

МЕХАНІЧНА ІНЖЕНЕРІЯ

УДК 622.242.6

DOI: 10.31471/1993-9965-2022-2(53)-17-22

УСУНЕННЯ ПУЛЬСАЦІЙ ПОДАЧІ ТА ТИСКУ РІДИНИ ПІД ЧАС РОБОТИ ПОРШНЕВИХ НАСОСІВ

М. М. Лях, Р. О. Дейнега, Ю. Р. Мосора, В. В. Михайлюк, М. М. Пітула

ІФНТУНГ; 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. +380506443918,
e-mail: m.m.lyakh@gmail.com

Широке використання у нафтогазовій галузі поршневих насосів зумовлює необхідність їх періодичної модернізації з метою покращення характеристик та усунення недоліків. Одним із недоліків насосів об'ємної дії, зокрема бурових поршневих насосів, є пульсація тиску та подачі рідини. Це негативно впливає на всю високонапірну лінію насосно-циркуляційної системи, в тому числі і на свердловинне обладнання (бурильні труби, вибійні двигуни, породоруйнівний інструмент тощо), а також на стінки необсадженої свердловини. Проаналізувавши графіки миттєвих подач насосів різних типів, встановлено, що найменший коефіцієнт (1,047) нерівномірності подачі спостерігається у насоса трикратної дії (трипоршневого бурового насоса односторонньої дії). Проте, сьогодні ще застосовуються двопоршневі насоси двосторонньої дії, у яких коефіцієнт нерівномірності подачі складає 1,1. Щоб усунути пульсацію тиску та подачі зазвичай застосовують пневмокомпенсатори. Але, навіть при використанні пневмокомпенсаторів, все ще спостерігається пульсація подачі та тиску рідини. Щоб усунути це явище, у статті пропонується схема поршневого насоса, у якій використовується модифікована зубчаста рейкова передача та додаткова циліндро-поршнева пара. Особливістю привода додаткового поршня є приведення його в дію за допомогою кулачка, що має спеціальний профіль. Провівши теоретичні дослідження та порівнявши отримані графіки миттєвих подач модернізованого та існуючого насосів (двопоршневих двосторонньої дії), встановлено, що у модернізованого насоса пульсація подачі та тиску відсутні. Також наведено принципову схему модернізованого поршневого бурового насоса двосторонньої дії, яка може бути основою для проектування пропонованого привода насоса.

Ключові слова: поршневий насос, циліндро-поршнева пара, кулачок, подача, пульсація, тиск, шестірня, рейка, пневмокомпенсатор.

The widespread use of reciprocating pumps in the oil and gas industry requires periodic upgrades to improve their performance and eliminate their shortcomings. One of the disadvantages of positive displacement pumps, especially drilling piston pumps, is the pulsation of fluid pressure and flow. This has a negative impact on the entire high-pressure line of the pumping and circulating system, including downhole equipment (drill pipes, downhole motors, rock-destroying tools, etc.), as well as the walls of the uncased well. After analyzing the graphs of instantaneous flow rates of different types of pumps, it was found that the lowest coefficient (1.047) of uneven flow rate is observed for a triple-acting pump (three-piston single-stroke drilling pump). However, double-acting two-piston pumps with a flow coefficient of 1.1 are still in use today. Pneumatic compensators are usually used to eliminate pressure and flow pulsations. However, even with pneumatic compensators, fluid flow and pressure pulsations are still observed. To eliminate this phenomenon, the article proposes a piston pump scheme that uses a modified rack-and-pinion transmission and an additional cylinder-piston pair. The peculiarity of the additional piston drive is that it is driven by a cam with a special profile. After theoretical studies and comparison of the obtained instantaneous flow curves of the modernized and the existing (two-piston double-acting) pumps, it was found that the modernized pump has no flow and pressure pulsation. A schematic diagram of the modernized double-acting piston drilling pump is also presented, which can serve as a basis for the design of the proposed pump drive.

Key words: piston pump, cylinder-piston pair, cam, flow, pulsation, pressure, gear, rail, pneumatic compensator.

Вступ

У світовій практиці під час спорудження нафтових і газових свердловин зазвичай застосовують двопоршневі бурові насоси двосторонньої дії та трипоршневі односторонньої дії. Виходячи з призначення та умов експлуатації, до них висувається одна з основних вимог – рівномірність швидкості промивальної рідини на виході з насоса для усунення пульсацій тиску і подачі та інерційних навантажень [1]. Пульсація негативно впливає на всю високонапірну лінію насосно-циркуляційної системи, в тому числі і на свердловинне обладнання (бурильні труби, вибійні двигуни, породоруйнівний інструмент тощо), а також на стінки необсадженої свердловини. Щоб усунути таку пульсацію, зазвичай застосовують пневмокомпенсатори. До характеристик пневмокомпенсатора належать: наявний газовий агент, початковий об'єм газової порожнини та початковий тиск газу в ньому. Оскільки два останні показники доцільно підвищувати тільки до певної межі, щоб не допустити збільшення матеріаломісткості і габаритів пневмокомпенсатора, необхідно застосувати інший шлях зменшення коефіцієнта нерівномірності – заміну газових агентів на такі, що мають меншу кількість атомів. Оскільки в серійних пневмокомпенсаторах газовим агентом є повітря чи азот (тобто двоатомні гази), то раціональніше використати одноатомний газ із показником політропи більшим, ніж у двоатомних газів (наприклад, гелій, неон, аргон, криптон, ксенон). У кожному окремому випадку під час вибору необхідно враховувати вартість, фізичні та хімічні характеристики газу та його вплив на конструкційні матеріали пневмокомпенсатора [1].

Окрім застосування пневмокомпенсаторів, можливий і інший спосіб зменшення нерівномірності подачі насосом бурового розчину, який і розглядатиметься у цій статті.

Аналіз закордонних та вітчизняних досліджень і публікацій

Під час спорудження нафтових та газових свердловин застосовують поршневі насоси різноманітних конструкцій, у яких використовуються різні приводи. Найбільшого розповсюдження набули двопоршневі насоси двосторонньої дії та трипоршневі насоси односторонньої дії, принципові схеми яких наведені на рисунках 1 та 2 [2, 3].

Під час роботи поршневих насосів спостерігається пульсація подачі. Транспортування промивальної рідини із значною періодичною зміною швидкості руху спричиняє негативні

явища – з'являється вібрація складових частин високонапірної лінії та колони бурильних труб у споруджуваній свердловині. Циклічні зміни величин напружень у деталях бурового обладнання, що при цьому виникають, призводять до їх втомного руйнування. При нестабільному потоці промивальної рідини нерівномірно обертается ротор гідравлічного вибійного двигуна (турбобура або гвинтового двигуна) і, як наслідок, долото на вибої свердловини. У свердловині коливання тиску промивальної рідини зазвичай затухають, але вони можуть чинити негативну дію на її стінки – втомне руйнування компонентів порід, утворення тріщин та обвалювання нестійких ділянок порід, різке поглинання промивальної рідини у пористі породи з низьким пластовим тиском тощо [2, 3].

Щоб зменшити негативний вплив пульсації подачі при експлуатації поршневих насосів, використовують компенсатори. На рисунку 2 наведено їх принципові схеми деяких пневмокомпенсаторів.

Проте, застосуванням компенсаторів також не вдається повністю усунути пульсацію подачі та тиску промивальної рідини. Як правило, у діафрагмові компенсатори закачується газ під певним тиском з врахуванням робочого тиску рідини, яка подається насосом. Але під час подачі рідини тиск може відрізнятись від робочого, що призводить до значного збільшення пульсації.

Мета роботи та обґрунтування необхідності її виконання

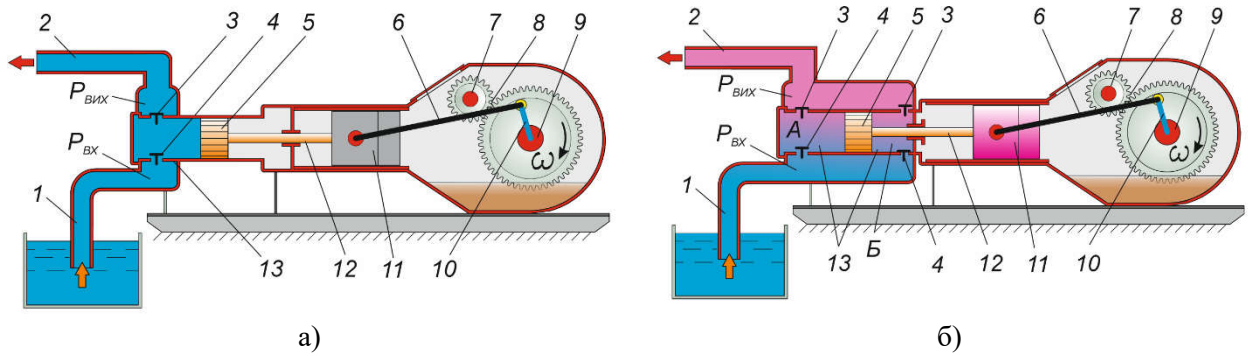
Метою роботи є мінімізація пульсацій тиску та подачі рідини при роботі поршневих насосів шляхом вдосконалення їх приводної частини.

Для досягнення мети необхідно вирішити наступні завдання:

- проаналізувати графіки миттєвих подач існуючих поршневих насосів різних типів;
- проаналізувати конструктивну схему та принцип дії пропонованого насоса зі зниженою пульсацією подачі та тиску;
- порівняти графіки миттєвих подач пропонованого та існуючого поршневих насосів.

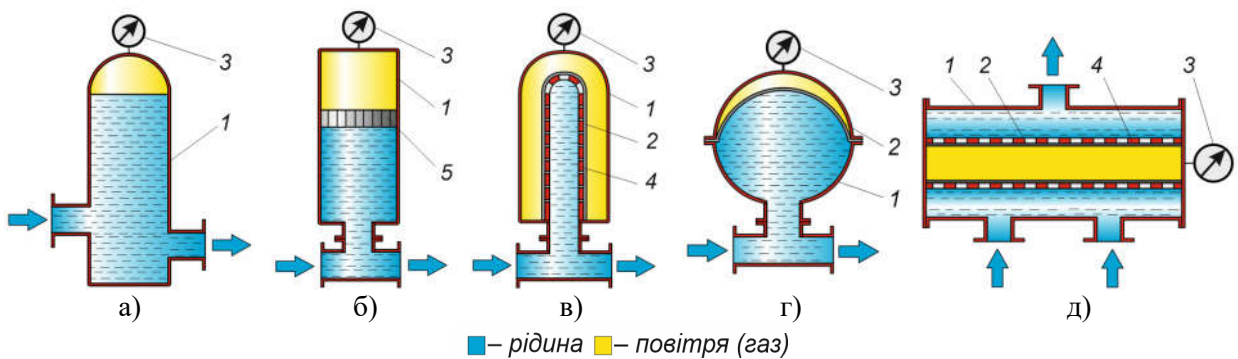
Викладення основного матеріалу

Графіки миттєвих подач насосів різних типів [2, 3]. Кінематика кривошипно-шатунного механізму поршневого насоса така, що швидкість руху поршня є змінною за величиною та напрямком і змінюється за синусоїдальним законом залежно від кута повороту кривошипа.



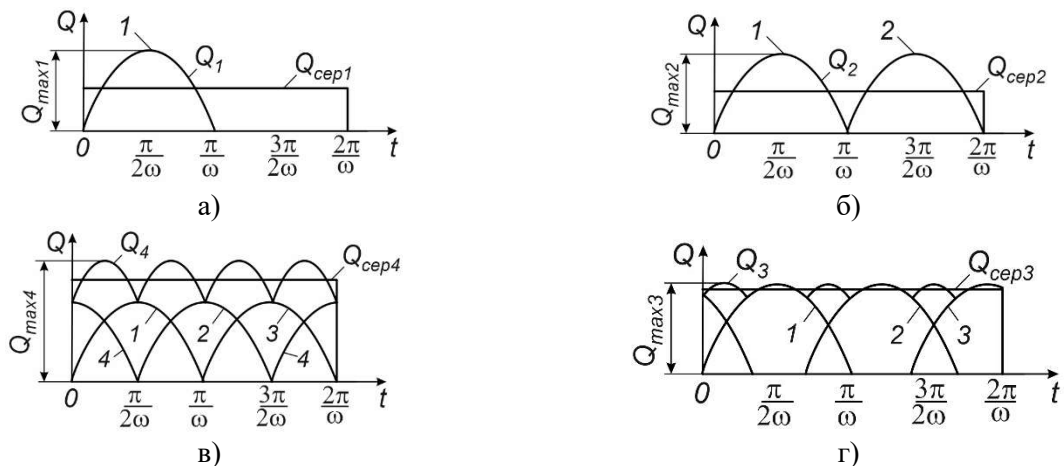
а) однопоршневий односторонньої дії; б) однопоршневий двосторонньої дії;
 1 – вхідний трубопровід; 2 – вихідний трубопровід; 3 – вихідний клапан; 4 – вхідний клапан;
 5 – поршень; 6 – шатун; 7 – трансмісійний вал; 8 – зубчаста передача; 9 – корінний вал;
 10 – кривошип; 11 – крестковф; 12 – шток; 13 – робоча камера

Рисунок 1 – Схеми поршневих насосів



а – проточний; б – поршневий; в – діафрагмовий (балонний);
 г – діафрагмовий; д – діафрагмовий (балонний) протічний;
 1 – корпус; 2 – діафрагма (гумовий рукав); 3 – манометр; 4 – перфорована труба; 5 – поршень

Рисунок 2 – Схеми компенсаторів об'ємних насосів



а – однократної дії; б – двократної дії; в – чотирикратної дії;
 г – трикратної дії; 1,2,3,4 – подачі відповідної робочої камери

Рисунок 3 – Теоретичні графіки миттєвих подач насосів

Теоретичні графіки миттєвих подач насосів різних типів зображені на рисунку 3.

Площа на кожному з графіків обмежена під лінією миттєвої подачі і відповідає в деякому масштабі дійсній теоретичній подачі, а ви-

сота прямокутника, рівновеликого вказаній площі, що має довжину $\frac{2 \cdot \pi}{\omega}$, – середній теоретичній подачі.

Ω – кутова швидкість.

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

$$K = \frac{Q_{max}}{Q_{ср}}$$

Для насоса однократної дії $K_1 = 3,14$.

Для насоса двократної дії $K_2 = 1,57$.

Для насоса чотирикратної дії $K_4 = 1,1$.

Для насоса трикратної дії $K_3 = 1,047$ [2].

Аналізуючи графіки миттєвих подач насосів різних типів і значення їх коефіцієнтів нерівномірності подачі, можна зробити наступні висновки:

– підвищення кратності дії насосів не завжди веде до підвищення рівномірності їх подачі;

– насоси 3, 5 – кратної дії мають меншу нерівномірність подачі, ніж насоси 4, 6 – кратної дії.

Щоб усунути пульсації подачі промивальної рідини в буровому насосі, пропонується модернізувати його приводну частину [4, 5].

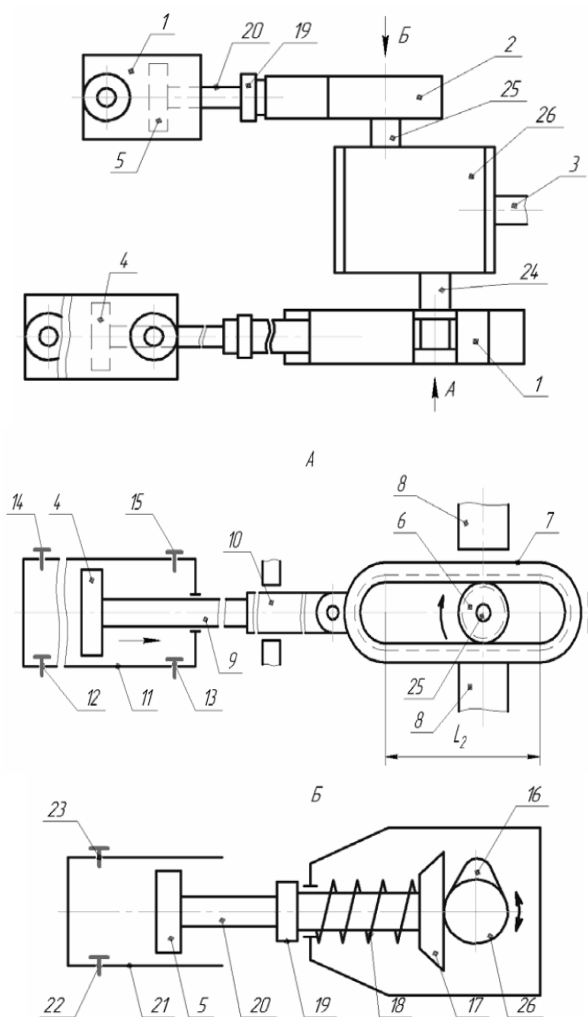
На рисунку 4 зображена конструктивна схема поршневого насоса з приводом. Поршневий насос містить кінематично з'єднані між собою два перетворювачі 1 і 2 оберտального руху приводного вала 3 у зворотно-поступальний рух поршнів 4 і 5.

Перетворювач 1 виконаний у вигляді зубчастого передавального механізму, що складається із шестірні 6, що входить у зачеплення із зубчастою рейкою 7, виконаною у вигляді спряжених прямолінійних і криволінійних ділянок, причому радіус криволінійних ділянок перевищує радіус шестірні 6. З обох сторін від зубчастої рейки 7 встановлено фіксатори 8 з можливістю почергової взаємодії з її зовнішніми прямолінійними ділянками.

Поршень 4 з'єднаний за допомогою штоку 9 і штовхача 10 із зубчастою рейкою 7 і переміщується в циліндрі 11, в якому встановлені відповідно вхідні 12, 13 і вихідні клапани 14, 15.

Перетворювач 2 виконаний у вигляді кулачкового механізму, що містить ексцентрик 16, який діє на штовхач 17, підпружинений пружиною 18 і з'єднаний з регулятором 19 та через шток 20 з поршнем 5, що переміщується у циліндрі 21 з вхідним 22 і вихідним 23 клапанами.

Приводні вали 24 і 25, з'єднанні з шестірнею 6 і ексцентриком 16, відповідно обертаються від вала 3 через редуктор 26.



- 1, 2 – перетворювачі; 3 – приводний вал;
- 4, 5 – поршень; 6 – шестерня; 7 – зубчаста рейка; 8 – фіксатор; 9 – шток; 10 – штовхач;
- 11 – циліндр; 12, 13 – вхідний клапан;
- 14, 15 – вихідний клапан; 16 – ексцентрик;
- 17 – штовхач; 18 – пружина; 19 – регулятор;
- 20 – шток; 21 – поршень; 22 – циліндр;
- 23 – вхідний клапан; 24 – вихідний клапан;
- 25, 26 – приводний вал; 27 – редуктор

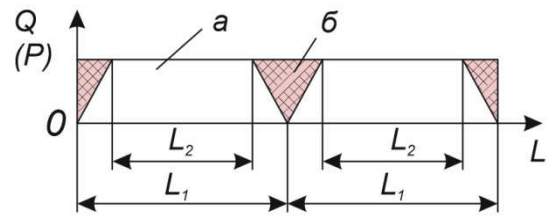
Рисунок 4 – Конструктивна схема поршневого насоса з приводом зі зниженою пульсацією подачі та тиску

Поршневий насос працює так. Від редуктора 26 обертається вал 24 з шестірнею 6, яка обертається з постійною частотою, знаходячись в зачепленні із зубцями, виконаними на внутрішній поверхні рейки 7, і приводить у зворотно-поступальний рух штовхач 10, шток 9 і поршень 4. За рахунок переміщення прямолінійних ділянок зубчастої замкненої рейки 7 по шестірні 6 здійснюється рівномірний рух поршня 4 і, відповідно, рівномірна подача рідини. При підході зубчастої рейки 7 до крайнього положення лінійна швидкість переміщення поршня 4 знижується до нуля, після чого знову зростає

до максимального значення, яке відповідає рівномірному руху, коли шестірня 6 знаходиться в зачепленні з прямолінійною ділянкою L_2 . Щоб вирівняти зниження подачі при підході до крайнього положення зубчастої замкнутої рейки 7, приводиться у рух поршень 5 через шток 20 і штовхач 17 за допомогою ексцентрика 16, що знаходиться на валу 25. Останній обертається синхронно з валом 24, причому профіль ексцентрика 16 виконано з урахуванням зниження швидкості у крайньому положенні зубчастої замкнутої рейки 7, тобто збільшення подачі рідини поршнем 5 повинно відповідати зниженню подачі рідини поршнем 4. Пружина 18 повертає штовхач 17 разом зі штоком 20 і поршнем 5 у вихідне положення. При цьому здійснюється всмоктування рідини.

Графік подачі пропонованого поршневого насоса зі зниженою пульсацією наведено на рисунку 5.

Завдяки конструктивному виконанню кінематики привода поршнів (плунжерів) насосів можна досягнути максимального ефекту роботи (плунжерних) насосів.



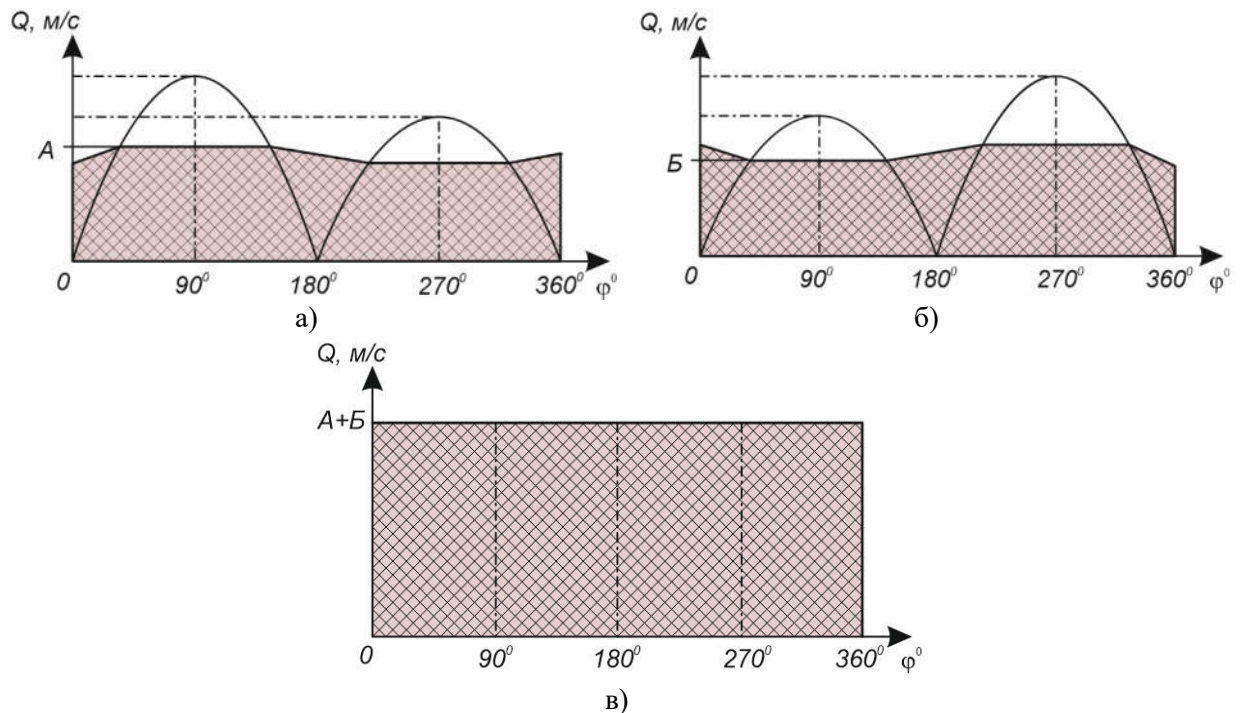
а – подача рідини поршнем, з'єднаним із зубчастою рейкою;

б – подача рідини поршнем, з'єднаним з ексцентриком кулачкового механізму

Рисунок 5 – Графік подачі насоса зі зниженою пульсацією

На рисунку 6 наведено порівняння подачі модернізованого та існуючого насосів (двопоршневих двосторонньої дії). В модернізованому насосі при синхронному русі двох поршнів і зміщення їх між собою на 180° подача рідини буде практично рівномірною.

На рисунку 7 зображено принципову схему модернізованого поршневого бурового насоса двосторонньої дії. Ця схема може бути основою для проектування конструкції модернізованого насоса.



а – подача циліндро-поршневою парою двосторонньої дії;

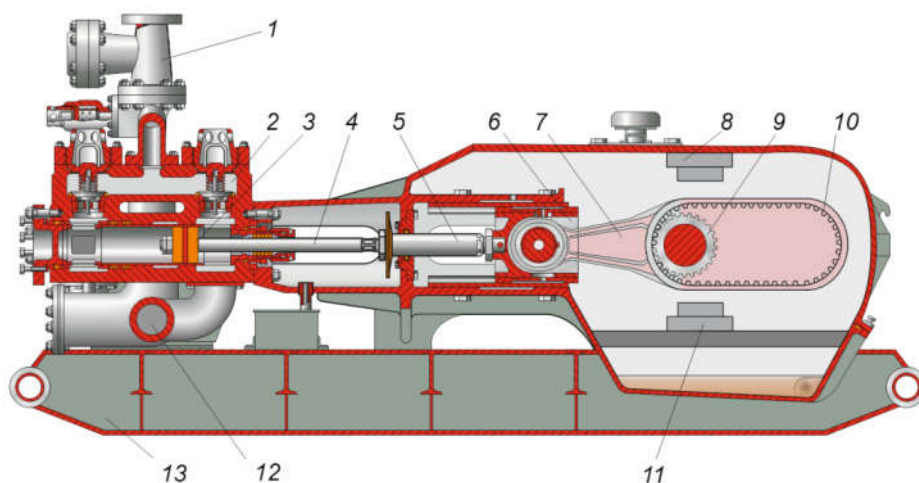
б – подача циліндро-поршневою парою двосторонньої дії, зміщеної на 180° відносно рисунка *а*;

в – сумарна подача модернізованого двопоршневого насоса двосторонньої дії.

Заштриховано – подача пропонованого насоса.

*для пропонованого насоса кут повороту кривошипа φ приймаємо умовно

Рисунок 6 – Графіки подач пропонованого та існуючого бурових насосів (двопоршневих двосторонньої дії)



1 – вихідний патрубок; 2 – гідравлічна частина; 3 – поршень; 4 – шток; 5 – контршток;
6 – крейцкопф; 7 – шатун; 8, 11 – фіксатор; 9 – шестірня; 10 – зубчаста рейка;
12 – вихідний патрубок; 13 – рама

Рисунок 7 – Модернізований поршневий буровий насос з рівномірною подачею

В подальших дослідженнях планується спроектувати приводну частину конструкції удосконаленого бурового насоса й провести її розрахунки та імітаційні дослідження.

Висновки

Проаналізувавши графіки миттєвих подач поршневих насосів різних типів, встановлено, що найбільш рівномірна подача спостерігається у бурового трипоршневого насоса односторонньої дії. Проте, оскільки широко застосовуються двопоршневі насоси двосторонньої дії, в яких пульсація значно вища порівняно із трипоршневими насосами односторонньої дії, то основна увага у статті приділяється цим насосам.

Проаналізувавши конструктивну схему та принцип дії пропонованого насоса, встановлено, що він забезпечить рівномірну подачу та тиск рідини у всьому діапазоні робочих параметрів порівняно із існуючим насосом, у якому застосовується пневмокомпенсатор.

Порівнявши графіки миттєвих подач пропонованого насоса із зниженою пульсацією подачі і тиску та існуючого поршневого насоса, встановлено, що у пропонованого насоса повністю відсутні пульсація тиску та подачі.

Література

1. Лівак І. Д., Концур І.Ф., Михайлюк В.В., Чичула М.Я., Яценко, Т.В. Дослідження нерівномірності подачі трипоршневих та чотирипоршневих бурових насосів односторонньої дії. *Науковий вісник Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу*. 2012. № 1. С. 60-69.

2. Концур І.Ф., Лівак І.Д. Гідромашини і компресори: Конспект лекцій. Івано-Франківськ: Факел, 2004. 133с.

3. Михайлюк В.В., Концур І.Ф., Дейнега Р.О. Гідромашини: атлас схем та конструкцій. Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2015. 30 с.

4. Івашенко В.Т., Лях М.М., Концур І.Ф. Аналіз досліджень подачі поршневих бурових насосів. *Прикарпатський вісник НТШ*. Число. 2015. №1(29). С. 151-163

5. А.С. №1714995 Поршневі насос з приводом / М.М. Лях, Ю.С. Сичов, І.В. Короп, Б.Д. Малько, В.М Шумада. 1988

References

1. Livak I. D., Kontsur I.F., Mykhailiuk V.V., Chychula M.Ia., Yatsenko, T.V. Doslidzhennia nerivnomirnosti podachi tryporshnevyykh ta chotyryporshnevyykh burovykh nasosiv odностorонnoi дії. *Naukovyi visnyk Ivano-Frankivskoho natsionalnogo tekhnichnogo universytetu nafty i hazu*. 2012. № 1. P. 60-69. [in Ukrainian]

2. Kontsur I.F., Livak I.D. Hidromashyny i kompresory. Konspekt lektzii. Ivano-Frankivsk: Fakel, 2004. 133 p. [in Ukrainian]

3. Mykhailiuk V.V., Kontsur I.F., Deineha R.O. Hidromashyny: atlas skhem ta konstruktssii. Ivano-Frankivsk: IFNTUNH, 2015. 30 p. [in Ukrainian]

4. Ivashchenko V.T., Liakh M.M., Kontsur I.F. Analiz doslidzhen podachi porshnevyykh burovykh nasosiv. *Prykarpatskyi visnyk NTSh. Chyslo*. 2015. No 1(29). P. 151-163. [in Ukrainian]

5. A.S. No 1714995 Porshnevi nasos z pryvodom / M.M. Liakh, Yu.S. Sychov, I.V. Korop, B.D. Malko, V.M Shumada. 1988 [in Ukrainian]