

УДК 622.242.6

З.М. ОДОСІЙ, С.С. ЧАПЛІНСЬКИЙ*Івано-Франківський Національний технічний університет нафти і газу, Україна***МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ РОБОТИ ГІДРАВЛІЧНОЇ ЧАСТИНИ
ПОРШНЕВИХ НАСОСІВ З САМОДІЮЧИМИ КЛАПАНАМИ**

Розглянуто математичне моделювання роботи гідравлічної частини поршневих насосів, методика визначення коефіцієнта спрацювання клапана за допомогою обчислювальної гідродинаміки. Подано аналіз досліджень роботи клапанів поршневих насосів, ураховано фактори, які раніше не враховувались в математичних моделях. Отримано емпіричні залежності коефіцієнта спрацювання клапана №7 насоса УНБТ-950 від висоти підйому тарілки над сідлом як змінної величини, розв'язок математичної моделі за допомогою чисельного метода.

поршневий насос, клапан, коефіцієнт спрацювання, рівняння Нав'є-Стокса, математична модель, алгоритм

Вступ

Поршневі насоси широко використовуються в авіа-, верстатобудуванні та інших галузях машинобудування.

На даний час для визначення технічних характеристик нових конструкцій поршневих насосів проводиться цілий ряд складних експериментів, які повторюються неодноразово, що потребує значних затрат коштів та часу. Одним із шляхів зменшення витрат на проектування та дослідження поршневих насосів є математичне моделювання роботи гідравлічної частини поршневого насоса і на його основі дослідження техніко-економічних показників, зокрема коефіцієнта подачі η за різних умов роботи насоса. В статті розглянуто моделювання роботи гідравлічної частини на прикладі бурового поршневого насоса.

1. Формулювання проблеми

Математичне моделювання роботи гідравлічної частини поршневих насосів є однією з найважливіших проблем розвитку насособудування, оскільки відсутня повна математична модель, яка б описувала роботу гідравлічної частини поршневого насоса з мінімальною кількістю експериментальних досліджень чи без них адекватно до реальної.

Відомі математичні моделі роботи клапанних вузлів поршневих насосів, запропоновані вченими Бергом Г., Зайцевим В.І., Нехайєм С.М., Погореловим В.І., Лівінбуком І.Х., Сініцким В.М, Талібзаде Р.Т., Кресінім В.А., Айрапетовим Л.С., не повною мірою відображають сукупність фізичних процесів та явищ, які проходять в гідравлічній частині поршневого насоса під час його роботи. Вони містять велику кількість експериментальних даних та припущень, що спричиняє необхідність при створенні нової конструкції клапана чи інших елементів гідравлічної частини проводити цілий ряд складних натурних експериментів, що не завжди чітко і однозначно відображають реальні фізичні явища.

У [1, 9-11] наведено методики розрахунку роботи клапанів, в яких ще на початку виведення формул математичної моделі руху тарілки клапана закладено неточності, зокрема про постійність коефіцієнта спрацювання клапана μ , що не повною мірою відображає реальний фізичний зміст цього коефіцієнта, неврахування сумісної дії вхідного та вихідного клапанів, стискання рідини, підпір на вхідній лінії, приведеної маси рідини до тарілки клапана, гідродинамічної сили.

При дослідженні нових конструкцій клапанів та гідравлічних частин поршневих насосів важливо ще на стадії проектування якомога точніше та з мен-

шими затратами оцінити коефіцієнт μ , який входить в математичну модель.

На цей час є багато досліджень, присвячених знаходженню залежності $\mu = f(h)$ від висоти підйому тарілки над сідлом h чи коефіцієнта опору $\xi = f(h)$ [1, 2, 6, 8], але всі вони базуються на реальному експерименті, який проводився для певних конструкцій клапанів, і пропонується використовувати отримані залежності для клапанів подібних конструкцій. В [1, 4, 5] для розрахунку рекомендується приймати коефіцієнт μ як постійну величину, яка дорівнює 0,6 - 0,8, тобто μ завжди менше 1. Ці висновки суперечать експериментальним дослідженням [1, 2, 6, 13] тому, що μ є змінною величиною, оскільки залежить від коефіцієнта опору

$$\xi : \mu = \frac{1}{\sqrt{\xi}} \quad [1, 6] \text{ і може бути більшим 1 [3].}$$

Таким чином, результати досліджень свідчать про складний характер даного коефіцієнта та про розбіжності в отриманих результатах [1, табл. 12, с. 88; 6].

У результаті досліджень Краусс, Ліндер, Лутц, Шренк, Попов, Караев [1, 2, 8] дійшли висновку, що для малих значень h μ та ξ значно залежать від конструкції клапана, режиму руху рідини, розмірів клапанної коробки, і отримати узагальнюючу залежність $\mu = f(h)$ для клапанів подібних конструкцій неможливо. Тому для кожної нової конструкції клапанного вузла та гідравлічної частини необхідно проводити експерименти по визначенню μ , які б найбільш повно відповідали реальним умовам роботи поршневих насосів.

2. Вирішення проблеми

Як відомо, коефіцієнт спрацювання клапанного вузла залежить від багатьох факторів: геометрії деталей клапанного вузла (геометрії сідла, тарілки та ущільнення), геометрії гідравлічної частини

(стінками блока, відстані від тарілки клапана до вихідного трубопроводу), шорсткості поверхонь гідравлічної частини, параметрів рідини (густини, в'язкості), параметрів руху рідини (швидкості), тому необхідно визначити даний коефіцієнт на повнорозмірній моделі гідравлічної частини з відтворенням реальних умов роботи.

Отже, виникло завдання скласти найбільш повну математичну модель роботи гідравлічної частини поршневого насоса з урахуванням μ як змінної величини та найбільш повно врахувати чинники, які впливають на роботу та характеристики поршневого насоса, алгоритм вирішення отриманої математичної моделі й методику проведення досліджень щодо μ без проведення натурних експериментів для зменшення та здешевлення робіт по проектуванню нових насосів.

Об'єктом дослідження є поршневий буровий насос УНБТ-950 і його клапанний вузол №7 (рис. 1). Клапанний вузол є найбільш функціонально важливим вузлом гідравлічної частини, який впливає на експлуатаційні характеристики насоса в цілому.

Створена нами математична модель роботи клапанів, яка базується на основі закону нерозривності потоку з поправкою Вестфалія і принципу Даламбера, має такий вигляд (розрахункова схема показана на рис. 1, б):

– для вихідного клапана

$$Q_n \pm Q_{вих} = f_{цв} \mu \sqrt{\frac{2\Delta P_{вих}}{\rho}}, \quad (1)$$

$$\text{signum}(V_{ц}) \Delta P_{вих} f_{efвих} = G_{вих} + F_{првих} + F_{зідрвих} + F_{твих} + (m_{вих} + m_{првих}) h_{вих}'' ;$$

– для вхідного клапана (з врахуванням $P_{нідн}$)

$$Q_n \pm Q_{вх} = f_{цв} \mu \sqrt{\frac{2\Delta P_{вх}}{\rho}}, \quad (2)$$

$$\text{signum}(V_{ц}) (\Delta P_{вх} + P_{нідн}) f_{efвх} = G_{вх} + F_{првх} + F_{зідрвх} + F_{твх} + (m_{вх} + m_{првх}) h_{вх}'' ,$$

де Q_n – витрата рідини, зумовлена рухом поршня, м³/с (переріз 1-1, рис. 1, б),

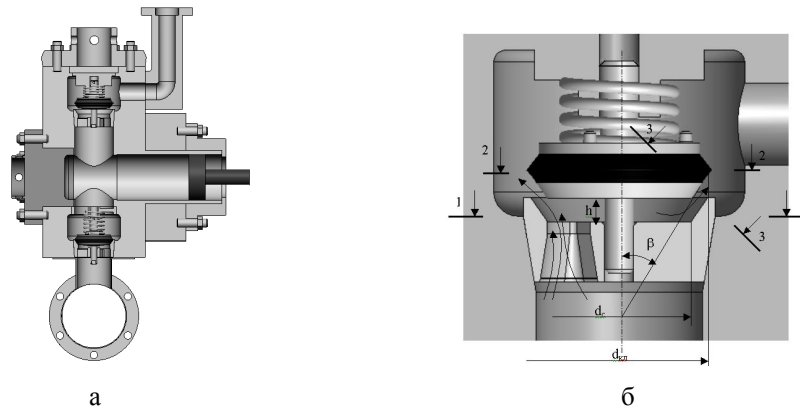


Рис. 1. Об'єкти дослідження:
а – гідравлічна частина поршневого бурового насоса УНБТ-950;
б – розрахункова схема клапанного вузла № 7

$$Q_n = f_n \omega r (\sin(\omega t) - \text{signum}(\sin(\omega t))) \times \lambda \sin(\omega t) \cos(\omega t), \quad (3)$$

де f_n – площа поршня насоса, м²;

r – радіус кривошипа, м;

t – час руху поршня, с;

ω – кутова швидкість кривошипа, с⁻¹;

$\lambda = \frac{r}{l}$ – характеристика приводу насоса.

Витрата рідини, зумовлена рухом тарілки клапана (переріз 2-2, рис.1, б), м³/с, знаходиться за формулою

$$Q_k = \frac{\pi d_{кл}^2}{4} h'. \quad (4)$$

Площа щілини клапана в перерізі 3-3 (рис. 1,б), м², визначається формулою

$$f_{щ} = \pi h d_{кл} \sin \beta \left(1 - \frac{\sin 2\beta}{2} h\right); \quad (5)$$

$\mu = f(h)$ – коефіцієнт спрацювання клапана;

ΔP – перепад тиску на тарілці клапана, Па;

ρ – густина рідини, кг/м³;

$f_{эф}$ – ефективна площа тарілки клапана, м², при дії перепаду тиску на яку відбувається її рух [16],

$$f_{эф} = \frac{\pi}{8} \left[d_{кл}^2 \left(1 - \frac{\sin 2\beta}{d_{кл}} h\right)^2 + d_c^2 \right], \quad (6)$$

де d_c – діаметр прохідного отвору сідла клапана, м;

G – вага рухомих частин клапанного вузла в рідині, Н,

$$G = (m_{му} + \frac{1}{3} m_{пруж}) g \left(1 - \frac{\rho}{\rho_m}\right), \quad (7)$$

де $m_{му} + \frac{1}{3} m_{пруж} = m$ – маса рухомих частин клапана з врахуванням ваги пружини [5], кг;

$m_{му}$ – маса тарілки клапана та ущільнення в повітрі, кг;

$m_{пруж}$ – маса пружини в повітрі, кг.

Для диску, який рухається перпендикулярно площині, приведена маса рідини, кг, до тарілки клапана буде такою [14, с. 31]:

$$m_{пр} = \frac{8}{3} \rho \left(\frac{d_{кл}}{2}\right)^3$$

$V_{щ}$ – швидкість рідини в щілині клапана, м/с;

$F_{пр}$ – сила пружини, Н,

$$F_{пр} = F_0 + k_n h, \quad (8)$$

де F_0 – сила попереднього підтискання пружини, Н;

k_n – коефіцієнт жорсткості пружини, Н/м.

Осьова складова гідродинамічної сили $F_{зідр}$, яка діє в сторону закривання клапана, як додаткова пружина теоретично визначається згідно з законом збереження кількості руху [5] і після певних перетворень приймає такий вигляд:

$$F_{zidp} = \text{signum}(V_{щ}) \rho [f_n \omega r \{ \sin(\omega t) - \text{signum}(\sin(\omega t)) \lambda \sin(\omega t) \cos(\omega t) \}] \times \\ \times \left\{ \frac{[f_n \omega r \{ \sin(\omega t) - \text{signum}(\sin(\omega t)) \lambda \sin(\omega t) \cos(\omega t) \}]}{f_c} - \right. \\ \left. \frac{\{ [f_n \omega r \{ \sin(\omega t) - \text{signum}(\sin(\omega t)) \lambda \sin(\omega t) \cos(\omega t) \}] \pm [-\frac{\pi d_{кл}^2}{4} h'] \}}{\pi h d_{кл} \sin \beta (1 - \frac{\sin 2\beta}{2d_{кл}} h)} \cos \beta \right\}. \quad (9)$$

Сила тертя F_m визначається згідно з [15]. Дією цієї сили можна знехтувати, оскільки вона дуже мала порівняно з іншими складовими силами [7],

$$F_m = \text{signum}(h') C \frac{\rho V_c^2}{2} f_{кл}, \quad (10)$$

де C – коефіцієнт в'язкого тертя;

$\text{signum}(h')$ – функція, що вказує напрям дії сили тертя.

$h'' = \frac{d^2 h}{dt^2}$ – прискорення руху тарілки клапана, м/с².

У рівняннях (1), (2) індексами “вх” та “вих” позначено відповідно вхідний та вихідний клапани.

Основним припущенням при виведенні математичної моделі є те, що тиск на виході з насоса є постійним, тобто вирівнюється пневмокомпенсатором.

Після підстановки (3) – (10) у рівняння (1) і (2) та їх спрощення одержують нелінійні диференційні рівняння другого порядку, які можуть бути розв'язані з необхідною точністю тільки чисельним методом (наприклад методом Адамса).

В отриманих рівняннях всі параметри є відомими для конструкції поршневого насоса і клапана, що проектується, окрім невідомих залежностей $\mu = f(h)$ при прямих та зворотних перетоках та шуканих залежностей $h = f(t)$, $h' = f'(t)$, $h'' = f''(t)$ для вхідного та вихідного клапанів.

Швидкий розвиток комп'ютерної техніки та систем CAD/CAE дає можливість швидко та якісно проектувати та досліджувати умови роботи машин та механізмів, а також досліджувати параметри руху рідини в будь-яких конструкціях за допомогою обчислювальної гідродинаміки. Чисельне моделювання руху рідини базується на розв'язанні рівнянь

Нав'є-Стокса.

У даній роботі використовується програмний продукт CosmosFloWorks (для дослідження параметрів потоку) і SolidWorks (для створення параметризованої повнорозмірної твердотілої віртуальної моделі насоса).

У результаті розв'язання моделі руху рідини отримуємо як швидкість руху рідини тиск в гідравлічній частині та перепад тиску на тарілці клапана ΔP при різних значеннях h та витрати Q .

Коефіцієнт спрацювання клапана визначається формулою

$$\mu = \frac{Q}{f_{щ} \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}}}. \quad (11)$$

Дані, отримані в результаті комп'ютерного експерименту, апроксимуються залежностями:

– при прямих перетоках (величина достовірності апроксимації 0,9932)

$$\mu = 4 \cdot 10^6 h^4 + 3582,4 h^3 - 8113,9 h^2 + 175,03 h; \quad (12)$$

– при зворотних перетоках (величина достовірності апроксимації 0,9722)

$$\mu = -2 \cdot 10^9 h^4 + 5 \cdot 10^7 h^3 - 482779 h^2 + 1608 h. \quad (13)$$

Специфіка роботи клапанів поршневого насоса зумовлює специфіку розв'язання математичної моделі, а саме: спочатку розв'язується рівняння (1) з наближеними початковими умовами, а на основі результатів цього розв'язку розв'язується рівняння (2) з урахуванням часу на розрідження рідини. Після цього уточнюються початкові умови для розв'язання рівняння (1).

Початкові умови для чисельного розв'язання даних рівнянь вибираються з наступних міркувань: при роботі поршневого насоса, як відомо, існують кути запізнення посадки та відкриття клапанів, що

значно впливають на ККД поршневих насосів. Кут запізнення відкриття вихідного клапана $\varphi_{зввих}$ (рис. 2) складається з кута запізнення посадки вхідного клапана $\varphi_{зпвх}$ та кута, який зумовлений стисканням рідини, гідравлічної частини насоса, ущільнень $\delta_{ст}$ ($\varphi_{зввих} = \varphi_{зпвх} + \delta_{ст}$). Аналогічно кут запізнення відкриття вхідного клапана $\varphi_{зввх}$ складається з кута запізнення посадки вихідного клапана $\varphi_{зпвих}$ та кута, який зумовлений розрідженням рідини δ_p ($\varphi_{зввх} = \varphi_{зпвих} + \delta_p$), причому $\delta_p = \delta_{ст}$. Тому початкові умови для розв'язання рівняння (1) є такими:

$$h(\varphi_{зввих}) = 0, h'(\varphi_{зввих}) = 0,$$

а для розв'язання рівняння (2) –

$$h(\varphi_{зввх}) = 0, h'(\varphi_{зввх}) = 0.$$

Час стискання рідини до тиску на виході з насоса $P_{вих}$ визначається формулою (14), а кут стискання – формулою (15):

$$t_{ст} = (\arcsin[(K_{ст}VP_{вих})/(f_n r(1-\lambda))]) / \omega, \quad (14)$$

$$\delta_{ст} = \arcsin[(K_{ст}VP_{вих})/(f_n r(1-\lambda))]. \quad (15)$$

Коефіцієнт стискання рідини $K_{ст,p}$ визначається експериментально [17].

Одним з критеріїв нормальної роботи клапанів є критерій відсутності зворотних перетоків. У цьому випадку відбувається демпфування посадки тарілки клапана на сідло. Даний критерій відображає кількісну сторону процесу, що проходить при посадці тарілки клапана на сідло. При виконанні умови $V_{щ} > 0$ ($\Delta P > 0$, $Q_n < Q_k$) відбувається таке явище: поршень починає хід, під час його руху з-під клапана всмоктується рідина. Витрата рідини, зумовлена рухом тарілки клапана (поправка Вестфала), більша за витрату рідини, зумовлену рухом поршня, таким чином, надлишок рідини не має іншого виходу, аніж через щілину клапана, тобто цей надлишок витісняється в нагнітальну лінію. При цьому швидкість $V_{щ}$ додатна, що свідчить про відсутність зворотних перетоків. Ця умова перевіряється на кожному наступному кроці чисельного розв'язання

математичної моделі при зміні φ від 180° (360°) до моменту посадки тарілки на сідло. Якщо ця умова виконується, то проходять прямі перетоки рідини в щілині клапана, при цьому $F_{зідр}$ діє у бік закривання клапана як додаткова пружина, і в рівняннях використовується емпірична залежність (12) при прямих перетоках, отримана в результаті експериментальних досліджень, інакше починаються зворотні перетоки, і на протязі їх дії гідродинамічна сила діє в протилежному напрямку, спричиняючи опір посадки тарілки клапана на сідло, перепад тиску ΔP має від'ємне значення та діє у бік закривання клапана, коефіцієнт спрацювання клапана визначається емпіричною залежністю для зворотних перетоків (13).

Для перевірки даної умови при чисельному розв'язанні (1) і (2) використовується функція $\text{signum}(V_{щ})$, що вказує на наявність чи відсутність зворотних перетоків. В результаті розв'язання даних рівнянь отримуємо залежності висоти підйому h (рис. 2) та швидкості руху тарілки клапана h' (рис. 3) від кута повороту кривошипа φ (часу t), визначаємо кути запізнення посадки $\varphi_{зп}$ та відкриття $\varphi_{зв}$ вхідного та вихідного клапанів, висоти зависання тарілок клапанів h_0 над сідлом.

Після отримання розв'язку математичної моделі визначається дійсний коефіцієнт подачі [12] для вибраного режиму роботи за формулою

$$\eta = \frac{\cos\phi_{зввих} + |\cos\phi_{зпвх}|}{2}, \quad (13)$$

де $\varphi_{зпвх}$, $\varphi_{зввих}$ – кути повороту кривошипного вала, які відповідають моментам закриття та відкриття вихідного клапана відповідно і отримуються в результаті розв'язування.

Використання даної методики (алгоритму) дозволяє конструкторам після визначення μ для конструкції клапанного вузла та гідравлічної частини насоса ще на стадії проектування поршневих насосів підбирати характеристики пружин, прогнозувати параметри роботи насоса з точки зору нормальної роботи клапанів та якомога більшого η , тобто про-

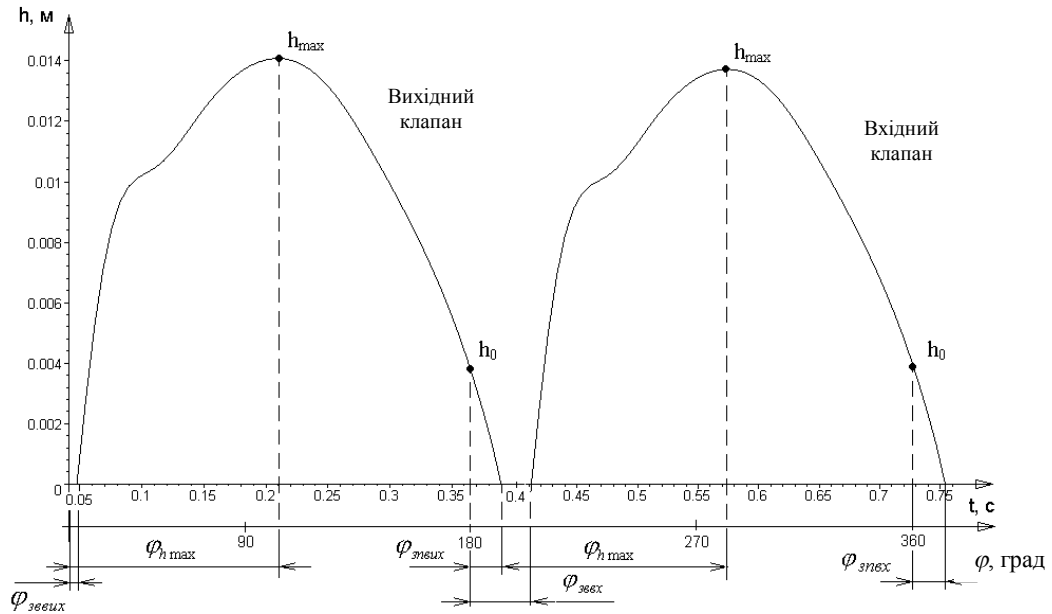


Рис. 2. Траекторія руху тарілок клапанів №7 поршневого бурового насоса УНБТ-950

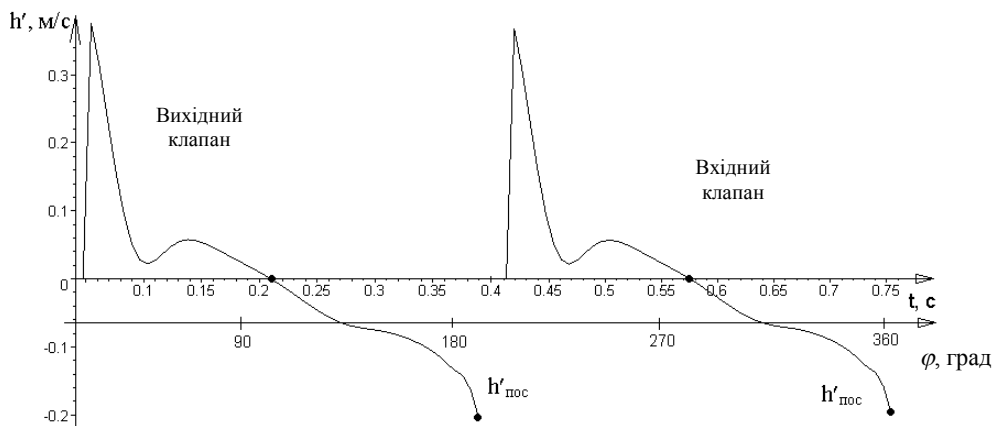


Рис. 3. Швидкість руху тарілок клапанів №7 поршневого бурового насоса УНБТ-950

водити оптимізацію за згаданими вище критеріями нормальної роботи. Дана методика дає можливість отримати реальні значення η , які раніше неможливо було визначити інакше, ніж експериментально.

Результати математичного моделювання роботи гідравлічної частини поршневого насоса (при вмісті 2% нерозчиненого повітря $f_n = 0,0153 \text{ м}^2$, $\omega = 8,62 \text{ с}^{-1}$, $\lambda = 0,126$, $r = 0,145 \text{ м}$, $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$, $\beta = 35^\circ$, $d_{кл} = 0,15 \text{ м}$, $d_c = 0,116 \text{ м}$, $k_n = 2227 \text{ Н/м}$, $F_o = 75 \text{ Н}$, $\rho_m = 7850 \text{ кг/м}^3$, $m_{му} = 3,9 \text{ кг}$, $m_{пруж} = 0,3 \text{ кг}$) подано на рис. 2 і 3.

Для вибраної конструкції насоса, клапана та умов роботи згідно з дослідженнями [32] для вихідного клапана

$$h_{\max} = 0,0135 \text{ м}, \quad h_0 = 0,0038 \text{ м}, \\ \varphi_{зввих} = 23,77^\circ, \quad \varphi_{h_{\max}} = 103^\circ, \quad \varphi_{зввих} = 13,43^\circ,$$

а згідно з результатами математичного моделювання роботи гідравлічної частини поршневого насоса з використанням обчислювальної гідродинаміки для отримання залежності $\mu = f(h)$ за запропонованою методикою $h_{\max} = 0,01407 \text{ м}$ (похибка $\Delta = 4,05\%$), $h_0 = 0,0039 \text{ м}$ ($\Delta = 2,56\%$), $\varphi_{зввих} = 12,55^\circ$ ($\Delta = 6,55\%$), $\varphi_{зввих} = 23,46^\circ$ ($\Delta = 1,3\%$), $\varphi_{h_{\max}} = 103,73^\circ$ ($\Delta = 0,7\%$).

Крім того, коефіцієнт подачі η для даних умов роботи дорівнює 0,946.

Висновки

1. Розроблено математичну модель роботи клапанів поршневого бурового насоса з врахуванням сумісної дії вхідного та вихідного клапанів, стискання рідини під час роботи насоса, підпору на вхідній лінії, приведеної маси рідини до тарілки клапана, коефіцієнта спрацювання клапана та гідродинамічної сили як змінних за величиною залежно від висоти підйому тарілки клапана h .

2. Для розв'язання цієї математичної моделі необхідно мати тільки експериментальні дані, які характеризують конструкцію гідравлічної частини і умови роботи насоса, а саме коефіцієнт спрацювання клапана.

3. Отримано експериментальні значення коефіцієнта спрацювання клапана №7 бурового насоса УНБТ-950 при прямих та зворотних перетоках як змінної величини.

4. В результаті використання розв'язку отриманої математичної моделі стало можливим ще на перших стадіях проектування нового поршневого насоса визначати його коефіцієнт подачі.

5. Рекомендується дану методику проведення комп'ютерного експерименту по визначенню коефіцієнта μ використовувати для дослідження клапанів інших конструкцій та типорозмірів.

6. Передбачається на основі даної моделі реалізувати програму на ЕОМ для скорочення термінів на проектування нових конструкцій поршневих насосів, підвищення точності та економічної ефективності.

Література

1. Караев М.А. Гидравлика буровых насосов. – М.: Недра, 1983. – 208 с.

2. Караев М. А., Мамедов А. В. Зависимости для определения гидравлических показателей клапана бурового насоса // Изв. вузов. Нефть и газ. – 1980. – № 6. – С. 45 – 47.

3. Верзилин О.И. Современные буровые насосы. – М.: Машиностроение, 1978. – 255 с.

4. Федорец В.О. Гидропривод и гидропневмоавтоматика. – К.: Высш. шк., 1987. – 375 с.

5. Башта Т.М. Гидропривод и гидропневмоавтоматика. – М.: Машиностроение, 1972. – 408 с.

6. Чичеров Л.Г., Молчанов Г.В. Расчет и конструирование нефтепромыслового оборудования. – М.: Недра, 1987. – 422 с.

7. Волков А.С. Буровые геолого-разведочные насосы. – М.: Недра, 1978. – 205 с.

8. Зайцев В.И. Исследования работы клапана поршневого насоса: Дис... канд. техн. наук. – М.: 1954. – 156 с.

9. Ильский А.Л., Миронов Ю.В. Расчет и конструирование бурового оборудования. – М.: Недра, 1985. – 452 с.

10. Северинчик Н.А. Машины и оборудование для бурения скважин. – М.: Недра, 1986. – 368 с.

11. Ильский А.Л. Буровые машины, механизмы и сооружения. – М.: Недра, 1967. – 472 с.

12. Вишняков В.А., Аваков В.А. Определение коэффициента подачи поршневых буровых насосов // Машины и нефтяное оборудование. – 1975. – № 3. – С. 21 – 25.

13. Верзилин О.И. Современные буровые насосы. – М.: Машиностроение, 1978. – 255 с.

14. Справочник авиаконструктора. – М.: ЦАГИ. 1938. – Т. 2.

15. Жабо В.В., Уваров В.В. Гидравлика и насосы. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 328 с.

16. Ливак И.Д. Исследование трехпоршневых буровых насосов и усовершенствование конструкций клапанных групп: Дис... канд. техн. наук. – Ивано-Франковск, 1996. – 212 с.

17. Щищенко Р.И., Есьман Б.И. Гидравлика промысловых жидкостей. – М.: Недра, 1976. – 294 с.

Надійшла до редакції 21.01.04

Рецензент: д-р техн. наук, проф. В.М. Івасів, Івано-Франківський Національний технічний університет нафти і газу, м. Івано-Франківськ