

УДК 622.242.6

## АЛГОРИТМ РОЗВ'ЯЗАННЯ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ РУХУ ТАРИЛОК КЛАПАНІВ ПОРШНЕВОГО БУРОВОГО НАСОСА

С. С. Чаплінський, З. М. Одосій, В. Р. Процюк

ІФНТУНГ, 76019, Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, e-mail: [chaplin@ukr.net](mailto:chaplin@ukr.net)

*Рассмотрены особенности работы клапанов поршневых насосов, показан алгоритм решения математической модели движения тарелок клапанов и методика их проектирования с минимальным количеством экспериментальных данных. Отображены особенности математической модели, которые должны учитываться при ее решении.*

Вдосконалення конструкції гідравлічної частини та роботи поршневих бурових насосів є однією з важливих проблем насособудування. Для визначення технічних характеристик нових конструкцій бурових насосів проводиться низка складних експериментів, які повторюються неодноразово, що потребує значних затрат часу та коштів. Одним з шляхів зменшення витрат на проектування та дослідження поршневих бурових насосів є математичне моделювання роботи гідравлічної частини поршневого бурового насоса і на його основі дослідження техніко-економічних показників, зокрема, коефіцієнта подачі  $\eta$  при різних умовах роботи [1].

На даний час відомі математичні моделі роботи клапанних вузлів поршневих насосів [2] не повною мірою відображають сукупність фізичних процесів, які проходять в клапанному вузлі поршневого насоса під час його роботи. Вони містять велику кількість експериментальних даних та припущень, що викликає необхідність при створенні нової конструкції клапана чи інших елементів гідравлічної частини проводити цілу низку складних експериментів, що не завжди чітко і однозначно відображають реальні фізичні явища.

В [3, 4, 5] приводяться методики розрахунку роботи клапанів, в яких ще на стадії формування математичної моделі руху тарілки клапана закладені неточності, зокрема про постійність коефіцієнта витрати  $\mu$ , що не повною мірою відображає реальний фізичний зміст даного коефіцієнта і не відповідає результатам експериментальних досліджень [6], не враховується: гідродинамічна сила  $F_{гидр}$ , сила тертя  $F_m$ , стискання розчину та домішки повітря, наявність зворотних перетоків, спільна дія вхідного та вихідного клапанів, підпір на лінії всмоктування  $P_{нидн}$ . Тому такі спрощені математичні моделі вирішуються аналітично і результати їх розв'язку не адекватні експериментальним даним.

*Features of work of valves of piston pumps are considered algorithm of the decision of mathematical model of movement of the valves plates and a technique of their designing with a minimum quantity of experimental data are shown. Features of mathematical model, which should be taken into account at its decision, are displayed.*

В створеній нами математичній моделі [10] враховуються додаткові фактори, які впливають на рух тарілки клапана, і після певних перетворень отримується нелінійне диференціальне рівняння другого порядку, яке може бути вирішене тільки числовими методами. Для розв'язання даного рівняння необхідно мати емпіричні залежності коефіцієнта витрати клапана від висоти підйому тарілки над сідлом при прямих  $\mu_1 = f(h)$  та зворотних  $\mu_2 = f(h)$  перетоках, які визначаються в результаті експериментів [9] і є важливими показниками конструкції клапанного вузла, гідравлічної частини поршневого насоса та умов його роботи.

Отже, постало завдання скласти алгоритм розв'язання математичної моделі, яка б найбільш повно відображала реальні умови роботи гідравлічної частини поршневого бурового насоса.

Математична модель руху тарілок клапанів описує взаємопов'язаний рух як вхідного, так і вихідного клапанів, роботу гідравлічної частини загалом при використанні конструкцій з відповідними характеристиками цих клапанів та умов їх роботи.

Оскільки рух тарілок вхідного та вихідного клапанів пов'язаний між собою і носить складний циклічний характер за певними траєкторіями, його можна розбити на окремі ділянки (проміжки часу), які визначаються характерними точками. Тому для можливості опису циклу руху тарілок клапанів потрібно шукати послідовні розв'язки математичної моделі руху тарілок клапанів на окремих ділянках, на які розбито цикл роботи насоса.

Розглянемо алгоритм розв'язання математичної моделі для отримання таких важливих характеристик, як залежності висоти підйому  $h$  та швидкості руху тарілки клапана  $h'$  від кута повороту кривошипа  $\varphi$  (часу  $t$ ), визначення кутів запізнення посадки  $\varphi_{3n}$  та відкриття  $\varphi_{3o}$  вхідного та вихідного клапанів, висоти зависання тарілки клапана  $h_0$  над сідлом.

Початкові умови для числового вирішення даного рівняння вибираються з міркувань, що наведені нижче.



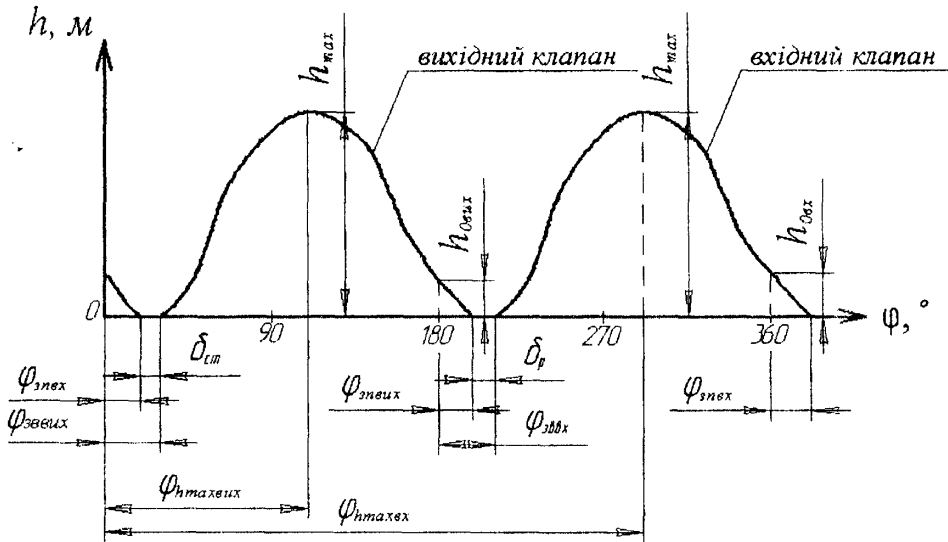


Рисунок 1 – Типова траєкторія руху тарілок самодіючих клапанів поршневих насосів

В процесі роботи поршневого насоса наявні кути запізнення посадки та відкриття клапанів, що негативно впливають на його ККД. Кут запізнення відкриття вихідного клапана  $\varphi_{зввих}$  складається з кута запізнення посадки вхідного клапана  $\varphi_{звех}$  та кута  $\delta_{cm}$ , який зумовлений стисканням розчину, гідравлічної частини насоса та ущільнень. Аналогічно кут запізнення відкриття вхідного клапана  $\varphi_{звех}$  складається з кута запізнення посадки вихідного клапана  $\varphi_{зввих}$  та кута, який зумовлений розрідженням розчину  $\delta_p$  ( $\delta_p = \delta_{cm}$ ). На рисунку 1 зображено типову траєкторію руху клапанів поршневого насоса.

Коефіцієнт стискання  $K_{cm}$  певної конструкції поршневого насоса залежить від характеристик розчину, конструкції та габаритних розмірів гідравлічної частини і визначається за допомогою індикаторної діаграми, отриманої в результаті експериментальних досліджень. Для інженерних розрахунків з допустимою точністю його можна записати

$$K_{cm} = K_{cm.p} + K_{cm.cm}, \quad (1)$$

де:  $K_{cm.p}$  – коефіцієнт стискання розчину, який залежить від властивостей розчину та домішок нерозчиненого повітря;  $K_{cm.cm}$  – коефіцієнт стискання стінок гідравлічної частини насоса.

Оскільки при проектуванні нової конструкції насоса  $K_{cm.cm}$  невідомий, а модуль пружності металу на порядок вищий, ніж модуль пружності розчину, то можна прийняти з допустимою для інженерних розрахунків похибкою

$$K_{cm} = K_{cm.p}. \quad (2)$$

Час, зумовлений стисканням розчину  $t_{cm}$ , для досягнення тиску, більшого від тиску на виході з гідравлічної частини на величину перепаду  $\Delta P$  на тарілці клапана, можна визначити з міркувань, які подано нижче.

Відомо [7], що коефіцієнт стискання розчину, що містить домішки повітря при ізотермічному процесі

$$K_{cm.p} = \frac{1}{V} \cdot \frac{dV}{dP}, \quad (3)$$

де  $V$  – об’єм порожнини гідравлічної частини (визначається з геометрії гідравлічної частини),  $m^3$ ;

$$V = V_k + V_{ш}, \quad (4)$$

де:  $V_k$  – корисний об’єм гідравлічної частини,  $m^3$ ;  $V_k = f_n \cdot S$  ( $f_n$  – площа поршня,  $m^2$ ;  $S$  – хід поршня,  $m$ );  $V_{ш}$  – шкідливий об’єм гідравлічної частини,  $m^3$ ;  $dV$  – зміна об’єму порожнини гідравлічної частини за рахунок стискання розчину;  $dP$  – зміна тиску.

Оскільки тиск на виході з поршневого насоса  $P_{вих}$  відомий, то можна прийняти (при ході нагнітання), що тиск під клапаном змінюється від 0 до величини  $P_{вих} + \Delta P$  і для наближеного розв’язання в процесі стискання розчину можна прийняти  $dP = P_{вих}$  (оскільки  $P_{вих} \gg dP$ ).

Таким чином, з (3) знаходимо зміну об’єму, яка пройде при стисканні розчину до тиску на виході  $P_{вих}$ ,

$$dV = K_{cm.p} \cdot V \cdot P_{вих}. \quad (5)$$

Як відомо, зміну об’єму в часі (при зміні кута повороту кривошипа) можна записати

$$dV = f_n \cdot r \cdot [\sin(\omega \cdot t_{cm}) - \lambda \cdot \sin(\omega \cdot t_{cm}) \times \cos(\omega \cdot t_{cm})] = K_{cm.p} \cdot V \cdot P_{вих}, \quad (6)$$

або

$$dV = f_n \cdot r \cdot [\sin \delta_{cm} - \lambda \cdot \sin \delta_{cm} \cdot \cos \delta_{cm}] = K_{cm.p} \cdot V \cdot P_{вих}, \quad (7)$$

де:  $\omega$  – кутова швидкість кривошипа,  $c^{-1}$ ;  $f_n$  – площа поршня,  $m^2$ ;  $r$  – радіус кривошипа,  $m$ ;



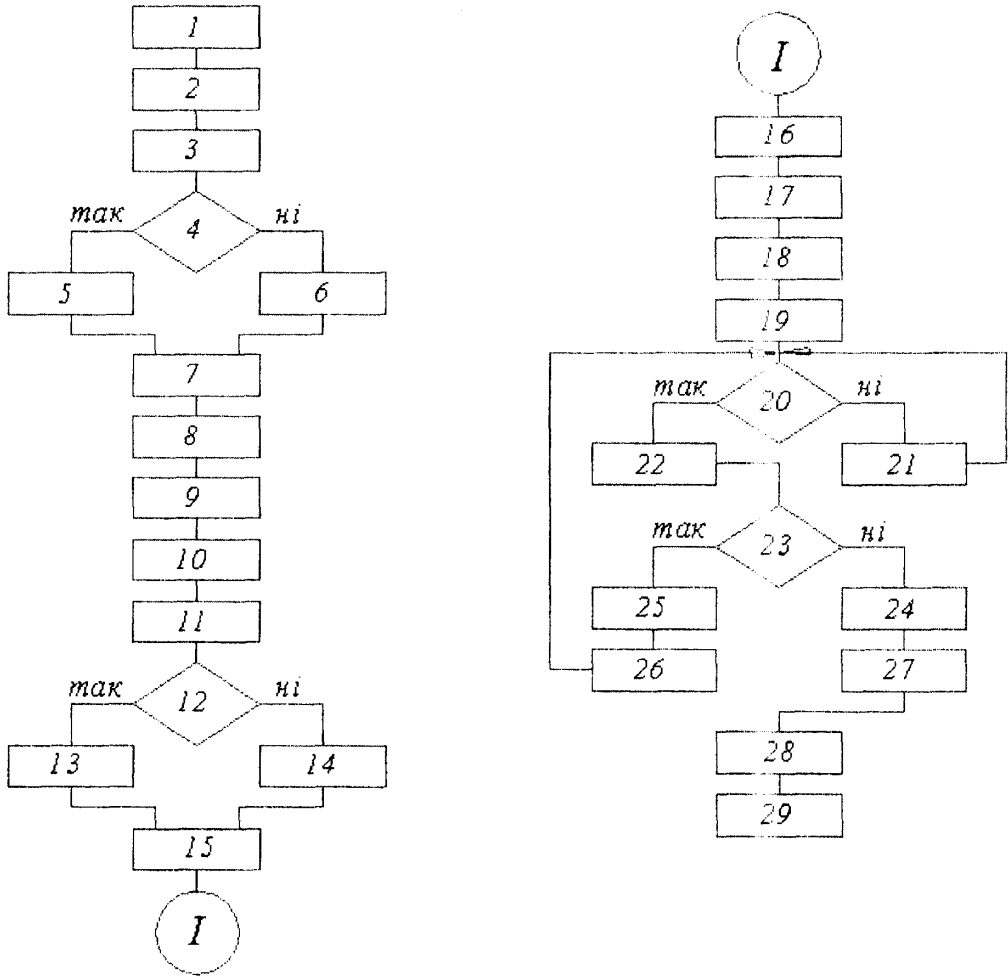


Рисунок 2 – Алгоритм розв’язання рівнянь руху тарілок клапанів

$\lambda = r/l$  - характеристика кривошипошатунного механізму;  $l$  – довжина шатуна, м.

Коефіцієнт стиснення розчину  $K_{ст.р}$  визначається експериментально [8].

Використовуючи залежності (6) та (7), знаходимо час стиснення розчину  $t_{ст}$  (кут стиснення  $\delta_{ст}$ ). Оскільки кут стиснення незначний, то припускаємо, що  $\sin \delta_{ст} - \lambda \cdot \sin \delta_{ст} \cdot \cos \delta_{ст} = \sin \delta_{ст} \cdot (1 - \lambda)$ , тоді

$$t_{ст} = \{ \arcsin[(K_{ст} \cdot V \cdot P_{вих}) / (f_n \cdot r \cdot (1 - \lambda))] \} / \omega, \quad (8)$$

$$\delta_{ст} = \arcsin[(K_{ст} \cdot V \cdot P_{вих}) / (f_n \cdot r \cdot (1 - \lambda))]. \quad (9)$$

Кожній ділянці руху тарілки клапана відповідає певний етап розв’язання математичної моделі. Результати розв’язку на попередньому етапі є початковими умовами для розв’язання наступних етапів.

Алгоритм розв’язання математичної моделі руху клапанів зображено на рисунку 2, а в таблиці

1 – пояснення до рисунка 2.

Загальні системи рівнянь (математична модель руху тарілок клапанів), які описують рух клапанів, при роботі поршневого насоса мають вигляд [10]:

- для вихідного клапана (процес нагнітання)

$$Q_n \pm Q_{вих} = f_{ц_{вих}} \cdot \mu(h) \cdot V_{ц_{вих}} = f_{ц_{вих}} \cdot \mu(h) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P_{вих}}{\rho}} \quad (10)$$

$$\text{signum}(V_{ц}) \cdot \Delta P_{вих} \cdot f_{еф_{вих}} = G_{вих} + F_{пр_{вих}} + F_{гидр_{вих}} + F_{т_{вих}} + m_{вих} \cdot h''_{вих};$$

- для вхідного клапана (процес всмоктування)

$$Q_n \pm Q_{вх} = f_{ц_{вх}} \cdot \mu(h) \cdot V_{ц_{вх}} = f_{ц_{вх}} \cdot \mu(h) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P_{вх}}{\rho}} \quad (11)$$

$$\text{signum}(V_{ц}) \cdot (\Delta P_{вх} + P_{підн}) \cdot f_{еф_{вх}} = G_{вх} + F_{пр_{вх}} + F_{гидр_{вх}} + F_{т_{вх}} + m_{вх} \cdot h''_{вх};$$

де  $Q_n$  - витрата розчину, зумовлена рухом поршня, м<sup>3</sup>/с;  $P_{підн}$  - тиск підпірного



Таблиця 1 – Пояснення до алгоритму розв’язання рівнянь руху тарілок клапанів

№ п/п	Пояснення до пунктів
1	Введення даних, що характеризують конструкцію вихідного клапана, гідравлічну частину, буровий розчин та умови роботи бурового насоса, а також емпіричні залежності коефіцієнта витрати клапана при прямих $\mu_1 = f(h)$ та зворотних $\mu_2 = f(h)$ перетоках
2	Введення наближених початкових умов для числового розв’язання математичної моделі руху тарілки вихідного клапана: $\varphi_0 = \delta_{cm} (t_0 = t_{cm}), h = 0, h' = 0$
3	Розв’язання математичної моделі руху тарілки вихідного клапана на проміжку від $\varphi_0(t_0)$ до моменту посадки тарілки клапана на сідло
4	Перевірка умови наявності зворотних перетоків на кожному наступному кроці числового розв’язання при зміні $\varphi$ від $180^\circ$ до посадки тарілки на сідло
5	Розв’язання математичної моделі руху тарілки вихідного клапана при зворотних перетоках: $\mu_2 = f(h), V_{щ} < 0$
6	Розв’язання математичної моделі руху тарілки вихідного клапана при прямих перетоках: $\mu_1 = f(h), V_{щ} > 0$
7	Формування результатів розв’язку математичної моделі руху тарілки вихідного клапана
8	Визначення на основі результатів розв’язку: кута (часу) запізнення посадки тарілки вихідного клапана на сідло, максимальної висоти підйому тарілки клапана $h_{max}$ , висоти зависання $h_0$ та швидкості посадки $h'_{noc}$
9	Введення даних, що характеризують конструкцію вхідного клапана, гідравлічну частину, буровий розчин та умови роботи бурового насоса, а також емпіричні залежності коефіцієнта витрати клапана при прямих $\mu_1 = f(h)$ та зворотних $\mu_2 = f(h)$ перетоках
10	Визначення кута запізнення відкриття вхідного клапана: $\varphi_{звх} = \varphi_{звх} + \delta_p$
11	Розв’язання математичної моделі руху тарілки вхідного клапана на проміжку від $\varphi_{звх}$ до моменту посадки тарілки клапана на сідло. Початкові умови: $\varphi_0 = \varphi_{звх} + \delta_p (t_0 = t_{звх} + t_p), h = 0, h' = 0$
12	Перевірка умови наявності зворотних перетоків на кожному наступному кроці числового розв’язання при зміні $\varphi$ від $360^\circ$ до посадки тарілки клапана на сідло
13	Розв’язання математичної моделі руху тарілки вхідного клапана при зворотних перетоках: $\mu_2 = f(h), V_{щ} < 0$
14	Розв’язання математичної моделі руху тарілки вхідного клапана при прямих перетоках: $\mu_1 = f(h), V_{щ} > 0$
15	Формування результатів розв’язку математичної моделі руху тарілки вхідного клапана
16	Визначення на основі результатів розв’язку: кута (часу) запізнення посадки тарілки вхідного клапана на сідло $\varphi_{звх}$ , максимальної висоти підйому тарілки клапана $h_{max}$ , висоти зависання $h_0$ та швидкості посадки $h'_{noc}$
17	Визначення уточнених початкових умов для чисельного розв’язання математичної моделі руху тарілки вихідного клапана: $\varphi_0 = \varphi_{звх} = \varphi_{звх} + \delta_{cm} (t_0 = t_{звх} = t_{звх} + t_{cm}), h = 0, h' = 0$ та уточнене розв’язання математичної моделі руху тарілки вихідного клапана згідно з п.п. 3-8
18	Формування уточнених результатів розв’язку математичної моделі руху тарілок вхідного та вихідного клапанів
19	Визначення нормальних та дотичних напружень, що виникають при посадці тарілки клапана на сідло як для вхідного, так і вихідного клапана за допомогою методу кінцевих елементів
20	Перевірка умови за допустимими нормальними та дотичними напруженнями
21	Робота клапанів за умови допустимих напружень в момент посадки тарілки клапана на сідло незадовільна. Корекція режимів роботи насоса, сили пружин для виконання умови за допустимими напруженнями (виконання п.п. 1-20) та оптимізація за згаданим критерієм
22	Робота клапанів за умови допустимих нормальних та дотичних напружень задовільна
23	Перевірка наявності зворотних перетоків під час роботи насоса
24	Робота клапанів за умови наявності зворотних перетоків задовільна
25	Робота клапанів за умови наявності зворотних перетоків незадовільна
26	Корекція режимів роботи насоса, сили пружин для виконання умови відсутності зворотних перетоків (виконання п.п. 1-25)
27	Визначення дійсного значення коефіцієнта подачі
28	Корекція режимів роботи насоса, сили пружин для забезпечення якомога більшого значення коефіцієнта подачі (виконання п.п. 1-27)
29	Виведення результатів розрахунку. Висновок



відцентрового насоса, Па;  $Q_k$  – витрата, зумовлена рухом тарілки клапана,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;  $f_{\text{ш}}$  – площа щілини клапана,  $\text{м}^2$ ;  $f_{\text{эф}}$  – ефективна площа тарілки клапана, при дії перепаду тиску на яку відбувається її рух,  $\text{м}^2$ ;  $m$  – приведена маса рухомих частин клапанного вузла та розчину, кг;  $h''$  – прискорення руху тарілки клапана,  $\text{м}/\text{с}^2$ ;  $\rho$  – густина розчину,  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;  $V_{\text{ш}}$  – швидкість розчину в щілині клапана,  $\text{м}/\text{с}$ ;  $G$  – вага рухомих частин клапанного вузла в рідині, Н;  $F_{\text{пр}}$  – сила пружини, Н;  $F_{\text{зідр}}$  – осьова складова гідродинамічної сили, Н;  $F_m$  – сила тертя, Н.

Індекси “вх” та “вих” в рівняннях (10), (11) вказують відповідно на вхідний та вихідний клапани, а складові цих рівнянь, особливості зміни знаків та використання функції *signum* подано в [10].

Особливістю розв’язання даних систем рівнянь є те, що для початку розв’язання системи рівнянь (10) необхідно мати розв’язок системи (11). Ця необхідність виникає тому, що рух вихідного клапана починається після того, як закриється вхідний і пройде час, необхідний на стискання розчину до тиску, що спричинює відкриття вихідного клапана.

1) Першим етапом розв’язання математичної моделі є знаходження наближеної траєкторії руху вихідного клапана (розв’язання рівняння (10)) на проміжку від часу, що відповідає куту повороту кривошипа  $\delta_{\text{см}}$  (оскільки поки не відомий кут запізнення відкриття вихідного клапана  $\varphi_{\text{зввих}}$ ) до моменту посадки тарілки на сідло, при цьому початкові умови  $\varphi_0 = \delta_{\text{см}}$  ( $t_0 = t_{\text{см}}$ ),  $h = 0$ ,  $h' = 0$ .

В результаті спрощення системи рівнянь (10) отримуємо нелінійне диференціальне рівняння другого порядку.

При використанні початкових умов, застосовуючи метод Адамса для числового розв’язання, отримуємо розв’язок системи (10), з якого визначаємо траєкторію руху тарілки вихідного клапана  $h_{\text{вих}} = f(\varphi)$  на проміжку від  $\varphi = \delta_{\text{см}}$  до посадки тарілки на сідло; кут (час) запізнення посадки вихідного клапана  $\varphi_{\text{зввих}}$ ; максимальну висоту підйому тарілки вихідного клапана  $h_{\text{max}}$  та висоту зависання  $h_{0\text{вих}}$ , що відповідає куту повороту кривошипа на  $180^\circ$  (поршень знаходиться в крайній мертвій точці); а також швидкість тарілки клапана в момент посадки на сідло  $h'_{\text{посвих}}$ .

Одним з критеріїв нормальної роботи клапанів є критерій відсутності зворотних перетоків [2], тобто коли в момент посадки тарілки клапана на сідло між їх поверхнями є шар рідини. В цьому випадку відбувається демпфування посадки тарілки клапана на сідло. Даний критерій відображає кількісну сторону процесу, що проходить при посадці тарілки клапана на сідло. При використанні умови

$V_{\text{ш}} > 0$  ( $\Delta P > 0$ ,  $Q_n < Q_k$ ) відбувається таке явище: поршень починає хід всмоктування, і під час руху він з-під клапана всмоктує розчин, а витрата розчину, зумовлена рухом тарілки клапана (поправка Вестфалля), більша за витрату поршня, таким чином надлишок розчину не має іншого виходу, ніж через щілину клапана, тобто цей надлишок витісняється в нагнітальну лінію і при цьому  $V_{\text{ш}}$  додатна, що свідчить про відсутність зворотних перетоків.

Ця умова перевіряється на кожному наступному кроці числового розв’язання математичної моделі при зміні  $\varphi$  від  $180^\circ$  до моменту посадки тарілки на сідло.

Якщо дана умова виконується, то проходять прямі перетоки розчину в щілині клапана, при цьому  $F_{\text{зідр}}$  діє в бік закривання клапана як додаткова пружина, і в рівнянні (10) використовується емпірична залежність  $\mu_1 = f(h)$  при прямих перетоках, отримана в результаті експериментальних досліджень [9].

Якщо в системі (10) починає виконуватись умова  $V_{\text{ш}} < 0$  ( $\Delta P < 0$ ,  $Q_n > Q_k$ ) [2], тобто починаються зворотні перетоки, то на протязі їх дії гідродинамічна сила діє в протилежному напрямі, створюючи опір посадці тарілки клапана на сідло, перепад тиску  $\Delta P$  має від’ємне значення і діє в бік закриття клапана, коефіцієнт витрати клапана визначається за емпіричною залежністю для зворотних перетоків  $\mu_2 = f(h)$ .

Для перевірки даної умови при чисельному розв’язанні (10) і (11) використовується функція *signum*( $V_{\text{ш}}$ ), що вказує на наявність чи відсутність зворотних перетоків.

2) Оскільки в результаті розв’язку системи (10) отримуємо кут (час) запізнення посадки тарілки вихідного клапана  $\varphi_{\text{зввих}}$ , то можна визначити кут (час) запізнення відкриття вхідного клапана, який складається з кута запізнення посадки тарілки вихідного клапана та часу (кута), необхідного для створення розрідження  $\delta_p$  і подолання статичних сил:

$$\varphi_{\text{зввх}} = \varphi_{\text{зввих}} + \delta_p.$$

3) Виконавши п.2, отримано початкові умови для розв’язання рівняння руху тарілки вхідного клапана (11). Початкові умови:  $t_0 = t_{\text{зввих}} + t_p$  ( $\varphi_0 = \varphi_{\text{зввих}} + \delta_p$ ),  $h = 0$ ,  $h' = 0$ .

Аналогічними до описаних попередніх етапів для тарілки вихідного клапана є етапи розв’язання і вхідного клапана при використанні відповідних його характеристик з врахуванням підпору на вхідній лінії.

В результаті їх розв’язання отримуємо траєкторію руху тарілки вхідного клапана  $h_{\text{вх}} = f(\varphi)$  на проміжку від  $\varphi_{\text{зввх}}$  до посадки вхідного клапана  $\varphi_{\text{зввх}}$ ; максимальну висоту підйому тарілки вхідного клапана  $h_{\text{max}}$  та ви-



соту зависання  $h_{0\text{вх}}$ , що відповідає куту повороту кривошипа на  $360^\circ$  (поршень знаходиться в крайній мертвій точці); швидкість тарілки клапана в момент посадки на сідло  $h'_{\text{посвх}}$ .

4) Після цього проводимо уточнений (повторний) розрахунок руху тарілки вихідного клапана згідно з п.1, при цьому вже визначений кут запізнення його відкривання:  $\varphi_{\text{зввих}} = \varphi_{\text{зввх}} + \delta_{\text{ст}}$ . Початкові умови:  $\varphi_0 = \varphi_{\text{зввих}} = \varphi_{\text{зввх}} + \delta_{\text{ст}}$  ( $t_0 = t_{\text{зввих}}$ ),  $h = 0, h' = 0$ .

5) Отримавши параметри руху тарілки клапана ( $h = f(\varphi), h' = f(\varphi), h'_{\text{пос}}$ ), за допомогою методу кінцевих елементів знаходимо нормальні та дотичні контактні напруження в деталях клапанного вузла в момент посадки тарілки на сідло. Якщо дані напруження менші за допустимі, то можна вважати, що робота клапанного вузла є задовільною. Інакше слід провести корекцію режиму роботи насоса, сили пружин для виконання умови за допустимими напруженнями.

6) Об'єднавши отримані розв'язки згідно з п.п. 1-4, отримуємо траєкторії руху тарілок клапанів залежно від кута повороту кривошипа (часу). При цьому отримуються дані про задовільність роботи клапанів, тобто перевіряється наявність зворотних перетоків та напружень в клапанному вузлі в момент посадки тарілки на сідло. Після цього визначається дійсний коефіцієнт подачі для вибраного режиму роботи за формулою [1]

$$\eta = \frac{\cos \phi_{\text{зввих}} + |\cos \phi_{\text{зввх}}|}{2}, \quad (12)$$

де  $\varphi_{\text{зввих}}$ ,  $\varphi_{\text{зввх}}$  – кути повороту кривошипного валу, які відповідають моментам закриття та відкриття вихідного клапана відповідно.

В результаті виконаної роботи отримуємо розв'язок математичної моделі руху тарілок клапанів насоса.

Використання даної методики (алгоритму) дає змогу конструкторам після визначення коефіцієнта витрати клапана для проектованої конструкції клапанного вузла та гідравлічної частини насоса ще на стадії проектування поршневих насосів підбирати характеристики пружин, прогнозовані параметри роботи насоса з точки зору нормальної роботи клапанів та якомога більшого коефіцієнта подачі, тобто проводити оптимізацію за згаданими вище критеріями нормальної роботи. Дана методика дає можливість визначити реальні значення коефіцієнта подачі, які раніше неможливо було визначити інакше, ніж експериментально, що створювало труднощі при експлуатації насосів.

В результаті проведених робіт:

1) складено рівняння руху тарілок клапанів, які враховують максимальну кіль-

кість чинників, що впливають на роботу поршневого насоса;

2) отримано нелінійне диференційне рівняння другого порядку, яке може бути вирішене тільки числовими методами;

3) стало можливим для розв'язання рівняння руху тарілок клапанів використовувати коефіцієнт витрати клапана і гідродинамічну силу, які є змінними з висоти підйому тарілки клапана, що раніше не використовувалось;

4) розроблено методику, яка уможливіє визначення характеристики роботи нового поршневого насоса ще на стадії проектування та проводити оптимізацію за критеріями нормальної роботи, а також вибирати ефективні режими роботи поршневого насоса на основі використання максимального коефіцієнта подачі;

5) на основі даної методики можна створити програму для моделювання роботи насоса та конструювання гідравлічної частини з використанням ЕОМ.

### Література

- 1 Вишняков В. А., Аваков В. А.. Определение коэффициента подачи поршневых буровых насосов // Машины и нефтяное оборудование. –1975. - №3. - С. 21-25.
- 2 Кресин В. А. Исследование и разработка расчета клапанных гидромеханизмов привода металлургических машин: Канд. диссерт. – Днепропетровск, 1969. - 164 с.
- 3 Караев М. А. Гидравлика буровых насосов. -М.: Недра, 1983. - 208 с.
- 4 Ильский А. Л., Миронов Ю. В. Расчет и конструирование бурового оборудования. -М.: Недра, 1985. - 452 с.
- 5 Чичеров Л. Г., Молчанов Г. В. и др. Расчет и конструирование нефтепромыслового оборудования. – М.: Недра, 1987. - 422 с.
- 6 Караев М. А., Мамедов А. В.. Зависимости для определения гидравлических показателей клапана бурового насоса // Изв. вузов: Нефть и газ. – 1980. - №6. – С. 45-47.
7. Башта Т. М. Гидропривод и гидропневмоавтоматика. –М.: Машиностроение, 1972. - 317 с.
- 8 Щищенко Р.И., Есьман Б.И. Гидравлика промысловых жидкостей. -М.: Недра, 1976. - 294с.
- 9 Експериментальні дослідження коефіцієнта витрати клапана поршневого насоса // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2003. - №3 (8).
- 10 Математична модель роботи клапанів поршневого бурового насоса // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2003. - №4 (9).

