

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана в Івано-Франківському національному технічному університеті нафти і газу Міністерства освіти і науки України.

Науковий керівник: кандидат технічних наук, доцент

Одосій Зіновій Михайлович,

Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, доцент кафедри технології нафтогазового машинобудування.



Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор

Копей Богдан Володимирович,

Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, професор кафедри нафтогазового обладнання

кандидат технічних наук

Яким Роман Степанович,

Дрогобицький державний педагогічний університет ім.

І.Франка, викладач кафедри машинознавства і охорони праці.

Провідна установа: **Відкрите акціонерне товариство "Український нафтогазовий інститут"**

Захист відбудеться 14 грудня 2004 р. о "14" годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 26.052.04 в Івано-Франківському національному технічному університеті нафти і газу, за адресою 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15.

З дисертацією можна ознайомитись в науково-технічній бібліотеці Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу, за адресою 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15.

Автореферат розісланий "22" листопада 2004 р.

Вчений секретар

спеціалізованої вченої ради

Карпуца О.В.

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. У сучасних процесах буріння глибоких свердловин на нафту та газ широко використовують трипоршневі бурові насоси односторонньої дії. Маючи цілий ряд техніко-економічних переваг (в порівнянні з двопоршневими насосами двосторонньої дії), вони мають і ряд недоліків, в першу чергу пов'язаних з швидким виходом з ладу поршневих та клапанних груп – найважливіших вузлів гідравлічної частини бурового насоса.

Зростання за останні роки глибини буріння свердловин на Україні та за кордоном вимагає використання більш потужних бурових насосів. Тому виникла необхідність у швидкому та якісному проектуванні нових конструкцій потужних бурових насосів та моделюванні сумісної роботи вхідного та вихідного клапанів з врахуванням особливостей фізичних процесів, які проходять в буровому насосі під час його роботи, з мінімальною кількістю натурних експериментів.

На даний час кількість публікацій, присвячених розробці конструкцій, дослідженню довговічності та процесів роботи клапанних вузлів і гідравлічних частин трипоршневих бурових насосів, в цілому є обмеженою. Результати цих досліджень носять суперечливий характер. Не в достатній мірі досліджені процеси та явища, які відбуваються під час роботи клапанних вузлів, зокрема: процеси, які проходять в щільні клапанного вузла під час проходження через нього бурового розчину на різних стадіях відкриття клапана; наявність стуку; запізнення посадки тарілки; зворотні перетоки; взаємодія вхідного та вихідного клапанів за цикл їх роботи; вплив характеристик бурового розчину на роботу гідравлічної частини та її складових. Тому з'ясування цих особливостей становить науковий та практичний інтерес, а моделювання сумісної роботи клапанів поршневого бурового насоса з максимально можливим врахуванням реальних умов роботи дозволить більш якісно проектувати нові конструкції насосних агрегатів із забезпеченням підвищених вимог до продуктивності, довговічності, надійності та якості їх роботи.

Оскільки на даний час в Україні назріла настійна потреба у серійному виробництві потужних поршневих бурових насосів, то питання ефективного конструювання, виготовлення та експлуатації даних насосів є досить актуальним.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами:

Дисертаційна робота виконана в рамках науково-дослідної держбюджетної теми “Розробка нових технологій подовження ресурсу та підвищення ефективності роботи нафтогазового обладнання” державна реєстрація №0104U004087 на 2004-2006р. Міністерства освіти і науки України.

Мета і задачі дослідження. Мета роботи - наукове обґрунтування підвищення ефективності проектування та експлуатації трипоршневих бурових насосів шляхом моделювання сумісної роботи в

іанів без проведення висо-

НТБ
ІОНТУНГ



00066

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

1. Дослідити процеси та явища, які проходять в гідравлічній частині бурового насоса під час його роботи, і їх вплив на умови, характеристики роботи клапанів, насоса в цілому та його коефіцієнт подачі.

2. Створити математичну модель сумісної роботи вхідного та вихідного клапанів бурового насоса, яка б якомога реальніше описувала динамічні процеси їх роботи.

3. Розробити алгоритм розв'язання рівнянь математичної моделі сумісної роботи клапанів з використанням критеріїв нормальної їх роботи, який дозволяв би проводити розрахунки клапанних вузлів та визначати характеристики роботи насоса без проведення натурних експериментів.

4. Розробити методики комп'ютерного моделювання для проведення розрахунків клапанного вузла на міцність та дослідження коефіцієнта витрати клапана.

5. Дослідити залежність коефіцієнта витрати клапана від висоти підйому тарілки над сідлом $\mu = f(h)$ за допомогою як стендового, так і комп'ютерного експериментів. Перевірити адекватність результатів комп'ютерного експеримента до стендового з метою використання першого для подальших досліджень залежності $\mu = f(h)$. Встановити емпіричні формули для опису даного коефіцієнта і розв'язання рівнянь математичної моделі сумісної роботи клапанів бурового насоса за розробленим алгоритмом.

6. Порівняти результати, отримані при дослідженнях роботи клапанного вузла за розробленою моделлю, з результатами, отриманими під час проведення натурального експеримента на реальному насосі.

7. Дослідити вплив конструктивних і кінематичних параметрів бурового насоса та його клапанних вузлів на характеристики їх роботи та дати загальні рекомендації щодо їх вибору.

8. Дослідити вплив нелінійної залежності коефіцієнта витрати клапана μ від висоти підйому тарілки h на характеристики його роботи.

Об'єкт дослідження: трипоршневий буровий насос УНБТ-950.

Предмет дослідження: робота клапанного вузла.

Методи дослідження. При розробці математичної моделі сумісної роботи клапанів бурового насоса використано закони теоретичної механіки, фізики, механіки твердого тіла, гідравліки, гідродинаміки та вичислювальної гідрогазодинаміки.

Для визначення гідродинамічних характеристик клапанного вузла бурового насоса використовувався:

а) стендовий експеримент;

б) комп'ютерне моделювання руху розчину в гідравлічній частині бурового насоса за допомогою вичислювальної гідрогазодинаміки.

Теоретичні дослідження сумісної роботи клапанних вузлів поршневого буро-

вого насоса здійснені на базі системи нелінійних диференціальних рівнянь другого порядку, які описують зазначене явище.

Для розв'язання системи нелінійних диференціальних рівнянь використовувались чисельні методи (метод Адамса).

Наукова новизна одержаних результатів.

1. Удосконалено математичну модель роботи клапанного вузла за рахунок врахування: стискання бурового розчину та наявності в ньому домішок газу; дії підпірного відцентрового насоса; залежності величини гідродинамічної сили від висоти підйому тарілки над сідлом; нелінійної залежності коефіцієнта витрати клапана μ від висоти підйому тарілки над сідлом h , що зроблено вперше.

2. Досліджена залежність коефіцієнта витрати клапана μ від висоти підйому його тарілки над сідлом h і встановлено суттєвий її вплив на показники роботи клапана і насоса в цілому. Неврахування μ , як змінної величини при зміні h , значно впливає на точність результатів розв'язання рівнянь математичної моделі роботи клапана (траєкторію руху тарілки клапана) і призводить до помилок при конструюванні бурових насосів та вибору необгрунтованих режимів їх роботи.

3. Вперше змодельована сумісна робота вхідного та вихідного клапанів поршневого бурового насоса та розроблено алгоритм моделювання, що дозволяє проектувати нові та досліджувати існуючі конструкції бурового насоса без проведення складних, високозатратних натурних експериментів.

Практичне значення одержаних результатів. Моделювання сумісної роботи вхідного та вихідного клапанів бурового насоса з використанням сучасних комп'ютерних технологій дозволяє зменшити кількість експериментальних досліджень при проектуванні нових конструкцій бурових насосів. Його використання також дозволяє конструкторам з високою точністю і в найкоротші терміни проектувати ефективні вузли гідравлічних частин, оцінювати вагомість впливу різних факторів на роботу насоса. На основі аналізу результатів досліджень подаються рекомендації щодо оптимізації конструкції насоса за конкретними параметрами при забезпеченні необхідних технічних характеристик.

Запропонована модель з алгоритмом її вирішення дозволяє конструкторам визначити з підвищеною точністю характеристики нових поршневих бурових насосів ще на стадії проектування, зокрема, значення коефіцієнта подачі насоса.

На основі алгоритму розв'язання рівнянь математичної моделі можливо створити рекомендації для корекції режимів роботи насоса при бурінні за різних умов (глибина, порода, розчин) для досягнення максимальної ефективності.

Крім того, використання запропонованої математичної моделі сумісної роботи клапанів бурового насоса та алгоритму її вирішення дозволяє експлуатаційникам: оптимізувати режими роботи бурового насоса для досягнення максимальної ефективності; покращити умови роботи клапанних вузлів за рахунок оптимізації експлуа-

таційних параметрів роботи пружини, а при автоматизації процесу буріння керувати роботою насоса.

Результати досліджень пройшли практичну перевірку в Прикарпатському управлінні бурових робіт.

Особистий внесок здобувача:

- виконано експериментальні дослідження коефіцієнта витрати клапана при прямих протіканнях та зворотніх перетоках рідини на вдосконаленій автором експериментальній установці УДК-1М та за допомогою сучасних комп'ютерних технологій і встановлені закономірності зміни коефіцієнта витрати клапана при зміні висоти підйому його тарілки над сідлом [1];
- вдосконалено математичну модель роботи вхідного та вихідного клапанів поршневого бурового насоса [2, 7];
- розроблено алгоритм моделювання сумісної роботи клапанів поршневого бурового насоса з використанням комп'ютерних технологій [3, 8];
- розроблено алгоритм розв'язання рівнянь математичної моделі роботи клапанів бурового насоса [4];
- досліджено вплив конструктивних параметрів клапанів бурового насоса на характеристики їх роботи та коефіцієнт подачі [5];
- розроблена методика та проведено розрахунок клапанного вузла на міцність [6].

Апробація результатів дисертації. Основні положення дисертації доповідались на: науково-технічних конференціях професорсько-викладацького складу ІФНТУНГ, м. Івано-Франківськ (2002, 2003 рр); Міжнародній науково-технічній конференції “Інтегровані комп'ютерні технології в машинобудуванні”, м. Харків (2003 р).

Публікації. На тему дисертаційної роботи опубліковано 8 наукових робіт, з них 6 статей у фахових виданнях України (1 одноосібно) та 2 тези.

Структура та обсяг роботи. Дисертаційна робота складається з вступу, п'яти розділів, висновків, списку використаних джерел, який містить 165 найменувань, та 4-х додатків. Загальний обсяг роботи 181 стор. комп'ютерного набору, в тому числі 70 рисунків, 20 таблиць.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі аргументована актуальність підвищення ефективності проектування та експлуатації трипоршневих бурових насосів шляхом моделювання сумісної роботи вхідного та вихідного клапанів. Сформульовано мету, об'єкт, предмет, методи та задачі досліджень, висвітлено наукову новизну, практичну цінність роботи і її апробацію.

У першому розділі приведено: аналіз існуючих конструкцій сучасних поршневих бурових насосів та їх складових, зокрема гідравлічних частин та клапанних

вузлів; тенденції їх розвитку; умови роботи та вимоги, які до них ставляться. Крім того, проведено аналіз: досліджень впливу конструктивно-кінематичних параметрів бурового насоса та його складових на характеристики їх роботи; методик розрахунку та математичних моделей опису роботи клапанних вузлів.

На основі результатів аналізу встановлено, що найбільш повно вимогам буріння задовольняють трипоршневі бурові насоси односторонньої дії. Конструкція прямої гідравлічної частини (вхідний і вихідний клапани розміщені один над іншим) є найбільш досконалою, оскільки рух бурового розчину проходить в одному напрямку, найменша величина гідравлічного опору руху бурового розчину, мінімальний шкідливий об'єм (рис. 1). Найбільш досконалою конструкцією клапанного вузла, який використовується в країнах СНД, є клапан типу КСК.

Відзначено, що моделювання роботи клапанів поршневого бурового насоса необхідне не тільки для проектування нових конструкцій насосів, але й для вибору оптимальних режимів експлуатації існуючих.

Дослідженнями роботи клапанних вузлів та поршневих насосів займалися такі вчені, як Берг Г., Зайцев В.І., Нехай С.М., Виноградов Е.В., Куколевський І.І., Погорелов В.І., Талибзаде Р.Т., Синіцький В.М., Кресін В.А., Верзілін О.І., Лівак І.Д., Бабаєв С.Г., Мкртичян Я.С., Гержа С.П., Айрапетов Л.С., Браславський Б.І., Косенко-Белінський Ю.А., Райхель А.Я., Гянджунцев П.А., Сулига В.І., Вишняков В.А., Карасв М.А. Бабаян С.А., Галась М.І. Романов А.З., Волков А.С., Єрмакова В.І., Зіксте Е.Е., Фауст В.А., Кольєр С.Л., Dale F та інші.

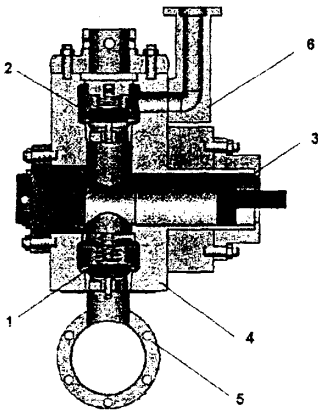


Рис. 1. Конструкція прямої гідравлічної частини насоса "триплекс":

- 1 – вхідний клапан; 2 – вихідний клапан;
- 3 – поршень; 4 – гідравлічна коробка;
- 5 – вхідний трубопровід; 6 – вихідний трубопровід

На основі аналізу попередніх досліджень роботи поршневих насосів і клапанних вузлів та методик їх розрахунку встановлено, що вони не в повній мірі відображають реальні умови роботи поршневих бурових насосів. Зокрема, в них не повністю враховано: сумісну дію вхідного та вихідного клапанів; гідродинамічну силу; силу тертя між розчином та поверхнями складових гідравлічної частини; стиснення розчину та домішок повітря; наявність зворотніх перетоків; наявність підпору на вхідній лінії; приведену масу розчину до тарілки; коефіцієнт витрати клапана μ , як змінну величину при зміні висоти підйому тарілки над сіллом. В деяких методиках розрахунку роботи клапанного вузла початкова

швидкість руху тарілки рівна максимальній величині, що суперечить дійсності, а математичні моделі, які в них використовувались, вирішуються аналітично і результати їх розв'язання не адекватні до реальних.

Коефіцієнт витрати клапана μ залежить від великої кількості факторів: геометрії, точності та якості деталей клапанного вузла та гідравлічної частини насоса, параметрів розчину (густина, в'язкість), параметрів руху потоку розчину. Для конкретної конструкції клапанного вузла та гідравлічної частини поршневого бурового насоса, а також параметрів бурового розчину даний коефіцієнт необхідно представляти у вигляді залежності $\mu = f(h)$ та визначати експериментально.

В кінці розділу сформульовано задачі досліджень дисертаційної роботи.

У **другому розділі** проведено теоретичні дослідження роботи поршневого бурового насоса, розроблено математичну модель сумісної роботи вхідного та вихідного клапанів трипоршневого бурового насоса односторонньої дії з врахуванням: стискання бурового розчину та наявності в ньому домішок газу; дії підпірного відцентрового насоса; залежності величини гідродинамічної сили та коефіцієнта витрати клапана μ від висоти підйому тарілки над сідлом h . Запропоновано алгоритм розв'язання цієї моделі.

В результаті вдосконалення математичної моделі роботи клапанного вузла та поєднання роботи вхідного та вихідного клапанів з рухом поршня створено математичну модель сумісної роботи клапанів трипоршневого бурового насоса (1) – (2) (розрахункова схема роботи клапана показана на рис.2):

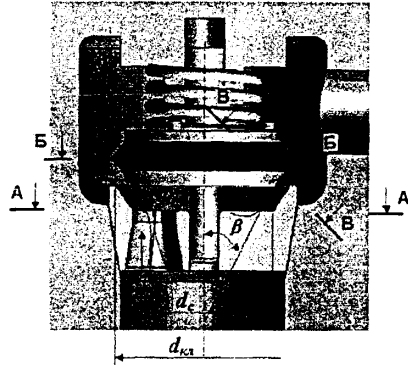


Рис. 2. Розрахункова схема роботи клапана (позначення по тексту)

- для вихідного клапана

$$\begin{cases} Q_n \pm Q_{квих} = f_{цвквих} \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P_{свкх}}{\rho}}, \\ \text{signum}(v_{цвквих}) \cdot \Delta P_{свкх} \cdot f_{ефсвкх} = G_{свкх} + F_{прсвкх} + F_{сідрсвкх} + F_{тсвкх} + m_{свкх} \cdot h''_{свкх}; \end{cases} \quad (1)$$

- для вхідного клапана (з врахуванням підпору на лінії всмоктування $P_{підн}$)

$$\begin{cases} Q_n \pm Q_{квх} = f_{цвквх} \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P_{свх}}{\rho}}, \\ \text{signum}(v_{цвквх}) \cdot (\Delta P_{свх} + P_{підн}) \cdot f_{ефсвх} = G_{свх} + F_{прсвх} + F_{сідрсвх} + F_{тсвх} + m_{свх} \cdot h''_{свх}; \end{cases} \quad (2)$$

де Q_n – подача розчину, під тарілкою (в перерізі А-А, рис. 2), визначається згідно закону нерозривності потоку і рівна подачі, зумовленій рухом поршня:

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

де f_n – площа торцевої поверхні поршня бурового насоса, м²; ω – кутова швидкість обертання кривошипа, с⁻¹; r – радіус кривошипа, м; t – час руху поршня, с; $\lambda = \frac{r}{l}$ – відношення радіуса кривошипа r до довжини шатуна l ;

Q_k – подача (в перерізі Б-Б, рис. 2), яка зумовлена рухом тарілки (поправка Вестфаля), визначається за формулою:

$$Q_k = \frac{\pi \cdot d_{кт}^2}{4} \cdot h', \quad (4)$$

де $d_{кт}$ – діаметр тарілки клапана, м; h' – швидкість руху тарілки під час роботи насоса, м/с;

$f_{цл}$ – площа щілини клапана, визначається як бокова поверхня зрізаного конуса з більшою основою, рівною діаметру клапана $d_{кт}$ (в перерізі В – В, рис. 2), м²:

$$f_{цл} = \pi \cdot h \cdot d_{кт} \cdot \sin \beta \cdot \left(1 - \frac{\sin 2\beta}{2 \cdot d_{кт}} \cdot h\right), \quad (5)$$

де h – висота підйому тарілки над сідлом, м; β – кут між віссю та твірною конусної поверхні тарілки;

μ – коефіцієнт витрати клапана; ΔP – перепад тиску на тарілці, Па; ρ – густина розчину, кг/м³;

$\text{signum}(v_{щ})$ – функція, що вказує на напрям дії перепаду тиску ΔP (при прямих протіканнях розчину в щілині клапана швидкість руху $v_{щ} > 0$ і дана функція додатня, а при зворотніх перетоках $v_{щ} < 0$ – від'ємна);

$f_{еф}$ – ефективна площа клапана на яку діє перепад тиску, м²:

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

де d_c – діаметр прохідного отвору сідла, м;

G – вага рухомих частин клапанного вузла в розчині, яка визначається з врахуванням Архімедової сили, Н:

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

де $m_{тл}$, $m_{пруж}$ – маса: тарілки з ущільненням та пружини, кг; $g = 9.81$ – прискорення вільного падіння, м/с²; ρ , ρ_m – густина: бурового розчину та матеріалу тарілки і пружини, кг/м³;

$F_{пр}$ – сила пружини, Н:

$$F_{np} = F_0 + c_n \cdot h, \quad (8)$$

де F_0 – сила попереднього підтиснення пружини, $F_0 = c_n \cdot l_0$; c_n – коефіцієнт жорсткості пружини, Н/м; l_0 – переміщення пружини при попередньому підтисненні, м;

$F_{зідр}$ – гідродинамічна сила, Н:

$$F_{зідр} = \text{signum}(v_{ц}) \cdot \rho \cdot [f_n \cdot \omega \cdot r \cdot \{\sin(\omega \cdot t) - \text{signum}(\sin(\omega \cdot t)) \cdot \lambda \cdot \sin(\omega \cdot t) \cdot \cos(\omega \cdot t)\}] \times \\ \times \left\{ \frac{[f_n \cdot \omega \cdot r \cdot \{\sin(\omega \cdot t) - \text{signum}(\sin(\omega \cdot t)) \cdot \lambda \cdot \sin(\omega \cdot t) \cdot \cos(\omega \cdot t)\}]}{f_c} \right\} \quad (9)$$

$$\frac{\{[f_n \cdot \omega \cdot r \cdot \{\sin(\omega \cdot t) - \text{signum}(\sin(\omega \cdot t)) \cdot \lambda \cdot \sin(\omega \cdot t) \cdot \cos(\omega \cdot t)\}] \pm [\frac{\pi \cdot d_{кл}^2}{4} \cdot h']\}}{\pi \cdot h \cdot d_{кл} \cdot \sin \beta \cdot (1 - \frac{\sin 2\beta}{2 \cdot d_{кл}} \cdot h) \times \cos \beta \},$$

де f_c – площа прохідного отвору сідла з врахуванням площі хрестовини, м²;

F_m – сила в'язкого тертя, Н:

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

де $\text{signum}(h')$ – вказує на напрям дії сили тертя, C – коефіцієнт в'язкого тертя; v_c – швидкість розчину в сідлі, м/с;

m – маса рухомих частин клапана з врахуванням маси пружини та приєднуваної маси розчину до тарілки, кг:

$$m = m_{мр} + 1/3 \cdot m_{пруж} + m_{пр}, \quad (11)$$

де $m_{пр}$ – приєднана маса розчину до тарілки, $m_{пр} = \frac{8}{3} \cdot \rho \cdot (\frac{d_{кл}}{2})^3$;

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

В рівняннях (1), (2) індекси “вих” та “вх” вказують на приналежність параметрів вихідному та вхідному клапанам відповідно.

Коли тарілка рухається вверх, то у формулах (1), (2) слід використовувати знак “–”, при русі тарілки клапана вниз – слід використовувати знак “+”.

Після спрощення систем рівнянь (1) і (2), з використанням (3) – (11), отримуються нелінійні диференціальні рівняння другого порядку, які вирішуються чисельно в програмному продукті Maple методом Адамса. Для розв'язання цих рівнянь необхідно експериментально визначити тільки коефіцієнт витрати клапана $\mu = f(h)$ при прямих протіканнях та зворотніх перетоках розчину в щіліні клапана.

На основі аналізу критеріїв нормальної роботи клапанів і насоса можна зроби-

ти висновок, що при моделюванні сумісної роботи клапанів поршневого бурового насоса слід використовувати наступні критерії нормальної роботи: 1) гідравлічної частини бурового насоса: відсутність зворотніх перетоків в щілині клапана ($v_{ц} > 0$) ($\Delta P > 0$, $Q_n < Q_c$); 2) клапанного вузла: критерій відсутності стуку клапана, запропонований Айрапетовим Л. С. ($n \cdot h_{max} \leq 117 + 1906 \cdot K_c$ при $K_c \leq 0.4$, якщо $K_c \geq 0.4$ стуку не виникає) або критерій допустимої швидкості посадки тарілки на сідло (перевірка умови за допустимими напруженнями, які виникають в деталях клапанного вузла при посадці тарілки на сідло).

Використовуючи критерії нормальної роботи бурового насоса та його складових і математичну модель сумісної роботи вхідного та вихідного клапанів (1) – (2), розроблено алгоритм розв'язання рівнянь математичної моделі.

Початкові умови для розв'язання рівнянь (1) та (2) вибираються з наступних міркувань. Кут запізнення відкривання вихідного клапана $\varphi_{звих}$ складається з кута запізнення посадки тарілки вхідного клапана $\varphi_{звх}$ та кута $\delta_{см}$, який зумовлений стисканням розчину, пружними деформаціями гідравлічної частини насоса та ущільнень – $\delta_{см}$ ($\varphi_{звих} = \varphi_{звх} + \delta_{см}$). Аналогічно кут запізнення відкривання вхідного клапана $\varphi_{звх}$ складається з кута запізнення посадки тарілки вихідного клапана $\varphi_{звих}$ та кута, який зумовлений падінням тиску розчину в гідравлічній частині δ_p ($\varphi_{звх} = \varphi_{звих} + \delta_p$). Причому $\delta_p = \delta_{см}$. Тому початковими умовами для розв'язання рівняння (1) є: $h(\varphi_{звих}) = 0, h'(\varphi_{звих}) = 0$, а для розв'язання рівняння (2) – $h(\varphi_{звх}) = 0, h'(\varphi_{звх}) = 0$.

При розв'язанні рівнянь математичної моделі за розробленим алгоритмом перевіряється наявність зворотніх перетоків, умова нормальної роботи клапанів та визначаються характеристики руху тарілок клапанів (максимальна висота підйому тарілки h_{max} , висота зависання тарілки над сідлом h_0 , швидкість руху тарілки в залежності від часу t (кута повороту кривошипа φ), кути запізнення закривання $\varphi_{зп}$ та відкривання $\varphi_{зв}$ клапанних вузлів) і коефіцієнт подачі насоса η_0 . На основі цих критеріїв проводиться оптимізація та корекція режимів роботи бурового насоса та конструктивно-кінематичних параметрів гідравлічної частини та її складових для досягнення максимальної ефективності роботи насоса.

У третьому розділі розроблено методики експериментальних досліджень коефіцієнта витрати клапана μ за допомогою стендового та комп'ютерного експериментів, отримано емпіричні залежності опису коефіцієнтів витрати серійних клапанів №5 і №9 (згідно з приєднуючими розмірами) при прямих протіканнях та зворотніх перетоках розчину в щілині клапана, встановлена адекватність результатів, отриманих за допомогою стендового та комп'ютерного експериментів, що свідчить про можливість використання комп'ютерного моделювання для подальших дослі-

джень коефіцієнта витрати клапана $\mu = f(h)$.

Стендовий експеримент проводився на модернізованій установці УДК-1М, яка знаходиться на кафедрі нафтогазового обладнання ІФНТУНГ. Дана установка дає можливість досліджувати коефіцієнт витрати клапана як при прямих протіканнях, так і зворотніх перетоках розчину в щілині клапана для різних конструкцій і типорозмірів клапанів. На основі отриманих експериментальних даних підібрані емпіричні залежності коефіцієнта витрати клапана μ від висоти підйому тарілки h для клапанних вузлів №5 та №9, які будуть використовуватись при розв'язанні рівнянь математичної моделі сумісної роботи клапанів (1) та (2).

Проведено статистичну обробку отриманих результатів стендового експерименту і визначено, що їх відносна похибка та похибка визначення коефіцієнта витрати клапана складають менше 5%.

Отримання дослідних даних, необхідних для визначення коефіцієнта витрати клапана шляхом стендового експеримента, вимагає значних затрат коштів та часу. Крім того, відтворити дійсні умови роботи клапанного вузла при стендовому експерименті не завжди можливо.

Альтернативним методом дослідження параметрів руху розчину в щілині клапана і визначення коефіцієнта витрати клапана є комп'ютерний експеримент за допомогою вичислювальної гідрогазодинаміки. В цьому розділі подано наукові аспекти комп'ютерного експеримента, його суть, переваги і недоліки, розроблено методику його проведення з використанням програмних продуктів SolidWorks (для створення області руху бурового розчину, тобто тривимірної повнорозмірної моделі клапанної коробки установки УДК-1М) та CosmosFlo Works (для моделювання руху бурового розчину, тобто для чисельного розв'язання рівнянь Нав'є-Стокса).

Середня похибка визначення коефіцієнта витрати клапана, отриманого за допомогою комп'ютерного експеримента, не перевищує 4%. Тому подальші дослідження коефіцієнта витрати для інших конструкцій і типорозмірів клапанів та гідравлічних частин бурових насосів можна проводити з достатньою точністю за допомогою комп'ютерного експеримента згідно з запропонованою методикою.

У **четвертому розділі** розроблено алгоритм моделювання сумісної роботи вхідного та вихідного клапанів поршневого бурового насоса (структура процесу моделювання представлена на рис. 3), проведено комп'ютерне моделювання процесів, які проходять під час роботи клапанного вузла, визначено коефіцієнт витрати клапана №7 поршневого бурового насоса УНБТ-950 за допомогою комп'ютерного експеримента, використовуючи програмні продукти SolidWorks, CosmosFloWorks, TableCurve2D (для апроксимації дослідних даних і виведення емпіричних залежностей $\mu = f(h)$). Дослідження і визначення даного коефіцієнта проводилось на повнорозмірній віртуальній твердотілій моделі гідравлічної частини трипоршневого бурового насоса УНБТ-950 за розробленою в третьому розділі методикою. В результаті до-

сліджень встановлені емпіричні залежності для опису коефіцієнта витрати клапана як при прямих протіканнях розчину в щілині клапана (величина достовірності апроксимації 0.98):

$$\mu = 4 \cdot 10^6 \cdot h^4 + 3582.4 \cdot h^3 - 8113.9 \cdot h^2 + 175.03 \cdot h, \quad (12)$$

так і при зворотніх перетоках (величина достовірності апроксимації 0.98):

$$\mu = -10^8 \cdot h^4 + 5 \cdot 10^6 \cdot h^3 - 71685 \cdot h^2 + 423.66 \cdot h. \quad (13)$$

Отримані залежності $\mu = f(h)$ потрібно використовувати при розв'язанні рівнянь математичної моделі сумісної роботи клапанів трипоршневого бурового насоса для визначення траєкторії руху тарілок клапанів та значення коефіцієнта подачі насоса.

Крім визначення коефіцієнта витрати клапана в цьому розділі показано можливість візуалізації результатів досліджень, отриманих за допомогою вичислюваної гідрогазодинаміки (за допомогою CosmosFloWorks), серед яких: розподіл досліджуваного параметра потоку розчину (швидкість, тиск, турбулентна інтенсивність тощо)

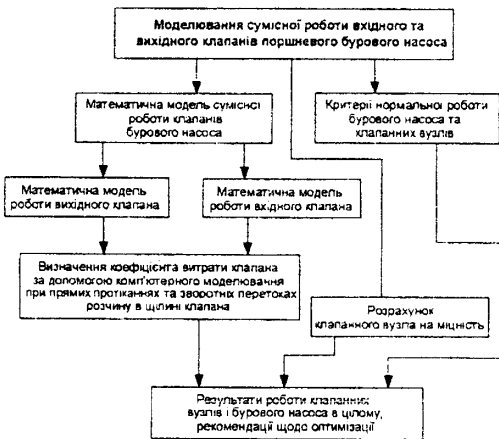


Рис. 3. Структура процесу моделювання сумісної роботи клапанів бурового насоса

на будь-якій площині, поверхні у вигляді тонової заливки чи ізоліній, ізоповрхонь. Зміну досліджуваного параметра можна відобразити вздовж лінії чи в певній точці, а також у вигляді таблиць та графіків. Існує можливість створення анімацій руху розчину та відображення траєкторії руху частинок розчину і твердих включень в порожнині гідравлічної частини насоса. Такі широкі можливості методики розрахунку і візуалізації отриманих даних дозволять дослідникам більш детально побачити і зрозуміти процеси, які проходять в гідравлічній частині насоса, швидко, якісно і ефективно визначити коефіцієнт витрати проектного клапана без проведення натурних експериментальних досліджень.

В даному розділі проведено дослідження напружено-деформованого стану деталей клапана методом кінцевих елементів з використанням програмних продуктів SolidWorks та CosmosWorks за запропонованою методикою. В результаті її використання, замість стандартної (в якій розраховується тільки товщина тарілки), визначено еквівалентні напруження, переміщення та коефіцієнт запасу міцності деталей клапанного вузла. Встановлено, що в серійному клапані №7 при його роботі з максимальним тиском нагнітання 32 МПа виникають еквівалентні напруження, більші

за допустимі. На основі досліджень вдосконалено конструкцію тарілки шляхом виконання радіуса заокруглення $R = 10 \text{ мм}$ кута тарілки, що дозволило зменшити максимальні еквівалентні напруження майже у 3 рази.

У п'ятому розділі приведено результати досліджень сумісної роботи клапанів бурового насоса УНБТ-950, отримані за розробленою моделлю.

Після розв'язання рівнянь математичної моделі сумісної роботи вхідного та вихідного клапанів трипоршневого бурового насоса (1) і (2) з використанням отриманих емпіричних залежностей коефіцієнта витрати клапанного вузла насоса УНБТ-950 при прямих протіканнях (12) та зворотніх перетоках (13) за запропонованим алгоритмом її розв'язання (розділ 2) отримано цикл роботи клапанів одного циліндра насоса при різних режимах його експлуатації. Зокрема: взаємопов'язані між собою траєкторії руху тарілок вхідного і вихідного клапанів та поршня (наприклад для кутової швидкості обертання кривошипа $\omega = 13.08 \text{ с}^{-1}$ при: $d_n = 0.14 \text{ м}$, $r = 0.145 \text{ м}$, $l = 1.15 \text{ м}$, $c_n = 6600 \text{ Н/м}$, $P_{\text{відн}} = 5 \cdot 10^5 \text{ Па}$, $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$, $P = 10^7 \text{ Па}$, див. рис. 5); швидкості руху тарілок в залежності від часу t чи кута повороту кривошипа φ (рис.6); кути запізнення закривання $\varphi_{\text{зп}}$ та відкривання $\varphi_{\text{зв}}$ клапанних вузлів; максимальні висоти підйому тарілок h_{max} ; висоти зависання тарілок h_0 ; коефіцієнти подачі насоса η_o .

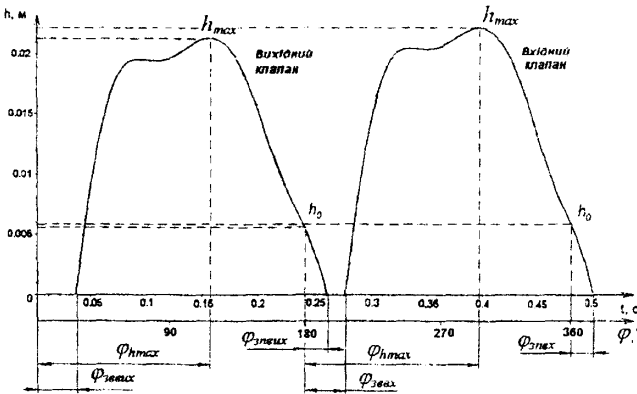


Рис. 5. Траєкторії руху тарілок клапанів №7 поршневого бурового насоса УНБТ-950 (кутова швидкість обертання кривошипа $\omega = 13.08 \text{ с}^{-1}$)

трів роботи бурового насоса при різних режимах його експлуатації; визначати коефіцієнт подачі бурового насоса без проведення високозатратних натурних експериментів на реальних насосах.

При проектуванні нових конструкцій поршневих бурових насосів важливо ще на початковій стадії дослідити вплив його конструктивно-кінематичних параметрів

Порівняння отриманих результатів з дослідними даними, отриманими на реально працюючому буровому насосі УНБТ-950, показало, що максимальна розбіжність між ними не перевищує 5%. Отже, розроблену математичну модель сумісної роботи клапанів поршневого бурового насоса з алгоритмом її вирішення можна використовувати для дослідження параметрів

(розмірів камери гідравлічної частини, радіуса кривошипа та кутової швидкості його обертання, довжини шатуна, діаметра поршня), конструктивних параметрів клапанів (геометричних розмірів, маси тарілки, жорсткості та сили попереднього підтиснення пружини), тиску нагнітання, характеристик бурового розчину та роботи клапанів та коефіцієнт подачі насоса для покращення умов його роботи, зменшення маси та підвищення швидкохідності. У даному розділі досліджено вплив цих параметрів на характеристики роботи бурового насоса та його складових за допомогою комп'ютерного моделювання за розробленим алгоритмом та подано загальні рекомендації щодо оптимізації цих параметрів. В результаті досліджень побудовані графічні залежності впливу даних параметрів на траєкторії руху тарілок, коефіцієнт подачі насоса тощо, які свідчать про співпадіння характеру зміни досліджуваних величин з результатами, отриманими іншими дослідниками. Найбільш суттєво на характеристики роботи клапана і насоса в цілому чинить збільшення вмісту нерозчинених газів в розчині (рис. 7, а), що відповідно призводить до суттєвого зменшення коефіцієнта подачі η_o , а саме з 0.945 до 0.68, тобто на 28%.

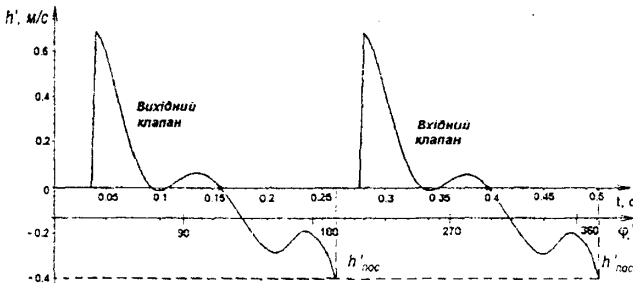


Рис. 6. Швидкості руху тарілок клапанів №7 поршневого бурового насоса УНБТ-950 (кутова швидкість обертання кривошипа $\omega = 13.08 \text{ c}^{-1}$)

Встановлено, що використання коефіцієнта витрати клапана як постійної величини призводить до значних неточностей розрахунку характеристик роботи клапана, про що свідчать результати досліджень, приведені на рис. 7, б.

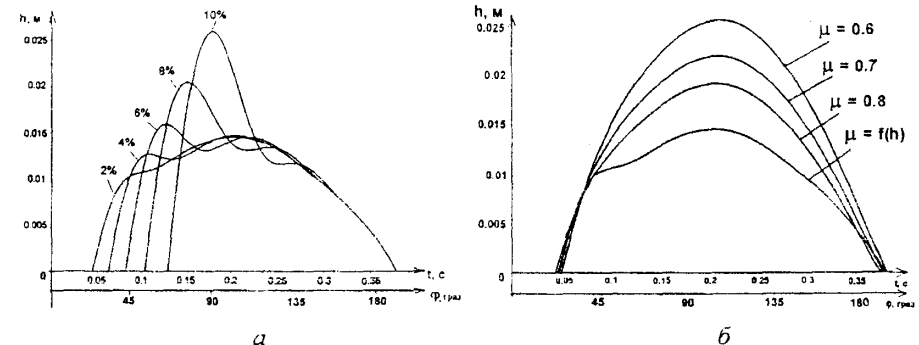


Рис. 7. Траєкторії руху тарілки вихідного клапана при:

а – зміні вмісту нерозчиненого газу в розчині; б – зміні коефіцієнта витрати клапана

Тому нелінійність даного коефіцієнта повинна обов'язково враховуватись при розрахунку характеристик роботи клапана.

ВИСНОВКИ

В результаті виконання теоретичних і експериментальних досліджень роботи клапанних вузлів та процесів, які проходять в гідравлічній частині трипоршневого бурового насоса, вирішено важливе наукове-практичне завдання по підвищенню ефективності проектування нових конструкцій бурових насосів та виборі оптимальних режимів експлуатації існуючих. При цьому:

1. Досліджено процеси та явища, які проходять в гідравлічній частині бурового насоса під час його роботи, і їх вплив на умови роботи клапанів, насоса в цілому та його коефіцієнт подачі. На основі аналізу проведених досліджень розроблено фізичну модель сумісної роботи вхідного та вихідного клапанів бурового поршневого насоса, яка більш реально відображає сукупну дію процесів та явищ, що проходять в гідравлічній частині під час роботи трипоршневого бурового насоса.

2. На основі розробленої математичної моделі сумісної роботи вхідного та вихідного клапанів бурового насоса аналітично описані динамічні процеси взаємопов'язаної роботи клапанних вузлів. Рівняння опису роботи клапанних вузлів, які в неї входять, є нелінійними диференціальними рівняннями другого порядку і в даній роботі розв'язані чисельним методом. Дана модель враховує: стискання бурового розчину та наявність в ньому домішок газу; дію підпірного відцентрового насоса; залежність величини гідродинамічної сили від висоти підйому тарілки над сідлом; нелінійну залежність коефіцієнта витрати клапана μ від висоти підйому тарілки над сідлом h , що зроблено вперше. Для її розв'язання необхідно мати тільки один експериментальний параметр, а саме коефіцієнт витрати клапана.

3. Вперше розроблено алгоритм розв'язання рівнянь математичної моделі сумісної роботи клапанів трипоршневого бурового насоса з використанням сучасних комп'ютерних технологій на основі узагальнених експериментальних даних, який дозволяє проводити розрахунки (визначати траєкторію руху тарілок клапанів та характеристики роботи нового поршневого насоса ще на стадії проектування з можливістю проведення оптимізації за критеріями нормальної роботи насоса та його складових, а також вибирати ефективні режими його роботи для забезпечення максимального коефіцієнта подачі) без проведення натурних експериментів.

4. Вперше розроблена методика проведення комп'ютерного експеримента по визначенню коефіцієнта витрати клапана як змінної величини μ в залежності від висоти підйому тарілки h . Дана методика може бути використана для дослідження різних типів клапанів в конструкціях різних видів насосів замість проведення натурних експериментів.

5. Розроблено методику розрахунку та оцінки напружено-деформованого стану де-

талей клапанного вузла при заданому максимальному тиску нагнітання, що дає можливість проектувати нові конструкції клапанів, а також удосконалювати і вибирати існуючі. В результаті досліджень напружено-деформованого стану клапана №7 бурового насоса УНБТ-950 за розробленою методикою встановлено місця концентрації максимальних напружень, в яких еквівалентні напруження більші допустимих. Вперше доведено, що виконання радіуса заокруглення між опорними поверхнями тарілки $R \approx 10 \text{ мм}$ призводить до зменшення максимальних еквівалентних напружень в клапані приблизно у 3 рази, при цьому забезпечується його нормальна робота.

6. Досліджена закономірність зміни коефіцієнта витрати клапана від висоти підйому тарілки над сідлом за допомогою стендового і комп'ютерного експериментів. Встановлена адекватність результатів комп'ютерного експеримента до стендового (максимальна похибка отриманих результатів не перевищує 5.5%, а середнє значення похибки – 4.4%), тому перший рекомендовано для подальших досліджень $\mu = f(h)$ за розробленою методикою. Емпірично описані залежності даного коефіцієнта використовуються для розв'язання математичної моделі сумісної роботи клапанів бурового насоса за розробленим алгоритмом.

7. Проведено порівняння результатів, отриманих при дослідженнях роботи клапанного вузла за розробленою моделлю, з результатами, отриманими під час натурного експеримента на буровому насосі УНБТ-950. Розбіжність отриманих результатів складає менше 5%, що свідчить про можливість використання комп'ютерного моделювання з розробленим алгоритмом в подальших дослідженнях для визначення параметрів роботи бурового насоса при різних режимах роботи та визначення його коефіцієнта подачі без проведення натурних експериментів на реальних насосах.

8. Знайшло подальший розвиток дослідження впливу конструктивних (діаметр поршня, довжина шатуна, радіус кривошипа, об'єм порожнини гідравлічної частини) і кінематичних параметрів (кутова швидкість обертання кривошипа) бурового насоса та його складових (маса тарілки, коефіцієнта жорсткості та сили попереднього підтиснення пружини), а також тиску нагнітання, вміст газу в розчині на характеристики їхньої роботи. Подано загальні рекомендації щодо вибору цих параметрів. Визначено значення коефіцієнта подачі η_o бурового насоса УНБТ-950 при використанні серійного клапана №7 при різних режимах роботи насоса, який раніше визначався тільки експериментально або приймався рівним приблизно 0,9, що призводило до неточності визначення дійсної подачі насоса.

9. Досліджено вплив нелінійності коефіцієнта витрати клапана на характеристики його роботи і внаслідок чого вперше встановлено, що значення коефіцієнта витрати клапана суттєво впливає на визначення: максимальної висоти підйому тарілки над сідлом h_{max} (максимальна похибка складає 76%), висоти зависання тарілки h_0 (мак-

симальна похибка складає 60.2%) та швидкості посадки тарілки на сідро H'_{noc} (максимальна похибка – 15.5%). Тому рекомендується при проектуванні насосів враховувати нелінійність даного коефіцієнта.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ ДИСЕРТАЦІЙНОЇ РОБОТИ ОПУБЛІКОВАНО У НАСТУПНИХ НАУКОВИХ ПРАЦЯХ

1. Лівак І.Д., Одосій З. М., Чаплінський С.С. Експериментальні дослідження коефіцієнта витрати клапана поршневого насоса // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2003. – №3(8). – С. 13-16.
2. Чаплінський С.С., Одосій З. М., Лівак І.Д. Математична модель роботи клапанів поршневого бурового насоса // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2003. – №4(9). – С. 54-59.
3. Одосій З. М., Чаплінський С.С. Математичне моделювання роботи гідравлічної частини поршневих насосів з самодіючими клапанами // Авиационно-космическая техника и технология. – 2004. – №2/10. – С. 26-32.
4. Чаплінський С.С., Одосій З. М., Процюк В. Р. Алгоритм розв'язання математичної моделі руху тарілок клапанів поршневого бурового насоса // Науковий вісник національного технічного університету нафти і газу. – 2004. – №1(7). – С. 31-36.
5. Чаплінський С.С., Одосій З. М., Лівак І.Д.. Вплив конструктивних параметрів клапанів бурового насоса на характеристики їх роботи та коефіцієнт подачі //Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2004. – №2(11). – С. 15-20.
6. Чаплінський С.С. Розрахунок напружено-деформованого стану клапана поршневого бурового насоса за допомогою методу кінцевих елементів // Вестник двигателестроения. – 2004. – №1. – С. 72-76.
7. Чаплінський С. С., Лівак І. Д., Одосій З. М. Дослідження фізичних процесів та факторів, що впливають на роботу клапана поршневого бурового насоса // Тези науково-технічної конференції професорсько-викладацького складу університету. – Івано-Франківськ: Факел. – 2002. – С. 62-63.
8. Одосій З. М., Чаплінський С. С. Математичне моделювання роботи гідравлічної частини поршневих насосів з самодіючими клапанами // Тези міжнародної науково-технічної конференції “Інтегровані комп’ютерні технології в машинобудуванні – ІКТМ-2003”. – Харків: Нац. аерокосмічний ун-т “Харк. авіац. ін-т”. – 2003. – С. 72.

АНОТАЦІЯ

Чаплінський С.С. Моделювання роботи клапанів трипоршневих бурових насосів для підвищення ефективності їх проектування та експлуатації. – Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеці-

альністю 05.05.12 – Машини нафтової та газової промисловості. Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу. – Івано-Франківськ, 2004.

Захищаються результати досліджень, спрямовані на підвищення ефективності і точності розрахунків при проектуванні та експлуатації трипоршневого бурового насоса односторонньої дії та його складових, зокрема клапанних вузлів.

Вдосконалено математичну модель роботи клапанного вузла за рахунок врахування: стискання бурового розчину та наявності в ньому домішок газу; дії підпірного відцентрового насоса; змінної величини гідродинамічної сили від висоти підйому тарілки над сідлом; нелінійності коефіцієнта витрати клапана (нелінійної залежності μ від висоти підйому тарілки h).

Розроблена математична модель сумісної роботи вхідного та вихідного клапанів поршневого бурового насоса, яка більш повно враховує фактори, які впливають на показники його роботи.

Змодельована сумісна робота вхідного та вихідного клапанів поршневого бурового насоса та розроблено алгоритм моделювання, що дозволяє проектувати нові та досліджувати існуючі конструкції бурового насоса без проведення складних, високозатратних натурних експериментів.

Ключові слова: буровий насос, клапанний вузол, коефіцієнт подачі насоса, коефіцієнт витрати клапана, математична модель, комп'ютерне моделювання, вичислювальна гідрогазодинаміка.

АННОТАЦИЯ

Чаплинский С.С. Моделирование работы клапанов трёхпоршневых буровых насосов для повышения эффективности их проектирования и эксплуатации. – Рукопись.

Диссертация на соискание учёной степени кандидата технических наук за специальностью 05.05.12 – Машини нефтяной и газовой промышленности. Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа. – Ивано-Франковск, 2004.

Защищаются результаты исследований, направленные на повышение эффективности и точности расчётов при проектировании и эксплуатации трёхпоршневого бурового насоса одностороннего действия и его составляющих, в частности клапанных узлов.

Усовершенствована математическую модель работы клапанного узла поршневого бурового насоса за счёт учёта: сжатия бурового раствора и наличия в нём примесей газа (воздуха); действия подпорного центробежного насоса; переменного значения гидродинамической силы в зависимости от высоты подъёма тарелки над седлом; нелинейности коэффициента расхода клапана (нелинейной зависимости коэффициента расхода μ от высоты подъёма тарелки h).

Разработана математическая модель совместной работы входного и выходного клапанов трёхпоршневого бурового насоса одностороннего действия, которая более полно учитывает факторы, которые влияют на показатели его работы.

Смоделирована совместная работа входного и выходного клапанов поршневого бурового насоса, разработан алгоритм моделирования, который способствует проектированию новых и исследованию существующих конструкций буровых насосов без использования сложных, дорогостоящих натуральных экспериментов.

В первом разделе приведены: анализ существующих конструкций современных поршневых буровых насосов и их составляющих, в частности гидравлических частей и клапанных узлов; тенденции их развития; условия работы и требования, которые к ним предъявляются. Кроме того, проведён анализ: исследований влияния конструктивно-кинематических параметров бурового насоса и его составных частей на характеристики их работы; методик расчёта и математических моделей описания функционирования клапанных узлов.

Во втором разделе проведено теоретические исследования работы поршневого бурового насоса, разработана математическая модель совместной работы входного и выходного клапанов трёхпоршневого бурового насоса одностороннего действия и алгоритм её решения.

В третьем разделе разработаны методики экспериментальных исследований коэффициента расхода клапана μ с помощью стендового и компьютерного экспериментов, получены эмпирические зависимости, описывающие коэффициент расхода серийных клапанов №5 и №9 (согласно присоединительных размеров) при прямых протоках и обратных перетоках раствора в щели клапана, установлена адекватность результатов, полученных с помощью стендового и компьютерного экспериментов, что свидетельствует о возможности использования компьютерного моделирования для дальнейших исследований коэффициента расхода клапана $\mu = f(h)$.

В четвёртом разделе разработан алгоритм моделирования совместной работы входного и выходного клапанов поршневого бурового насоса, проведено компьютерное моделирование процессов, которые проходят во время работы клапанного узла; определён коэффициент расхода клапана №7 поршневого бурового насоса УНБТ-950 с помощью компьютерного эксперимента, используя программные продукты SolidWorks, CosmosFloWorks, TableCurve2D (для аппроксимации экспериментальных данных и получения эмпирических зависимостей $\mu = f(h)$). Исследование и определение данного коэффициента проводилось на полномасштабной виртуальной твёрдотелой модели гидравлической части трёхпоршневого бурового насоса УНБТ-950 с помощью разработанной методики, описанной в третьем разделе.

В пятом разделе приведены результаты исследований совместной работы клапанов трёхпоршневого бурового насоса УНБТ-950, полученные с помощью разработанной модели.

Установлены значения коэффициента подачи бурового насоса УНБТ-950 с клапанным узлом №7 при различных режимах его работы.

На основании результатов исследований с использованием компьютерного моделирования намечены пути оптимизации режимов работы бурового насоса для достижения максимального значения коэффициента подачи при соблюдении условий нормальной работы как клапанных узлов, так и насоса в целом.

Исследовано влияние нелинейности коэффициента расхода клапана на характеристики его работы. В результате установлено, что его значение существенно влияет на точность определения максимальной высоты подъема и скорости посадки тарелки.

Ключевые слова: буровой насос, клапанный узел, коэффициент подачи насоса, коэффициент расхода клапана, математическая модель, компьютерное моделирование, вычислительная гидродинамика.

ANNOTATION

Chaplinskiy S.S. Design of work of valves of triplex mud pumps for the increase of efficiency of their planning and exploitation. – The manuscript.

Thesis for a candidate dissertation of science / Engineering degree on specialty 05.05.12 – Machines of oil and gas industry. Ivano-Frankivsk national technical University of oil and gas. – Ivano-Frankivsk, 2004.

Results of researches directed on the increase of efficiency and exactness of calculation at planning of mud pump of one-sided action and his component, in particular valve knots are being defended.

The mathematical model of work of valve knot is improved due to an account: clench of drilling solution and presence of gas admixtures in it; actions of centrifugal pump; variable quantity of hydrodynamic force from the height of rising the plate above a saddle; non-linearity of coefficient of expense of valve (nonlinear dependence μ from heights of rising the plate above a saddle h).

Mathematical model of compatible work of entrance and output valves of piston mud pump, which takes into account most complete factors, which affect the indexes of work of mud pump is developed.

Compatible work of entrance and output valves of piston mud pump is modeled and the algorithm of design is developed, that allows to design new and explore existent constructions of mud pump without conducting of difficult, high-expense model experiments.

Keywords: mud pump, valve knot, coefficient of serve of pump, coefficient of expense of valve, mathematical model, computer design, computational fluid dynamics.