впливу ексцентричного зміщення робочої насадки струминного насоса аналогічне дослідженню впливу шорсткості елементів проточної частини струминного насоса на його характеристики. «Базовою» приймають характеристику отриману для значення мінімальної шорсткості елементів проточної частини струминного насоса, для зменшення впливу даного чинника на характеристики струминного насоса. Далі за допомогою кількох серій випробувань, для яких змінною величиною буде ексцентричне зміщення робочої насадки, отримуємо масив кривих відносних характеристик струминного насоса.

Для порівняння отриманих характеристик використовується коефіцієнт втрат відносного напору внаслідок зміни ексцентричного зміщення робочої насадки струминного насоса. Порівняння здійснюється при одному значенні коефіцієнта інжекції $i = const$ для забезпечення подібності модельованих фізичних процесів:

$$k_{\Delta}^e = \frac{h_{(\Delta=A)}}{h_{(e)}} \cdot 100\% ; \quad (17)$$

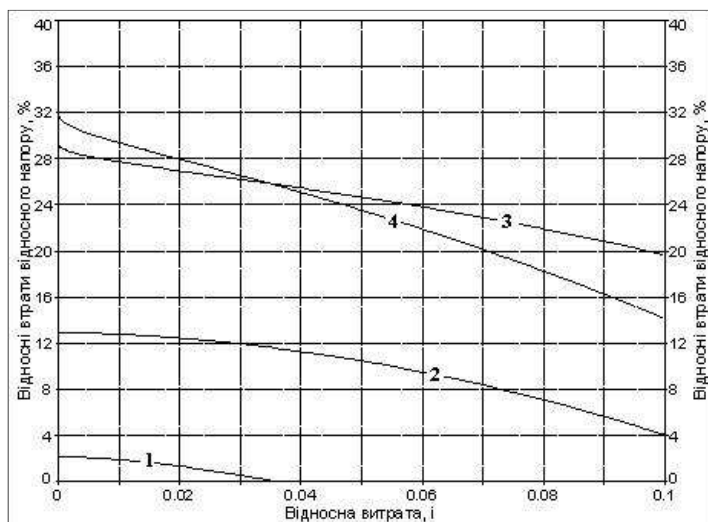
$$k_{\Delta}^{e'} = \frac{h_0}{h_{(e)}} \cdot 100\% , \quad (18)$$

де $h_{(e)}$ – відносний напір при відомому значенні ексцентричного зміщення робочої насадки струминного насоса, визначається експериментальним шляхом при заданому значенні коефіцієнта інжекції, і визначається за формулою (7).

Результатом аналізу даних, отриманих експериментальним шляхом з використанням формул (14)-(18), отримано графічні залежності (рис. 10-12).

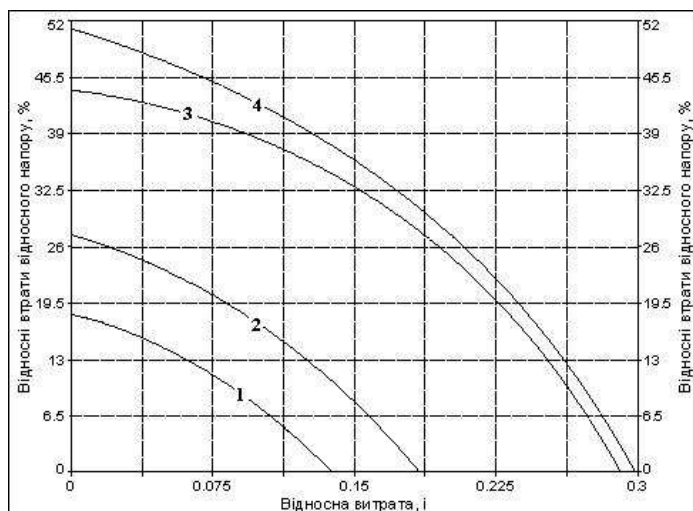
Отже, у ході дослідження теоретично, експериментально, а також методом комп'ютерної імітації встановлено вплив технологічних відхилень на характеристики струминних насоса. Також визначено фактор, який визначає вплив кутового, ексцентричного зміщення робочої насадки, а також погіршення якості поверхні проточної частини (абсолютної шорсткості) на ефективність роботи струминного насоса в процесі буріння нафтогазових свердловин, а саме, додаткові втрати напору на робочій насадці струминного насоса внаслідок технологічних відхилень.

Завданням подальших досліджень буде чітке нормування допустимого кутового, ексцентричного зміщення робочої насадки струминного насоса, а також значення граничної шорсткості поверхні його проточної частини, при яких струминний насос виконуватиме поставлені функції в процесі буріння нафтогазових свердловин.



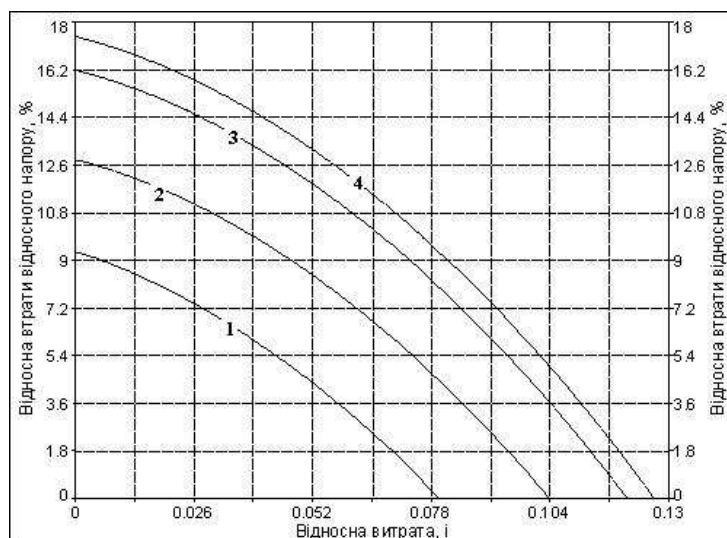
1 – 60мкм; 2 -100мкм; 3 – 150мкм; 4 – 200мкм

Рисунок 10 – Відносні втрати відносного напору, отримані експериментальним шляхом для різних значень шорсткості проточної частини струминного насоса при $K_{сн} = 6,25$



1 – 1мм; 2 – 2мм; 3 – 3мм; 4 – 4мм

Рисунок 11 – Відносні втрати відносного напору, отримані експериментальним шляхом для різних значень ексцентричного зміщення робочої насадки струминного насоса при $K_{сн} = 6,25$



0 – 0°; 1 – 1°; 2 – 2°; 3 – 3°; 4 – 4°

Рисунок 12 – Відносні втрати відносного напору, отримані експериментальним шляхом для різних значень кутового зміщення робочої насадки струминного насоса при $K_{сн} = 6,25$

Література

- 1 Сазонов Ю.А. Разработка устройства, снижающего дифференциальное давление на забое скважины и повышающего скорость бурения: диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук / Ю.А.Сазонов. – Москва: МИНГ им. И.М. Губкина, 1989. – 176 с.
- 2 Онацко Р.Г. Обгрунтування раціональних режимів роботи свердловинних струминних насосів: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.12. / Р.Г.Онацко. – Івано-Франківськ. – 172 с.
- 3 Каменев П.Н. Гидроэлеваторы в строительстве / П.Н.Каменев. – М.: Стройиздат, 1970. – 416 с.
- 4 Кирилловский Ю.Л. Рабочий процесс и основы расчета струйных насосов / Ю.Л.Кирилловский, Л.Г.Подвидз // Труды ВИГМ. – 1960. – Вып. 26. – С. 96-135
- 5 Лямаев Б.Ф. Гидроструйные насосы и установки / Б.Ф.Лямаев. – Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1988. – 256 с.
- 6 Соколов Е.Я. Струйные аппараты / Е.Я.Соколов, Н.М.Зингер. – М.: Энергия, 1970. – 288 с.
- 7 Мельников О.П. Рівняння характеристики свердловинного струминного насоса в умовах кутового зміщення робочої насадки / О.П.Мельников, О.В.Паневник // Нафт. і газ. пром-сть. – 2012. – №1. – ISSN 0548-1414.

*Стаття надійшла до редакційної колегії
17.09.12*

*Рекомендована до друку
професором **Копеєм Б.В.**
(ІФНТУНГ, м. Івано-Франківськ)
канд. техн. наук **Костівим В.В.**
(УМГ «Прикарпаттрансгаз»,
м. Івано-Франківськ)*