

- відношення $\frac{\sigma_{0,2c}^*}{\sigma_{0,2t}^*}$ та $\frac{\varepsilon_{yc}}{\varepsilon_{yt}}$ можуть служити як силовий та деформаційний критерії оцінки ефекту Баушінгера, а формули (1)-(9) раціонально використовувати для аналітичних досліджень області пружно-пластичного деформування;
- втомна довговічність сталі трубопроводу залежить від історії навантаження трубопроводу в циклі укладання.

Література

1. Каминский А. А., Бастун В. Н. Методы определения напряженно-деформированного состояния и трещиностойкости газо- и нефтепроводов // Обзор: Прикладная механика. – 1997. – 33. № 8. – С. 3-30.
2. Тимошенко С. П. Соппротивление материалов: В 2 т. – М.: Наука, 1985. – Т. 1. – 364 с.; Т. 2. – 480 с.
3. Айнбиндер А. Б. Расчет магистральных и промысловых трубопроводов на прочность и устойчивость: Справочное пособие. – М.: Недра, 1991. – 287 с.
4. Физическое металловедение. Т. 3 / Под ред. Р. Кана. – М.: Мир, 1968. – 484 с.
5. Крижанівський Є.І., Побережний Л.Я. Установка для комплексних досліджень малоциклової втоми матеріалу морських трубопроводів у робочих середовищах // Нафт. і газ. пром-сть. – 2001. – № 5. – С. 44-45.
6. Ільницький М. К., Шадрін О. Б. Проективання, будівництво та експлуатація морських трубопроводів. – К.: Українська книга, 1997. – 174 с.
7. Капустин К. Я., Камышев М. А. Строительство морских трубопроводов. – М.: Недра, 1982. – 207 с.
8. Побережний Л. Я. Закономірності деформації і руйнування морських трубопроводів при статичному та низькочастотному навантаженні: Автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.15.13 / Івано-Франківський національний техн. ун-т нафти і газу. – Івано-Франківськ, 2002. – 19 с.

УДК 622.242.6

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ РОБОТИ КЛАПАНІВ ПОРШНЕВОГО БУРОВОГО НАСОСА

С.С. Чаплінський, З. М. Одосій, І.Д. Лівак

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 42353,
e-mail: chaplin@ukr.net

Рассматривается математическая модель работы клапанов поршневых буровых насосов. По- дан анализ исследования работы клапанов поршневых насосов и учтены факторы, которые ранее не учитывались в моделях. Сформулированы основные критерии и особенности математической модели работы клапанов, которые должны учитываться при исследовании и проектировании поршневых буровых насосов.

The mathematical model of work of valves of piston mud pumps is considered. The analysis of research of work of valves of piston pumps is offered and factors, which were not taken into account in models earlier are studied. The basic criteria and features of mathematical model of work of valves, which should be taken into account at research and designing of piston chisel pumps, are formulated.

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

На даний час відомі моделі роботи клапанних вузлів поршневих насосів [1] 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 [2-4] приводяться методики розрахунку роботи клапанів, в яких ще на початку виведення формул математичної моделі руху тарілки клапана закладені неточності, зокрема, про постійність коефіцієнта витрати μ , що не повною мірою відображає реальний фізичний зміст даного коефіцієнта і не відповідає проведеним експериментальним дослідженням [5]. Оскільки

$\mu = \frac{1}{\sqrt{\xi}}$ [2], де ξ – коефіцієнт місцевого

опору клапанного вузла, який залежить від висоти підйому тарілки клапана та визначається експериментально, то використання $\mu = \text{const}$

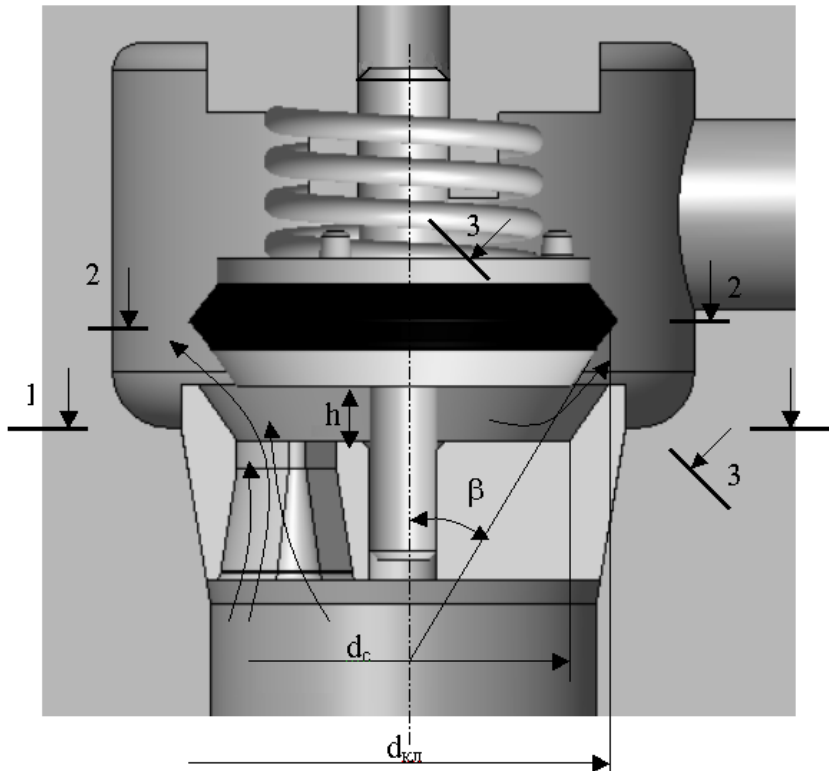


Рисунок 1 — Розрахункова схема роботи клапана

свідчить про незмінність положення тарілки клапана над сідлом, тобто тарілка клапана не рухається. У цих методиках не враховується також дія гідродинамічної сили $F_{зідр}$, сили тертя F_m , підпір на лінії всмоктування, спільна робота вхідного та вихідного клапанів, наявність зворотних перетоків рідини. Хоч в [2-4] подано дані про $\mu = f(h)$, але для розрахунку клапана використовується $\mu = const$, що відповідає максимальній висоті підйому тарілки клапана h_{max} , яку вибирають з умови відсутності стуку $n \cdot h_{max} \leq C = 650$, запропонованої проф. Куколевським І.І., де: n – число подвійних ходів поршня за хвилину; h_{max} – максимальна висота підйому тарілки клапана, мм; C – дослідний коефіцієнт, який потребує уточнення, оскільки різними вченими значення критерію вибирається по-різному і становить від 400 до 1300 [4], що зумовлено розбіжностями в методиці проведення експериментів та об'єктів дослідження і свідчить про складність використання даного критерію нормальної роботи клапана.

Отже, постало завдання скласти найбільш повну математичну модель роботи гідравлічної частини поршневого бурового насоса з урахуванням коефіцієнта витрати щілини клапана як змінної величини та найбільш повне врахування чинників, що впливають на роботу та характеристики бурового насоса.

Опишемо математично фізичні процеси, які відбуваються в гідравлічній частині під час роботи поршневого бурового насоса.

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

Розрахункову схему зображено на рис. 1. На основі закону нерозривності потоку рідини

$$Q_n \pm Q_k = Q_{щ}, \quad (1)$$

де Q_n , Q_k , $Q_{щ}$ – витрата рідини у відповідних перерізах гідравлічної коробки 1-1, 2-2, 3-3 відповідно (рис. 1).

Коли тарілка клапана рухається вгору, під нею звільняється певний об'єм, що в подальшому заповнюється рідиною, і у формулі (1) слід використовувати знак “-”. При русі тарілки клапана вниз у формулі (1) слід використовувати знак “+”, тобто через щілину проходить кількість рідини, збільшена на величину Q_k (так звана поправка Вестфала).

Подача рідини під тарілкою клапана Q_n визначається згідно з законом нерозривності потоку і рівна подачі, яка зумовлена рухом поршня,

$$Q_n = f_n \cdot V_n, \quad (2)$$

де: f_n – площа поршня бурового насоса, м²;
 V_n – швидкість руху поршня, визначається за формулою (3) з врахуванням скінченої довжини шатуна, м/с;

$$V_n = \omega \cdot r \cdot (\sin(\omega t) \mp \lambda \cdot \sin(\omega t) \cdot \cos(\omega t)), \quad (3)$$

де: r – радіус кривошипа, м;

t – час руху поршня, с;
 ω – кутова швидкість кривошипа,
 $\omega = const$ [6];

$\lambda = \frac{r}{l}$ – характеристика привода насоса, це є відношення радіуса кривошипа (r) до довжини шатуна насоса (l).

Таким чином, виходячи з (2) та (3), отримуємо

$$Q_n = f_n \cdot \omega \cdot r \cdot (\sin(\omega t) \mp \lambda \cdot \sin(\omega t) \cdot \cos(\omega t)), \quad (4)$$

де $\omega \cdot t = \varphi$ – кут повороту кривошипа.

У формулі (4) знак “–” використовується при русі поршня вперед (хід нагнітання), а знак “+” – при русі поршня назад (хід всмоктування).

Для спрощення використання формули (4) при розв’язанні математичної моделі для необхідної зміни знака з “–” на “+” при повороті кривошипа на 180° використовується функція $signum(\sin(\omega t))$, яка змінюється з +1 (при зміні $\sin(\omega t)$ від 0° до 180°) на -1 (при зміні $\sin(\omega t)$ від 180° до 360°).

Таким чином (4), можна записати

$$Q_n = f_n \cdot \omega \cdot r \times (\sin(\omega t) - signum(\sin(\omega t)) \cdot \lambda \cdot \sin(\omega t) \cdot \cos(\omega t)). \quad (5)$$

Подача Q_k , що зумовлена рухом тарілки клапана (поправка Вестфалю), визначається за формулою

$$Q_k = f_{кл} \cdot V_{кл}, \quad (6)$$

де $f_{кл}$ – площа тарілки клапана в перерізі 2 – 2 (рис.1), м²;

$$f_{кл} = \frac{\pi \cdot d_{кл}^2}{4}, \quad (7)$$

де: $d_{кл}$ – діаметр тарілки клапана, що відповідає найвіддаленішій точці контакту тарілки і сідла (рис. 1), м;

$V_{кл}$ – швидкість руху тарілки клапана під час роботи насоса, м/с,

$$V_{кл} = \omega \cdot \frac{dh}{d\varphi} = \frac{dh}{dt} = h', \quad (8)$$

Отже,

$$Q_k = \frac{\pi \cdot d_{кл}^2}{4} \cdot h'. \quad (9)$$

Подавання рідини в щілині клапана визначається за формулою

$$Q_{щ} = f_{щ} \cdot \mu \cdot V_{щ} = f_{щ} \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P}{\rho}}, \quad (10)$$

де: $f_{щ}$ – площа щілини в перерізі 3 – 3 (рис. 1);

h – висота підйому тарілки клапана над сідлом, м;

ρ – густина робочої рідини (бурового розчину), кг/м³;

ΔP – перепад тиску на тарілці клапана, Па;

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

μ – коефіцієнт витрати щілини клапанного вузла, який залежить від багатьох факторів, а саме: геометрії деталей клапанного вузла (геометрії сідла, ущільнення, ребер, кута нахилу, діаметра тарілки, форми та місця розташування ущільнення); геометрії гідравлічної частини (відстані між стінками, відстані від тарілки клапана до вихідного трубопроводу); шорсткості поверхонь деталей; параметрів рідини (густина, в’язкості); параметрів руху рідини (швидкості, числа Рейнольдса). Для вибраної конструкції клапанного вузла та гідравлічної частини поршневого бурового насоса, а також параметрів бурового розчину даний коефіцієнт подається у вигляді залежності $\mu = f(h)$ та визначається експериментально.

Площа щілини $f_{щ}$ визначається за формулою (11) як бокова поверхня зрізаного конуса з більшою основою, яка рівна діаметру клапана $d_{кл}$ [6]

$$f_{щ} = \pi \cdot h \cdot d_{кл} \cdot \sin \beta \cdot \left(1 - \frac{\sin 2\beta}{2 \cdot d_{кл}} \cdot h\right), \quad (11)$$

де β – кут нахилу між віссю та твірною тарілки клапана (рис. 1).

Отже,

$$Q_{щ} = \pi \cdot h \cdot d_{кл} \cdot \sin \beta \cdot \left(1 - \frac{\sin 2\beta}{2 \cdot d_{кл}} \cdot h\right) \times \mu(h) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P}{\rho}}. \quad (12)$$

Таким чином, з (1), (5), (9), (12) отримуємо

$$f_n \cdot \omega \cdot r \cdot \left[\sin(\omega t) - signum(\sin(\omega t)) \cdot \lambda \times \sin(\omega t) \cdot \cos(\omega t) \right] \mp \frac{\pi \cdot d_{кл}^2}{4} \cdot h' = \pi \cdot h \cdot d_{кл} \cdot \sin \beta \cdot \left(1 - \frac{\sin 2\beta}{2 \cdot d_{кл}} \cdot h\right) \cdot \mu(h) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P}{\rho}}. \quad (13)$$

Для визначення перепаду тиску ΔP в рівнянні (13) скористаємось принципом Даламбера. Згідно з цим принципом

$$signum(V_{щ}) \cdot \Delta P \cdot f_{еф} = G + F_{np} + F_{zidp} + F_m + (m + m_{np}) \cdot h'', \quad (14)$$

де: $signum(V_{щ})$ – функція, що вказує на напрям дії перепаду тиску. При прямих перетоках рідини $V_{щ} > 0$, і дана функція додатна, а при зворотних $V_{щ} < 0$ – від’ємна;

$f_{еф}$ – ефективна площа клапана, на яку діє

перепад тиску, визначається згідно з [6]

$$f_{ef} = \frac{\pi}{8} \cdot \left[d_{кл}^2 \cdot \left(1 - \frac{\sin 2\beta}{d_{кл}} \cdot h \right)^2 + d_c^2 \right], \quad (15)$$

де: d_c – діаметр прохідного отвору сідла клапана, м;

G – вага рухомих частин клапанного вузла в рідині, визначається з урахуванням Архімедової сили

$$G = m \cdot g - \rho \cdot g \cdot V = \rho_m \cdot V \cdot g - \rho \cdot g \cdot V = \frac{m \cdot g}{\rho_m} \cdot (\rho_m - \rho) = m \cdot g \cdot \left(1 - \frac{\rho}{\rho_m} \right), \quad (16)$$

де: g – прискорення вільного падіння, м/с²;

ρ, ρ_m – густина бурового розчину та матеріалу тарілки клапана (пружини) відповідно, кг/м³;

$$m = m_{my} + \frac{1}{3} \cdot m_{пруж} - \text{маса рухомих частин}$$

клапана з урахуванням ваги пружини [7], кг;

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

$$m_{пруж} - \text{маса пружини в повітрі, кг.}$$

Тоді

$$G = \left(m_{my} + \frac{1}{3} \cdot m_{пруж} \right) \cdot g \cdot \left(1 - \frac{\rho}{\rho_m} \right); \quad (17)$$

m_{np} – зведена маса рідини до тарілки клапана, кг. Для диску, який рухається перпендикулярно до площини $m_{np} = \frac{8}{3} \cdot \rho \cdot \left(\frac{d_{кл}}{2} \right)^3$ [8, с.31];

F_{np} – сила пружини, Н;

$$F_{np} = F_0 + k_n \cdot h, \quad (18)$$

де: F_0 – сила попереднього підтискання пружини, $F_0 = k_n \cdot l_0$;

l_0 – величина попереднього підтискання пружини, м;

k_n – коефіцієнт жорсткості пружини, Н/м.

$F_{зідр}$ – осьова складова гідродинамічної сили, яка діє в бік закривання клапана як додаткова пружина. Дана сила теоретично визначається згідно з законом збереження кількості руху [7]

$$F_{зідр} = \pm \rho \cdot Q_n \cdot (V_c - V_{щ} \cdot \cos \beta), \quad (19)$$

де V_c – швидкість руху рідини в сідлі клапана (рис. 1, переріз 1-1), визначається згідно з законом нерозривності потоку

$$V_c = \frac{Q_n}{f_c}, \quad (20)$$

де: f_c – площа прохідного отвору сідла з урахуванням площі хрестовини;

$V_{щ}$ – швидкість руху рідини в щіліні клапана (рис. 1, переріз 3-3), визначається згідно з законом нерозривності потоку

$$V_{щ} = \frac{Q_{щ}}{f_{щ}}. \quad (21)$$

Використовуючи (1), (20), (21), формула (19) набуде такого вигляду:

$$F_{зідр} = \pm c \cdot Q_n \cdot \left(\frac{Q_n}{f_c} - \frac{Q_n \pm Q_k \cdot \cos \epsilon}{f_{щ}} \right). \quad (22)$$

У формулі (22) знак “+” перед правою частиною відповідає прямим перетокам рідини, а знак “-” – зворотним перетокам. Для необхідної зміни знака використовуємо функцію $signum(V_{щ})$.

Використавши формули (5), (9), (11), отримуємо

$$F_{зідр} = signum(V_{щ}) \cdot \rho \cdot \left[f_n \cdot \omega \cdot r \cdot \left\{ \sin(\omega t) - signum(\sin(\omega t)) \cdot \lambda \cdot \sin(\omega t) \cdot \cos(\omega t) \right\} \right] \times \left\{ \left[f_n \cdot \omega \cdot r \cdot \left\{ \sin(\omega t) - signum(\sin(\omega t)) \times \lambda \cdot \sin(\omega t) \cdot \cos(\omega t) \right\} \right] \cdot (f_c)^{-1} - \left[f_n \cdot \omega \cdot r \cdot \left\{ \sin(\omega t) - signum(\sin(\omega t)) \times \lambda \cdot \sin(\omega t) \cdot \cos(\omega t) \right\} \right] \pm \frac{\pi \cdot d_{кл}^2}{4} \cdot \cos \beta \times \left[\pi \cdot h \cdot d_{кл} \cdot \sin \beta \cdot \left(1 - \frac{\sin 2\beta}{2 \cdot d_{кл}} \cdot h \right) \right]^{-1} \right\}. \quad (23)$$

F_m – сила в'язкого тертя, визначається за формулою

$$F_m = signum(h') \cdot C \cdot \frac{c \cdot V_c^2}{2} \cdot f_{кл}, \quad (24)$$

де: C – коефіцієнт в'язкого тертя;
 $signum(h')$ – функція, що вказує на напрям дії сили тертя.

Дією цієї сили можна знехтувати, оскільки вона дуже мала порівняно з іншими складовими силами [1].

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

Таким чином, знайшовши ΔP з (14) – (24) та підставивши ΔP в (13), отримуємо диференціальне рівняння руху тарілки клапана

$$\begin{aligned} & \text{signum}(V_{ц}) \cdot \rho \cdot \frac{\pi}{8} \cdot \left[d_{кл}^2 \cdot \left(1 - \frac{\sin 2\beta}{d_{кл}} \cdot h \right)^2 + d_c^2 \right] \times \\ & \times \left\{ f_n \cdot \omega \cdot r \cdot [\sin(\omega t) - \text{signum}(\sin(\omega t))] \cdot \lambda \times \right. \\ & \quad \left. \times \sin(\omega t) \cdot \cos(\omega t) \right] \mp \frac{\pi \cdot d_{кл}^2}{4} \cdot h' \left. \right\}^2 \times \\ & \times \left\{ 2 \cdot \left[\pi \cdot h \cdot d_{кл} \cdot \sin \beta \cdot \left(1 - \frac{\sin 2\beta}{2 \cdot d_{кл}} \cdot h \right) \cdot \mu(h) \right]^2 \right\}^{-1} = \\ & = \left(m_{my} + \frac{1}{3} \cdot m_{пруж} \right) \cdot g \cdot \left(1 - \frac{\rho}{\rho_m} \right) + F_0 + k_n \cdot h + \\ & + \text{signum}(V_{ц}) \cdot \rho \cdot \left[f_n \cdot \omega \cdot r \cdot \left\{ \sin(\omega t) - \right. \right. \\ & \quad \left. \left. - \text{signum}(\sin(\omega t)) \cdot \lambda \cdot \sin(\omega t) \cdot \cos(\omega t) \right\} \right] \times \\ & \times \left\{ \left[f_n \cdot \omega \cdot r \cdot \left\{ \sin(\omega t) - \text{signum}(\sin(\omega t)) \times \right. \right. \right. \\ & \quad \left. \left. \times \lambda \cdot \sin(\omega t) \cdot \cos(\omega t) \right\} \right] \cdot (f_c)^{-1} - \right. \\ & \left. - \left[f_n \cdot \omega \cdot r \cdot \left\{ \sin(\omega t) - \text{signum}(\sin(\omega t)) \times \right. \right. \right. \\ & \quad \left. \left. \times \lambda \cdot \sin(\omega t) \cdot \cos(\omega t) \right\} \right] \pm \frac{\pi \cdot d_{кл}^2}{4} \right\} \cdot \cos \beta \times \\ & \times \left[\pi \cdot h \cdot d_{кл} \cdot \sin \beta \cdot \left(1 - \frac{\sin 2\beta}{2 \cdot d_{кл}} \cdot h \right) \right]^{-1} + \\ & + \text{signum}(h') \cdot C \cdot \frac{\rho \cdot V_c^2}{2} \cdot f_{кл} + \\ & + \left(m_{my} + \frac{1}{3} \cdot m_{пруж} + \frac{8}{3} \cdot \rho \cdot \left(\frac{d_{кл}}{2} \right)^3 \right) \cdot h'' . \end{aligned} \tag{25}$$

Отримане рівняння описує рух як вхідного, так і вихідного клапанів, є нелінійним диференціальним рівнянням другого порядку і може бути розв'язане з необхідною точністю тільки чисельним методом (наприклад, методом Адамса).

В отриманому рівнянні всі параметри є константами, окрім залежності $\mu = f(h)$ та h, h', h'' .

У результаті розв'язку даного рівняння отримуємо залежності

$$h = f(t), \quad h' = f'(t), \quad h'' = f''(t).$$

Для розв'язання даного рівняння необхідно мати емпіричну залежність коефіцієнта витрати

від висоти підйому тарілки клапана над сідлом $\mu = f(h)$, яка є важливим показником конструкції клапанного вузла, гідравлічної частини бурового насоса та умов його роботи і визначається в результаті експериментів.

Таким чином, загальні рівняння руху клапанів поршневого бурового насоса набудуть такого вигляду:

– для вихідного клапана

$$Q_n \pm Q_{вихк} = f_{ц_{вих}} \cdot \mu(h) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P_{вих}}{\rho}}, \tag{26}$$

$$\begin{aligned} & \text{signum}(V_{ц}) \cdot \Delta P_{вих} \cdot f_{ef_{вих}} = G_{вих} + F_{пруж} + \\ & + F_{зідр_{вих}} + F_{твих} + (m_{вих} + m_{пруж}) \cdot h''_{вих}; \end{aligned}$$

– для вхідного клапана (з урахуванням підпору на лінії всмоктування $P_{нідн}$)

$$Q_n \pm Q_{вхк} = f_{ц_{вх}} \cdot \mu(h) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P_{вх}}{\rho}}, \tag{27}$$

$$\begin{aligned} & \text{signum}(V_{ц}) \cdot (\Delta P_{вх} + P_{нідн}) \cdot f_{ef_{вх}} = G_{вх} + \\ & + F_{пруж} + F_{зідр_{вх}} + F_{твх} + (m_{вх} + m_{пруж}) \cdot h''_{вх}. \end{aligned}$$

У рівняннях (26), (27) індекси “вх” та “вих” вказують відповідно на вхідний та вихідний клапани.

Специфіка роботи клапанів поршневого бурового насоса зумовлює специфіку розв'язання математичної моделі, а саме: спочатку розв'язується рівняння (26), а на основі його результатів розв'язується рівняння (27) з урахуванням часу на розрідження бурового розчину.

Початкові умови для числового вирішення даних рівнянь вибираються з таких міркувань: при роботі поршневого насоса, як відомо, існують кути запізнення посадки та відкриття клапанів, що значно впливають на ККД бурових насосів. Кут запізнення відкриття вихідного клапана $\varphi_{звих}$ складається з кута запізнення посадки вхідного клапана $\varphi_{звх}$ та кута, який зумовлений стисканням рідини, гідравлічної частини бурового насоса, ущільнень – $\delta_{ст}$ ($\varphi_{звих} = \varphi_{звх} + \delta_{ст}$), аналогічно кут запізнення відкриття вхідного клапана $\varphi_{звх}$ складається з кута запізнення посадки вихідного клапана $\varphi_{звих}$ та кута, який зумовлений розрідженням рідини δ_p ($\varphi_{звх} = \varphi_{звих} + \delta_p$). Причому $\delta_p = \delta_{ст}$. Тому початкові умови для розв'язання рівняння (26) є $h(\varphi_{звих}) = 0$, $h'(\varphi_{звих}) = 0$, а для розв'язання рівняння (27) – $h(\varphi_{звх}) = 0$, $h'(\varphi_{звх}) = 0$.

Висновки

1. Розроблено математичну модель роботи клапанів поршневого бурового насоса з урахуванням спільної дії вхідного та вихідного клапанів, стискання бурового розчину під час роботи насоса, підпору на вхідній лінії, зведеної маси рідини до тарілки клапана, коефіцієнта

витрати клапана та гідродинамічної сили як змінних по величині залежно від висоти підйому тарілки клапана.

2. Оскільки математична модель роботи клапанів описується нелінійними диференціальними рівняннями другого порядку, які аналітично розв'язати неможливо, то для їх розв'язання з необхідною точністю потрібно використовувати чисельні методи (наприклад, метод Адамса).

3. Для розв'язання даної математичної моделі необхідно мати тільки експериментальні дані, які характеризують конструкцію гідравлічної частини і умови роботи насоса, а саме: коефіцієнт витрати щільності клапана.

4. З використанням розв'язку отриманої математичної моделі стало можливим ще на перших стадіях проектування нового бурового насоса визначати характеристики його роботи, такі як коефіцієнт подачі [9] і параметри пружин.

5. На основі даної моделі можна реалізувати програму на ЕОМ для спрощення процесу проектування нових конструкцій бурових насосів з високою точністю та скороченням терміну на проектування.

кращання якості бурових робіт. Це завдання включає в себе як кількісний ріст, тобто збіль-

Література

1. Кресин В.А. Исследование и разработка расчета клапанных гидромеханизмов привода металлургических машин: Канд. дисерт. – Днепропетровск, 1969. – 164 с.
2. Караев М.А. Гидравлика буровых насосов. – М.: Недра, 1983. – 208 с.
3. Ильский А.Л., Миронов Ю.В. Расчет и конструирование бурового оборудования. – М.: Недра, 1985. – 452 с.
4. Верзилин О.И. Современные буровые насосы. – М.: Машиностроение, 1978. – 255 с.
5. Караев М.А., Мамедов А.В. Зависимости для определения гидравлических показателей клапана бурового насоса // Известие вузов: Нефть и газ. – 1980. – №6. – С. 45-47.
6. Ливак И.Д. Исследование трехпоршневых буровых насосов и усовершенствование конструкций клапанных групп: Диссертация на соиск. уч. степени. к.т.н. – Ивано-Франковск, 1996. – 212 с.
7. Башта Т.М. Гидропривод и гидропнеумоавтоматика. – М.: Машиностроение, 1972. – 320 с.
8. Справочник авиаконструктора. Т.2. – М.: ЦАГИ, 1938.
9. Вишняков В.А., Аваков В.А. Определение коэффициента подачи поршневых буровых насосов // Машины и нефтяное оборудование. – 1975. – №3. – С. 21-25.

УДК 622.43.92

АНАЛІЗ СТІЙКОСТІ ВИБІЙНИХ КОМПОНОВОК НА ПРОЕКТНІЙ ТРАЄКТОРІЇ

І.В.Восвідко

*ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 42353,
e-mail: public@ifdtung.if.ua*

Рассмотрены основные причины, оказывающие дестабилизирующее влияние на работу компоновок низа буровой колонны. Проведён анализ процесса износа опорноцентрирующих элементов забойной компоновки и его влияния на изменение её конструктивных параметров. Получены графические зависимости, позволяющие оценить степень стойкости различных типов забойных компоновок на проектной траектории. Сделаны основные выводы, касающиеся поведения различных типов компоновок при воздействии на них дестабилизирующих факторов

The basic reasons, causing destabilizing influence on the work of drilling string assembly are reviewed. The analysis of wear out process of strong centralizing elements bottom drilling string assembly and its influence to change of its constructive properties is done. The graphic dependences, giving an opportunity to value the stage of firmness of different types of bottom drilling string assemblies on projected trajectory are given. The conclusion about conduct of different types of drilling string assemblies during influence on it destabilizing factors is drawn

Україна належить до країн з дефіцитом власних природних енергоносіїв, задовольняючи потребу в газі за рахунок власного видобутку на 20-25%, у нафті – на 10-12%. Тому необхідність найшвидшого розвитку нафтогазової галузі нашої країни ставить перед її працівниками завдання підвищення ефективності і по-

шення швидкісних показників буріння, так і підвищення якості самих бурових робіт. Один із найважливіших факторів підвищення якості – буріння похило-спрямованих свердловин стро-го за проектом.