

УДК 622.242.6

ВПЛИВ КОНСТРУКТИВНО-КІНЕМАТИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ БУРОВОГО НАСОСА НА РОБОТУ ЙОГО КЛАПАНІВ ТА КОЕФІЦІЄНТ ПОДАЧІ

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

ІФНТУНГ, 76019, Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. 4-30-24, e-mail: chaplin@ukr.net

Рассматриваются результаты исследования работы клапанов поршневого бурового насоса УНБТ-950 с помощью математической модели. Определены факторы, существенно влияющие на работу поршневого бурового насоса. Намечены пути оптимизации конструкции насоса

The results of research of work of valves of the piston boring pump UNBT-950 by a mathematical model are examined. Parameters, which most affect work of piston boring pump are certain. The ways of optimization of construction of pump are set

У процесі проектування нових конструкцій поршневих бурових насосів важливо ще на стадії конструювання дослідити вплив його конструктивно-кінематичних параметрів на роботу клапанів та коефіцієнт подачі. Одним зі шляхів проведення таких досліджень є математичне моделювання роботи поршневого бурового насоса. Для зменшення його металоемності та підвищення ефективності роботи необхідно вибрати оптимальні параметри гідравлічної та приводної частин насоса. Оскільки на даний час в Україні поршневі бурові насоси серійно не виготовляються, питання конструювання даних насосів є досить актуальним.

На характеристики роботи поршневого бурового насоса впливають різні чинники: геометричні розміри гідравлічної частини, параметри клапанів, властивості бурового розчину, характеристики кривошипно-шатунного механізму, наявність нерозчинених газів, твердих домішок тощо. Дослідженню впливу цих чинників присвячено низку робіт.

Згідно з дослідженнями представленими в роботі [1], відзначено, що:

- запізнення посадки і відкривання клапанів збільшується під час збільшення кутової швидкості обертання кривошипа ω , що призводить до зменшення коефіцієнта подачі η_o і погіршення умов роботи насоса загалом;

- необхідно більш точно визначати значення коефіцієнта подачі η_o і відповідно ККД насоса загалом залежно від ω і діаметра поршня d_n .

У роботі [2] відзначено, що:

- внаслідок збільшення тиску нагнітання P і величини шкідливого об'єму гідравлічної частини $V_{шк}$ значно зростають кути запізнення відкривання вхідного та вихідного клапанів, а кути запізнення посадки клапанів змінюються не суттєво;

- висота підймання тарілки не залежить від величини робочого тиску.

Зі збільшенням ω , d_n та в'язкості розчину максимальна висота підймання тарілки клапана h_{max} також збільшується [3, 4]. Через нездовільну роботу насоса крива руху тарілки значно змінюється і має явно виражений коливальний характер, при цьому h_{max} зростає, хоч на початку і в кінці характер кривої майже не змінюється. Згідно з дослідженнями, проведеними в інституті ім. Баумана, швидкість посадки кінцевого клапана $h'_{пос} = 50 - 300$ мм/с, і при значній її величині виникають стуки. Зміна цієї швидкості визначається за формулою:

$h'_{пос} = 0.0067 \cdot n^2$, мм/с [3], де n - частота подвійних ходів поршня, $хв^{-1}$. Під час роботи насоса клапани закриваються з запізненням, що негативно впливає на коефіцієнт подачі. Чим більші кути запізнення закривання клапанів, тим коефіцієнт подачі η_o нижчий. Крім того, кути запізнення закривання та відкривання клапана впливають на його довговічність.

У роботі [4] наведено дійсні діаграми руху тарілок, на яких бачимо, що тарілка піднімається на початку свого ходу на величину

$h_{гран} > h_{max}$. 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, проведеними в роботі [2], встановлено, що:

- збільшення тиску нагнітання викликає збільшення кутів запізнення відкривання клапанів внаслідок стискання розчину;

- кути запізнення, що зумовлені стисканням і розширенням розчину, знижують коефіцієнт подачі η_o . Встановлено негативний вплив

шкідливого об'єму $V_{шк}$ на роботу насоса, тому його необхідно в міру можливості зменшувати;

- під час збільшення кутової швидкості обертання кривошипа ω збільшується висота підйому тарілки клапанів, швидкість посадки, кут запізнення посадки і перепад тиску на тарі-



ллі клапана ДР. Тому величину ω слід обмежувати умовами відсутності кавітації і зворотних перетоків (стуку).

У результаті експериментальних досліджень [5] доведено, що наявність шкідливого об'єму $V_{шк}$ в гідравлічній частині призводить до появи значних кутів запізнення відкривання і закривання клапана, що у свою чергу призводить до зменшення коефіцієнта подачі η_o . Негативна дія шкідливого об'єму $V_{шк}$ збільшується в міру збільшення швидкохідності насоса.

Для покращання умов роботи насоса рекомендовано використовувати підпірний насос.

Згідно з дослідженнями Краусса [6]:

- клапани відкриваються і закриваються з запізненням, причому один клапан відкривається відразу після закривання іншого;
- стук вихідного клапана завжди сильніший від стуку вхідного;
- за нормальної роботи $h'_{пос} = 100-120 \text{ мм/с}$, а при $h'_{пос} = 130 \text{ мм/с}$ починається сильний стук;
- максимальна висота підймання тарілки клапана h_{max} залежить від характеристик пружини і подачі насоса Q ;
- тиск нагнітання не впливає на величину h_{max} і стук вихідного клапана.

Відомо, що тиск нагнітання P не впливає на траєкторію руху тарілки, тому автор у роботі [6] проводить свої дослідження на невеликих тисках.

Масу насоса визначають такі його параметри, як діаметр поршня d_n , довжина його ходу S , кутова швидкість обертання кривошипа ω , тиск нагнітання насоса P , шкідливий об'єм $V_{шк}$. Від цих параметрів залежить також номер установленого клапана, його параметри і пружина. Тому основне завдання в процесі проектування нових насосів – це поєднання параметрів так, щоб була мінімальна маса насоса за максимальної швидкохідності і якомога більший коефіцієнт подачі η_o . Крім того, довговічність деталей насоса повинна бути максимальною. Отже, без точного математичного опису процесів неможливо правильно спроектувати досконалий насос.

Оскільки більшість наведених вище досліджень проводились або на реально працюючих бурових насосах певних конструкцій, або за допомогою математичних моделей, в яких не враховано багато важливих факторів [7], то використовувати результати таких досліджень для нових конструкцій не завжди виправдано. Такі дослідження можуть бути використанні хіба що для порівняння характеру зміни певних параметрів. Тому постало питання дослідження впливу конструктивно-кінематичних параметрів бурового насоса на роботу його клапанів та коефіцієнт подачі.

Складена нами математична модель роботи гідравлічної частини поршневого бурового насоса та алгоритм її вирішення наведені в [7, 8]. Дослідження проводилися для трипоршневого бурового насоса односторонньої дії типу УНБТ-950 та клапана №7 з приєднуючими розмірами згідно з галузевим стандартом ОСТ 26-02-1129-75.

Результати досліджень наведено для вихідного клапана.

У процесі досліджень змінювався кожний дослідний параметр насоса в певному діапазоні, решта параметрів залишалися незмінними і мали такі значення:

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

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

- радіус кривошипа $r = 0.145 \text{ м}$;
- довжина шатуна $l = 1.15 \text{ м}$;
- діаметр поршня $d_n = 0.14 \text{ м}$;
- об'єм камери гідравлічної частини $V = 0.015 \text{ м}^3$;
- вміст газу в розчині 2%;
- коефіцієнт жорсткості пружини $k_n = 2083 \text{ Н/м}$;
- сила попереднього підтискання пружини $F_0 = 75 \text{ Н}$;
- тиск підпірного насоса $P_{під} = 5 \cdot 10^5 \text{ Па}$;

- тиск на виході насоса $P = 10 \text{ МПа}$;
- густина перекачуваної рідини $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$;
- діаметр тарілки клапана $d_{кл} = 0.15 \text{ м}$;
- діаметр сідла $d_c = 0.116 \text{ м}$;
- маса тарілки клапана $m = 3.7 \text{ кг}$;
- кут конусності тарілки клапана $\beta = 35^\circ$.

Після аналізу проведених досліджень виявлено такі результати:

1. Вплив діаметра поршня на параметри роботи клапана і насоса (рис. 1), який змінювався з 0.14 м до 0.18 м:

- оскільки діаметр поршня впливає на величину подачі, то в разі його збільшення спостерігається збільшення максимальної висоти підйому тарілки клапана h_{max} з 14.57 мм до 28.2 мм, тобто майже в 2 рази. Таке збільшення h_{max} викликає значне підвищення критерію $n \cdot h_{max} \leq 1300$. Оскільки в дослідженнях використано проміжне значення $n = 85 \text{ хв}^{-1}$ (дане значення не є максимальним), то даний критерій змінюється з 1241 до 2397 і свідчить про незадовільну умову роботи клапанів і виникнення стуку в разі збільшення діаметра поршня, починаючи з 0.14 м. Таким чином, для зменшення



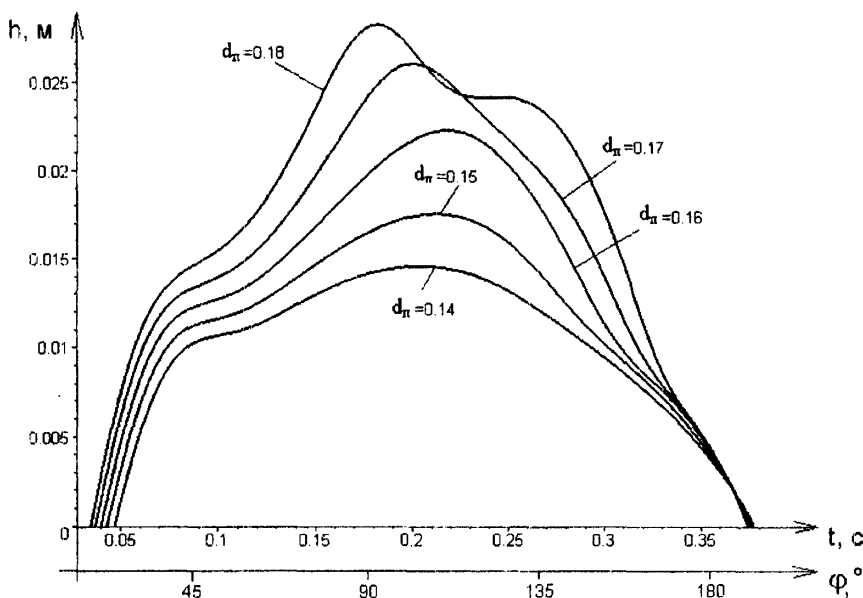


Рисунок 1 – Вплив діаметра поршня на траєкторію руху тарілки вихідного клапана

максимальної висоти підйому тарілки клапана над сідлом $h_{\max}$, а відповідно і критерію $n \cdot h_{\max}$ під час роботи насоса з поршнем діаметром понад 0.14 м слід збільшувати силу попереднього підтиснення пружини F_0 або її жорсткість k_n ;

- висота зависання тарілки клапана над сідлом h_0 змінюється незначно, а саме: з 4.06 мм до 4.853 мм, тобто збільшується приблизно на 20%;

- швидкість посадки тарілки клапана на сідло h'_{noc} зі збільшенням діаметра поршня d_n збільшується майже на 50% і досягає значень $h'_{\text{noc}} = 0.31$ м/с за максимального діаметра поршня (рис. 2) Як зазначено в [9], дана швидкість є допустимою, оскільки менша 0.43 м/с;

- кут повороту кривошипа, що відповідає максимальній висоті підйому тарілки клапана $\varphi_{h_{\max}}$, спочатку збільшується, а далі різко зменшується, що свідчить про наявність певних перехідних процесів;

- коефіцієнт подачі насоса η_0 змінюється незначно і зі збільшенням діаметра поршня d_n від 0.14 м до 0.18 м збільшується від 0.945 до 0.967.

Таким чином, з одного боку, зі збільшенням діаметра поршня d_n погіршуються умови роботи клапанів, а саме: збільшується максимальна висота піднімання тарілки $h_{\max}$ і швидкість посадки h'_{noc} , але в той же час підвищується коефіцієнт подачі. Така особливість пояс-

нюється зменшенням кутів запізнення відкривання та посадки клапана, а саме:

- кут запізнення відкривання клапана зменшується майже на 26%, а кут запізнення закривання – на 11.7% зі збільшенням діаметра поршня d_n від 0.14 м до 0.18 м.

2. Найбільш суттєвий вплив на роботу клапанів, а відповідно і насоса загалом, чинить наявність у розчині нерозчинених газів, а саме (див. рис. 3):

- зі зміною вмісту газу з 2% до 10% максимальна висота $h_{\max}$ зростає з 14.57 мм до 25.9 мм, тобто на 44%. Крім того, $h_{\max}$ за вмісту домішок газу більше ніж 5% спостерігається не в куті повороту кривошипа більшому за 90° (як за нормальної роботи насоса), а за значно меншому;

- висота зависання h_0 , швидкість посадки h'_{noc} та кут запізнення закривання клапана майже не змінюються;

- зі збільшенням вмісту домішок газу значно збільшується кут запізнення відкривання клапана, а саме: на 64%, що відповідно викликає і суттєве зменшення коефіцієнта подачі η_0 , а саме: з 0.945 до 0.68.

Таким чином, буровий розчин перед подачею до насоса слід як можна краще очищувати від домішок нерозчиненого газу.

3. Конструктивний параметр насоса λ , який змінювався з 0.1 до 0.35, впливає на роботу вихідного клапана таким чином:



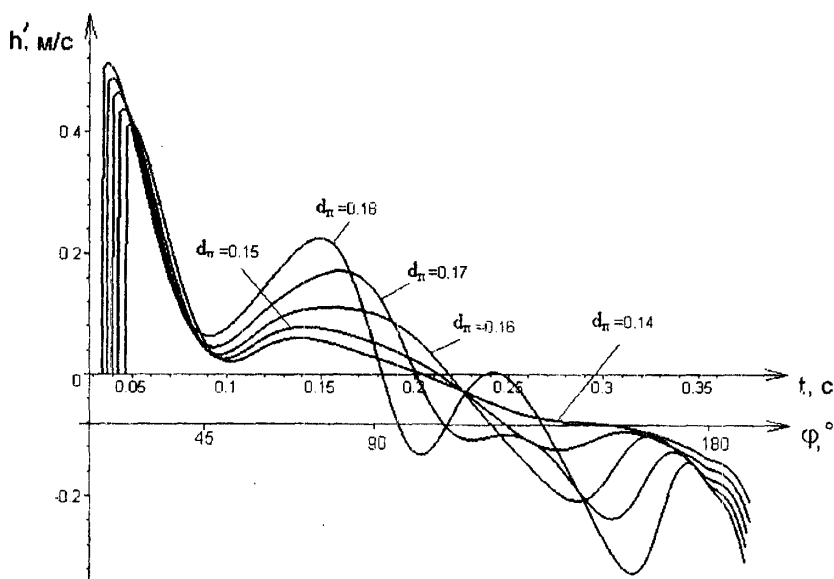


Рисунок 2 – Вплив діаметра поршня на швидкість руху тарілки вихідного клапана

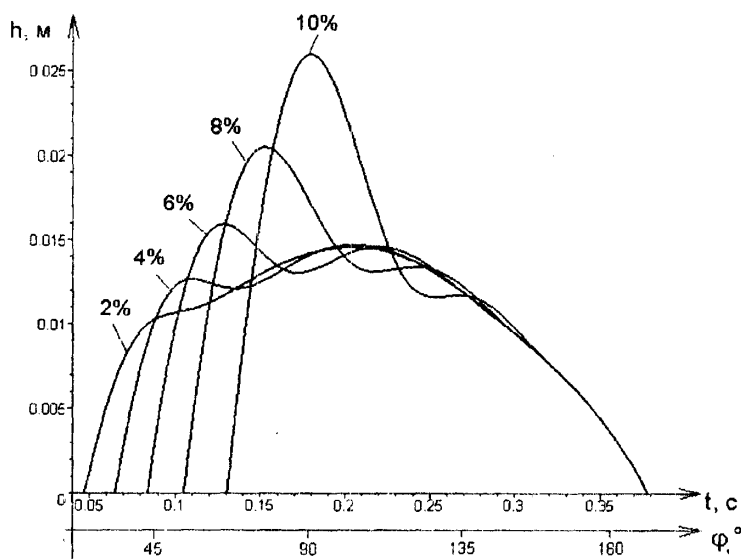


Рисунок 3 – Вплив вмісту газу в розчині на траєкторію руху тарілки вихідного клапана

- зі збільшенням λ з 0.1 до 0.35 максимальна висота підйому тарілки $h_{\max}$ збільшується на 5.7%, при цьому висота зависання тарілки над сідлом h_0 збільшується на 9.4 %;

- швидкість посадки тарілки клапана на сідло $h'_{\text{пос}}$ зменшується приблизно на 13% зі збільшенням λ , а саме: з 0.217 м/с до 0.187 м/с;

- збільшення λ призводить до зменшення коефіцієнта подачі η_0 з 0.948 до 0.918.

Це зумовлено збільшенням кутів запізнення відкривання клапана на 27% і запізнення закривання клапана на 19.5% зі збільшенням λ у вказаному діапазоні;

- зі збільшенням λ кут $\varphi_{h_{\max}}$ збільшується на 13%.

Таким чином, бажано зменшувати λ , виходячи з конструктивних міркувань, тобто, зменшувати радіус кривошипа r або збільшувати довжину шатуна l .

4. Зі зміною радіуса кривошипа r з 0.1 до 0.28 м, що призводить до збільшення приводної частини, збільшення маси насоса і погіршення умов транспортування, відбуваються такі зміни в роботі насоса (рис. 4):

- майже в 3 рази збільшується максимальна висота підйому тарілки клапана $h_{\max}$ (рис.4), тобто: з 10.6 мм до 30.06 мм;

- висота зависання тарілки клапана h_0 збільшується на 43%, тобто: з 3.44 мм до 4.92 мм;



- майже в 2 рази збільшується швидкість посадки тарілки на сідло $h'_{\text{пос}}$, а саме: з 0.164 м/с до 0.336 м/с;
- значно зменшуються кути запізнення (рис. 5), а саме: кут запізнення відкриття клапана зменшується на 47%, а кут запізнення закривання клапана на 27%, що у свою чергу викликає збільшення коефіцієнта подачі η_o з 0.916 до 0.972.

Таким чином, хоч і збільшуються h_{max} , h_o , $h'_{\text{пос}}$ та маса приводної частини бурового насоса, але зростає коефіцієнт подачі насоса η_o . Отже радіус кривошипа r повинен бути по можливості максимальним.

5. Зміна об'єму гідравлічної частини V з 0.01 до 0.03 м³ майже не призводить до зміни досліджуваних показників, окрім деякого збільшення кута запізнення відкриття клапана,

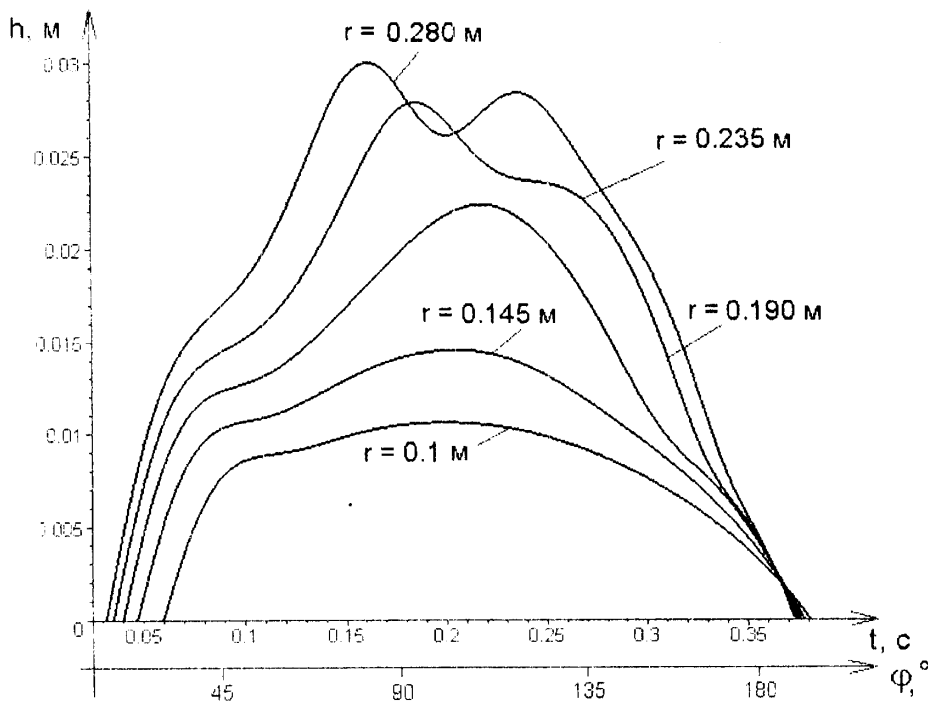


Рисунок 4 – Вплив радіуса кривошипа на траєкторію руху тарілки вихідного клапана

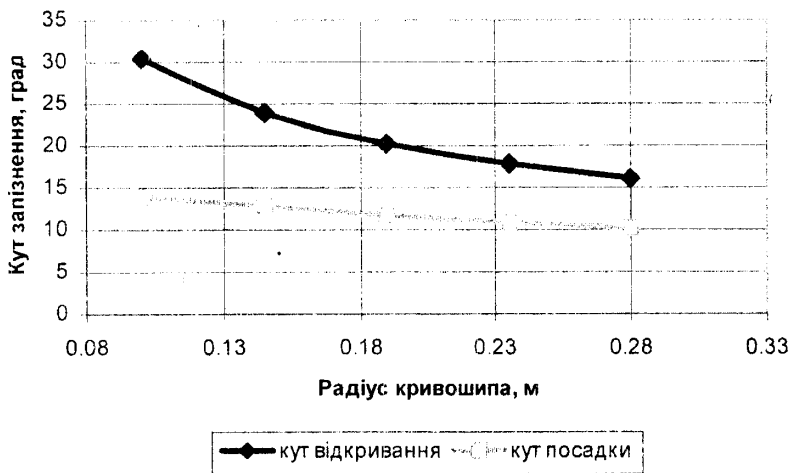


Рисунок 5 – Вплив радіуса кривошипа на кути запізнення відкриття та посадки тарілки клапана



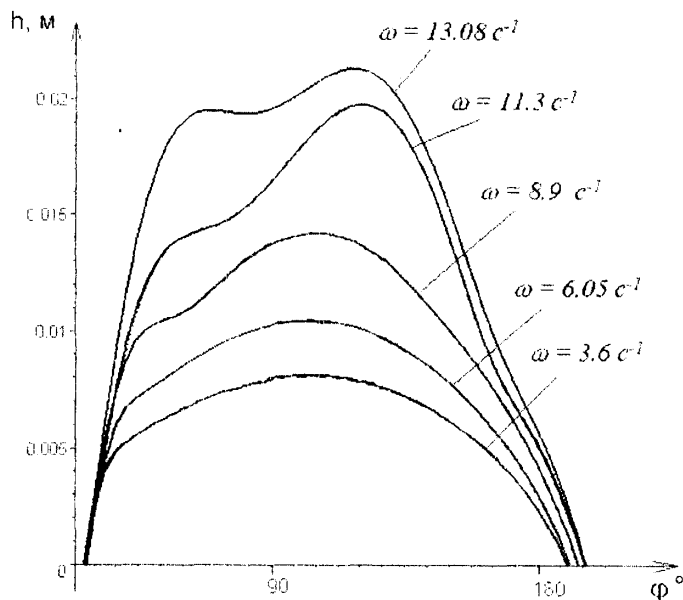


Рисунок 6 – Вплив кутової швидкості кривошипа ω на траєкторію руху тарілки вихідного клапана

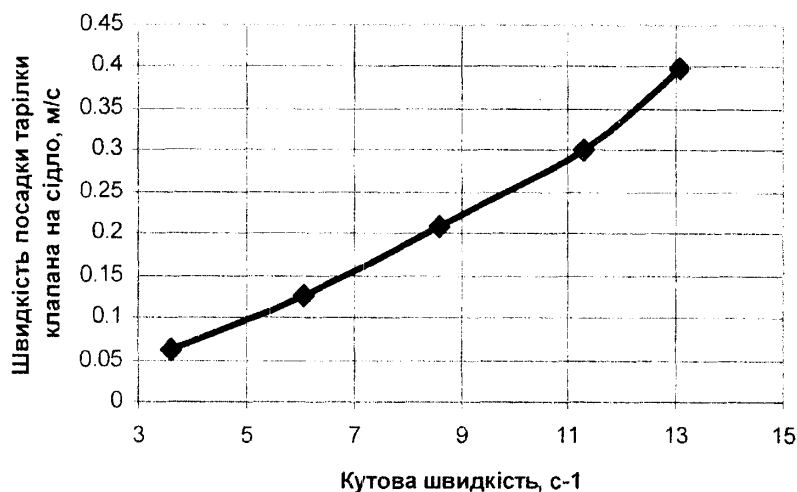


Рисунок 7 – Вплив кутової швидкості обертання кривошипа ω на швидкість посадки тарілки клапана на сідло

а отже й зменшення коефіцієнта подачі η_o від 0,95 до 0,93 зі збільшенням об'єму гідравлічної частини. Таким чином, слід намагатися зменшити частку шкідливого об'єму в гідравлічній частині, що призведе не тільки до збільшення η_o , але й до зменшення маси насоса.

6. Тиск у свердловині P несуттєво впливає на $h_{\max}$, h_0 , h'_{noc} , кут $\varphi_{h_{\max}}$ та кут запізнення закривання клапана, але значно впливає на кут запізнення відкривання клапана (зі збільшенням тиску з 8 до 40 МПа кут запізнення відкривання клапана збільшується на 30%) і відповідно на коефіцієнт подачі η_o , який зменшується з 0,947 до 0,91.

7. Вплив кутової швидкості обертання кривошипа ω , яка визначає подачу насоса, досліджувався під час її зміни з 3.6 с^{-1} до 13.08 с^{-1} . Досліджено, що:

- зі збільшенням ω значно збільшуються $h_{\max}$ та h_0 , а саме: майже в 2.8 рази (рис.6);
- суттєво збільшується швидкість посадки тарілки на сідло h'_{noc} (рис. 7);

- кути запізнення відкривання та закривання клапана також значно збільшуються (рис.8);

- значно збільшується кут $\varphi_{h_{\max}}$, а саме: з 99° за $\omega = 3.6 \text{ с}^{-1}$ до 117.28° за $\omega = 13.08 \text{ с}^{-1}$, тобто на 18.5%;



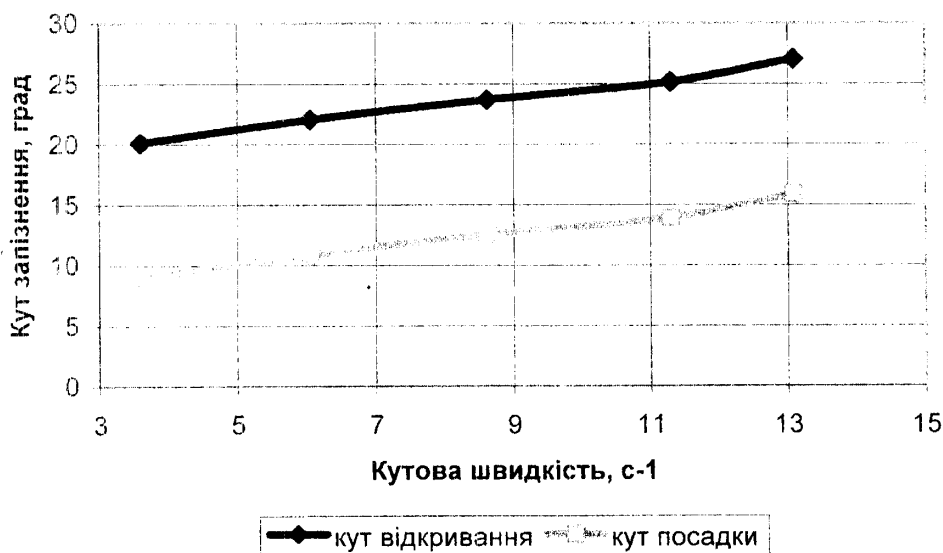


Рисунок 8 – Вплив кутової швидкості обертання кривошипа ω на кути запізнення відкриття та закривання клапана

- коефіцієнт подачі η_o зі збільшенням ω зменшується з 0.947 за $\omega = 3.6 \text{ с}^{-1}$ до 0.92 за $\omega = 13.08 \text{ с}^{-1}$, що свідчить про доцільність експлуатації насосів на меншій кутовій швидкості обертання кривошипа ω .

Висновки:

1) Проведено дослідження впливу конструктивно-кінематичних параметрів бурового насоса на роботу як самого клапана, так і насоса загалом, а саме: коефіцієнт подачі η_o .

2) Результати досліджень свідчать про співпадіння характеру зміни досліджуваних величин з результатами проведеними іншими вченими.

3) Визначено дійсні значення коефіцієнта подачі η_o на різних режимах роботи насоса, який раніше визначався тільки експериментально або приймався рівним приблизно 0.9.

4) Виявлено чинники, які суттєво впливають на роботу насоса і які слід оптимізувати.

5) Оскільки в результаті досліджень виникають суперечливі вимоги до конструкції насоса, а саме: зі зміною певного параметра покращуються характеристики роботи клапана, але зменшується коефіцієнт подачі, то необхідно вибирати параметри насоса і клапанів як за умови максимального коефіцієнта подачі, відсутності стуку (допустимої швидкості посадки), так і за умови максимальної швидкохідності насоса.

6) Розроблену методику слід використовувати для подальшої оптимізації конструкції бурового насоса для зменшення маси, габаритів, а відповідно і його вартості.

7) Розроблена методика сприятиме розробці нових конструкцій поршневих бурових насосів односторонньої дії.

Література

- 1 Ловчев С. В. Основные параметры и особенности конструкций современных буровых насосов. // Обз. информ. – М.: ЦИНТИХИМ-НЕФТЕМАШ, 1979. – 65 с.
- 2 Кресин В. А. Исследование и разработка расчета клапанных гидромеханизмов привода металлургических машин // Канд. дисерт. – Днепропетровск, 1969, 164 с.
- 3 Верзилин О. И. Современные буровые насосы. – М.: Машиностроение. 1971. – 255 с.
- 4 Волков А. С., Ермакова В. И. Буровые геологоразведочные насосы. – М.: Недра, 1978. – 205 с.
- 5 Синицкий В. М. Исследование некоторых вопросов работы клапанов насосов привода гидравлических прессов // Автореферат дис. на соиск. ученой степени к.т.н. – М, 1960, – 12 с.
- 6 Зайцев В. И. Исследования работы клапана поршневого насоса // Канд. диссер. – М.: 1954, – 156 с.
- 7 Чаплинский 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).
- 8 Чаплинский 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).
- 9 Кольер С. Л. Трехцилиндровый буровой насос // Нефть, газ и нефтехимия. -1982. - № 4, -С. 13-18.

