

## **Выводы.**

1. Выполненные экспериментальные исследования показали, что закрытая схема в сочетании с исключением ударной волны, как основного фактора нагружения, введением воздушного промежутка между свободной поверхностью воды и заготовкой, сохраняя высокий КПД, обеспечивает безопасность и долговечность работы оборудования.

2. Анализ результатов экспериментов, приведенных в таблице 2, показывает, что увеличение воздушной полости до величин, превышающих диаметр взрывной камеры, сохраняет КПД процесса в пределах в несколько раз превышающих его величину в традиционных схемах.

3. Последнее обстоятельство позволяет выполнять отдельный ввод заряда ВВ и заготовки, что обеспечивает безопасность выполнения взрывом горячей штамповки.

4. На сегодня последний вывод уже реализован в опытно-промышленных условиях горячей ВШ деталей из плоских и трубчатых заготовок больших толщин [5].

**Список литературы:** 1. Баум ф.А, Орленко Л.П, Шехтер Б.И. и др. Физика взрыва, монография, под ред. К.П, Станюковича, изд. 2-е, перераб, „Наука”, М, 1975, с.590. 2. Драгобецкий В.В. Нові напрями удосконалення властивостей металевих виробів методами вибухового оброблення. К. Машинознавство. 2002. – №6, с. 38-42. 3. Драгобецкий В.В. Практика и перспективы создания прогрессивных технологий импульсной металлообработки. Машиностроение и техносфера XXI века. Сборник трудов IX международной научно-технической конференции. Том 1. Севастополь-Донецк. – 2002, - с.187-191 4. Пихтовников Р.В., Завьялова В.И. Штамповка листового металла взрывом,- М: Машиностроение, 1964. - с. 63-70. 5. Елисеев Р.В. Опыт горячей взрывной штамповки толстостенных деталей сферической формы. Сборник научных трудов Донбасской государственной машиностроительной академии: Обработка материалов давлением. – Краматорск: ДГМА, 2009. - № 2(21). – С.192-197.

**УДК 681.527.3:623.438**

**СКВОРЧЕВСЬКИЙ О.Є.**, канд. техн. наук, доц., НТУ “ХП”

## **МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ СТАТИЧНИХ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНИХ ПЕРЕТВОРЮВАЧІВ НОРМАЛЬНО-ЗАКРИТОГО ТИПУ**

В роботі представлені розрахункові статичні характеристики вдосконалених електрогидравлічних перетворювачів нормально-закритого типу. Спираючись на уточнену нелінійну математичну модель вказаного перетворювача, проведений аналіз впливу його конструктивних та функціональних параметрів на статичні робочі процеси.

В работе представлены расчетные статические характеристики усовершенствованных электрогидравлических преобразователей нормально-закритого типа. Опираясь на уточненную нелинейную математическую модель указанного преобразователя, проведен анализ влияния его конструктивных и функциональных параметров на статические рабочие процессы.

The paper presents estimates of advanced static characteristics of transducers, normally closed. Based on the refined non-linear mathematical model of this transducers, the analysis of the influence of its structural and functional parameters to static workflows.

Характеристики статичних робочих процесів вважають одними із найважливіших показників якості роботи апаратури із пропорційним електричним керуванням. Особливо це актуально для електрогідравлічних перетворювачів (ЕГП), що використовуються у якості перших ступенів керування пропорційних розподільників та клапанів, тому що якість першого ступеню керування значною мірою буде визначати якість всього гідроапарату. В роботах [1-2] розроблена математична модель ЕГП, запропонованого в роботі [3] та в подальшому вдосконаленого. Також була уточнена його нелінійна математична модель [2].

Характеристики ЕГП, які використовуються у складі вітчизняної гідроапаратури з пропорційним електричним керуванням в каталозі [4] окремо не приводяться. В [4] наведені лише характеристики гідравлічних апаратів з пропорційним керуванням в цілому. Закордонні виробники [5, 6] надають характеристики ЕГП, що використовуються у складі гідроапаратури та гідромашин з пропорційним електричним керуванням. Однак оскільки ЕГП нормально-закритого типу [3] має конструктивну новизну, застосовувати для опису його статичних робочих процесів характеристики інших аналогічних гідроапаратів недоцільно. Таким чином, вибір функціональних та конструктивних параметрів ЕГП нормально-закритого типу на основі математичного моделювання його робочих процесів є важливою складовою наукового обґрунтування його створення для систем приводів мобільних машин та технологічного обладнання.

Задачею статті є моделювання статичних робочих процесів ЕГП нормально-закритого та виявлення впливу його конструктивних та функціональних параметрів на статичні характеристики.

Рівняння статички перетворювача отримаємо шляхом прирівнювання похідних, що входять до системи диференціальних рівнянь [2] до нуля. Рівняння статички рухомих частин ЕГП нормально-закритого типу:

$$\begin{cases} k_I \cdot I - F_{3n} - c_3 \cdot x - \frac{\pi \cdot d_{11}^2}{4} \cdot p_{11} - \frac{2 \cdot Q_{114}^2 \cdot \rho}{\pi \cdot d_{11}^2} + \\ + \rho \cdot Q_{E11} \cdot V_L \cdot \cos \beta + \frac{\pi \cdot d_4^2}{4} \cdot p_E = 0, \text{ при } x \text{ від } 0 \text{ до } Y, \\ N_2 = F_{3n} + \frac{\pi \cdot (d_{11}^2 - d_4^2)}{4} \cdot p_E, \text{ при } x = 0, \\ N_1 = k_I \cdot I - F_{3n} - c_3 \cdot x - \frac{\pi \cdot d_{11}^2}{4} \cdot p_{11} + \frac{\pi \cdot d_4^2}{4} \cdot p_E, \text{ при } x = Y. \end{cases} \quad (1)$$

Значення кута  $\beta$  конічної поверхні запірнього елемента зворотного клапана обираємо так, щоб гідродинамічна сила дії струменя сопла на заслінку та гідродинамічна сила, що діє на запірний елемент зворотного клапана компенсували одна одну:

$$\rho \cdot Q_{E11} \cdot V_L \cdot \cos \beta - \frac{2 \cdot Q_{11A}^2 \cdot \rho}{\pi \cdot d_{11}^2} = 0. \quad (2)$$

З рівняння (2) отримаємо значення кута конічної поверхні запірнього елемента клапана  $\beta = 53^\circ$  при діаметрі каналу сопла  $d_{11} = 7$  мм.

Тягову характеристику пропорційного електромагніту потрібно узгодити з механічною характеристикою гідравлічної частини БПЕГП так, щоб вирішити дві задачі: по-перше – перемикання запірнього елемента зворотного клапана і відхід його на відстань значно більшу діапазону регулювання елемента сопло-заслінка; по-друге – забезпечення пропорційності регулювання елемента сопло-заслінка.

Узгодити механічну характеристику гідравлічної частини БПЕГП та тягову характеристику пропорційного електромагніту, так як було сказано вище, можна шляхом лише часткового гідростатичного розвантаження жорстко з'єднаних заслінки, запірнього елемента зворотного клапана та поршня. Цього можна досягти вибравши співвідношення діаметру сопла  $d_{11}$  та діаметру поршня гідростатичного розвантаження  $d_4$  таким чином, щоб на жорстко з'єднані заслінку, запірний елемент зворотного клапана та поршень діяла сила тиску, пропорційна зусиллю електромагніту. Провівши попередній розрахунок діаметр поршня обираємо  $d_4 = 6,5$  мм.

Враховуючи розвантаження жорстко з'єднаних заслінки, запірнього елемента зворотного клапана та поршня гідростатичного розвантаження від сил швидкісного напору робочої рідини та ввівши коефіцієнт запасу по тяговому зусиллю електромагніту, рівняння (2) матиме вигляд:

$$\begin{cases} \frac{k_I \cdot I}{k_{3П}} - F_{3n} - c_3 \cdot x - \frac{\pi \cdot d_{11}^2}{4} \cdot p_{11} + \frac{\pi \cdot d_4^2}{4} \cdot p_E = 0, \text{ при } x \text{ від } 0 \text{ до } Y, \\ N_2 = F_{3n} + \frac{\pi \cdot (d_{11}^2 - d_4^2)}{4} \cdot p_E, \text{ при } x = 0, \\ N_1 = k_I \cdot I - F_{3n} - c_3 \cdot x - \frac{\pi \cdot d_{11}^2}{4} \cdot p_{11} + \frac{\pi \cdot d_4^2}{4} \cdot p_E, \text{ при } x = Y. \end{cases} \quad (3)$$

де  $k_{3П}$  – коефіцієнт запасу по тяговому зусиллю пропорційного електромагніту.

Система (3) є системою рівнянь статичного балансу сил рухомих частин ЕГП нормально-закритого типу.

Діапазон струму керування в обвитці електромагніту обираємо від 0,5 до 1,5 А. Враховуючи особливості тягових характеристик електромагнітів [7] максимальну відстань, на яку відходять рухомі частини ЕГП приймаємо рівною 4 мм. Інші конструктивні та функціональні параметри, що входять до складу рівнянь (3) наведені у табл. 1.

Таблиця Значення конструктивних та функціональних параметрів

Назва параметру	Позначення параметру	Значення параметру	Одиниця вимірювання
Коефіцієнт запасу по тяговому зусиллю пропорційного електромагніту	$k_{зп}$	1,107	–
Коефіцієнт пропорційності по струму електромагніту	$k_I$	96,67	Н/А
Сила попереднього стискання пружини	$F_{3n}$	12,6	Н
Жорсткість пружини	$c_3$	$0,84 \cdot 10^4$	Н/м
Кут конічної поверхні запірнього елемента зворотного клапана	$\beta$	$53^\circ$	градуси
Діаметр каналу сопла	$d_{11}$	7	мм
Діаметр поршня гідростатичного розвантаження	$d_4$	6,5	мм
Діаметр шийки, що зв'язує поршень гідростатичного розвантаження та запірний елемент	$d_7$	3	мм

Жорстко з'єднані заслінка, запірний елемент зворотного клапана та поршень є гідростатично розвантаженими [3]. Однак підхід до узгодження тягової характеристики пропорційного електромагніту та механічної характеристики ЕГП ставить задачу відкриття запірнього елемента зворотного клапана при переході перетворювача з режиму запирання робочих порожнин гідроциліндра в режим регулювання тиску. Ця задача пов'язана з тим, що інерційні навантаження, які діють на об'єкт регулювання, замикаються на робочу рідину і, таким чином, тиск в замкнених робочих порожнинах гідроциліндра може значно перевищувати номінальний тиск гідросистеми. Проблему відкриття запірнього елемента зворотного клапана при тиску, який в декілька разів перевищує номінальний, можна вирішити також шляхом форсування пропорційного електромагніту, тобто імпульсно подавати струм керування, який значно перевищує робочий струм регулювання пропорційного електромагніту.

Рівняння витрат для порожнини регулювання тиску ЕГП:

$$\mu_E \cdot \frac{\pi \cdot d_E^2}{4} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_{роб} - p_E)}{\rho}} - \mu_{E11} \cdot \pi \cdot d_{11} \cdot x \cdot \sin \beta \cdot \left(1 - \frac{x}{2 \cdot d_{11}} \cdot \sin(2\beta)\right) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_E - p_{11})}{\rho}} = 0. \quad (4)$$

На етапі математичного моделювання робочих процесів ЕГП нормально-закритого типу через невизначеність конфігурації вхідних каналів та вхідним отвором порожнини  $E$  регулювання тиску приймаємо  $\mu_E = 0,5$  з подальшим уточненням при верифікації математичної моделі за результатами експериментальних досліджень. Діаметри  $d_E$  вхідного дроселя приймаємо 1, 2, 3

мм та для різних значень проводимо моделювання статичних характеристик ЕГП. Враховуючи технологічні можливості вітчизняного машинобудування, номінальний робочий тиск обираємо  $p_{ном} = 16$  МПа за ГОСТ 12445-80.

За даними роботи [8] коефіцієнт витрати для конусних клапанів, що посаджені на гостру кромку сідла, можна прийняти рівним 0,6-0,62. Однак, дані коефіцієнти витрати визначені при умові, що робочій хід клапанного елемента значно менший за діаметр сідла клапана. Але при переході ЕГП із режиму гідростопоріння у режим регулювання запірний елемент зворотного клапана відходить від сідла на відстань порівняну із діаметром сідла, тому приймаємо  $\mu_{E11} = 0,75$ .

Рівняння витрат для каналу сопла:

$$\begin{aligned} \mu_{E11} \cdot \pi \cdot d_{11} \cdot x \cdot \sin \beta \cdot \left(1 - \frac{x}{2 \cdot d_{11}} \cdot \sin(2\beta)\right) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_E - p_{11})}{\rho}} - \\ - \mu_{11A} \cdot \pi \cdot d_{11} \cdot (Y - x) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_{11} - p_A)}{\rho}} = 0. \end{aligned} \quad (5)$$

Тиск в порожнині зливу  $A$  приймаємо рівним атмосферному  $p_A = p_{атм}$ .

Елемент сопло-заслінка, що входить до складу ЕГП, що розглядається, працює при високих перепадах тиску. Отже режим руху робочої рідини буде турбулентним. При стійкому турбулентному режимі руху рідини коефіцієнт витрати елемента сопло-заслінка залишається практично постійним, при співвідношенні робочого ходу елемента сопло-заслінка та діаметру каналу сопла  $x/d_{11} = 0,1$  значення  $\mu_{11A} = 0,65$  [9].

Система алгебраїчних рівнянь (3)-(5) є нелінійною, як по змінним так і по параметрам. Методи символічного рішення таких систем алгебраїчних рівнянь розроблені недостатньо. Тому численно вирішимо вказану систему відносно  $x$ ,  $p_{11}$ ,  $p_E$  та отримаємо залежності  $x = f(I)$ ,  $p_{11} = f(I)$ ,  $p_E = f(I)$  для різних діаметрів вхідних дроселів  $d_E$  рис. 1 – рис. 5.

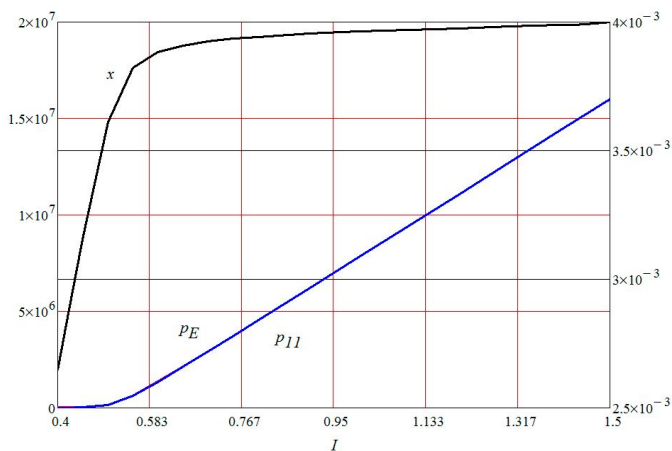


Рис. 1. Залежності  $x = f(I)$ ,  $p_{11} = f(I)$ ,  $p_E = f(I)$  при  $d_E = 1$  мм

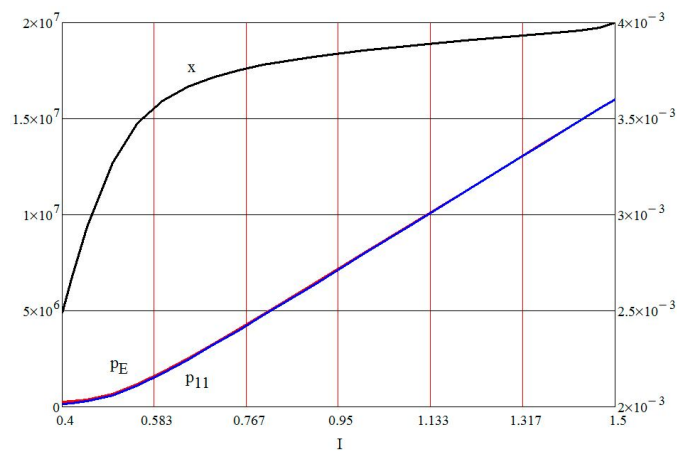


Рис. 2. Залежності  $x = f(I)$ ,  $p_{11} = f(I)$ ,  $p_E = f(I)$  при  $d_E = 2$  мм

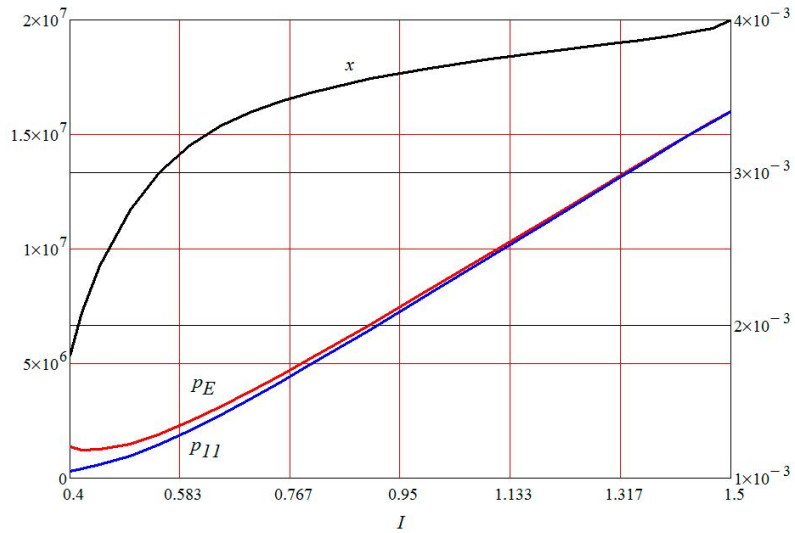


Рис. 3. Залежності  $x = f(I)$ ,  $p_{11} = f(I)$ ,  $p_E = f(I)$  при  $d_E = 3$  мм

Як видно із рис. 1-5 залежності  $x = f(I)$ ,  $p_{11} = f(I)$ ,  $p_E = f(I)$  носять практично лінійний характер в межах достатнього діапазону регулювання струму. Зі збільшенням діаметру  $d_E$  вхідного дроселя діапазон регулювання по струму зменшується за рахунок збільшення перепаду тиску в порожнині регулювання  $p_E$  та в каналі сопла  $p_{11}$ .

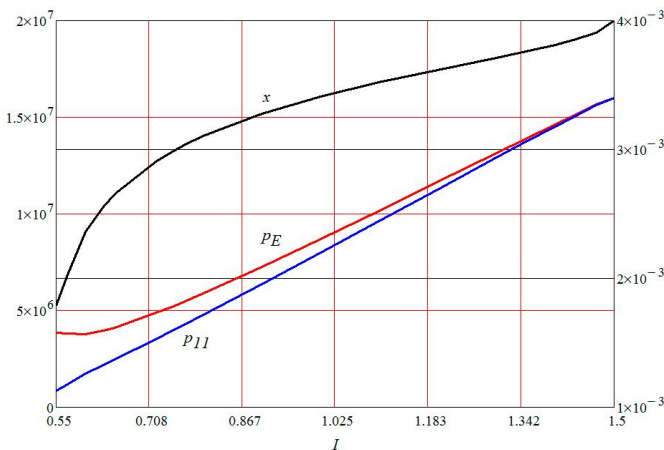


Рис. 4. Залежності  $x = f(I)$ ,  $p_{11} = f(I)$ ,  $p_E = f(I)$  при  $d_E = 4$  мм

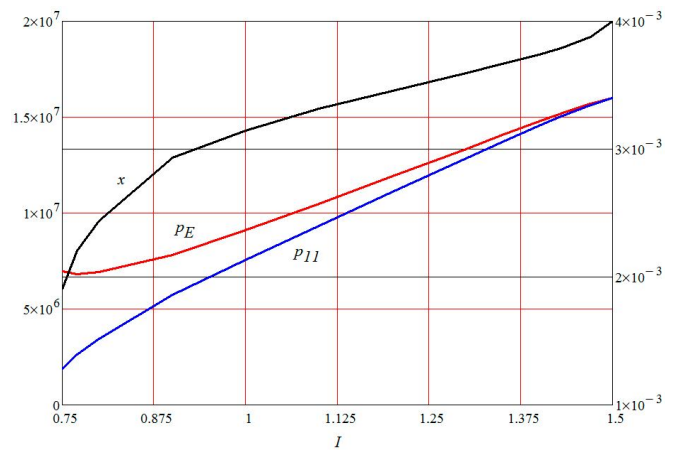


Рис. 5. Залежності  $x = f(I)$ ,  $p_{11} = f(I)$ ,  $p_E = f(I)$  при  $d_E = 5$  мм

Представлена в роботах [1, 2] та в подальшому удосконалена нелінійна математична модель ЕГП нормально-закритого типу [3] дозволила провести дослідження його статичних робочих процесів та зробити наступні висновки:

1. залежності  $x = f(I)$ ,  $p_{11} = f(I)$ ,  $p_E = f(I)$  носять практично лінійний характер в межах значного діапазону регулювання струму. Це відкриває широкі можливості для використання ЕГП нормально-закритого типу [3] у складі гідравлічної апаратури із пропорційним електричним керуванням, насосів із регульованою потужністю, а також для безпосереднього керування гідравлічними двигунами;

2. зі збільшенням діаметру вхідного дроселя  $d_E$  збільшується перепад тиску  $\Delta p = p_E - p_{11}$ , що призводить до зменшення діапазону лінійного регулювання тиску по струму. Тим не менше навіть для  $d_E = 5$  мм цей діапазон залишається досить значним;

3. вцілому дослідження статичних робочих процесів дозволило частково підтвердити гіпотезу, покладену в основу створення ЕГП нормально-закритого типу [3]: послідовно встановлені елемент сопло-заслінка та електрокерований зворотній клапан можуть працювати сумісно за рахунок значної відмінності в величині їх робочих ходів.

Серед напрямків подальших досліджень потрібно відмітити розрахунок енергетичних та динамічних характеристик перетворювача на основі його математичної моделі, експериментальні дослідження його робочих процесів, верифікацію математичної на основі експериментальних досліджень.

В результаті комплексу проведених та намічених досліджень має стати створення уніфікованого типорозмірного ряду ЕГП нормально-закритого типу [3] придатних до використання у складі систем приводів мобільних машин та стаціонарного технологічного обладнання.

**Список літератури:** 1. *Скворчевський О.Є.* Математичний опис електромеханічних процесів у багатофункціональному пропорційному електрогідравлічному перетворювачі / О.Є. Скворчевський // Вісник НТУ «ХПІ». Транспортне машинобудування. – 2006. – № 26. – С. 188–195. 2. *Скворчевський О.Є.* Математична модель багатофункціонального пропорційного електрогідравлічного перетворювача / О.Є. Скворчевський // Східноєвропейський журнал передових технологій. – 2006. – № 6. – С. 30-33. 3. Пат. 76766 Україна, МПК (2006) F15B 3/00. Електрогідравлічний підсилювач / *Скворчевський О.Є.*; заявник та патентовласник Скворчевський О.Є. – № 2004021138 ; заявл. 17.02.2004 ; опубл. 15.09.2006, Бюл. № 9. 4. Гидравлическое оборудование. Часть 3: отраслевой каталог. – М.: ВНИИТЭМР, 1992. – 60 с. 5. MOOG Durchflub-Servoventile baureihe 76: каталог фирмы MOOG. – 24 с. 6. Hydraulik- und elektronik-komponenten für proportional- und servo-systeme. – Würzburg: Mannesmann Rexroth GmbH, 1988. – 496 с. 7. Пат. 75780 Україна, МПК (2006) H01F 7/08. Пропорційний електромагніт / *Скворчевський О.Є.*; заявник та патентовласник Скворчевський О.Є. – 20040705646 ; заявл. 12.07.2004 ; опубл. 15.05.2006, Бюл. № 5. 8. *Башта Т.М.* Гидравлические приводы летательных аппаратов / Т.М. Башта – М.: Машиностроение, 1967. – 496 с. 9. *Гамынин Н.С.* Гидравлический привод систем управления / Гамынин Н.С. – М.: Машиностроение, 1972. – 376 с.