

Описується двоступеневий гідравлічний привід, що має два співвісно розташованих поршня, працюючих спільно на одне навантаження. Наведено математичну модель роботи приводу, з урахуванням вмісту газу, стисливості робочої рідини, нелінійності руху приводу. Для визначення можливості лінеаризації закону руху вихідної ланки, проведено аналіз характеристик приводу. Розроблено підхід до вирішення проблеми лінеаризації динамічних характеристик приводу

Ключові слова: гідропривід, пульсація, зусилля, нелінійність, дросель, закон, рух, модель, ущільнення, компенсація

Описывается двухступенчатый гидравлический привод, имеющий два соосно-расположенных поршня, работающих совместно на одну нагрузку. Приведена математическая модель работы привода, с учетом содержания газа, сжимаемости рабочей жидкости, нелинейности движения привода. Для определения возможности линеаризации закона движения выходного звена, проведен анализ характеристик привода. Разработан подход к решению проблемы линеаризации динамических характеристик привода

Ключевые слова: гидропривод, пульсация, усилие, нелинейность, дроссель, закон, движение, модель, уплотнение, компенсация

РОЗРОБКА МЕТОДУ КОМПЕНСАЦІЇ ВПЛИВУ ПУЛЬСАЦІЙ ТИСКУ НА РУХ БАГАТОСТУПЕНЕВОГО ГІДРОЦИЛІНДРА

В. П. Чуйко

Аспірант*

E-mail: chuikovsevolod@ukr.net

С. П. Кулініч

Кандидат технічних наук, доцент*

E-mail: serg_kul@list.ru

*Кафедра прикладної гідроаеромеханіки

Сумський державний університет

вул. Римського-Корсакова, 2,

м. Суми, Україна, 40007

1. Вступ

Процеси сучасного виробництва вимагають постійного підвищення якості та швидкості виконання технологічних операцій. До найвагоміших показників, що характеризують певне виробництво, можна віднести економічну, екологічну та складову охорони праці. На шляху успішної реалізації перелічених напрямків стоїть необхідність забезпечення автоматизації процесів та контроль над вимогами до їх виконання. Це в свою чергу створює позитивні зрушення з точки зору забезпечення якості та зменшення витрат на виробництві.

Гідравлічні системи широко застосовуються у процесах виробництва та обслуговування. Зменшення матеріальних витрат, з паралельним підвищенням надійності та ККД є одним з основних напрямів поліпшення характеристик гідравлічних систем. Поряд з цими проблемами існує необхідність забезпечення контрольованого рівня шуму та вібрації. Основними причинами цих явищ є нелінійна подача живлячого агрегату та гідродинамічні процеси [1]. В результаті некоректної роботи системи порушується технологія виконання процесів, не виконуються норми охорони праці. Поліпшення характеристик гідравлічних систем є актуальною метою.

З метою скорочення частки ручної праці та часу виконання операції технологічного ущільнення та розущільнення корпусних елементів, використовується гідравлічний домкрат. Таке обладнання застосовується і при обслуговуванні головного роз'єму насосу

головного циркуляційного насосу ГЦН. Виконання операції має наступну принципову послідовність: захват шпильки, що вкручена у корпус та її витягування, загвинчування або розгвинчування гайки. При забезпеченні розрахункових значень повздовжньої деформації шпильки, спільно з фіксованим моментом загвинчування гайки, можливе швидке та якісне виконання процесу зборки та розбирання елементів корпусу ГЦН.

Особливістю геометрії корпусу ГЦН є незначні відстані між місцями розташування отворів та шпильок відповідно. Для забезпечення необхідного зусилля при витягуванні всіх шпильок одночасно, у заданих радіальних умовах, використовується двоступеневий гідропривід. Він складається з двох гідроциліндрів, що розташовані на одній вісі та створюють спільне зусилля. Це зусилля спрямоване на повздовжнє витягування шпильки у зоні пружної деформації. Нелінійна зміна довжини шпильки веде до стомлення металу та відповідно зменшення циклів її використання. Результатом нерівномірної витяжки шпильок є нерівномірне зусилля притискання відповідних площин герметизації, що в свою чергу веде до цілого ряду негативних явищ та додаткових операцій. Поряд з цими проблемами існує необхідність забезпечення контрольованого рівня шуму та вібрації [2].

2. Аналіз літературних даних та постановка проблеми

Система, що розглядається, складається з одноплунжерного насосу та двоступеневого гідроприводу.

Нерівномірна подача одноплунжерного насосу пояснюється його конструкцією та описується виразом для миттєвої теоретичної подачі одноплунжерного насосу, м³/с:

$$Q_{\text{мит}} = \begin{cases} S_{\text{пл}} r \omega (1 - \cos \varphi) & \text{при } 0 \leq \varphi \leq 180^\circ, \\ 0 & \text{при } 180^\circ < \varphi \leq 360^\circ, \end{cases} \quad (1)$$

де $S_{\text{пл}}$ – площа плунжера, м²; r – радіус кривошипу, м; ω – кутова швидкість, рад/с; φ – кут повороту кривошипу, град.

Вираз (1) пояснює природу пульсацій подачі насосу. Таким чином, без застосування засобів гасіння, на виході з насосу присутня пульсація рідини [3].

Існує ряд запатентованих конструкцій, що використовують співвісне застосування гідроциліндрів для створення спільного зусилля. Відомі запатентовані конструктивні рішення здебільшого направлені на уніфікацію та спрощення конструкції пристрою. Згідно опису до патенту [4], існуюча конструкція має фіксовану кількість гідроциліндрів, при цьому характеристики та структура гідравлічної системи не обговорюються.

На шляху оптимізації якості виконуваної операції, гідравлічну систему було перетворено. Для цього у пристрої, ходи послідовно розташованих поршнів до відповідних упорів, виконані збільшеними у напрямку переміщення поршнів. При цьому, допускається нерівномірна витяжка кріпильного елемента. У такому випадку, шляхом маніпуляцій з додатковими упорами, окремо довантажуються окрема шпилька, що займає додатковий час та ускладнює процес загалом. Запобігання ситуації з нерівномірним навантаженням на шпильку, шляхом модернізації гідравлічної частини не запропоновано [5].

У ряді гідравлічних домкратів, що застосовуються для герметизації фланцевих роз'ємів, використовується одноступеневі гідравлічні циліндри, подібно до [6]. Загалом, такі пристрої призначені для роботи на відносно малих тисках та осьових зусиллях. Досягнути необхідного тиску в гідравлічній системі можливо лише за умови забезпечення характеристик міцності елементів. Таким чином, за умови неможливого збільшення кількості або радіальних розмірів силових гідравлічних циліндрів, подібні пристрої можуть використовуватись на обмеженому діапазоні тиску.

Цією пристрій забезпечує одночасні навантаження всіх шпильок роз'єму корпусу. Недоліками конструкції [7, 8] є те, що в разі збільшення необхідного осьового зусилля при існуючому максимальному робочому тиску в гідросистемі, необхідно збільшувати радіальні розміри виконавчих механізмів, що неможливо в умовах обмеженого простору між кріпильними елементами. При цьому, питання функціонування приводу під дією пульсацій, її вплив на характеристику приводу, характеристику властивостей шпильки та якісних показників виконуваної операції широко не проаналізовані у існуючих загальних ресурсах користування. Математичний опис роботи такого пристрою та його аналіз у літературі вказано не достатньо повно.

Нижче представлено схему, що відповідає вказаній у [9]. Вона має спільні риси для більшості відомих кон-

струкцій багатоступеневих гідроприводів із співвісним розташуванням циліндрів.

На рис. 1, а, б зображена конструкція виконуючого механізму. Рідина під тиском подається в камери нагнітання I та II, приводячи в рух поршні 4 та 6. При цьому шток 1, який жорстко з'єднаний зі шпилькою 2, рухається від площини ущільнення 3, виконуючи розтягування шпильки.

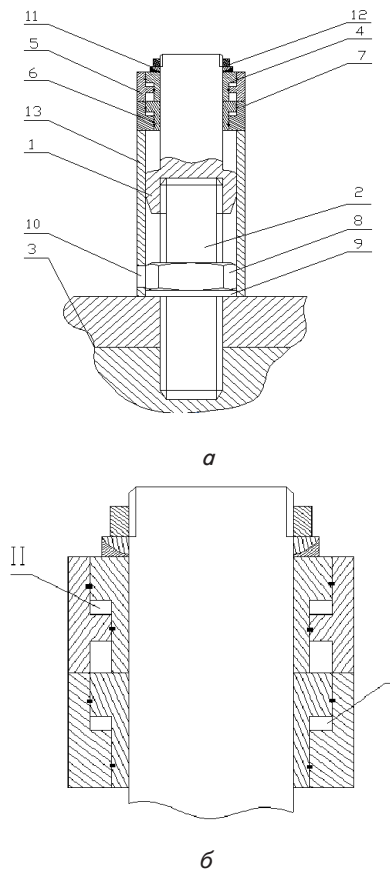


Рис. 1. Схема процесу ущільнення та принципу дії гідроциліндру: 1 – шток; 2 – шпилька; 3 – площина ущільнення; 4 – верхній поршень; 5 – верхній циліндр; 6 – нижній поршень; 7 – нижній циліндр; 8 – гайка; 9 – шайба; 10 – вікно доступу до гайки; 11 – сферична шайба; 12 – стопор; 13- опорна втулка; I – порожнина нижнього циліндру, II – порожнина верхнього циліндру; а – схема взаємного розташування виконуючого механізму та площини ущільнення, б – каскадне розташування силових гідроциліндрів виконуючого механізму

Для аналізу роботи приводу необхідно розробити математичну модель процесу, з урахуванням параметрів системи, що мають безпосередній вплив на нелінійність динамічних характеристик. Математична модель дозволить визначити можливі шляхи лінеаризації закону руху вихідної ланки.

3. Цілі та задачі дослідження

Важливою науково-технічною задачею є підвищення якісних характеристик системи шляхом удоско-

налення процесів, які забезпечують її роботу, та дослідження характеристик на базі математичної моделі робочого процесу.

Проведені дослідження ставлять за мету визначити особливості руху штоку гідроциліндра при витягуванні шпильки кріплення кришки головного циркуляційного насосу під час його монтажу та формування закону руху штоку, який забезпечує деформацію шпильки без виникнення додаткових динамічних напружень у матеріалі.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

- визначення закону руху штоку гідроциліндра з урахуванням пульсуючої подачі одноплунжерного насоса, стискальності рідини;
- встановлення залежності зміни площі дроселя на виході зі зливної порожнини гідроциліндра з метою компенсації пульсації тиску в його напірній порожнині;

Існує необхідність у розробці та аналізі математичної моделі двоступеневого гідравлічного приводу. Необхідно врахувати співвісне розташування двох гідроциліндрів, що працюють на одне зусилля. Також необхідно врахувати, що камери нагнітання з'єднані паралельно, подача одноплунжерного насоса – нелінійна. Функціонування досліджуваного приводу здійснюється при тисках, що перевищують 100 МПа, тому в моделюванні необхідно прийняти стисливість рідини [10].

Роботу приводу необхідно розглянути на повному оберті кривошипу насосу. Необхідно включити до складу системи дросель на зливній лінії, для можливого впливу на характеристику приводу, визначити характеристики дроселя, які б забезпечували максимальне подолання пульсації.

4. Аналітичне дослідження впливу пульсації тиску на рух багатоступеневого гідроциліндра та адаптація до реалізації розрахунку математичної моделі

Розрахункова схема гідравлічного приводу приведена на рис. 2. Гідропривід має два циліндри та три порожнини. При витягуванні кріпильного елемента рідина подається у порожнини I та II, з порожнини III рідина виходить через регульований дросель.

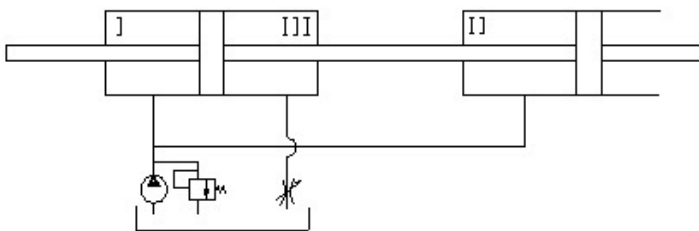


Рис. 2. Розрахункова схема гідравлічного приводу

Моделюється робота приводу при повороті кривошипу в інтервалі $0 \leq \varphi \leq 2\pi$ за загально відомими залежностями [10]:

$$m_n \frac{d^2y}{dt^2} = \sum F_n, \quad (2)$$

де m_n – приведена до штоку маса рухомих частин поршня та шпильки, кг; y – переміщення штоку, м; $\sum F_n$ – сума сил, прикладених до штоку, Н.
Сума сил, прикладених до штоку:

$$\sum F_n = F_p - F_{пр.шп.} - F_{тр}, \quad (3)$$

де F_p – рівнодіюча сил тиску рідини на поршні; $F_{пр.шп.}$ – сила пружності шпильки; $F_{тр}$ – сила тертя.

Рівнодіюча сил тиску рідини на поршні визначається за формулою:

$$F_p = p_1 S_1 + p_2 S_2 - p_3 S_3, \quad (4)$$

де p_1, p_2, p_3 – тиск у першій, другій та третій порожнині відповідно, Па; S_1, S_2, S_3 – площі першого, другого та третього поршня відповідно, м².

Сила пружності шпильки:

$$F_{пр.шп.} = k_{пр} y, \quad (5)$$

де $k_{пр}$ – коефіцієнт пружності шпильки, визначається за формулою:

$$k_{пр} = \frac{ES_{шп.}}{L}, \quad (6)$$

де E – модуль Юнга матеріалу, Па; $S_{шп.}$ – площа перерізу шпильки; L – довжина шпильки.

Сила тертя:

$$F_{тр} = \begin{cases} F_{тр.д} \operatorname{sgn} V & \text{при } v \neq 0, \\ F_a & \text{при } v = 0, F_{тр.с} > F_a, \\ F_{тр.с} \operatorname{sgn} F_a & \text{при } v = 0, F_{тр.с} < F_a, \end{cases} \quad (7)$$

де $F_{тр.д}$ – сила контактного тертя при русі штоку; $F_{тр.с}$ – сила тертя при зупинці штоку; F_a – рівнодіюча активних сил.

Тиск у порожнинах:

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{1}{\beta_1} \left(Q_1 - S_1 \frac{dy}{dt} \right), \quad (8)$$

$$\frac{dp_2}{dt} = \frac{1}{\beta_2} \left(Q_2 - S_2 \frac{dy}{dt} \right), \quad (9)$$

$$\frac{dp_3}{dt} = \frac{1}{\beta_3} \left(S_3 \frac{dy}{dt} - Q_{др} \right), \quad (10)$$

де $\beta_1, \beta_2, \beta_3$ – приведені коефіцієнти об'ємної деформації рідини та порожнини; Q_1, Q_2 – витрати рідини в порожнинах гідроциліндра; $Q_{др}$ – витрати рідини через дросель.

Приведений коефіцієнт об'ємної деформації рідини та порожнини [10]:

$$\beta_i = \frac{V_{pi}}{E_p} + \frac{V_{ni}}{E_{ni}} + \frac{V_{gi}}{n p_i}, \quad (11)$$

де V_{pi} – об'єм робочої рідини, м³; V_{ni} – об'єм порожнини з пружними стінками; V_{gi} – об'єм газів у робочій порожнині; E_p – модуль об'ємної пружності рідини; E_{ni} – модуль об'ємної пружності стінок порожнини;

n – показник політропи, для розрахунків прийнято $n=1,3$.

Об’єм рідини у першій камері:

$$V_{p1} = V_1 - V_{r1}, \tag{12}$$

де V_1 – загальний об’єм; V_{r1} – об’єм газів у порожнині. Загальний миттєвий об’єм у першій камері:

$$V_1 = V_1 + S_1 y, \tag{13}$$

Об’єм газів у робочій порожнині:

$$V_{r1} = k_p \frac{P_{атм}}{P_1} V_{p1}, \tag{14}$$

де V_{r1} – об’єм азу; k_p – коефіцієнт розчинності (const); $P_{атм}$ – атмосферний тиск.

Аналогічні вирази застосовуються для другої камери, з відповідними коефіцієнтами. Для третьої камери зміни зазнав вираз для загального об’єму камери.

Загальний об’єм у третій камері:

$$V_3 = V_{п3} - S_3 y, \tag{15}$$

Для рівномірного руху штоку гідроциліндра ($v = const$) необхідно, щоб виконувалась умова:

$$\frac{d^2 y}{dt^2} = 0. \tag{16}$$

Розрахункова швидкість руху штоку гідроциліндра визначається з залежності:

$$(S_1 + S_2)v = Q_{п}, \tag{17}$$

Для одноплунжерного насоса подача визначається за формулою (1).

З (3), прийнявши $F_{рп} = 0$, отримуємо:

$$P_1 S_1 + P_2 S_2 - P_3 S_3 = k_{рп} y, \tag{18}$$

враховуючи, що при рівномірному русі:

$$y = y_0 + v t, \tag{19}$$

тиск у зливній камері:

$$P_3 = \frac{P_1 S_1 + P_2 S_2 - k_{рп}(y_0 + \vartheta t)}{S_3}. \tag{20}$$

Витрати рідини зі зливної порожнини:

$$Q_{др} = \mu S_{др}(t) \sqrt{\frac{2 \Delta p_{др}}{\rho}}, \tag{21}$$

де $S_{др}(t)$ – площа щілини; μ – коефіцієнт витрат; $\Delta p_{др}$ – перепад тиску на дроселі; ρ – густина робочої рідини, кг/м³.

Перепад тиску на дроселі:

$$\Delta p_{др} = P_3 - P_{зл}. \tag{22}$$

Вважаючи $p_{зл} = 0$, отримуємо:

$$S_{др}(t) = \frac{S_3 \vartheta}{\mu \sqrt{\frac{2 P_3(t)}{\rho}}}, \tag{23}$$

$$S_{др}(t) = \frac{S_3 \vartheta}{\mu \sqrt{\frac{2 P_1(t) S_1 + P_2(t) S_2 - k_{рп}(y_0 + \vartheta t)}{S_3 \rho}}}, \tag{24}$$

де y_0 – деформація шпильки на початку руху.

Розглянемо детально тиск у першій порожнині, вважаючи при цьому, що $S_1 = S_2$ та враховуючи зв’язок між подачею одноплунжерного насоса та його миттєвою подачею в період нагнітання насосу $Q_{мит} = \pi Q_{п} \sin(\omega t)$, за (1) при рівномірному русі зі сталою швидкістю:

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{1}{\beta_1} \left(\frac{\pi Q_{п} \sin(\omega t)}{2} - S_1 v \right), \tag{25}$$

звідки отримуємо:

$$P_1(t) = \frac{1}{\beta_1} \left[-\frac{\pi Q_{п} \cos(\omega t)}{2\omega} - \frac{S_1}{S_1 + S_2} Q_{п} t \right] + C_1, \tag{26}$$

де C_1 – стала інтегрування, визначається з початкових умов $t=0$ та $P_1 = P_{10}$:

$$C_1 = P_{10} + \frac{\pi Q_{п}}{2\beta_1 \omega}, \tag{27}$$

$$P_1(t) = P_{10} + \frac{Q_{п}}{\beta_1} \left[\frac{\pi}{2\omega} (1 - \cos(\omega t)) - \frac{S_1}{S_1 + S_2} t \right]. \tag{28}$$

Аналогічні результати з відповідними індексами отримаємо для другої камери.

В період всмоктування ($Q_{мит} = 0$) при рівномірному русі зі сталою швидкістю:

$$\frac{dp_1}{dt} = -\frac{1}{\beta_1} S_1 v, \tag{29}$$

звідки отримуємо:

$$P_1(t) = -\frac{1}{\beta_1} \frac{S_1}{S_1 + S_2} Q_{п} t + C_2, \tag{30}$$

де C_2 – стала інтегрування, визначається з початкових умов – при $t=0$ та $P_1 = P_1(\pi/\omega)$ для попередньої ділянки руху.

Отримуємо:

$$C_2 = P_{10} + \frac{\pi Q_{п}}{\omega \beta_1} \left(1 - \frac{S_1}{S_1 + S_2} \right), \tag{31}$$

$$P_1(t) = P_{10} + \frac{\pi Q_{п}}{\omega \beta_1} \left(1 - \frac{S_1}{S_1 + S_2} \right) - \frac{1}{\beta_1} \frac{S_1}{S_1 + S_2} Q_{п} t. \tag{32}$$

Для другої порожнини отримаємо аналогічну залежність.

Площа дроселя, яка забезпечує компенсацію пульсації тиску на рух штоку визначається за формулою:

$$S_{др}(t) = \begin{cases} \frac{Q_n}{2\mu \sqrt{2 \frac{Q_n}{\beta_1} \left[\frac{\pi}{2\omega} (1 - \cos(\omega t)) - \frac{t}{2} \right] - k_{мп} \frac{Q_n}{2S_1} t}} \cdot \rho & \text{при } 0 \leq \omega t \leq 180^\circ \\ \frac{Q_n}{2\mu \sqrt{2 \frac{Q_n \pi}{\beta_1 \omega} - \frac{1}{\beta_1} Q_n t - k_{мп} \frac{Q_n}{2S_1} t}} \cdot \rho & \text{при } 180 < \omega t < 360^\circ \end{cases} \quad (33)$$

Таким чином, отримано значення площі відкриття дроселя для кожного моменту часу, при виконанні яких швидкість витягування шпильки залишається незмінною. Для перевірки результатів отриману матрицю значень задаємо як закон, при цьому швидкість встановлюємо розрахунковою величиною. Розрахунки були проведені в середовищі MathCad 14.

5. Результати досліджень щодо подолання негативного впливу пульсацій тиску на рух багатоступеневого гідралічного циліндру

На рис. 3 наведені якісні залежності деформації шпильки без дроселя та зі встановленим на зливній

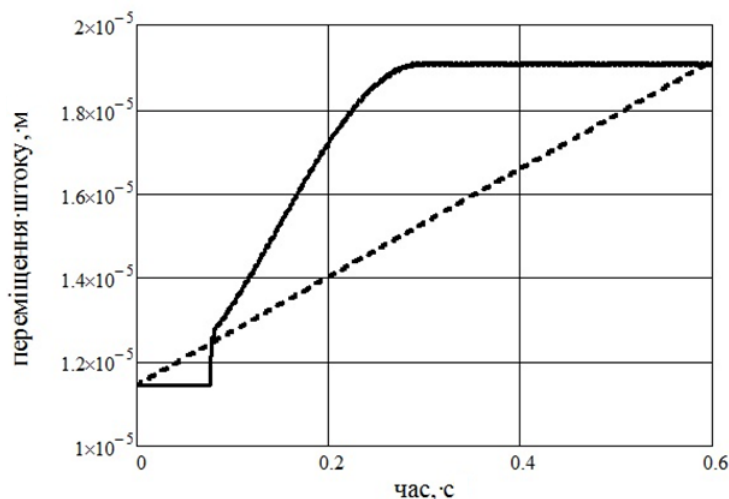


Рис. 3. Залежність руху штоку гідроциліндра часом

лінії регульованим дроселем.

Розрахунки велись для таких параметрів:

- площа поршня – 3000 мм^2 ;
- коефіцієнт пружності шпильки – $1,05 \cdot 10^9 \text{ Н/м}^2$;
- початковий тиск в напірній лінії - 4 МПа ;
- подача насоса – $0,016 \text{ дм}^3/\text{с}$;
- частота обертання валу насоса – 100 хв^{-1} ;
- приведений коефіцієнт об'ємної деформації рідини та порожнини – $6,25 \cdot 10^{-14} \text{ м}^3/\text{Па}$;
- маса рухомих частин – 18 кг .

6. Обговорення результатів розрахунку компенсації впливу пульсацій тиску на рух багатоступеневого гідроциліндра при встановленні регульованого дроселя в зливній лінії гідроциліндра

Нерівномірність подачі плунжерного насоса призводить до нерівномірного руху штоку гідроциліндра при витягуванні шпильки. З графіка (рис. 3) видно, що рух можна поділити на 3 частини:

- зупинка в період всмоктування насоса, яка займає також приблизно $0,1$ частину періоду нагнітання (горизонтальна лінія на графіку);
- миттєве переміщення приблизно на $0,1$ частини переміщення за один оберт кривошипну (практично вертикальна лінія на графіку);
- рух зі швидкістю, близькою до сталої, з плавною зупинкою.

При встановленні дроселя в зливній порожнині гідроциліндра за рахунок стискальності рідини виникає тиск, який компенсує підвищення тиску в напірній порожнині. При розрахунку закон зміни площі дроселя обирався з умови повної компенсації пульсації тиску. Рух штоку при цьому відбувається зі сталою швидкістю.

Недоліком даного методу компенсації пульсації тиску є складність виготовлення регульованого дроселя з заданою залежністю зміни його площі. Тому необхідно продовжити дослідження для виявлення можливості забезпечення переміщення штоку близького до рівномірного (з постійною швидкістю), при прийнятному для виготовлення, закону зміни площі дроселя.

7. Висновки

Встановлення дроселя на лінії зливу призводить до появи пульсацій тиску в зливній камері гідроциліндра, які компенсують пульсації в напірних камерах. Результати теоретичних досліджень підтвердили можливість забезпечення швидкості руху штоку гідроциліндра близької до сталої. Встановлення дроселя не впливає на величину переміщення штоку за один оберт кривошипну насоса. Змінюється тільки закон руху з пульсуючого на лінійний, швидкістю, близькою до сталої.

Подальше доопрацювання результатів передбачає синтез закону зміни площі дроселя, що забезпечував би технологічну доцільність у виготовленні, при забезпеченні постійної, близької до лінійної зміни зусилля, що створює гідроциліндр.

Література

1. Кулініч, С. П. Аналіз впливу нелінійної подачі одноплунжерного насоса на роботу гідралічного двигуна [Текст] / С. П. Кулініч, В. П. Чуйко // Вісник Сумського державного університету. Серія Технічні науки. – 2013. – № 4. – С. 102–107. – Режим доступу: <http://essuir.sumdu.edu.ua/handle/123456789/33742>

2. Марцинковский, В. А. Насосы атомных электростанций [Текст] / В. А. Марцинковский, П. Н. Ворона. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 256 с. – Режим доступа: http://lib.sumdu.edu.ua/library/DocDescription?doc_id=568
3. Tlumienil pulsacji w systemach hydraulicznych [Text] // Hydraulika i Pneumatyka. – 1997. – Vol. 4. – P. 17–18.
4. Device for tensioning threaded rods: пат. PCT/FR2007/051478 France: МПК В 23 Р 19/06, WO 2008/00095 А1 [Text] / Monville J.-M., Loiseau V., Faus J., Alegre M. – АК-ТІЕВОЛ АGETSKF Hornsgatan 1, S-415 50. – Goteborg № 0605924; applied 30.06.2006; published 03.01.2008. – Available at: <http://patentscope.wipo.int/search/en/detail.jsf?docId=WO2008000995>
5. Устройство для сборки и разборки крепежных деталей фланцевых соединений сосудов давления: пат. 2092303 Рос. Федерация: МПК В25 В 29/02, [Текст] / Геймур А. П. – заявитель патентообладатель Особое конструкторское бюро машиностроения. – № 94008246/28; заявл. 10.03.1994; опубл. 10.10.1997. – Режим доступа: <http://bankpatentov.ru/node/304535>
6. Flange bolt fastening method and fastening auxiliary device: пат. 08-011063 Japan: МПК В23 Р 19/06 [Text] / Yoshida T.; Suwa H. – Hitachi Plant Eng & Constr CoLtd. – № 06-169070; applied 28.06.1994; published 16.01.1996. – Available at: <http://www.sumobrain.com/patents/jp/Flange-bolt-fastening-method-auxiliary/JP3467849.html>
7. Apparatus for automatically inserting and removing screw-threaded elements into and from tapped bores: пат. 5330159 USA: МПК G2 С 13/06 [Text] / Siegfried H. – GEA WENUTEC GMBH, GERMANY. – № US 08/005,560; applied 19.01.1993; published 19.07.1994. – Available at: <http://www.google.com/patents/US5330159>
8. Коновалов, А. И. Гайковерт нового века [Текст] / А. И. Коновалов // Атомная стратегия. – 2006. – № 22. – С. 33. – Режим доступа: http://www.proatom.ru/files/as22_20_40.pdf
9. Пристрій для створення зусилля при герметизації фланцевих роз'ємів корпусів обладнання: пат. 71976 Україна: МПК F16В 1/00 [Текст] / Пащенко В. Д., Пушкар С. Л., Проценко С. В., Чуйко В. П. – заяв. 20.04.2010; опубл. 10.08.2012. – Бюл. №15. – Режим доступу: <http://uapatents.com/6-71976-pristriij-dlya-stvorenniya-zusillya-pri-germetizacii-flancevikh-rozehmiv-korpusiv-obladnannya.html>
10. Навроцкий, К. Л. Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов [Текст] / К. Л. Навроцкий. – М.: Машиностроение, 1991. – 384 с. – Режим доступа: <http://www.twirpx.com/file/670125/>

Представлено експериментальні дослідження роботи гідродинамічного пульсатора та визначення інтенсивності ультразвукового поля, яке створюється цим пристроєм, та його вплив на параметри високов'язкої нафти Коханівського родовища.

У статті описана вдосконалена конструкція гідродинамічного пульсатора, який застосовується в технологічній схемі при підніманні високов'язких нафт з свердловин на денну поверхню

Ключові слова: нафта, пульсатор, коливання, ультразвук, інтенсивність, в'язкість, температура

Представлены экспериментальные исследования работы гидродинамического пульсатора и определения интенсивности ультразвукового поля, создаваемого устройством, и его влияние на параметры высоковязкой нефти Кохановского месторождения.

В статье описана усовершенствованная конструкция гидродинамического пульсатора, который применяется в технологической схеме при поднимании высоковязких нефтей из скважин на дневную поверхность

Ключевые слова: нефть, пульсатор, колебания, ультразвук, интенсивность, вязкость, температура

УДК 622.245.52

DOI: 10.15587/1729-4061.2014.28002

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ ГІДРОДИНАМІЧНОГО ПУЛЬСАТОРА ТА ЙОГО ВПЛИВ НА ПАРАМЕТРИ НАФТИ

Я. Я. Якимечко

Кандидат технічних наук, доцент
Кафедра морських нафтогазових технологій
Івано-Франківський національний технічний
університет нафти і газу
вул. Карпатська, 15,
м. Івано-Франківськ, Україна, 76019
E-mail: JarykJJ@ukr.net

1. Вступ

Геологічні ресурси високов'язких нафт і природних бітумів перевищують ресурси звичайної нафти. 75 % високов'язких нафт знаходяться на глибинах до 2000 м. Основні ускладнення під час експлуатації горизонтів

з високов'язкими нафтами (ВВН) пов'язані з фізико-хімічними властивостями самих нафт. Збільшення їх в'язкості і зниження температури при підніманні на поверхню та значний вміст асфальтеносмолопарафінових речовин призводить до відсутніх втрат тиску у привибійній зоні пласта, стовбурі свердловини, ін-