

для групи під кутом  $45^{\circ}$  до профілю

$$H_3 = \frac{1}{n} \frac{\sin \left[ n\pi \frac{\Delta x}{\lambda^*} \frac{\sqrt{2}}{2} \frac{1+x/d}{\sqrt{1+(x/d)^2}} \right]}{\sin \left[ \pi \frac{\Delta x}{\lambda^*} \frac{\sqrt{2}}{2} \frac{1+x/d}{\sqrt{1+(x/d)^2}} \right]} \quad (11)$$

За формулами (9), (10) і (11) розраховані характеристики спрямованості лінійних груп на таких параметрах:  $n = 9, 15, 21$ ;  $\frac{\Delta x}{\lambda^*} = 0,1; 0,25; 0,5; 0,75$  і  $1,0$ . Аргумент  $x/d$  змінюється від 0 до 10. На рис. 2, 3, 4 зображено графіки абсолютних значень характеристик для  $\frac{\Delta x}{\lambda^*} = 0,1; 0,5; 1,0$ .

З наведених графіків можна зробити такі висновки:

1. Ні поздовжня, ні поперечна групи на непоздовжньому профілі не забезпечують однакового послаблення поверхневих хвиль-перешкод для всіх значень  $x/d$ , тобто вздовж усієї приймальної розстановки.

2. Оптимальною з точки зору збереження приблизно однакового ефекту спрямованості для всіх точок приймання і величини послаблення завод є група сейсмоприймачів, яка розташована під кутом  $45^{\circ}$  до лінії непоздовжнього профілю.

пружини (жорсткість, силу попереднього підтиснення пружини).

3. Оптимальними параметрами такої групи слід вважати такі: кількість сейсмоприймачів 12-15, відстань між сейсмоприймачами в групі і база групування визначаються, виходячи з параметрів хвиль-перешкод ( $V^*$ ,  $T$ ) і геологічного завдання (мінімальної глибини розвідки). Наприклад, якщо  $n=15$ ,  $\Delta x=5$  м і  $0,25 \leq \frac{\Delta x}{\lambda^*} \leq 0,75$  група забезпечить послаблення поверхневої хвилі у 8-10 разів для всіх значень  $x/d$ .

### Література

1. Золотаренко В.Я., Кившик Н.К. и др. Непродольное сейсмическое профилирование ОГТ. Оценка эффективности ослабления некоторых типов волн-помех // Геофизический журнал. – К.: Наукова думка, 1985.
2. Мегедь Г.В., Донской В.Н. Оптимизация сейсмических профилей при продольно-непродольном профилировании // Техника и методика геофизических исследований. – Львов: УкрНИГРИ, 1983. – С.34-39.
3. Савелов Р.П. О группировании сейсмоприемников и взрывов при непродольном профилировании МОГТ // Геофизические изыскания. – Пермь: Уч. зап. Перм. ун-та, 1976. – Вып. 2. – № 359.
4. Гурвич И.И. Сейсмическая разведка. – М.: Гостоптехиздат, 1960. – С. 271-172.

УДК 622.242.6

## ВПЛИВ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ КЛАПАНІВ БУРОВОГО НАСОСА НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ЇХ РОБОТИ ТА КОЕФІЦІЄНТ ПОДАЧІ

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

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 43024, e-mail: chaplin@ukr.net

*Рассматриваются результаты исследования влияния конструктивных параметров клапана на характеристики работы насоса. Определены конструктивные параметры клапана, которые существенно влияют на работу поршневого насоса в целом. Отмечены факторы, которые должны быть оптимизированы при проектировании новых конструкций клапанов и буровых насосов.*

*Results of research of effect of parameters of the valve on performances of operation of the pump are considered. Parameters of the valve, which most essentially influence operation of a reciprocating pump as a whole, are defined. Factors, which should be optimized at projection of new constructions of valves and mud pumps, are marked.*

На роботу поршневого бурового насоса суттєвий вплив чинить робота самодіючих клапанів. Тому при проектуванні нових конструкцій поршневих бурових насосів важливо вибрати оптимальні конструктивні параметри клапанних вузлів, а також характеристики його

Оскільки на даний час в Україні поршневі бурові насоси серійно не виготовляються, то питання конструювання даних насосів та його складових дуже актуальне.

Конструктивні параметри клапанів (геометричні розміри, маса тарілки клапана, параметри пружини) є тими факторами, за допомогою яких можна змінювати ефективність та надійність роботи насосів.

Дослідженню впливу цих факторів присвячено низку робіт.

У роботі [1] при дослідженні клапанів поршневого бурового насосів У8-6М і УНБТ-800 відзначено, що коефіцієнт подачі  $\eta_0$  зі зменшенням жорсткості пружини теж зменшується. Аналогічні результати спостерігаються при роботі на глинистих розчинах, що зумовлено дією в'язкості рідини. Оптимальне значення жорсткості пружини веде до зменшення швидкості рідини в щілині клапана і відповідно до зменшення зношування його деталей.

Максимальна висота піднімання тарілки клапана  $h_{max} = 15$  мм рекомендується в роботі [2] для трипоршневого бурового насоса з діаметром поршня  $d_n = 140$  мм, довжиною ходу 300 мм і частотою ходів  $n = 120$  хв<sup>-1</sup>.

У роботі [3] відзначено, що правильний вибір пружини клапана має важливе значення для забезпечення нормальної роботи насоса. Згідно з дослідженнями, проведеними фірмою TRW Mission, при оптимальних значеннях параметрів пружини висота піднімання тарілки клапана при збільшенні кутової швидкості кривошипа  $\omega$  зростає. Максимальна висота вихідного клапана  $h_{max}$  менша, ніж вхідного. Зменшення сили попереднього підтиснення пружини  $F_0$  нижче оптимального вже при незначних значеннях  $\omega$  викликає виникнення стуків клапана і зі збільшенням  $\omega$  стають неприпустимими. У результаті досліджень виявлено вплив розмірів клапана, його форми, маси, характеристики пружини на кут запізнення посадки клапана. Крім того, показано, що при підвищенні  $\omega$  необхідно збільшувати жорсткість пружини, а з підвищенням потужності насоса необхідно використовувати підпір. Тиск підпору слід збільшувати для підвищення коефіцієнта подачі  $\eta_0$ . Рекомендована в роботі [4] максимальна висота піднімання тарілки клапана 15,3 мм, а швидкість посадки 0,43 м/с.

У роботі [5] наведено дійсні діаграми руху клапанів, на яких бачимо, що клапан піднімається на початку свого ходу на граничну висоту піднімання тарілки клапана  $h_{гран} > h_{max}$ . Відкривання одного клапана проходить з додатковим запізненням після закривання другого. Піднімання клапана на граничну висоту  $h_{гран}$  зумовлено відкриттям із запізненням, і внаслідок інерційності його тарілка рухається з можливим відривом від потоку.

Згідно з дослідженнями, наведеними в роботі [5], відзначено, що жорсткість пружини суттєво не впливає на  $h_{гран}$ , а сила попереднього підтиснення пружини має значний вплив, і  $h_{гран}$  може збільшитись майже у 2 рази

порівняно з  $h_{max}$ . Стук клапанів існує на будь-яких режимах роботи насоса, тому границя безударної посадки, як така, відсутня. Для запобігання руйнування клапана слід обмежувати швидкість посадки тарілки на сідло  $h'_{нос}$ .

Згідно з дослідженнями в роботі [6] встановлено, що:

- невелике зменшення маси тарілки клапана не впливає на нормальну роботу клапанів, а тільки при значному збільшенні маси (приблизно в 10 разів) виникають зворотні перетоки і спостерігається робота клапана зі стуком. Збільшення маси тарілки досліджуваного вихідного клапана у 2 рази призводить до незначного збільшення кутів запізнення закривання клапана і швидкості посадки. При подальшому збільшенні маси тарілки клапана виникають стуки. Стук вхідного клапана виникає при збільшенні маси у 8 разів, хоч кути закривання і величина піднімання майже не змінюються. Досліджено, що при значному збільшенні маси тарілки клапана виникає кавітація;

- жорсткість пружини клапана слід вибирати по можливості мінімальною, оскільки при її збільшенні чи зменшенні майже не змінюється траєкторія руху тарілок вхідного та вихідного клапанів і кути запізнення закривання та відкривання, але значно змінюється перепад тиску  $\Delta P$  на кожній із них;

- зменшення сили попереднього підтиснення пружини  $F_0$  до значення меншого від оптимального призводить до різкого збільшення кутів запізнення посадки та відкривання клапанів, збільшення максимальної висоти їх піднімання, швидкості посадки і перепаду тиску на вхідному клапані.

Масу насоса визначають такі його параметри: діаметр поршня  $d_n$ ; довжина його ходу  $S$ ; кутова швидкість кривошипа  $\omega$ ; тиск нагнітання насоса  $P$ ; шкідливий об'єм  $V_{шк}$ . Від цих параметрів залежить також розмір (номер) клапана, його параметри і характеристики пружини. Тому основне завдання при проектуванні нових насосів – це поєднання цих параметрів так, щоб забезпечити мінімальну масу насоса (максимальну швидкохідність) при нормальній роботі клапанів, що без точного математичного опису процесів неможливо.

Згідно з дослідженнями Краусса [7]:

- клапани відкриваються і закриваються із запізненням, причому один клапан відкривається відразу після закривання другого;

- стук вихідного клапана завжди сильніший від стуку вхідного;

- для зменшення висоти зависання тарілки клапана над сідлом  $h_0$  слід використовувати слабшу пружину з більшою силою попереднього підтиснення;

- максимальна висота піднімання тарілки клапана над сідлом  $h_{max}$  залежить від характеристики пружини, геометрії тарілки клапана, її маси і подачі  $Q$ .

У результаті досліджень, наведених у [7], встановлено:

– клапани краще працюють з пружиною меншої жорсткості і при великій силі попере-

У процесі досліджень змінювався кожний дослідний параметр клапана в певному діапазоні, при цьому решта параметрів у подальших дослідженнях залишалися незмінними і мали

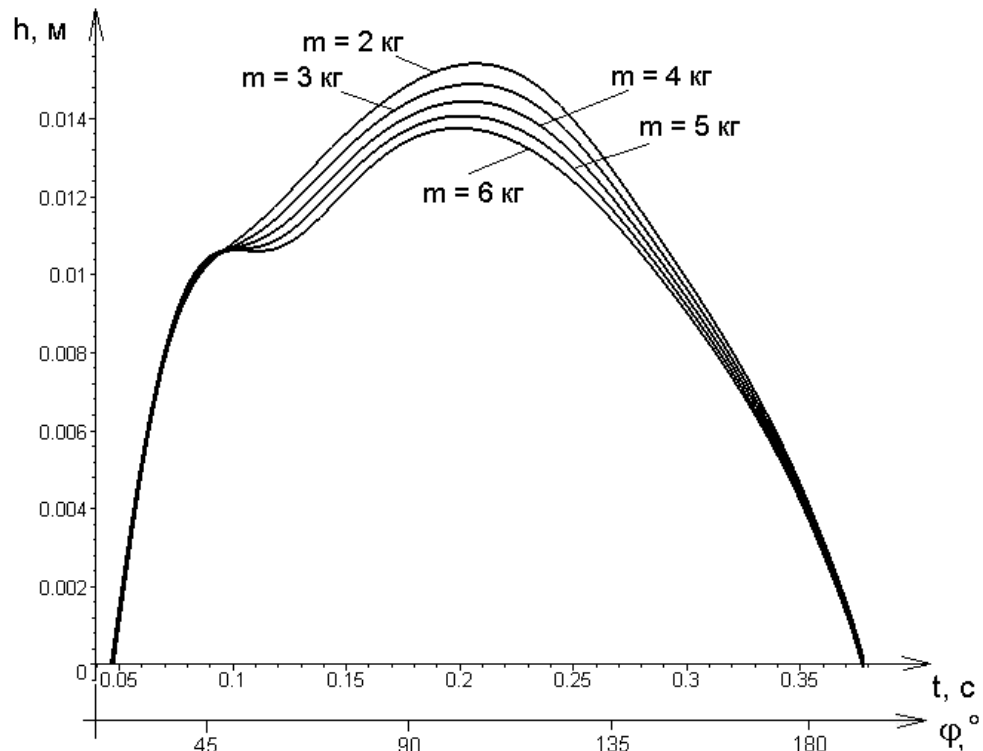


Рисунок 1 — Вплив маси тарілки на траєкторію руху тарілки вихідного клапана

днього підтиснення, ніж з пружинами великої жорсткості і невеликим попереднім підтисненням;

– для експлуатації насоса з великими значеннями частоти ходів поршня  $n$  слід збільшувати жорсткість і силу попереднього підтиснення пружини;

– збільшуючи діаметр тарілки клапана і зменшуючи по можливості її масу, можна збільшити частоту ходів поршня  $n$ , забезпечуючи при цьому нормальну роботу насоса.

Дослідження впливу перелічених вище факторів на роботу клапанів викликає значний інтерес як у дослідників, конструкторів, так і у виробників. На даний час для відпрацювання нових конструкцій клапанного вузла та вибору параметрів пружини проводиться цілий ряд складних експериментів або використовуються математичні моделі, які не відображають повної картини протікання процесів у гідравлічній частині [8].

Тому, постало завдання дослідити вплив конструктивних параметрів клапанного вузла на роботу поршневого бурового насоса загалом з використанням найбільш повної математичної моделі гідравлічної частини поршневого бурового насоса.

Складена нами математична модель роботи гідравлічної частини поршневого бурового насоса та алгоритм її вирішення наведена в [8, 9].

Результати досліджень наведено для вихідного клапана.

такі значення:

кутова швидкість обертання кривошипа  $\omega = 8.9 \text{ с}^{-1}$ ;

діаметр поршня  $d_n = 0.14 \text{ м}$ ;

характеристика кривошипно-шатунного

механізму  $\lambda = \frac{r}{l} = 0.126$ ;

довжина шатуна  $l = 1.15 \text{ м}$ ;

радіус кривошипа  $r = 0.145$ ;

маса тарілки клапана  $m = 3.7 \text{ кг}$ ;

об'єм гідравлічної частини  $V = 0.015 \text{ м}^3$ ;

вміст газу в розчині 2%;

коефіцієнт жорсткості пружини

$k_n = 2083 \text{ Н/м}$ ;

сила попереднього підтиснення пружини

$F_0 = 75$ ;

тиск у свердловині  $P = 10 \text{ МПа}$

маса пружини  $m_{пруж} = 0,3 \text{ кг}$ ;

густина розчину  $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$ ;

діаметр сідла  $d_c = 0.116 \text{ м}$ ;

діаметр тарілки клапана  $d_{кл} = 0.15 \text{ м}$ ;

кут конусності тарілки клапана  $\beta = 35^\circ$ .

Після аналізу проведених досліджень виявлено такі результати.

Маса тарілки клапана  $m$  при її зміні з 2 кг до 6 кг незначно впливає на кут повороту кривошипа, що відповідає максимальній висоті підняття тарілки клапана  $\varphi_{h_{\max}}$ , кути запізнен-

ня відкривання та закривання клапана (рис. 1), а отже і на коефіцієнт подачі  $\eta_0$ . Досліджено, що при зміні маси тарілки клапана у вказаному діапазоні майже не змінюється швидкість поса-

0.215 м/с при  $\mu = f(h)$  до 0.167 м/с при  $\mu = const$ ;

– крім того, зменшуються кути запізнення відкривання та закривання клапана, що викли-

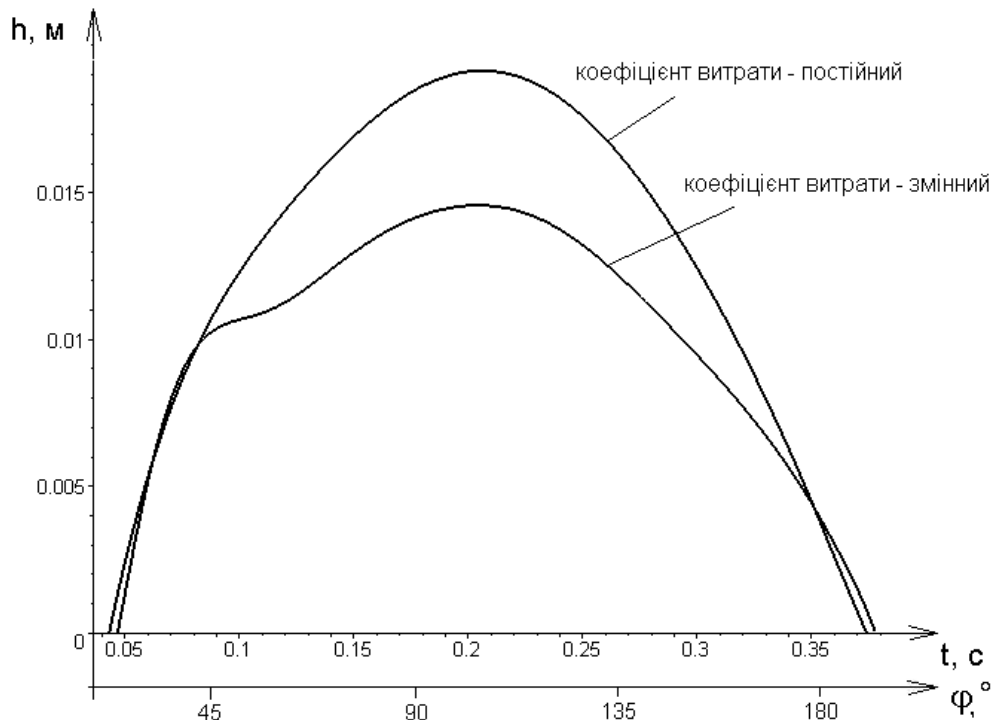


Рисунок 2 — Вплив  $\mu$  на траєкторію руху тарілки вихідного клапана

дки тарілки клапана на сідло  $h'_{noc}$ . Дані результати узгоджуються з дослідженнями [6].

Це свідчить про можливість вибору матеріалу і товщини тарілки клапана, виходячи із статичного розрахунку її на міцність (клапан закритий, а зовні на тарілку клапана діє максимальний тиск нагнітання  $P$ ).

При збільшенні маси тарілки відбувається деяке зменшення  $h_{max}$  та  $h_0$  (приблизно на 11%).

Використання коефіцієнта витрати клапана  $\mu = const$  замість емпіричної залежності  $\mu = f(h)$  призводить до таких результатів (рис. 2):

– максимальна висота піднімання тарілки клапана  $h_{max}$  збільшується на 25%. Тобто, з використанням емпіричної залежності [10]  $h_{max} = 14.57$  мм, а при використанні коефіцієнта витрати постійним і рівним  $\mu = 0.8$  –  $h_{max} = 19.15$  мм;

– висота зависання тарілки клапана над сідлом  $h_0$  дещо збільшується, а саме: з 3.9 мм при  $\mu = const$  до 4.1 мм при використанні  $\mu = f(h)$ ;

– швидкість посадки тарілки клапана на сідло  $h'_{noc}$  зменшується на 28%, а саме: від

кає підвищення коефіцієнта подачі при використанні  $\mu = 0.8$  до 0.96.

Таким чином, використання  $\mu = const$  призводить до значних неточностей в отриманні реального результату розрахунку параметрів роботи клапана.

Вплив характеристик пружини на роботу клапана:

а) при збільшенні коефіцієнта жорсткості пружини  $k_n$  з 1000 Н/м до 7000 Н/м спостерігаються такі результати (рис. 3):

– максимальна висота піднімання тарілки клапана  $h_{max}$  зменшується з 15.79 мм до 12.19 мм, тобто на 23% при збільшенні коефіцієнта жорсткості пружини  $k_n$  у вказаному діапазоні (аналогічна закономірність отримано в [4]);

– зменшується висота зависання тарілки клапана  $h_0$ , а саме: з 4.15 мм до 3.67 мм, тобто на 11.5%;

– швидкість посадки тарілки клапана  $h'_{noc}$  та кути запізнення закривання та відкривання клапана майже не змінюються, тому і не змінюється коефіцієнт подачі  $\eta_0$ ;

– кут  $\varphi_{h_{max}}$  зменшується на 5.6 %.

б) при збільшенні сили попереднього підтиснення пружини  $F_0$  з 0 до 200Н спостерігаються такі результати (рис. 4):

– більше ніж у два рази зменшується максимальна висота піднімання тарілки клапана  $h_{\max}$ , а саме: з 23.38 мм при  $F_0 = 0H$  до 10.87 мм при  $F_0 = 200H$ ;

– майже у два рази зменшується висота зависання тарілки над сідлом  $h_0$ , а саме: з 5.54 мм при  $F_0 = 0H$  до 2.97 мм при  $F_0 = 200H$ ;

– зменшується швидкість посадки тарілки клапана на сідло  $h'_{\text{noc}}$  на 26%, тобто з 0.256 м/с при  $F_0 = 0H$  до 0.1894 м/с при  $F_0 = 200H$ ;

– кут  $\varphi_{h_{\max}}$  зменшується на 13%;

– при збільшенні сили попереднього підтиснення пружини  $F_0$  з 0Н до 200Н коефіцієнт

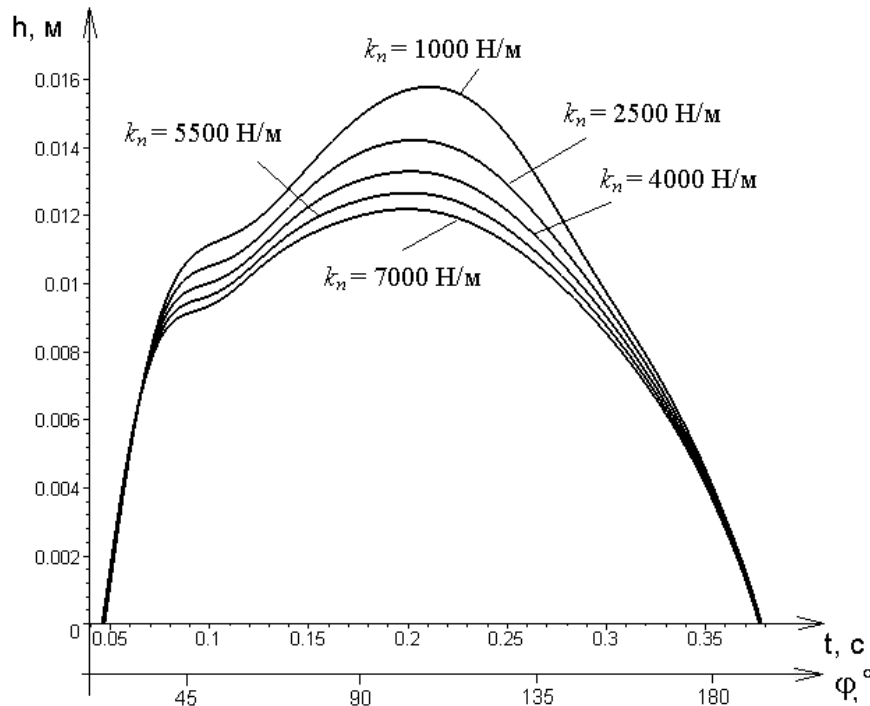


Рисунок 3 — Вплив коефіцієнта жорсткості пружини на траєкторію руху тарілки вихідного клапана

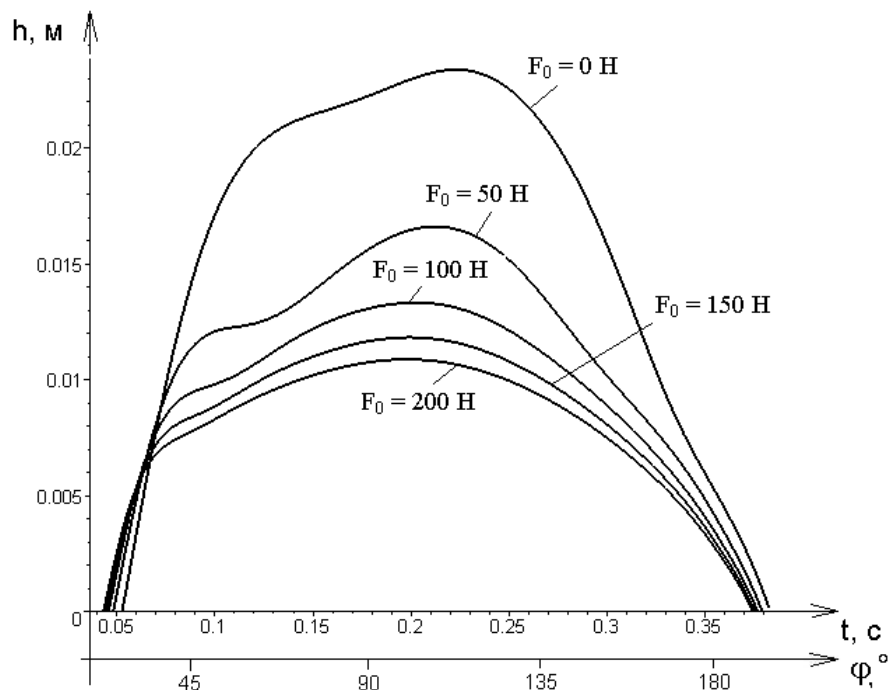


Рисунок 4 — Вплив сили попереднього підтиснення пружини на траєкторію руху тарілки вихідного клапана

подачі  $\eta_0$  збільшується з 0.928 до 0.954, це зумовлено зменшенням кутів запізнення закриття та відкриття клапанів відповідно на 26% та 18%.

Досліджено, що помітніший вплив на роботу клапанів і насоса загалом чинить сила попереднього підтиснення пружини, а не коефіцієнт її жорсткості, тому слід вибирати менш жорстку пружину і створювати більшу силу попереднього підтиснення для забезпечення максимального значення коефіцієнта подачі та номінальної роботи клапана.

#### ВИСНОВКИ:

1) отримано розв'язок математичної моделі роботи клапанів поршневого бурового насоса УНБТ-950, а саме: визначено траєкторії руху та зміни швидкості руху тарілки клапана; визначено дійсне значення коефіцієнта подачі бурового насоса УНБТ-950 при використанні стандартного клапана №7 на різних режимах його роботи;

2) досліджено вплив конструктивних параметрів клапанного вузла на роботу як самого клапана, так і насоса загалом;

3) отримані результати досліджень узгоджуються з результатами досліджень [1-7];

4) виявлено фактори, які найбільше впливають на роботу насоса і які слід оптимізувати для забезпечення максимального значення коефіцієнта подачі насоса та мінімальної швидкості посадки тарілки клапана на сідло;

5) встановлено, що вибирати параметри насоса і клапанів необхідно як за умови максимального коефіцієнта подачі, так і за умови відсутності стуку (допустимої швидкості посадки).

#### Література

1. Зикстэ Э.Э., Фауст В.А., Ледомский В.И., Мойсейченков Н.Е. Исследование влияния жесткости поджимных пружин на работу клапанного узла буровых насосов // РНТС ВНИИ-ОЭНГ. Сер.: Машины и нефтяное оборудование. – 1977. – №12. – С. 4-7.

У разі відхилення фактичного профілю стовбура свердловини від проектного переважно виникають ускладнення або аварії, ліквідація яких потребує значних затрат часу та матеріальних ресурсів. Практика буріння свердловин показує, що основними заходами у боротьбі

2. Николич А. С. Основания модернизации насосного комплекса буровых установок. – М.: ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, 1990. – 59 с.

3. Романов А.З., Малкин И.Б., Рудаковский И.Е. Зарубежные буровые насосы и сменные детали их гидравлической части. – М.: ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, 1985. – 43 с.

4. Кольер С. Л. Трехцилиндровый буровой насос // Нефть, газ и нефтехимия. – 1982. – № 4. – С. 13-18.

5. Волков А. С., Ермакова В. И. Буровые геологоразведочные насосы. – М.: Недра, 1978. – 205 с.

6. Кресин В. А. Исследование и разработка расчета клапанных гидромеханизмов привода металлургических машин // Канд. дисерт. – Днепропетровск, 1969. – 164 с.

7. Зайцев В. И. Исследования работы клапана поршневого насоса // Канд. диссертация. – М., 1954. – 156 с.

8. 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).

9. 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).

з викривленнями є використання спеціальних компоновок низу бурильної колони (КНБК), одними з яких є неорієнтовані. За рахунок власної ваги та коректно розташованих опорно-центруючих елементів (ОЦЕ) відповідного діаметра, неорієнтованими компоновками можна

622.243.272

## МЕТОД ВИЗНАЧЕННЯ СТІЙКОСТІ НЕОРІЄНТОВАНИХ КНБК З ДВОМА ОЦЕ

<sup>1</sup>В.М.Івасів, <sup>1</sup>І.І.Чудик, <sup>1</sup>В.І.Артим, <sup>2</sup>М.М.Яворський

<sup>1</sup>ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 42002, e-mail: ndingt@ifdtung.if.ua

<sup>2</sup>БУ "Укрбургаз", 63300, Харківська обл., м. Красноград, вул. Полтавська, 86, тел. (05744) 74668

Рассматривается способ исследования компоновок низа бурильной колонны путем минимизации функционала полной потенциальной энергии деформации. Также описывается схема определения функции упругой оси КНБК с двумя ОЦЭ при использовании многочленов Эрмита. Для определения достоверности результатов исследования сделана их тщательную оценку с экспериментальными данными в виде графических зависимостей.

The layout of drilling string bottom exploration method by the means of minimization the functional of the total potential energy of deformation is discussing in the work. The scheme of defining the function of the LDSB cushion axis with two SCE with using Ermyth's polynomynals is also described. For authenticity of the results it is made the comparative appraisal with the results of experimental investigations in the form of graphical dependences.