

УДК 681.527.3:623.438

**О.Є. СКВОРЧЕВСЬКИЙ**, канд. техн. наук, доц. НТУ «ХПІ»**ОБҐРУНТУВАННЯ МОЖЛИВОСТІ РОБОТИ ЕЛЕМЕНТА СОПЛО-  
ЗАСЛІНКА ІЗ ПОСЛІДОВНО ВКЛЮЧЕНИМ ЗВОРОТНИМ КЛАПАНОМ**

Мета роботи подальший розвиток досліджень по обґрунтуванню можливості реалізації гідравлічного стопоріння та пропорційного регулювання на одному апараті. Для досягнення мети була удосконалена математична модель, запропонована раніше. Проведено її чисельне інтегрування. Отримані характеристики перехідного процесу підтвердили можливість суміщення функцій гідравлічного стопоріння та пропорційного регулювання тиску для запатентованого електрогідравлічного перетворювача, підключеного до поршневої порожнини несиметричного гідравлічного циліндру.

**Ключові слова:** електрогідравлічний перетворювач нормально-закритого типу, мехатронний модуль поступального руху, нелінійні диференційні рівняння, чисельне інтегрування, характеристики перехідних процесів

**Вступ.** Останнім часом питання розробки наукових основ створення гідравлічної апаратури та насосів із пропорційним еклектичним керуванням викликають все більшу зацікавленість у вітчизняних науковців. Серед останніх значних досягнень в цьому напрямку є підготовка та захист кандидатських дисертацій [1-3]. Однак, при аналізі предметів дослідження робіт [1-3] інноваційних конструктивних рішень не виявлено. Таким чином, роботи [1-3] значною мірою дублюють науково-дослідні та проектно-конструкторські роботи проведені в середині 80-х років ХХ ст. в НДІ Гідропривод (м. Харків) по створенню гідравлічної апаратури із пропорційним електричним керуванням [4]. Прототипом пропорційної гідравлічної апаратури [4] та предметів досліджень [1-3] є подібні агрегати фірми Rexroth [5]. Однак, як показує порівняльний аналіз сучасних виробів фірми Rexroth [5] та рівня техніки цієї фірми в середині 80-х років ХХ ст. значного прогресу лише на шляху інтеграції пропорційної гідравлічної апаратури та насосів із керуючою електронікою. В той же час інші провідні світові виробники гідравліки, наприклад [6], впроваджують нові конструктивні рішення для покращення своєї номенклатури виробів.

Таким чином, спроби багатьох вітчизняних дослідників [1-3 та ін.] використовувати гідравлічні машини та апаратуру фірми Bosh Rexroth, у якості певного еталону новизни стримують розвиток вітчизняної науки та інженерії в плані створення сучасних електрогідравлічних агрегатів. Більш перспективною є розробка інноваційних, захищених патентами, електрогідравлічних систем та їх елементів.

**Аналіз останніх досягнень та публікацій в напрямку досліджень.**

Теоретичне обґрунтування можливості роботи нових електрогідравлічних елементів та систем, наприклад [7, 8 та ін.] вимагає застосування об'єктно-орієнтованих методів математичного моделювання. В той же час аналітичний огляд [9] показав, що вітчизняні автори, як правило, використовують лінеаризовані спрощені моделі. Аналогічна ситуація характерна і для багатьох закордонних досліджень [10-12 та ін.]. На сьогодні певним «золотим стандартом» в математичному моделюванні електрогідравлічних агрегатів, як частин систем автоматичного управління, є використання комплексу MATHLAB Simulink. Використання математичних пакетів (Simulink/MATLAB, SIAM, VisSim, та ін.), що дозволяють вводити модель у комп'ютер, шляхом її набору із стандартизованих блоків, має декілька принципових недоліків. Стандартизм блоків вимагає створювати оригінальні авторські блоки для моделювання складних робочих процесів. Переведення моделей із первісної форми

© О. Є. Скворчевський, 2013

диференційних та алгебраїчних рівнянь в блочну структуру вимагає значної праці та часу, а також створює передумови для виникнення помилок. Також часто відповідність набраних блок-схем вихідним рівнянням викликає сумніви. Блочно-модульний підхід може стримувати виникнення та розвиток оригінальної вітчизняної елементної бази електрогідравлічних приводів і систем. З огляду на вищевикладене перспективним вбачається створення об'єктно-орієнтованих моделей в основі яких будуть диференційні та алгебраїчні рівняння, із подальшим безпосереднім розв'язанням цих моделей [9].

В роботі [13] виконана розробка об'єктно-орієнтованої нелінійної математичної моделі та отримання характеристик перехідних процесів мехатронного модуля поступального руху, побудованого на основі елементу сопло заслінка нормально-відкритого типу та пропорційного електромагніту із покращеною тяговою характеристикою. Метою дослідження перехідних процесів є подальше співставлення їх характеристик із аналогічними характеристиками мехатронного модуля, побудованого на основі елементів сопло-заслінка нормально-закритого типу [8].

В статті [14] запропонована розрахункова схема мехатронного модуля поступального руху, побудованого на основі електрогідравлічних перетворювачів нормально-закритого типу. Математична модель, запропонована в [14] описує динаміку мехатронного модуля, на випадок роботи електрогідравлічного перетворювача [7] підключеного до штокової порожнини гідроциліндра. При цьому електрогідравлічний перетворювач [7], підключений до поршневої порожнини гідроциліндру залишається в замкненому положенні.

В статті [15] проведено чисельне інтегрування математичної моделі [14], яка являє собою замкнену систему диференційних рівнянь. В результаті отримані характеристики процесу перемикання електрогідравлічного перетворювача [7] із режиму гідростопоріння в режим регулювання тиску робочої рідини. Перехідні процеси мають достатньо високу якість.

У якості подальшого напрямку дослідження в роботах [14, 15] відмічено необхідність удосконалення математичної моделі, таким чином, щоб вона була придатна для дослідження перехідних процесів при роботі електрогідравлічного перетворювача, підключеного до поршневої порожнини гідроциліндра із подальшим чисельним інтегруванням отриманої моделі.

#### **Постановка задачі дослідження**

Метою даної роботи є отримання характеристик процесу перемикання електрогідравлічного перетворювача [7], підключеного до поршневої порожнини асиметричного гідроциліндра, із режиму гідравлічного стопоріння в режим регулювання тиску. Для досягнення поставленої мети необхідно удосконалити математичну модель [14] та провести її чисельне інтегрування.

#### **Матеріали та результати досліджень**

Розрахункова схема мехатронного модуля поступального руху, побудованого на основі нормально-закритих електрогідравлічних перетворювачів [14] залишається актуальною і для даного дослідження. Об'єктно-орієнтовану математичну модель, наведену в роботі [14], перетворимо таким чином, щоб вона відображала процеси, що протікають підчас перемикання електрогідравлічного перетворювача, підключеного до поршневої порожнини гідравлічного циліндра (1). Кількість змінних в системі (1) ( $I$ ,  $V_3$ ,  $x$ ,  $p_2$ ,  $p_{11}$ ,  $V_{II}$ ,  $y$ ,  $p_1$ ) дорівнює кількості диференційних рівнянь, отже вона є замкнутою та придатною до вирішення чисельними методами. Фізичний зміст усіх позначень, використаних в моделі (1) розшифровано в роботі [14].

$$\left\{ \begin{aligned}
 \frac{dI}{dt} &= \frac{1}{L} \cdot (U - I \cdot R); \\
 \frac{dV_3}{dt} &= \frac{1}{m_{3,ПР}} \cdot \left( k_I \cdot I - c \cdot x - \left( \frac{1,8}{0,47 + v} + 1 \right) \cdot \rho \cdot v \cdot V_3 - \frac{\pi \cdot (d_C^2 - d_E^2)}{4} \cdot p_{11} \right); \\
 \frac{dx}{dt} &= V_3; \\
 \frac{dp_{11}}{dt} &= \frac{4 \cdot E}{\pi \cdot (d_C^2 - d_T^2) \cdot l_C} \cdot \left( -\mu_{C-3} \cdot \pi \cdot d_C \cdot (\delta - x) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_{11} - p_{3Л}|}{\rho}} + \right. \\
 &+ \left. \mu_{КЛ} \cdot \left( \pi \cdot d_C \cdot x(t) \cdot \sin\left(\frac{\beta}{2}\right) \cdot \left[ 1 - \frac{x}{2 \cdot d_C} \cdot \sin(\beta) \right] \right) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_1 - p_{11}|}{\rho}} \right); \\
 \frac{dp_2}{dt} &= \frac{4 \cdot E}{\pi \cdot (d_{II}^2 - d_{III}^2) \cdot (l - y)} \cdot \left( \mu_{ДР} \cdot \frac{\pi \cdot d_{ДР}^2}{4} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_{НОМ} - p_2|}{\rho}} + \frac{\pi \cdot (d_{II}^2 - d_{III}^2)}{4} \cdot V_{II} \right); \\
 \frac{dV_{II}}{dt} &= \frac{1}{m_{II,ПР}} \cdot \left( \frac{\pi \cdot d_{II}^2}{4} \cdot p_1 - \frac{\pi \cdot (d_{II}^2 - d_{III}^2)}{4} \cdot p_2 - F \right); \\
 \frac{dy}{dt} &= V_{II}; \\
 \frac{dp_1}{dt} &= \frac{4 \cdot E}{\pi \cdot d_{II}^2 \cdot (y + 0,01)} \cdot \left( \mu_{ДР} \cdot \frac{\pi \cdot d_{ДР}^2}{4} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_{НОМ} - p_1|}{\rho}} - \frac{\pi \cdot d_{II}^2}{4} \cdot V_{II} - \right. \\
 &\left. - \mu_{КЛ} \cdot \left( \pi \cdot d_C \cdot x(t) \cdot \sin\left(\frac{\beta}{2}\right) \cdot \left[ 1 - \frac{x}{2 \cdot d_C} \cdot \sin(\beta) \right] \right) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_1 - p_{11}|}{\rho}} \right). \tag{1}
 \end{aligned} \right.$$

Діапазон незалежної змінної – часу приймався від 0 до 0,06 с. Значення варійованих параметрів, початкові значення змінних величин, метод та крок інтегрування були такими ж як при дослідженні робочих процесів, що протікають у штоковій порожнині гідроциліндра [15]. На рис. 1 наведені графіки змін швидкості  $V_3$  (пунктирна лінія) та положення  $x$  (суцільна лінія) послідовно встановлених та жорстко з'єднаних заслінки із запірним елементом зворотного клапану, що приводяться до руху якорем електромагніту. Час протікання перехідного процесу тут менший ніж для штокової порожнини. Характер зміни тисків (рис. 2) у поршневій порожнині гідроциліндру  $p_1$  (суцільна лінія) та каналі сопла  $p_{11}$  (пунктирна лінія) аналогічний цим процесам для штокової порожнини [15]. Підчас протікання перехідного процесу поршень зі штоком та корисним навантаженням переміщуються на величину  $y = 6,5 \cdot 10^{-3}$  мм (рис. 3). Характер зміни швидкості  $V_{II}$  в даному випадку (рис. 3) значно ближчий до аперіодичного, ніж характер зміни цієї ж величини при перемиканні електрогідравлічного перетворювача, підключеного до штокової порожнини. Динаміка зміни тиску  $p_2$  у штоковій порожнині (рис. 4) повторює форму характеристики перехідного процесу зміни тиску  $p_1$  в поршневій порожнині (рис. 2) до якої підключений електрогідравлічний перетворювач, що досліджується.

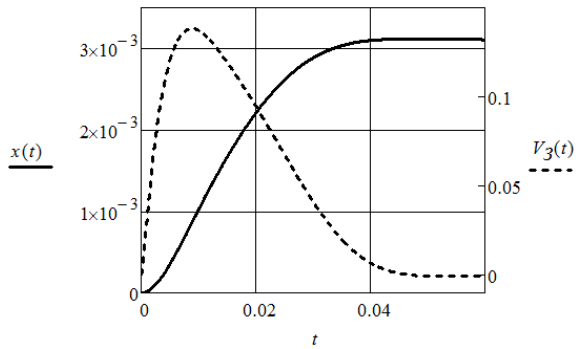


Рисунок 1 – Динаміка швидкості руху та положення жорстко з'єднаних заслінки та запірного елемента клапану

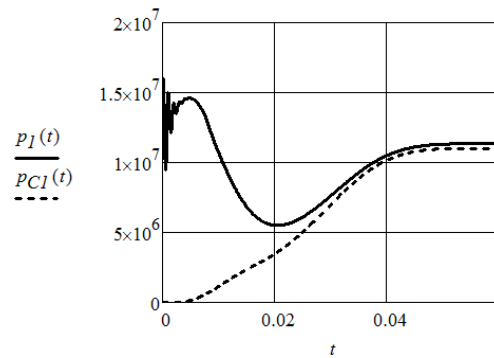


Рисунок 2 – Динаміка тисків у поршневій порожнині гідроциліндра та каналі сопла

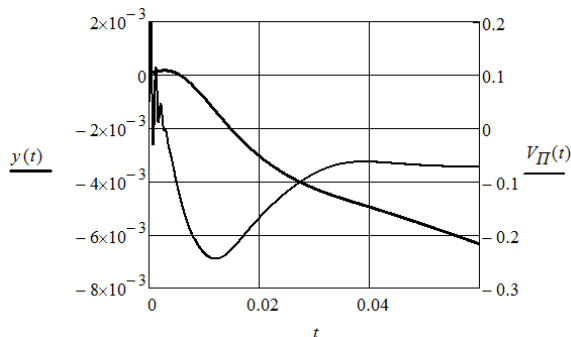


Рисунок 3 – Динаміка швидкості руху та положення поршня зі штоком

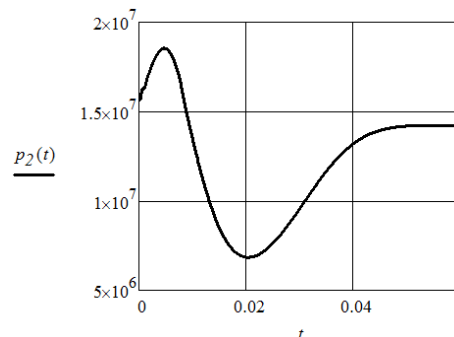


Рисунок 4 – Динаміка тиску у штоковій порожнині гідроциліндра

Як видно з рис. 1 – рис. 4 при перемиканні електрогідравлічного перетворювача [7], підключеного до поршневої порожнини гідроциліндра, перехідний процес триває близько 0,05 с. Це на 0,01 с менше ніж перехідний процес при перемиканні перетворювача, підключеного до штокової порожнини гідроциліндра. Вказана різниця у часі протікання перехідного процесу пояснюється більшими перепадами тиску між поршневою та штоковою порожнинами ( $p_1 - p_2$ )  $\leq 3,96$  МПа, яка викликана різницею ефективною площею поршня в асиметричному гідроциліндрі [15].

Більший об'єм поршневої порожнини призводить до менших коливань тиску, та як наслідок, інших характеристик перехідного процесу, порівняно із тими ж характеристиками процесу перемикання електрогідравлічного перетворювача, підключеного до штокової порожнини [15]. Після переходу системи в усталений режим тиск в порожнинах гідроциліндру та каналах сопел електрогідравлічних перетворювачів практично вирівнюється. Так при роботі електрогідравлічного перетворювача, що підключений до штокової порожнини перепад тиску між порожниною та каналом сопла становить 0,313 МПа [15], при роботі електрогідравлічного перетворювача підключеного до поршневої порожнини – 0,35 МПа.

Після входження електрогідравлічного перетворювача в усталений режим роботи сумарні витрати для поршневої порожнини повинні дорівнювати нулю:

$$Q_{\Sigma,1}(t) = Q_{ДР,1}(t) - Q_{КЛ,1}(t) + Q_{ГЦ,1}(t) - Q_{СТ,1}(t), \quad (2)$$

де  $Q_{ДР.1}(t)$  – подача робочої рідини через вхідний дросель;  $Q_{КЛ.1}(t)$  – витрата робочої рідини через електрокерований зворотний клапан;  $Q_{СТ.1}(t)$  – витрата робочої рідини викликана зміною об’єму внаслідок зміни тиску;  $Q_{ГЦ.1}(t)$  – витрата викликана зміною об’єму поршневої порожнини.

Подача робочої рідини через вхідний дросель та витрата робочої рідини через зворотний клапан електрогідравлічного перетворювача визначається залежностями (3) та (4), відповідно, та представлені на рис. 5.

$$Q_{ДР.1}(t) = \mu_{ДР} \cdot \frac{\pi \cdot d_{ДР}^2}{4} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_{НОМ} - p_1|}{\rho}} \quad (3)$$

$$Q_{КЛ.1}(t) = \mu_{КЛ} \cdot \left( \pi \cdot d_C \cdot x(t) \cdot \sin\left(\frac{\beta}{2}\right) \cdot \left[ 1 - \frac{x}{2 \cdot d_C} \cdot \sin(\beta) \right] \right) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_1 - p_{11}|}{\rho}} \quad (4)$$

Витрата викликана зміною об’єму поршневої порожнини гідроциліндру внаслідок руху поршня визначається залежністю (5) та показана на рис. 6.

$$Q_{ГЦ.1}(t) = \frac{\pi \cdot d_{Ц}^2}{4} \cdot (-V_{П}) \quad (5)$$

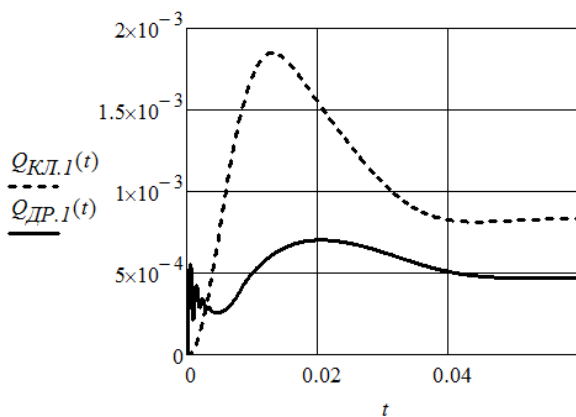


Рисунок 5 – Динаміка надходження рідини через вхідний дросель та її витрат через клапан та елемент сопло-заслінка

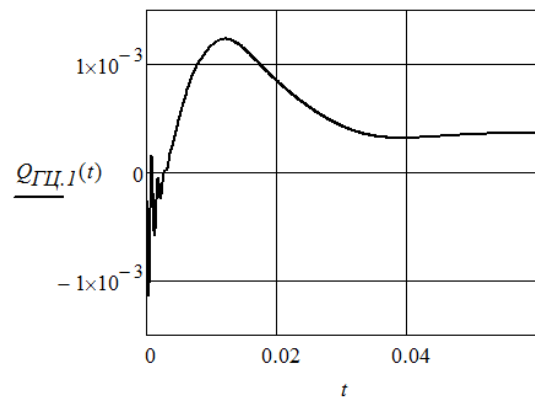


Рисунок 6 – Динаміка витрати викликана зміною об’єму поршневої порожнини гідроциліндру

Динаміка витрати робочої рідини викликана зміною об’єму внаслідок зміни тиску визначається залежністю (6) та показана на рис. 7.

$$Q_{СТ.1}(t) = \frac{\pi \cdot d_{Ц}^2 \cdot (y + 0,01)}{4 \cdot E} \cdot p_1 \quad (6)$$

Як видно із рис. 8 динамічна характеристика сумарних витрат робочої рідини для поршневої порожнини гідроциліндра  $Q_{\Sigma 1}(t)$  носить більш якісний характер ніж для штокової порожнини [15]. Сумарна витрата досягає нульового рівня через 0,004 с.

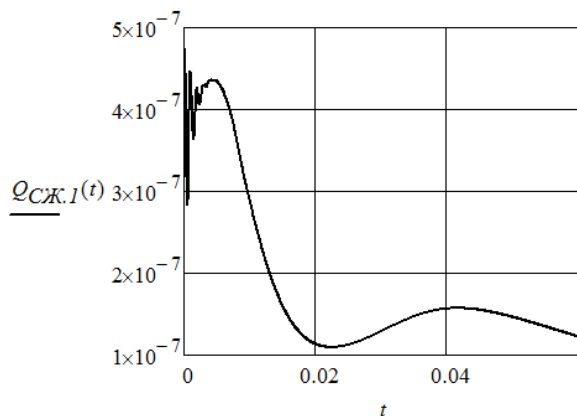


Рисунок 7 – Динаміка витрати робочої рідини викликаною зміною об'єму внаслідок зміни тиску

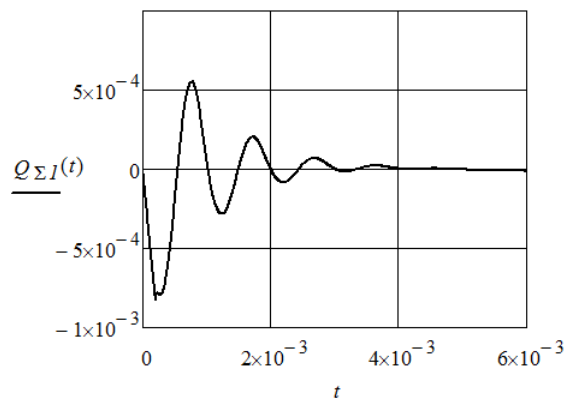


Рисунок 8 – Динаміка сумарних витрат робочої рідини для поршневої порожнини гідроциліндра

### Висновки та перспективи подальших досліджень

При перемиканні електрогідролічного перетворювача, підключеного до поршневої порожнини гідроциліндра, перехідний процес триває швидше, а його характеристики ближче до аперіодичних ніж характеристики аналогічного процесу дослідженого в [15]. Це пояснюється більшим об'ємом поршневої порожнини порівняно зі штоковою. В іншому характер протікання перехідних процесів дуже схожий на процеси, розглянуті в [15]. Отже для розробки мехатронних модулів поступального руху доцільно використовувати саме асиметричні гідроциліндри.

Гіпотеза про можливість сумісної роботи, послідовно встановлених, елементів сопло-заслінка та зворотних клапанів знайшла додаткове підтвердження. Серед перспектив найближчих досліджень потрібно виділити моделювання синхронного перемикання обох електрогідролічних перетворювачів [7], мехатронного модуля [8].

**Список літератури:** 1. Лозінський Д.О. Пропорційний електрогідролічний розподільник з незалежним керуванням потоків для мобільних машин : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.02.08 “Машинознавство” / Д.О. Лозінський. – Вінниця, 2010. – 20 с. 2. Петров О.В. Гідропривод чутливий до навантаження на базі мультирежимного гідророзподільника : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.02.08 “Машинознавство” / О.В. Петров. — Вінниця, 2010. – 20 с. 3. Репінський С.В. Система керування аксіально-поршневого регульованого насоса з профільованим вікном золотника комбінованого регулятора подачі: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.02.08 “Машинознавство” / С.В. Репінський. – Вінниця, 2011. – 20 с. 4. Гидравлическое оборудование. Часть 3: отраслевой каталог. – М.: ВНИИТЭМР, 1992. – 60 с. 5. Product catalog industrial hydraulics. – Режим доступу: <http://www.boschrexroth.com> 6. Hydraulic controls products. – Режим доступу: <http://www.parker.com> 7. Пат. 76766 Україна, МПК (2006) F15B 3/00. Електрогідролічний підсилювач / Скворчевський О.Є.; заявник та патентовласник Скворчевський О.Є. – № 2004021138 ; заявл. 17.02.04 ; опубл. 15.09.06,

- Бюл. № 9. **8.** *Скворчевський О.Є.* Інваріантний до  $\varepsilon$  електрогідравлічний слідкуючий привод зі змінною структурою / *О.Є. Скворчевський* // Наукові праці ДонНТУ. Серія: Гірничо-електромеханічна. – Донецьк: ДонНТУ. – 2012. – Випуск 2(24). – С. 207-217.
- 9.** *Скворчевський О.Є.* Аналітичний огляд сучасних методів математичного комп'ютерного моделювання робочих процесів електрогідравлічних систем та агрегатів / *О.Є. Скворчевський* // Вісник НТУ «ХП»: Нові рішення у сучасних технологіях. – Харків: НТУ «ХП» – 2011. – № 34. – С. 71-79.
- 10.** *Lovrec D.* Electro hydraulic load-sensing with closed-loop controlled actuators – theoretical background / *D. Lovrec, E. Deticek, F. Faber* // Advanced in Production Engineering & Management, № 4. – 2009. – P.93-104.
- 11.** *Jin Yu* Dynamic simulation on quadrangular leveling system under proportional technology / *Jin Yu, Jiquan Liu, Xiaoci Chen, Jun Liu* // Applied Mathematics & Information science – An International Journal, № 5(2). – 2011. – P. 123-128.
- 12.** *Yao Jian-jun* High precision position control of electro-hydraulic servo system based on feed-forward compensation / *Yao Jian-jun, Di Duo-tao, Jiang Gui-lin, Liu Sheng* // Research Journal of Applied Science, Engineering and Technology. – № 4. – 2012. – P. 289-298.
- 13.** *Скворчевський О.Є.* Нелінійне математичне моделювання динаміки мехатронного модуля, побудованого на основі елементів сопло-заслінка та пропорційних електромагнітів / *О.Є. Скворчевський* // Механіка та машинобудування. Науково-технічний журнал. – Харків: НТУ «ХП», 2012. – № 2. – С. 19-27.
- 14.** *Скворчевський О.Є.* Математична модель мехатронного модуля, побудованого із використанням нормально-закритих електрогідравлічних перетворювачів / *О.Є. Скворчевський* // Східноєвропейський журнал передових технологій. – 2012. – № 6/7(60). – С. 66-70.
- 15.** *Скворчевський О.Є.* Імітаційне моделювання процесу перемикання мехатронного модуля лінійного переміщення із режиму гідростопоріння в режим регулювання / *О.Є. Скворчевський* // Вісник НТУ «ХП»: Нові рішення у сучасних технологіях. – Харків: НТУ «ХП» – 2012. – № 66 (972). – С. 46-51.

*Надійшла до редколегії 13.05.2013*

УДК 681.527.3:623.438

**Обґрунтування можливості роботи елемента сопло-заслінка із послідовно включеним зворотним клапаном** / *О. Є. Скворчевський* // Вісник НТУ «ХП». Серія: Автомобіле- та тракторобудування, 2013. – № 30 (1003). – С. 140–146. – Бібліогр.: 15 назв.

Целью работы является дальнейшее развитие исследований по обоснованию возможности реализации гидравлического замка и пропорционального регулирования на одном аппарате. Для достижения поставленной цели была усовершенствована математическая модель, предложенная ранее. Проведено ее численное интегрирование. Полученные характеристики переходного процесса подтвердили возможность совмещения гидравлического замка и пропорционального регулирования давления для запатентованного электрогидравлического преобразователя, подключенного к поршневой полости несимметричного гидравлического цилиндра.

**Ключевые слова:** электрогидравлический преобразователь нормально-закрытого типа, мехатронный модуль поступательного движения, нелинейные дифференциальные уравнения, численное интегрирование, характеристики переходных процессов.

The aim of this study is justification of the possibility by the combining shut-off valve function with function of the proportional pressure control on the single valve. This aim has been achieved by the improvement and numeral integration of the previously proposed mathematical model. The transient process characteristics have been obtained. They are confirming the hypotheses of the possibility by the combining shut-off valve function with function of the proportional pressure control on the single valve.

**Keywords:** electro-hydraulic converter with decreasing characteristic curve, linear motion mechatronic module, non-linear differential equation, numerical integration, transient process characteristics.