

## ДОСЛІДЖЕННЯ НЕРІВНОМІРНОСТІ ПОДАЧІ ТРИПОРШНЕВИХ ТА ЧОТИРИПОРШНЕВИХ БУРОВИХ НАСОСІВ ОДНОСТОРОННЬОЇ ДІЇ

І.Д. Лівак, І.Ф. Концур, В.В. Михайлюк, М.Я. Чичула, Т.В. Яценко

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 62747,  
e-mail: no@pung.edu.ua

У світовій практиці у процесі буріння глибоких свердловин застосовують бурові насоси двопоршневі двосторонньої дії та трипоршневі односторонньої дії. Нещодавно за кордоном почали використовувати чотирипоршневі бурові насоси односторонньої дії. Виходячи з призначення та умов експлуатації, до бурових насосів висувається одна з основних вимог – рівномірність швидкості промивальної рідини на виході з насоса для усунення пульсацій тиску і подачі та інерційних навантажень. Тому виникає необхідність у виявленні чинників і дослідження їх впливу на нерівномірність подачі трипоршневих та чотирипоршневих бурових насосів односторонньої дії. За проведеними дослідженнями нерівномірності подачі трипоршневих та чотирипоршневих бурових насосів односторонньої дії з допомогою програми «Mathcad» побудовано графічні залежності, за якими встановлено шляхи її зниження.

Ключові слова: буровий насос, трипоршневий насос, чотирипоршневий насос, подача, частота ходів, ексцентрикний вал, клапан, пневмокомпенсатор.

В мировой практике в процессе бурения глубоких скважин применяют буровые насосы двухпоршневые двустороннего действия и трехпоршневые одностороннего действия. Недавно за рубежом стали применяться четырехпоршневые буровые насосы одностороннего действия. Исходя из назначения и условий эксплуатации, к буровым насосам выдвигается одно из основных требований – равномерность скорости промывочной жидкости на выходе из насоса для устранения пульсаций давления и подачи, а также инерционных нагрузок. Поэтому возникает необходимость в выявлении факторов и исследования их влияния на неравномерность подачи трехпоршневых и четырехпоршневых буровых насосов одностороннего действия. По проведенным исследованиям неравномерности подачи трехпоршневых и четырехпоршневых буровых насосов одностороннего действия с помощью программы «Mathcad» получены графические зависимости, по которым установлены пути ее снижения.

Ключевые слова: буровой насос, трехпоршневой насос, четырехпоршневой насос, подача, частота ходов, эксцентрикный вал, клапан, пневмокомпенсатор.

In the world practice in the process of deep wells drilling two-piston double-acting and three-piston single-acting mud pumps are used. Recently four-piston single-acting mud pumps have started to be used abroad. From its designation and operational conditions one of the essential features required of drilling pumps is the uniformity of drilling fluid velocity at the pump outlet in order to eliminate pressure and supply pulsation as well as the inertial loads. Therefore, there is a need of revealing the factors and the investigation of their impact on the unevenness of three-piston and four-piston single-acting mud pumps delivery. According to the conducted studies of the unevenness of three-piston and four-piston single-acting mud pumps delivery graphical dependences have been obtained from which the ways of its reduction have been determined using the “Mathcad” programme.

Keywords: mud pump; three-piston mud pump; four-piston mud pump; delivery; frequency of strokes; eccentric shaft; valve; pneumatic compensator.

Бурові насоси призначені для нагнітання в свердловину промивальної рідини з метою очищення вибою і стовбура від вибуреної породи (шламу) та винесення її на денну поверхню; охолодження і змащування долота; створення гідромоніторного ефекту при бурінні долотами; приведення в дію вибійних гідравлічних двигунів [1] тощо.

За кордоном одночасно з двопоршневими насосами двосторонньої дії та трипоршневими односторонньої дії почали використовувати чотирипоршневі бурові насоси односторонньої дії. Виробники аргументують перевагу таких бурових насосів кращою витривалістю їх приводної частини.

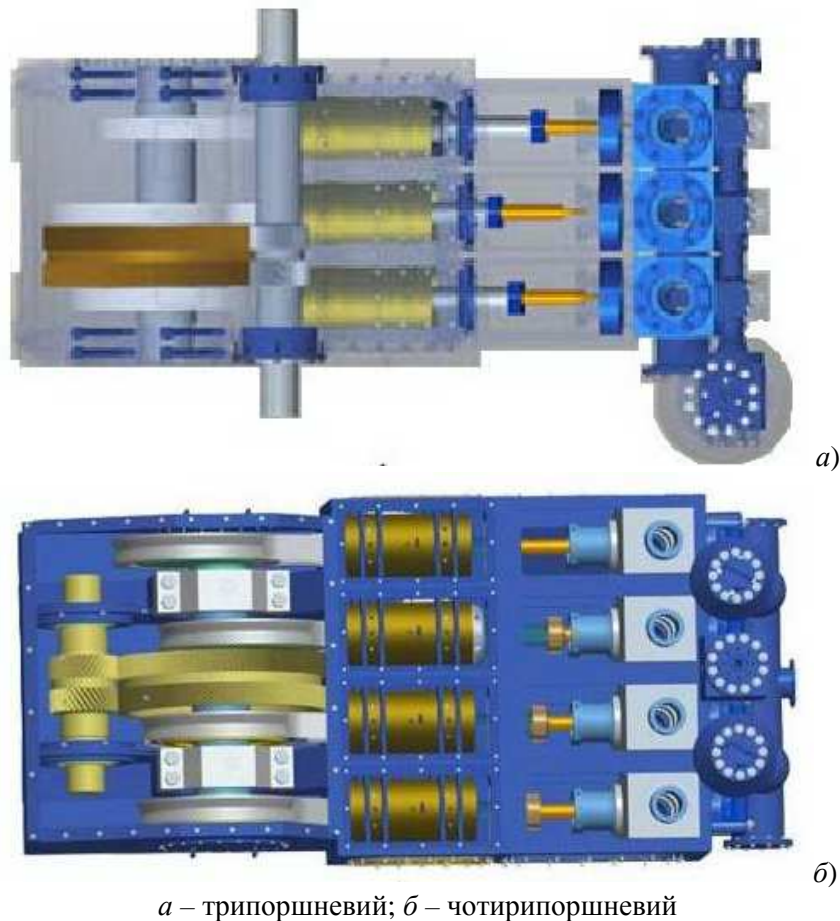
У порівнянні з двопоршневими насосами двосторонньої дії, трипоршневі насоси односторонньої дії забезпечують майже удвічі меншу нерівномірність подачі і при використанні з діафрагмовими пневмокомпенсаторами забезпечують більш рівномірну подачу. Можливість

швидкої заміни поршнів і втулок робить трипоршневі насоси односторонньої дії зручнішими в обслуговуванні, а менша в 1,4...1,5 рази вага забезпечує кращу їх монтажоздатність і транспортабельність, що дуже важливо для потужних насосів.

Проблема приводної частини трипоршневих бурових насосів полягає в тому, що підшипники розміщені на протилежних кінцях ексцентрикного вала, центральна частина якого, не маючи підтримки, прогинається. Це негативно впливає на зубчасте колесо, яке відхиляється від осі, що призводить до прискореного виходу з ладу (чи навіть поломки) ексцентрикного вала.

На вал чотирипоршневого насоса діють мінімальні згинальні моменти, тому що підшипники знаходяться близько від навантажених вузлів (великі головки шатунів, зубчасте колесо).

На рис. 1 зображено загальний вигляд трипоршневого та чотирипоршневого бурових на-



**Рисунок 1 – Бурові насоси односторонньої дії компанії WHITE STAR**

сосів односторонньої дії компанії WHITE STAR, де видно розміщення підшипників, шатунів та зубчастих коліс ексцентрикового вала [2].

Виходячи з призначення та умов експлуатації, до бурових насосів висувається одна з основних вимог – швидкість промивальної рідини на виході з насоса повинна бути рівномірною, щоб усунути пульсації тиску і подачі та інерційні навантаження. Саме тому виникає необхідність порівняти трипоршневий та чотирипоршневий бурові насоси на нерівномірність подачі та встановити шляхи її зниження.

Для цього за допомогою комп'ютерної програми «Mathcad» [3] було побудовано графіки миттєвих подач бурових насосів.

Подача бурового насоса визначається площею нормального перерізу поршня та швидкістю його руху. Кінематика кривошипно-шатунного механізму (КШМ) насоса така, що швидкість руху поршня не є постійною за величиною та напрямком і змінюється за синусоїдальним законом в залежності від кута повороту кривошипа [4]:

$$V_n = r\omega \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta}, \quad (1)$$

де:  $V_n$  – швидкість руху поршня;  
 $r$  – радіус кривошипа;  
 $\omega$  – кутова швидкість ексцентрикового вала;

$\varphi$  – кут повороту кривошипа;

$\beta$  – кут нахилу шатуна до горизонтальної площини переміщення поршня;

У формулі (1) знак "+" означає хід поршня вперед, тобто наближення поршня до ексцентрикового вала, знак (-) – хід у зворотному напрямку.

Кутова швидкість ексцентрикового вала обчислюється за формулою:

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}, \quad (2)$$

де  $n$  – частота обертання ексцентрикового вала насоса.

Для розрахунків кута нахилу шатуна до горизонтальної площини переміщення поршня користуються залежністю:

$$\sin \beta = \frac{r}{l} \sin \varphi, \quad (3)$$

де  $\frac{r}{l}$  – відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна, ( $r/l = 0,225$ ).

Залежність (1) можна записати у вигляді:

$$V_n = r\omega \left( \frac{\sin \varphi \cdot \cos \beta + \cos \varphi \cdot \sin \beta}{\cos \beta} \right). \quad (4)$$

З врахуванням залежності (3):

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \sin^2 \beta} = \sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \sin^2 \varphi} . \quad (5)$$

Миттєва теоретична подача одного поршня багатопоршневого насоса з врахуванням залежностей (3) та (5) становитиме:

$$Q_{Ti} = F \cdot V_n = F \cdot r \cdot \omega \times \left\{ \sin(\varphi + (i-1) \cdot \varphi_0) \sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \sin^2(\varphi + (i-1) \cdot \varphi_0)} + \right. \\ \left. \times \sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \sin^2(\varphi + (i-1) \cdot \varphi_0)} + \frac{r}{l} \cos(\varphi + (i-1) \cdot \varphi_0) \cdot \sin(\varphi + (i-1) \cdot \varphi_0) \right\} \times \\ \times \left\{ 1 - \frac{r^2}{l^2} \sin^2(\varphi + (i-1) \cdot \varphi_0) \right\}^{\frac{1}{2}} , \quad (6)$$

де:  $F$  – площа поршня;  
 $i$  – порядковий номер поршня;

$\varphi_0$  – кут зміщення між кривошипамі насоса визначається за формулою:

$$\varphi_0 = \frac{360}{Z} , \quad (7)$$

де  $z$  – число робочих камер насоса.  
Миттєва теоретична подача насоса:

$$Q_T = \sum_1^i Q_{Ti} . \quad (8)$$

Середня теоретична подача поршневих насосів односторонньої дії:

$$Q_{серт} = \frac{F \cdot \omega \cdot r}{\pi} \cdot Z . \quad (9)$$

Середня фактична подача поршневих насосів буде меншою від середньої теоретичної через:

- втрати в клапанних та циліндропоршневих парах;
- часткове стиснення рідини і її розширення із шкідливого простору робочих камер;
- деформації стінок робочих камер під високим тиском;
- несвоєчасне відкриття і закриття вхідних і вихідних клапанів.

Відношення середньої фактичної подачі насоса до середньої теоретичної називається коефіцієнтом подачі:

$$\alpha_v = \frac{Q_{серт\phi}}{Q_{серт}} . \quad (10)$$

Рівняння спільної роботи поршневого насоса з пневмокомпенсатором з врахуванням коефіцієнта подачі запишеться у вигляді [5]:

$$A \frac{dq_k}{d\varphi} = \left( \frac{Q_T}{\alpha_v} - q_k \right) q_k^{1-2m} , \quad (11)$$

$$A = \frac{2 \cdot \omega \cdot m \cdot c^m}{\alpha_v \cdot Q_{серт} \cdot P_{серт}^m} , \quad (12)$$

$$P_{серт} = \frac{P_{max} + P_{min}}{2} , \quad (13)$$

$$c = P_0 \cdot V_0^m , \quad (14)$$

$$m = \frac{1}{p} , \quad (15)$$

де:  $q_k$  – відносна подача насоса при спільній роботі з пневмокомпенсатором;

$p$  – показник політропи;

$c$  – характеристика пневмокомпенсатора;

$P_{серт}$  – середній тиск за цикл;

$P_{max}, P_{min}$  – максимальний і мінімальний тиски за цикл;

$P_0$  – початковий тиск газу в пневмокомпенсаторі;

$V_0$  – початковий об'єм газової порожнини пневмокомпенсатора.

Залежності теоретичної миттєвої подачі насосів від кута повороту ексцентрикового вала за коефіцієнта подачі  $\alpha = 1$  зображені на рис. 2.

Під коефіцієнтом нерівномірності подачі насоса розуміють відношення максимальної подачі до її середнього значення, тобто:

$$K = \frac{Q_{max}}{Q_{серт}} . \quad (16)$$

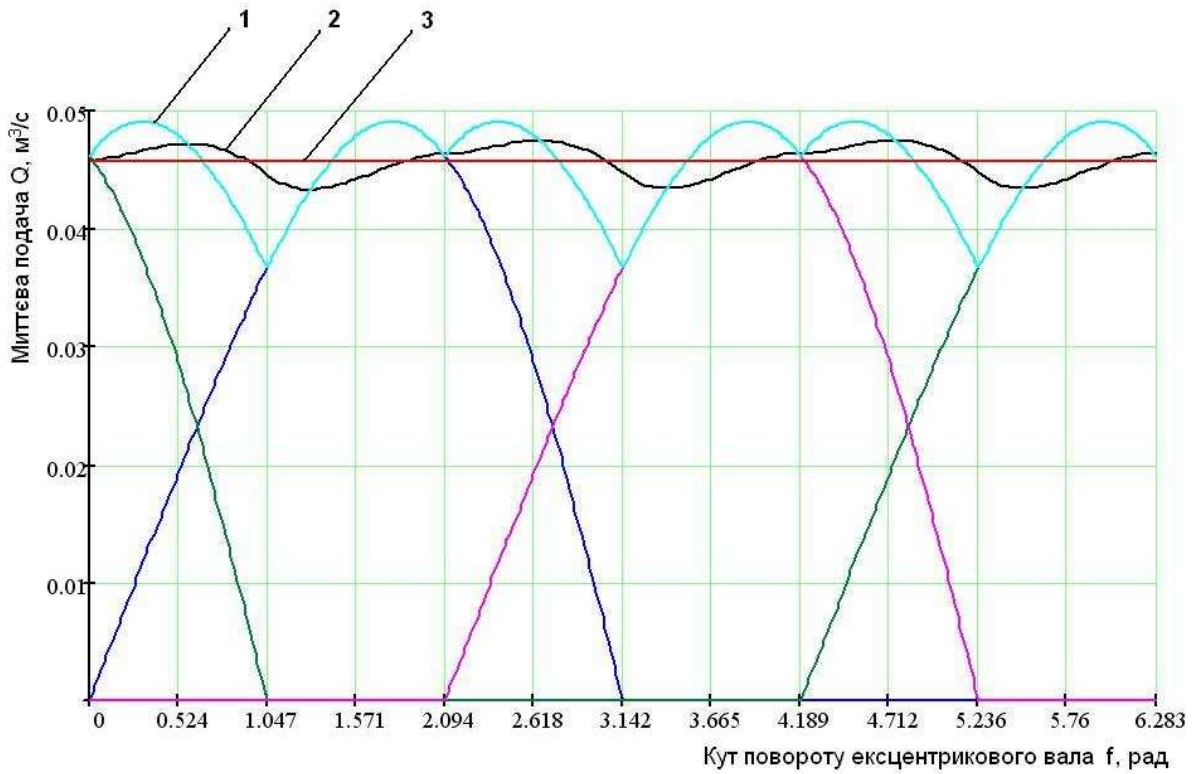
У складеному алгоритмі розрахунків в програмі «Mathcad» коефіцієнт нерівномірності подачі визначається за максимальною подачею з врахуванням пневмокомпенсатора.

Аналізуючи результати досліджень, встановлено чинники, які впливають на коефіцієнт нерівномірності подачі. Це:

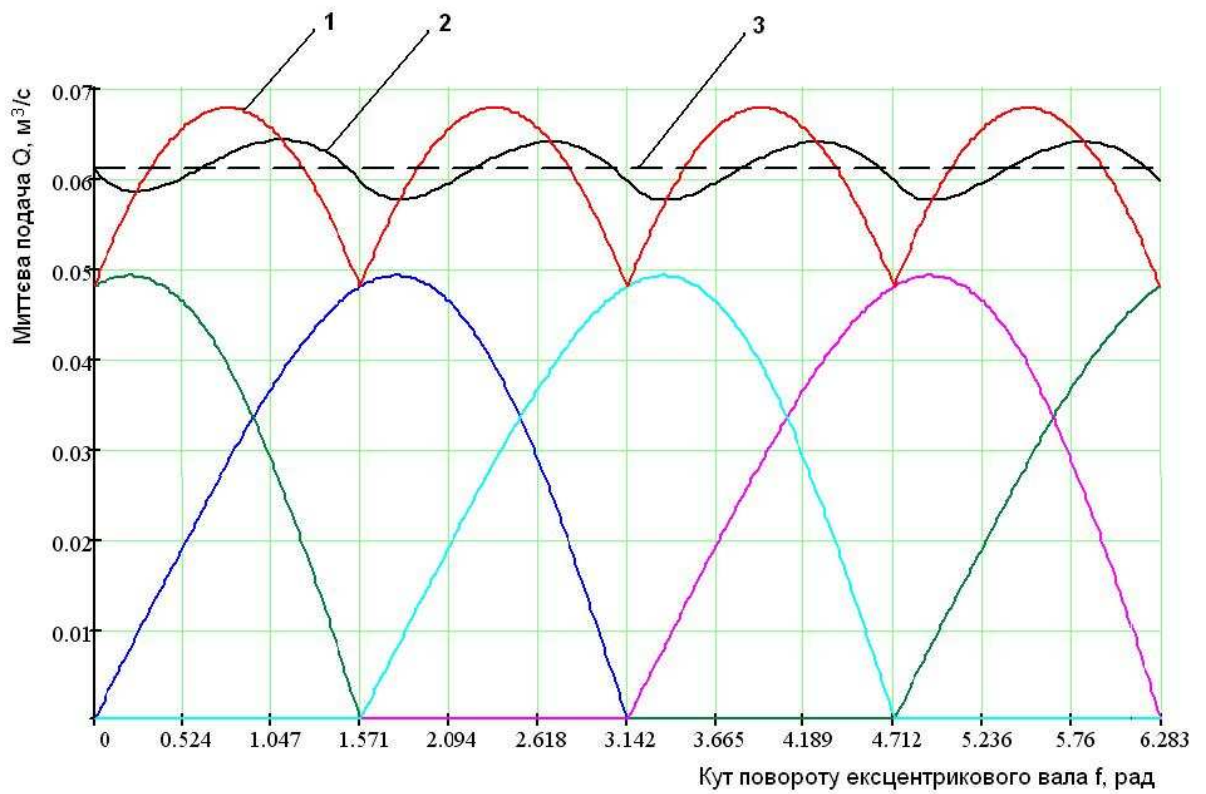
- кратність дії насоса [6];
- відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна;
- зміна подачі насоса (через зміну діаметрів циліндрових втулок);
- наявність і характеристика пневмокомпенсатора:
- газовий агент в пневмокомпенсаторі;
- початковий об'єм газової порожнини;
- початковий тиск газу в пневмокомпенсаторі;
- коефіцієнт подачі насоса (через несвоєчасне відкриття і закриття вхідних і вихідних клапанів).

Для порівняння розглянемо вплив зміни відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна ( $r/l$ ) на коефіцієнт нерівномірності подачі  $K$  одночасно для трипоршневого та чотирипоршневого бурових насосів (рис. 3).

Отже, зі збільшенням співвідношення  $r/l$  коефіцієнт нерівномірності подачі зростає, тому доцільно використовувати насоси з якомога меншим відношенням  $r/l$ .



а)



б)

а) трипоршневий насос; б) чотирпоршневий насос;  
 1 – без врахування дії компенсатора; 2 – із врахуванням дії компенсатора; 3 – середня подача

**Рисунок 2 – Залежності теоретичної миттєвої подачі насосів від кута повороту ексцентрикового вала**

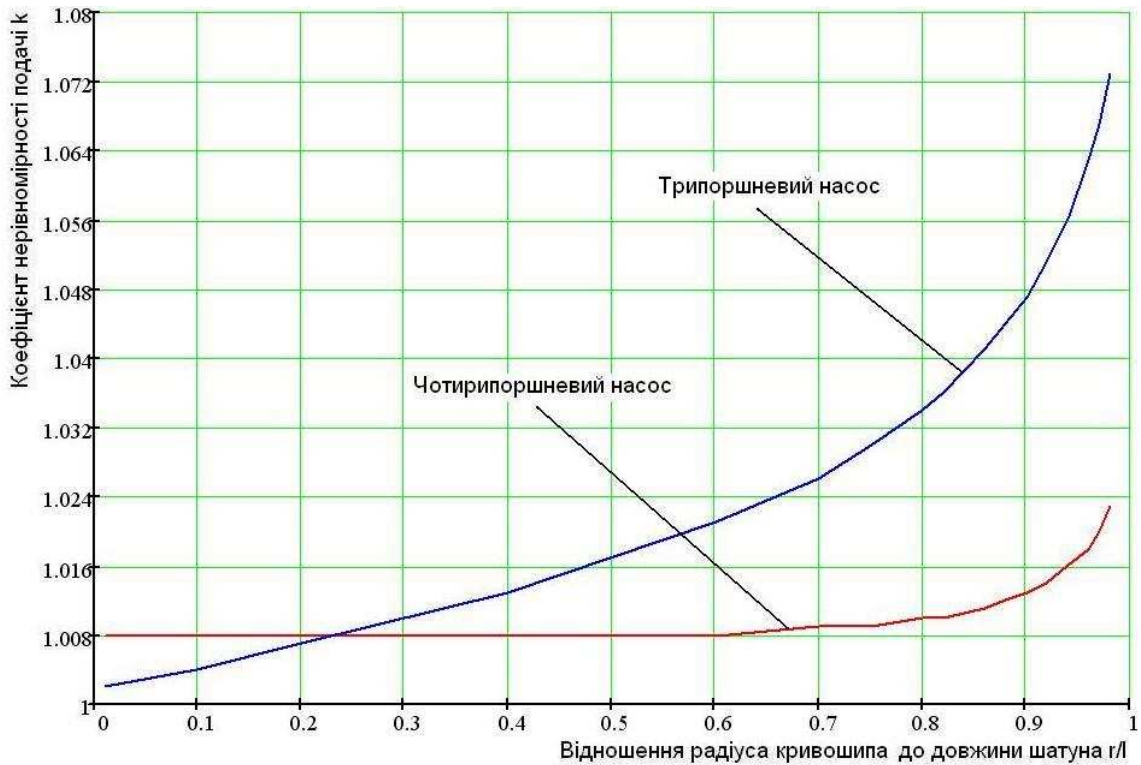


Рисунок 3 – Залежності коефіцієнта нерівномірності подачі від зміни відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна

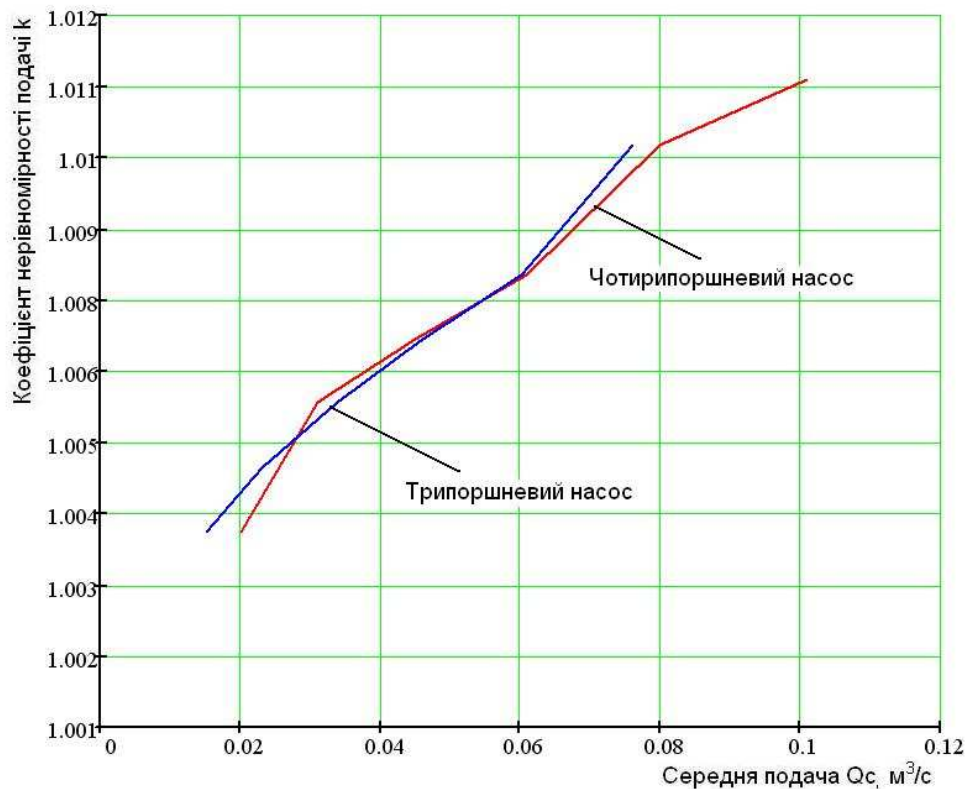
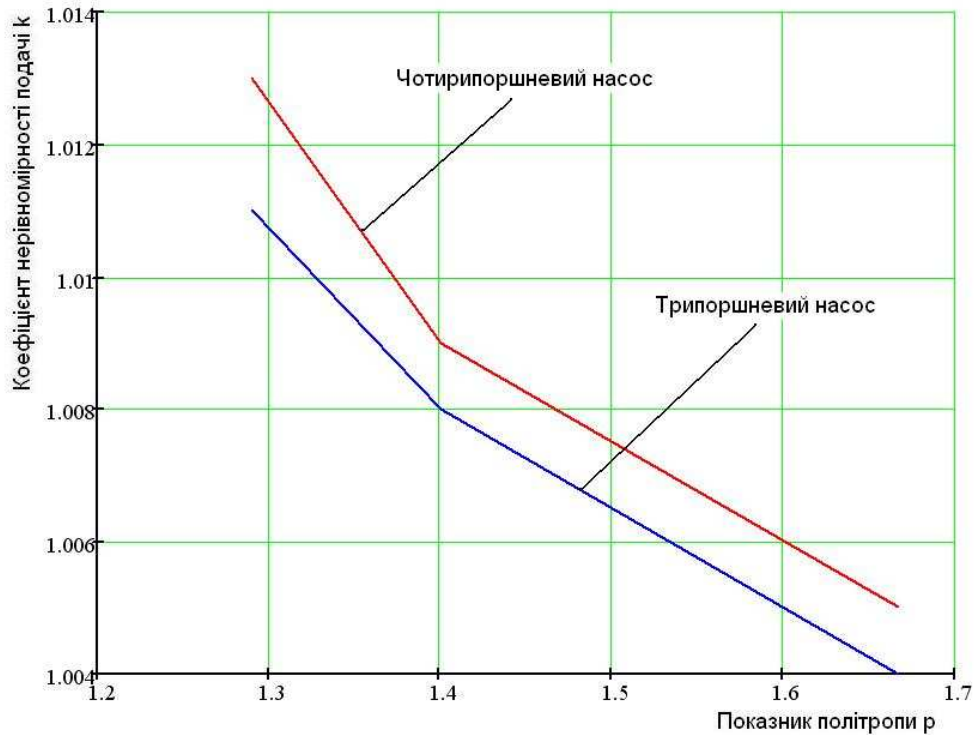


Рисунок 4 – Залежності коефіцієнта нерівномірності подачі від зміни подачі насосів (через зміну діаметрів циліндрових втулок)

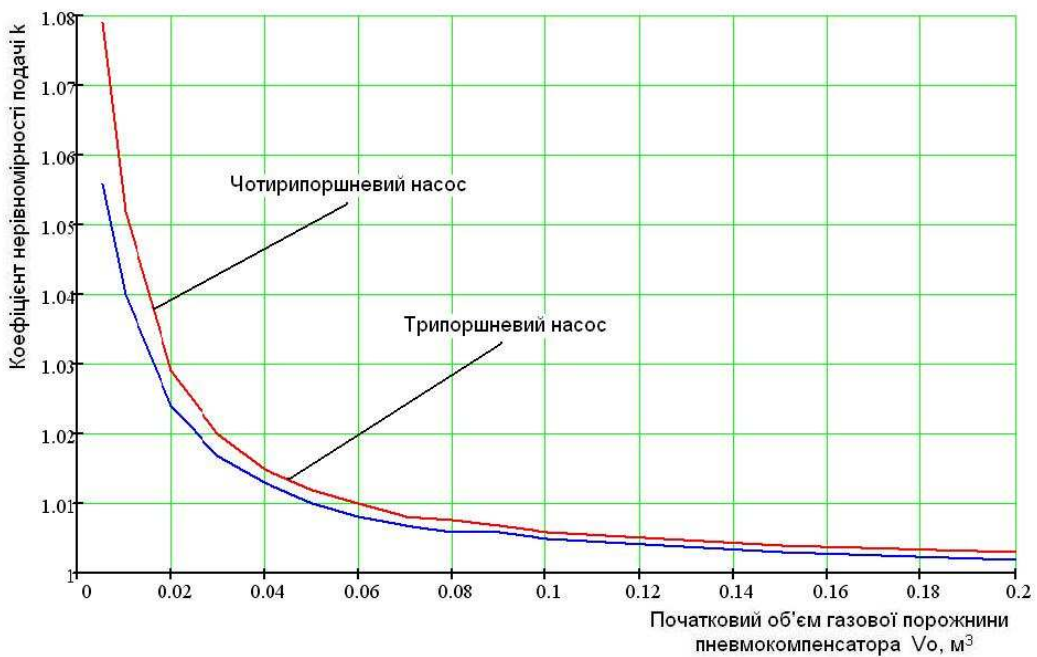
За малих значень  $r/l$  коефіцієнт нерівномірності подачі трипоршневого насоса менший, ніж чотирипоршневого, а при високих – більший.

Вплив зміни подачі насоса (через зміну діаметрів циліндрових втулок) на коефіцієнт нерівномірності подачі для трипоршневого та чотирипоршневого бурових насосів зображено на рис. 4.





**Рисунок 5 – Залежності коефіцієнта нерівномірності подачі від зміни показника політропи стисненого газу в пневмокомпенсаторі**



**Рисунок 6 – Залежності коефіцієнта нерівномірності подачі від зміни початкового об'єму газової порожнини пневмокомпенсатора**

Отже, коефіцієнт нерівномірності подачі при низьких подачах і високих тисках (малих діаметрах поршня) нижчий, ніж при високих подачах і низьких тисках (великих діаметрах поршня).

Вплив зміни газового агента в пневмокомпенсаторі на коефіцієнт нерівномірності подачі, як вказано на рис. 5, пояснюється використанням газів з різною кількістю атомів, які змінюють показник політропи цих газів.

Отже, відповідно до молекулярно-кінетичної теорії показник політропи становить:

для одноатомних газів – 1,667;

для двоатомних газів – 1,4;

для багатоатомних газів – 1,29.

З графіків видно, що для забезпечення кращої рівномірності подачі необхідно використовувати газові агенти в пневмокомпенсаторі з меншою кількістю атомів.

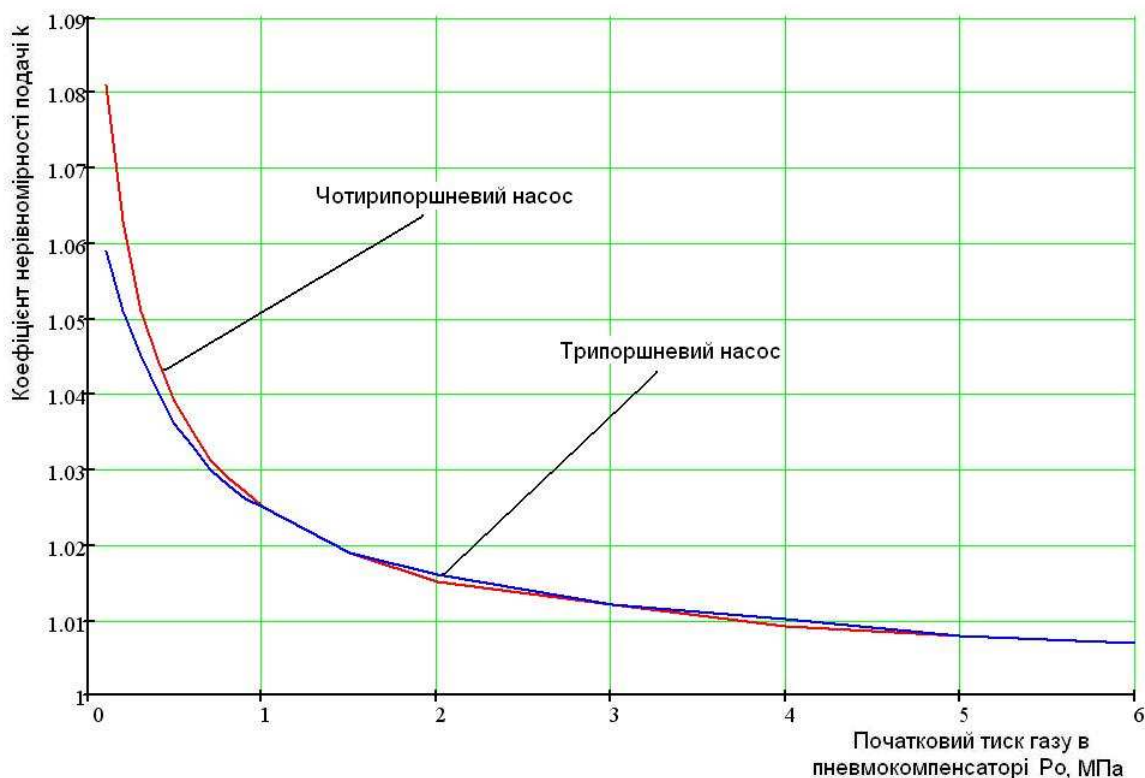


Рисунок 7 – Залежності коефіцієнта нерівномірності подачі від зміни початкового тиску газу в пневмокомпенсаторі

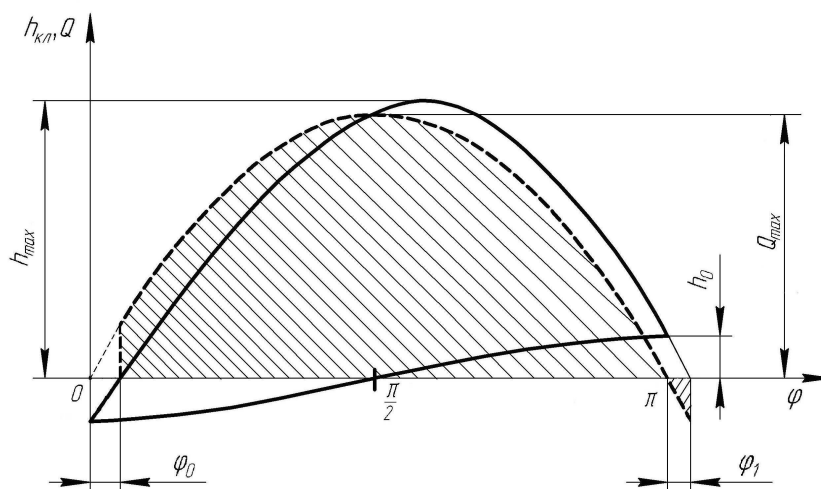


Рисунок 8 – Залежність подачі насоса від кутів запізнення відкриття і закриття клапанів

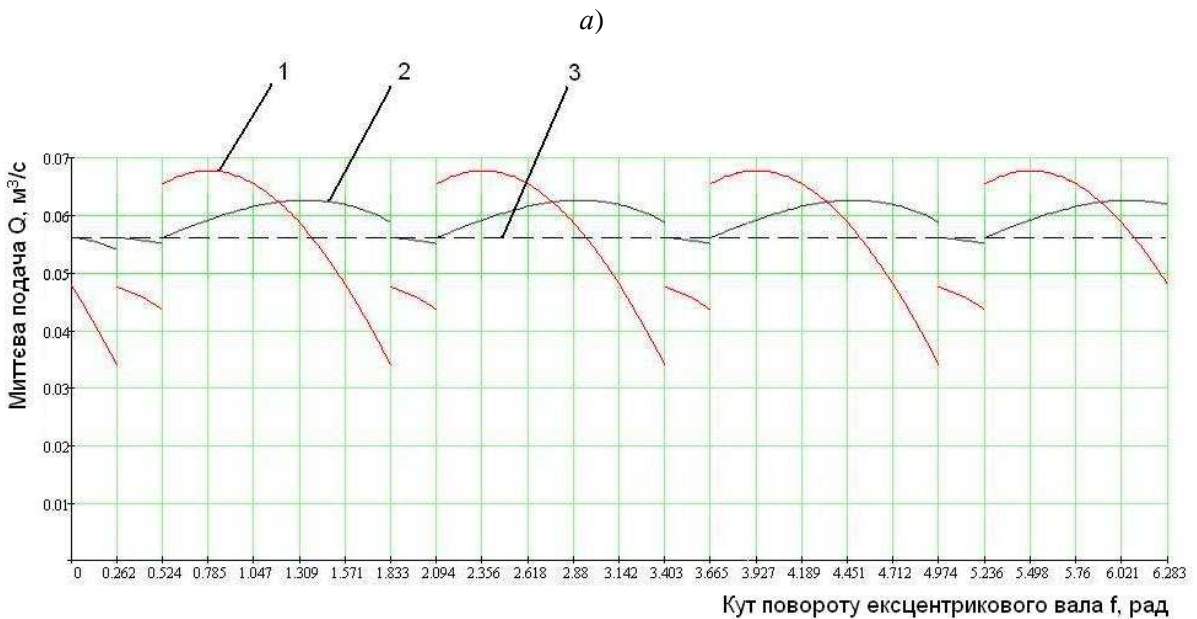
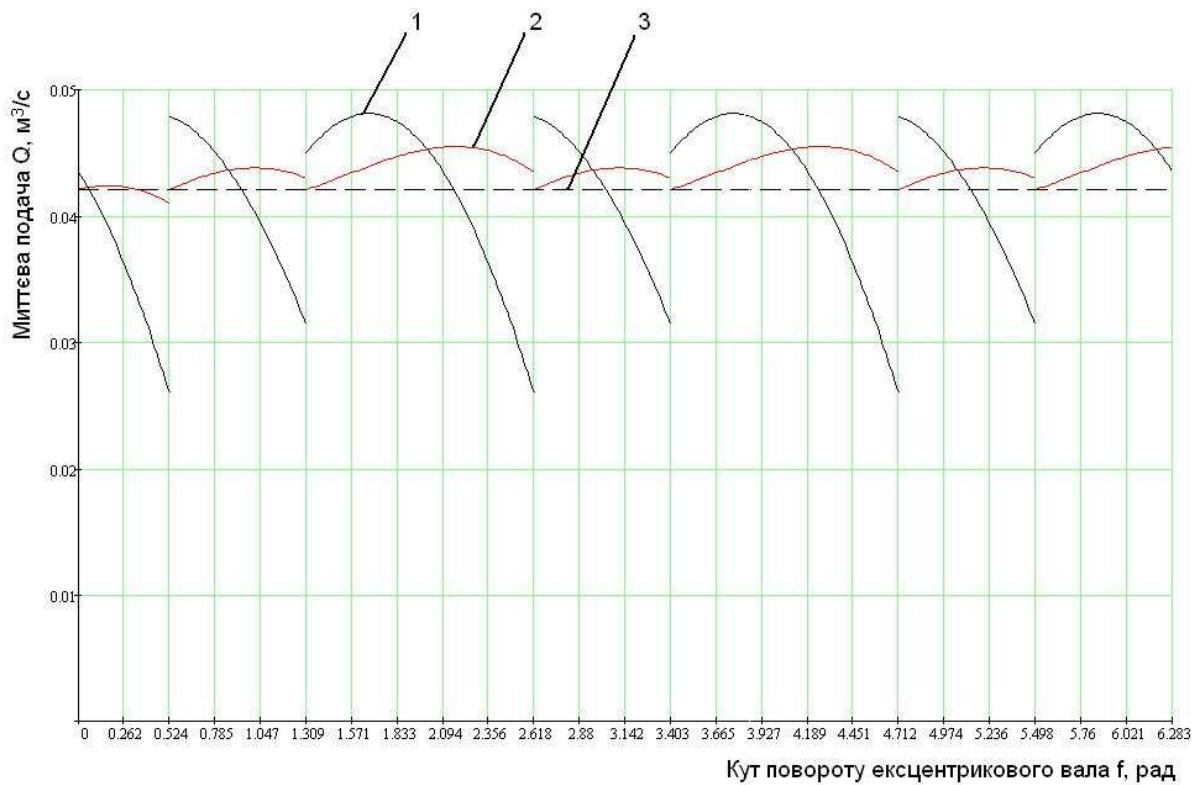
Вплив зміни початкового об'єму газової порожнини пневмокомпенсатора на коефіцієнт нерівномірності подачі показано на рис. 6, а вплив зміни початкового тиску газу в пневмокомпенсаторі – на рис. 7.

Отже, коефіцієнт нерівномірності подачі при незначному збільшенні початкового об'єму газової порожнини пневмокомпенсатора (початкового тиску газу в пневмокомпенсаторі) різко зменшується, але до певної межі. Подальше збільшення цього об'єму (тиску) дає несуттєву зміну коефіцієнта нерівномірності подачі. Тому доцільно збільшувати цей об'єм (тиск) лише до певної межі.

Для дослідження впливу коефіцієнта подачі насоса на нерівномірність подачі необхідно

з'ясувати вплив несвоєчасного відкриття і закриття вхідних і вихідних клапанів (рис. 8).

З рис. 8 видно, що подача залишається рівною нулю до початку відкриття вихідного клапана, після чого змінюється стрибкоподібно. Кут повороту кривошипа при цьому буде  $\varphi_0$  – кут запізнення відкриття клапана. Наприкінці процесу нагнітання тарілка клапана не встигає "сісти" на сідло, і при цьому втрачається частина рідин, що перекачується. Кут повороту кривошипа при цьому буде  $\varphi_1$  – кут запізнення закриття клапана ( $h_0$  – висота зависання тарілки клапана). Внаслідок втрат рідини середня подача насоса знижується пропорційно до втрат, які, у свою чергу, залежать від кутів запізнення. Максимальна подача залишається без змін. Як



а)

б)

а) трипоршневий насос; б) чотирпоршневий насос;

1 – без врахування дії компенсатора; 2 – з врахуванням дії компенсатора; 3 – середня подача

**Рисунок 9 – Залежності миттєвої подачі насосів від кута повороту ексцентрикового вала за коефіцієнта подачі  $\alpha < 1$**

відомо, коефіцієнт нерівномірності подачі  $K = Q_{\max} / Q_{\text{сер}}$ , тому при зменшенні середньої подачі за незмінної максимальної подачі коефіцієнт нерівномірності подачі збільшується.

Залежність миттєвої подачі насоса від кута повороту ексцентрикового вала за коефіцієнта подачі  $\alpha < 1$  зображена на рис. 9. Коефіцієнтом подачі в цьому випадку враховувались тільки

несвоєчасні відкриття і закриття вхідних і вихідних клапанів.

Вплив кутів запізнення підйому і посадки тарілок клапанів на коефіцієнт нерівномірності подачі бачимо на рис. 10: збільшення цих кутів призводить до зменшення коефіцієнта подачі. Кут запізнення закриття тарілок клапанів в цьому випадку прийнятий удвічі меншим за кут запізнення відкриття.



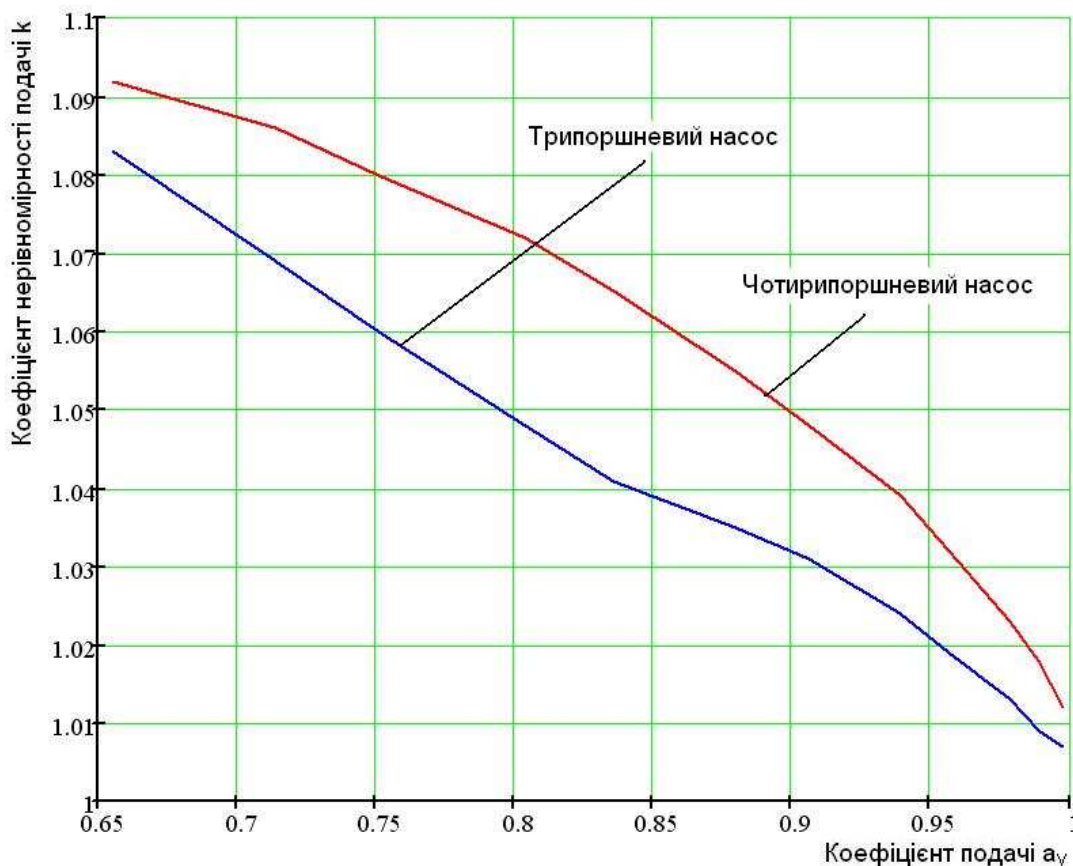


Рисунок 10 – Залежності коефіцієнта нерівномірності подачі від зміни коефіцієнта подачі насоса

З графіків видно, що із зменшенням коефіцієнта подачі насоса збільшується коефіцієнт нерівномірності подачі. Причому для чотирпоршневого насоса при зменшенні коефіцієнта подачі коефіцієнт нерівномірності подачі зростає спочатку різко, а потім повільно. Для трипоршневого насоса він спочатку залишається майже сталим, а потім зростає пропорційно коефіцієнту подачі.

Отже, коефіцієнт нерівномірності подачі залежно від коефіцієнта подачі трипоршневого насоса нижчий, ніж чотирпоршневого.

Аналізуючи графіки, отримані при дослідженнях коефіцієнта нерівномірності подачі, можна зробити висновок, що для забезпечення більшої рівномірності подачі насосів необхідно поліпшити характеристики пневмокомпенсатора або забезпечити коефіцієнт подачі насоса якомога ближчим до одиниці (шляхом зменшення кутів запізнення підйому і посадки тарілок клапанів).

До характеристик пневмокомпенсатора належать: наявний газовий агент у пневмокомпенсаторі, початковий об'єм газової порожнини, початковий тиск газу в пневмокомпенсаторі.

Оскільки початковий об'єм газової порожнини та початковий тиск газу в пневмокомпенсаторі доцільно збільшувати лише до певної межі, для впливу на коефіцієнт нерівномірності подачі та недопущення збільшення матеріаломісткості і габаритів пневмокомпенсатора не-

обхідно застосувати інший шлях зменшення коефіцієнта нерівномірності.

З рис. 5 видно, що для зменшення нерівномірності подачі необхідно використовувати газові агенти пневмокомпенсатора з меншою кількістю атомів. Оскільки в серійних пневмокомпенсаторах газовим агентом є повітря чи азот (тобто двоатомні гази), то раціональніше використати одноатомний газ з показником політропи більшим, ніж у двоатомних газів (наприклад, гелій, неон, аргон, криптон, ксенон). Але для конкретного вибору газів необхідно врахувати їх вартість, фізичні та хімічні характеристики, вплив на конструкційні матеріали пневмокомпенсатора.

За результатами проведених досліджень можна зробити такі висновки:

- нерівномірність подачі бурових насосів здебільшого залежить від відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна;

- для забезпечення більшої рівномірності подачі насосів необхідно поліпшити характеристики пневмокомпенсатора або забезпечити коефіцієнт подачі насоса якомога ближчим до одиниці (шляхом зменшення кутів запізнення підйому і посадки тарілок клапанів);

- для забезпечення меншої нерівномірності подачі необхідно використовувати газові агенти в пневмокомпенсаторі з меншою кількістю атомів.

Подальші дослідження полягають у пошуку шляхів збільшення коефіцієнта подачі насоса (шляхом зменшення кутів запізнення підйому і посадки тарілок клапанів) та виявлення впливу різних конструктивних схем кривошипно-шатунного механізму на нерівномірність подачі.

**Література**

1 Баграмов Р.А. Буровые машины и комплексы / Р.А. Баграмов. – М.: Недра, 1988. – 501 с.

2 [www.whitestarpump.com](http://www.whitestarpump.com).

3 Процюк В.Р. MathCAD: лабораторний практикум / В.Р. Процюк, В.М. Юрчишин, С.Ф. Кукурудз, Т.І. Присяжнюк. – Івано-Франківськ: Факел, 2001. – 63 с.

4 Николич А.С. Поршневые буровые насосы / А.С. Николич. – М.: Недра. 1973. – 224 с.

5 Горонович Л. Н. Современные буровые трехпоршневые насосы / Л. Н. Горонович, И. Д. Ливак // Обз. информация ВНИИОЭНГ. Сер. «Машины и нефтяное оборудование». – 1979. –17 с.

6 Концур І.Ф. Гідромашини і компресори: конспект лекцій / І.Ф. Концур, І.Д. Ливак. – Івано-Франківськ: Факел, 2004. – 133 с.

*Стаття надійшла до редакційної колегії  
09.02.12*

*Рекомендована до друку професором  
**Б.В. Конєєм***