

УДК 622.276.05

П.М. АНДРЕНКО, І.І. БЛОКІНЬ, О.В. ДМИТРІЄНКО, Ю.М. СТЕЦЕНКО

**ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ЖОРСТКОСТІ ДІАФРАГМИ
ГІДРАВЛІЧНОГО ЗАХИСТУ ЗАГЛИБНОГО ЕЛЕКТРОДВИГУНА НА
ЕФЕКТИВНІСТЬ ЙОГО РОБОТИ**

Розроблено математичну модель гідравлічного захисту заглибного електродвигуна. Проведено аналітичні дослідження впливу жорсткості діафрагми гідрозахисту на ефективність його роботи. Дано рекомендації щодо її вибору.

У заглибному агрегаті для запобігання проникнення пластової рідини у внутрішню порожнину електродвигуна, компенсації змінення об'єму масла у внутрішній порожнині від температури електродвигуна та передачі крутного моменту від вала електродвигуна до вала насосу використовується гідрозахист [1]. Ефективність його роботи значною мірою залежить від конструктивних параметрів проточної частини, налаштуванні пружин клапанів, жорсткості діафрагми, на які накладаються жорсткі вимоги, щодо малогабаритних показників. В літературних джерелах наведені дані щодо схемної реалізації гідрозахисту та опусу його роботи, наприклад в [1]. Проведений нами аналіз доступних літературних джерел не виявив робіт, в яких аналізується вплив конструктивних параметрів гідрозахисту на ефективність його роботи. Отже, проведення таких досліджень є актуальною науково-практичною задачею.

Для вирішення поставленої задачі, підвищення ефективності роботи гідравлічного захисту заглибного електродвигуна (ЗЕД) були проведені аналітичні дослідження впливу конструктивних параметрів гідрозахисту на його вихідні параметри. Для цього було розроблено математичну модель гідравлічного захисту ЗЕДа, яку одержали шляхом його декомпозиції на окремі структурні елементи: трубки, капіляри, кільцеві щілини, дросельні шайби, клапани, діафрагми. При математичному описі гідродинамічних процесів у гідравлічному захисті ЗЕДа вважали, що потік вісьосиметричний з досить малими змінами температури та тиску по довжині окремих структурних елементів. Це дозволило в розрахунках прийняти в'язкість масла, яке знаходиться в порожнинах ЗЕДа, постійною, рівною її середньому значенню за час роботи. Використовуючи теорію графів, склали діаграму проходження сигналів (рис. 1), у якій кожний структурний елемент гідравлічного захисту ЗЕДа представлений відповідним коефіцієнтом передачі (КП). На підставі отриманих КП одержали математичну модель гідравлічного захисту ЗЕДа. Зауважимо, що точність отриманої математичної моделі ЗЕДа значною мірою залежить від докладного визначення окремих її складових.

Математичні моделі окремих структурних елементів гідравлічного захисту ЗЕДа отримали, розглядаючи течію масла в його порожнинах в припущенні, що виконується рівняння нерозривності течії. Відмітимо, що дане припущення не цілком відповідає дійсності, так як при роботі ЗЕДа в порожнинах його

гідравлічного захисту знаходиться масло-газова суміш, яка утворюється під дією температури, що надходить до масла від пластової рідини ЗЕДа.

Математичні моделі структурних елементів гідравлічного захисту ЗЕДа:

Клапани. Перепад тиску на клапані визначається наступним виразом [3]

$$p_1(t) - p_2(t) = \frac{Q(t)^2 \cdot r}{2 \cdot m^2 \cdot p^2 \cdot d_k^2 \cdot x_k^2},$$

де $Q(t)$ - витрата крізь клапан; r - щільність масла; $m=0,7$ - коефіцієнт витрати клапана [4]; d_k - діаметр клапана; x_k - хід клапана.

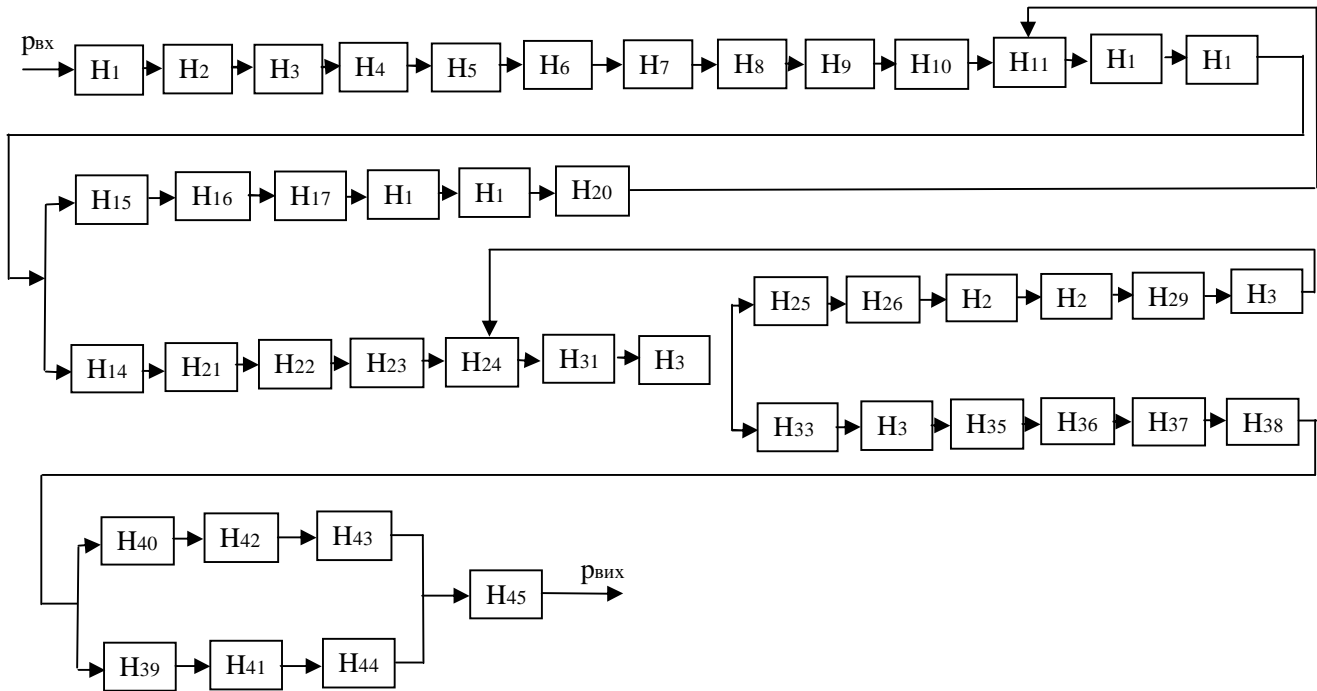


Рис.1. Діаграма проходження сигналів гідравлічного захисту ЗЕДа, де 1-45 - структурні елементи:

1-5,7,9-11,13,16,18,22-24,26,28,32,35-39,42-45 - КП труби; 6,17,27,44 - КП капілярної щілини;
8,14,15,21,25,33,34,41,43 - КП кільцевої щілини; 19,20,29,30 – КП клапана;
12,31 – КП діафрагми

$$\text{КП клапана } H_{kl} = 1 - \frac{k}{p_1}, \text{ де } k = \frac{Q(t)^2 \cdot r}{2 \cdot m^2 \cdot p^2 \cdot d_k^2 \cdot x_k^2}.$$

Дросельна шайба. КП дросельної шайби $H_d = 1 - \frac{k}{p_1}$, де $k = \frac{Q(t)^2 \cdot r}{2 \cdot m^2 \cdot f^2}$; r - щільність масла; $m=0,67$ - коефіцієнт витрати дросельної шайби [4]; $f = p \cdot d \cdot s_2$ - площа поперечного перетину шайби; d і s_2 - відповідно діаметр і ширина шайби.

Кільцеві щілини. Перепад тиску на щіліні визначається наступним виразом [3]

$$p_1(t) - p_2(t) = \frac{12 \cdot r \cdot n_t \cdot L}{p \cdot d_{cp} \cdot s_1} \cdot Q(t),$$

де r - щільність масла; n_t - кінематичний коефіцієнт в'язкості масла; L - довжина щілини; $Q(t)$ - витрата в щіліні; d_{cp} і s_1 - відповідно середній діаметр і ширина щілини.

КП кільцевої щілини $H_{kol} = 1 - \frac{k}{p_1}$, де $k = \frac{12 \cdot r \cdot n_t \cdot L}{p \cdot d_{cp} \cdot s_1} \cdot Q(t)$.

[3] *Капілярні щілини.* Перепад тиску на щілині визначається наступним виразом

$$p_1(t) - p_2(t) = \frac{12 \cdot r \cdot n_t \cdot L}{w \cdot s^2} \cdot Q(t),$$

де r - щільність масла; n_t - кінематичний коефіцієнт в'язкості масла; L - довжина щілини; $Q(t)$ - витрата в щілині; w і s - відповідно ширина та товщина струмини.

КП капілярної щілини $H_{kap} = 1 - \frac{k}{p_1}$, де $k = \frac{12 \cdot r \cdot n_t \cdot L}{w \cdot s^2} \cdot Q(t)$.

[3] *Трубопроводи.* Перепад тиску в трубопроводі визначається наступним виразом

$$p_1(t) - p_2(t) = \frac{128 \cdot r \cdot n_t \cdot L}{p \cdot d_{mp}^4} \cdot Q(t),$$

де r - щільність масла; n_t - кінематичний коефіцієнт в'язкості масла; L - довжина труби; $Q(t)$ - витрата в трубі; d_{mp} - діаметр труби.

Відповідно, КП труби $H_{mp} = 1 - \frac{k}{p_1}$, де $k = \frac{128 \cdot r \cdot n_t \cdot L}{p \cdot d_{mp}^4} \cdot Q(t)$.

Діафрагма. Виходячи з фізики процесів, КП діафрагми є її жорсткість, тоді $H_\partial = k$, де $k = 1, \dots, 4$.

Так як в прямому ланцюзі графа передачі сигналів коефіцієнти передач окремих структурних елементів перемножуються [5], одержали:

$$HH_1 = H_1 \cdot H_2 \cdot H_3 \cdot H_4 \cdot H_5 \cdot H_6 \cdot H_7 \cdot H_8 \cdot H_9 \cdot H_{10}, \quad (1)$$

$$HH_2 = H_{11} \cdot H_{12} \cdot H_{13}, \quad (2)$$

$$HH_3 = H_{15} \cdot H_{16} \cdot H_{17} \cdot H_{18} \cdot H_{19} \cdot H_{20}, \quad (3)$$

$$HH_5 = H_{14} \cdot H_{21} \cdot H_{22} \cdot H_{23}, \quad (4)$$

$$HH_6 = H_{24} \cdot H_{31} \cdot H_{32}, \quad (5)$$

$$HH_7 = H_{25} \cdot H_{26} \cdot H_{27} \cdot H_{28} \cdot H_{29} \cdot H_{30}, \quad (6)$$

$$HH_9 = H_{33} \cdot H_{34} \cdot H_{35} \cdot H_{36} \cdot H_{37} \cdot H_{38}, \quad (7)$$

$$HH_{10} = H_{40} \cdot H_{42} \cdot H_{43}, \quad (8)$$

$$HH_{11} = H_{39} \cdot H_{41} \cdot H_{44}. \quad (9)$$

Таким чином, діаграму проходження сигналів, наведену на рис. 1, можна представити у вигляді

Діаграма проходження сигналів (див. рис. 2) простіше та дозволяє більш наочно представити місцеві зворотні зв'язки, проаналізувати процеси, які відбуваються в ЗЕДі.

Для спрощення діаграми проходження сигналів, наведеної на рис. 2, були введені наступні позначення КП з'єднань окремих елементів ЗЕДа:

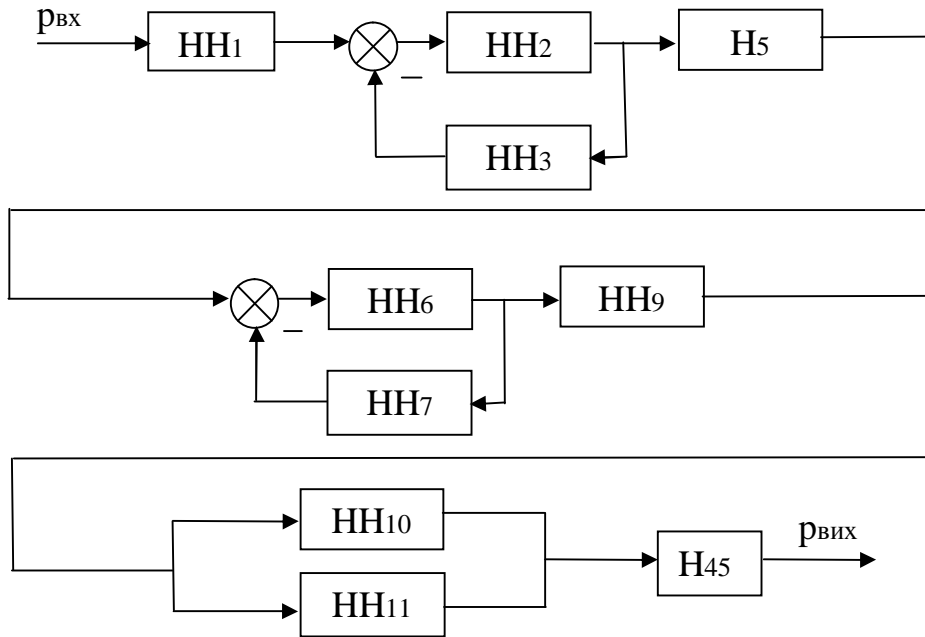


Рис. 2. Перетворена діаграма проходження сигналів гідравлічного захисту ЗЕДа

$$HH_4 = \frac{HH_2}{1 + HH_2 \cdot HH_3}, \quad (10)$$

$$HH_8 = \frac{HH_6}{1 + HH_6 \cdot HH_7}, \quad (11)$$

$$HH_{12} = HH_{10} + HH_{11}. \quad (12)$$

З урахуванням уведених позначень діаграму проходження сигналів гідравлічного захисту ЗЕДа остаточно представляли такою, як показано на рис. 3. Згорнута діаграма проходження сигналів гідравлічного захисту ЗЕДа (див. рис. 3) і рівняння (1-12) становлять математичну модель гідрозахисту ЗЕДа.

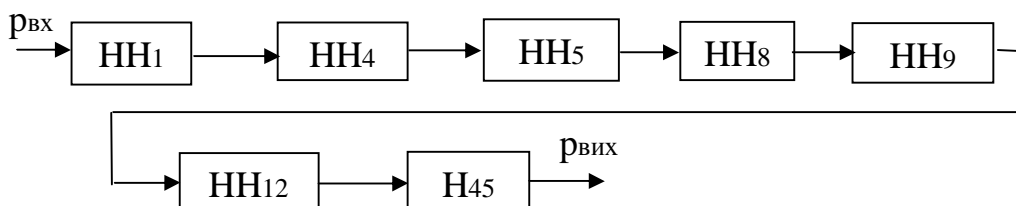


Рис. 3. Згорнута діаграма проходження сигналів гідравлічного захисту ЗЕДа

За допомогою розробленої математичної моделі гідравлічного захисту ЗЕДа були проведені аналітичні дослідження впливу жорсткості діафрагми на ефективність його роботи. Так як характер зміни тиску на вході в гідравлічний захист ЗЕДів апіорі невідомий, при моделюванні процесів, що відбуваються в ньому, приймалось, що течія рідини у його порожнинах і каналах є усталеною. Таке припущення дещо знижує точність розрахунків, однак дозволяє використовувати отримані результати, як результати першого наближення. За результатами досліджень було виявлено, що найбільший вплив на вихідні параметри гідрозахисту ЗЕДа має КП діафрагми (табл.).

Таблиця – Залежність вихідних параметрів гідрозахисту ЗЕДа від КП діафрагми при тиску на вході $p_1 = 20,0$ МПа

| КП діафрагми H_δ | Швидкодія, хв. | Перепад тиску між входом і виходом $Dp = p_1 - p_2$, МПа |
|----------------------------|-------------------|--|
| 2,43 | 1,74 | 0,015 |
| 2,38 | 1,74 | 0,228 |
| 2,48 | 1,74 | 0,253 |
| 2,5 | 1,74 | 0,346 |
| 2,51 | 1,74 | 0,392 |
| 2,34 | 1,74 | 0,426 |
| 2,52 | 1,74 | 0,439 |
| 1,98 | 1,74 | 2,396 |
| 3,51 | 1,74 | 4,155 |
| 1,39 | 1,74 | 6,513 |
| 1,16 | 1,74 | 8,50 |
| 1,01 | 1,74 | 9,933 |

Як видно з табл., швидкодія (тривалість проходження сигналу від входу до виходу) гідрозахисту ЗЕДа залишається величиною постійної, незалежно від КП діафрагми, а перепад тиску між входом і виходом Δp змінюється в широкому діапазоні значень (0,015...9,933) МПа. Для ефективної роботи гідрозахисту ЗЕДа необхідно, щоб $\Delta p \leq 0,4$ МПа, тому найбільш придатним є КП діафрагми який змінюється в межах 2,38 - 2,5.

Висновки. Шляхом декомпозиції гідравлічного захисту ЗЕДа на окремі структурні елементи: трубки, капіляри, кільцеві щілини, дросельні шайби, клапани, діафрагми розроблено його математичну модель. Використавши діаграму проходження сигналів і КП, отримали його лінійну математичну модель. За допомогою лінійної математичної моделі проведені аналітичні дослідження впливу жорсткості діафрагми на ефективність роботи гідрозахисту ЗЕДа. У результаті досліджень встановлено, що для ефективної роботи гідрозахисту ЗЕДа КП діафрагми повинен становити 2,38 - 2,5, а його вплив на швидкодію відсутній.

Список літератури: 1. Нефтепромысловое оборудование: Справочник /Под ред. Е.И. Бухаленко.— 2-е изд., перераб. и доп.— М.: Недра, 1990. 2. Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем. – М.: Машиностроение, 1987. - 464 с. 3. Башта Т.М. Гидравлические приводы летательных аппаратов. – М.: Машиностроение, 1967. – 495 с. 4. Данилов Ю.А., Кирилловский Ю.Л., Колпаков Ю.Г. Аппаратура объемных гидроприводов: Рабочие процессы и характеристики. – М.: Машиностроение, 1990. – 272 с. 5.Траксел Джон Синтез систем автоматического регулирования: Пер. с англ. – М.: МАШГИЗ, 1959. – 614 с.: ил., табл.

УДК 622.24.05-519

І. З. ЛЮТАК, канд. техн. наук, А. А. МАНДРА, канд. техн. наук

СПОСІБ ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ЗАГАСАННЯ ХВИЛЬ ЛЕМБА В ІЗОТРОПНОМУ ПРУЖНОМУ СЕРЕДОВИЩІ

Рассмотрены методы определения величины затухания ультразвуковых колебаний волн Лэмба в упругих средах. Представлены результаты в виде графиков для двух нулевых мод – симметрической и антисимметрической от пройденного расстояния.