

**О. В. Піонткевич<sup>1</sup>**  
**Л. Г. Козлов<sup>1</sup>**  
**О. В. Березюк<sup>1</sup>**  
**О. В. Сердюк<sup>1</sup>**

## **РОЗРАХУНОК ГІДРОДИНАМІЧНОЇ СИЛИ НА ЗОЛОТНИКУ ВРІВНОВАЖУВАЛЬНОГО КЛАПАНА НА ОСНОВІ ІМІТАЦІЙНОГО МОДЕЛЮВАННЯ ТЕЧІЇ РОБОЧОЇ РІДИНИ В ЙОГО КАНАЛАХ**

<sup>1</sup>Вінницький національний технічний університет

*Удосконалення гідроапаратури мобільних робочих машин забезпечує конкурентоспроможність продукції, ефективність робочих характеристик, вирішення проблем, які виникають під час експлуатації обладнання. Процес удосконалення гідроапаратури включає складні етапи проєктування. Сучасні підходи до проєктування гідроапаратури передбачають розробку математичних моделей, дослідження теоретичних робочих характеристик, проведення імітаційного моделювання, виготовлення дослідного зразка та перевірка його реальних робочих характеристик з подальшим вдосконаленням. Водночас сучасний інженер-конструктор, використовуючи пакети програмного забезпечення MATLAB, Autodesk Inventor та Simulation CFD, послідовно виконує етапи проєктування, що дозволяє досягти успішних результатів.*

*Детально розглянуто імітаційне моделювання течії робочої рідини в каналах врівноважувального клапана. Основна функція врівноважувального клапана — забезпечення пропорційності керування швидкістю руху вантажу. У дослідженні розглянуто особливості течії робочої рідини по каналах врівноважувального клапана для врахування цього процесу в математичній моделі. Авторами статті проаналізовано тривимірну модель врівноважувального клапана та процес імітації течії робочої рідини по його каналах. Зафіксовано нерівномірний розподіл тиску в пазах основного золотника врівноважувального клапана. Розраховано значення розподілу тиску в поздовжньому перерізі потоку робочої рідини, що проходить через робоче вікно основного золотника та враховано розподіл тиску і по інших поверхнях цього золотника. Аналіз розподілу тиску по поверхні основного золотника дозволяє трансформувати отримані значення в сумарну гідродинамічну силу на основному золотнику. Аналіз розподілу тиску за різних початкових умов дозволив отримати апроксимовану залежність гідродинамічної сили. Цю залежність запропоновано використовувати в математичних моделях для удосконалення врівноважувального клапана, що забезпечить підвищення точності результатів моделювання.*

**Ключові слова:** врівноважувальний клапан, імітаційне моделювання, втрати тиску, гідродинамічна сила.

### **Вступ**

Розробка та впровадження пропорційної керуваної гідроапаратури для гідроприводів мобільних робочих машин є на сьогодні актуальним напрямом. Під час створення пропорційної гідроапаратури досліджують робочі процеси в гідроприводах на основі математичного моделювання [1], [2]. Варто зазначити, що точні математичні моделі гідроагрегатів включають теоретичні та експериментальні залежності, які описують особливості течії робочої рідини по каналах гідроапаратури, а також сили, що діють на їхні золотники. Це дозволяє суттєво підвищити точність математичних моделей та отримати достовірні результати стосовно теоретичних робочих характеристик гідроприводів.

Сучасні пакети програмного забезпечення дозволяють розрахувати процес течії робочої рідини

по каналах гідроапаратури, використовуючи тривимірні моделі. В процесі імітаційного моделювання течії робочої рідини визначаються такі параметри, як швидкість течії та величини тисків. Розрахунки імітаційного моделювання здійснюються методом скінченних елементів. Це дозволяє розрахувати втрати тиску на золотниках з подальшою апроксимацією у величини гідродинамічних сил, що діють на золотники гідроапаратури. При цьому виготовлення експериментальних зразків здійснюється після перевірки отриманих результатів удосконалення.

В цьому дослідженні поставлено *задачу* розрахунку гідродинамічної сили на етапі проектування врівноважувального клапана без виготовлення високовартісного дослідного зразка.

### **Аналіз останніх джерел досліджень**

Багато праць спрямовано на дослідження гідродинамічної сили [3], [4] чи моменту [5], [6] для елементів гідроапаратури. Встановлено, що величина гідродинамічної сили залежить від подачі робочої рідини та зростає зі збільшенням переміщення керувального золотника. Гідродинамічна сила завжди спрямована в бік зменшення відкриття керувального золотника.

Встановлення величин гідродинамічних сил на золотниках гідророзподільників має важливе значення для проектування гідроапаратури і систем керування. В праці [7] розглянуто двокаскадний гідравлічний підсилювач крутного моменту з однощільним гідророзподільником другого каскаду. Побудовано нелінійну математичну модуль гідравлічного підсилювача крутного моменту та його структурну схему. В математичній моделі враховано вплив гідродинамічної сили, яка намагається протидіяти відкриттю золотника гідророзподільника.

Під час імітаційного моделювання течії робочої рідини по каналах гідроапаратури необхідно враховувати вплив температури, якщо робоча температура гідроприводу змінюється в широкому діапазоні. В працях [8] та [9] подано результати впливу температури робочої рідини на витратну характеристику пропорційної гідроапаратури. Авторами цих робіт проаналізовано принципову схему, конструктивні особливості та геометричні параметри регулятора витрати. В математичній моделі враховано вплив гідродинамічної сили у редукційному клапані.

Підтвердження отриманих результатів є важливим етапом проектування нової гідроапаратури, що базується на проведенні експериментальних досліджень. В роботі [10] визначено силу тертя спокою та гідродинамічну силу на золотнику переливного клапана мультирежимного гідророзподільника. Отримані результати дозволяють підвищити точність математичного моделювання. Проте, затрати на експерименти суттєво впливають на вартість виготовлення гідроприводу. В свою чергу, в праці [11] подано результати перевірки отриманих експериментальних результатів та розрахованих параметрів під час математичного моделювання. Точність отриманих даних становить 95% за критерієм Фішера, а вартість розробки буде меншою. Отже, імітаційне моделювання забезпечує надійний метод оцінювання дії сил від течії робочої рідини, що дозволяє інженерам визначити необхідні розміри золотників гідроапаратури.

Сили, що діють на золотники та клапани гідророзподільника впливають на напруження, що виникають в них. Сюди також варто віднести дію гідродинамічної сили під час роботи гідроапаратури. В праці [12] запропоновано досліджувати напружений стан в золотниках гідророзподільників за допомогою поляризаційно-оптичних методів. Це дозволить вирішити проблему удосконалення регульованих характеристик гідророзподільника за рахунок оптимізації течії робочої рідини в його каналах. Оцінено також обґрунтування конструкції та теоретичних розрахунків для елементів гідроприводу на різних прикладах [13].

Наразі вибір варіанта пакета програмного забезпечення SOLIDWORKS Flow Simulation [14], Autodesk Simulation CFD [15] чи ANSYS-Fluent [16] фактично не впливає на якість отриманих результатів. Розрахунок параметрів течії робочої рідини в каналах гідроапаратури виконується шляхом розв'язання рівнянь Нав'є–Стокса, а ефективність моделювання CFD-програм можна підвищити за рахунок особливих налаштувань [17]. Рішення щодо вибору варіанта пакета програмного забезпечення ухвалюється з урахуванням зручності в користуванні та його доступності.

*Метою роботи* є отримання апроксимованої залежності гідродинамічної сили на основному золотнику врівноважувального клапана шляхом імітаційного моделювання течії робочої рідини в його каналах, що дозволить в подальшому уточнити рівняння нелінійної математичної моделі гідроприводу та підвищити точність теоретичних досліджень.

## Результати дослідження

Врівноважувальний клапан розроблено для гідроприводу, що забезпечує фіксацію вантажу в певній позиції, наприклад, для гідроприводів фронтальних навантажувачів [18]. Крім цього, врівноважувальний клапан перешкоджає кавітаційним процесам в робочих гідролініях за супутнього навантаження виконавчих органів, забезпечує пропорційність керування швидкістю руху вантажу, запобігає падінню вантажу під час розгерметизації рукавів високого тиску або інших гідроапаратів. На рис. 1. показано побудовану тривимірну модель врівноважувального клапана. Основними елементами врівноважувального клапана є корпус 1, основний золотник 2 з поршнем 3 та пружина 4. Дослідження проводилися для випадку, коли основний золотник 2 відкривається під дією тиску  $p_p$  на його лівий торець. Пружина 4 повертає основний золотник 2 в початкове положення та забезпечує регулювання відкриття робочого вікна у врівноважувальному клапані.

В робочому полі прикладної програми комп'ютерної лабораторії гідродинамічних процесів Autodesk Simulation CFD створено імітаційну модель течії робочої рідини в каналах врівноважувального клапана. На рис. 2а показано процес перетікання робочої рідини за турбулентного характеру потоку під тиском на вході  $p_p$  та тиском на виході  $p_v$  через робоче вікно врівноважувального клапана. Поставлену задачу розв'язано за допомогою алгоритму програми Autodesk Simulation CFD на основі рівнянь Нав'є–Стокса.

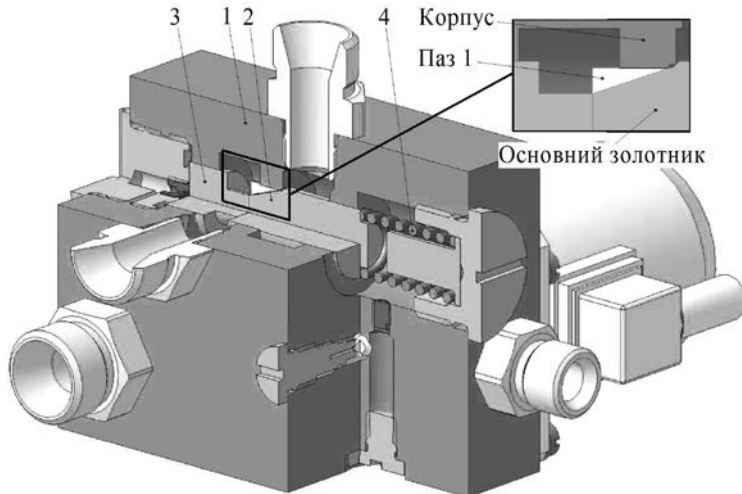


Рис. 1. Тривимірна модель врівноважувального клапана

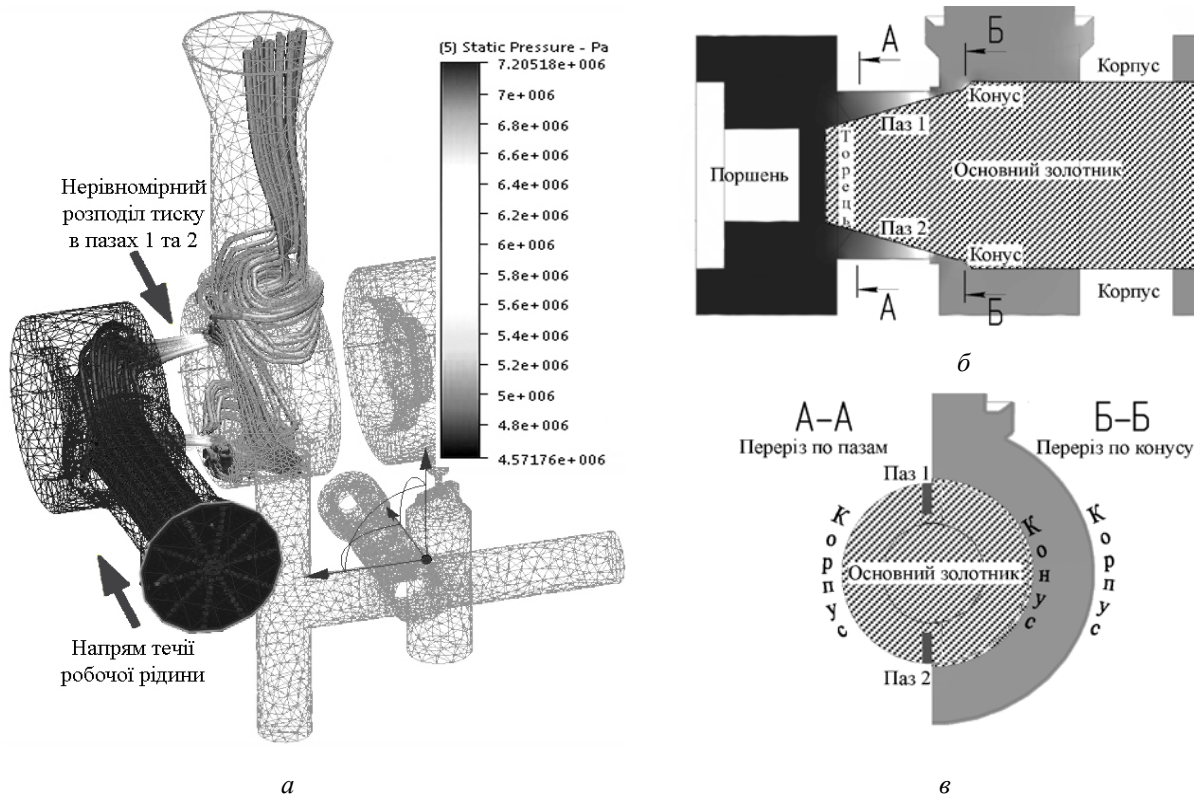


Рис. 2. Імітаційне моделювання течії робочої рідини каналами врівноважувального клапана:  
 а — процес перетікання течії робочої рідини по каналах; розподіл тиску: б — в поздовжньому;  
 в — в поперечному перерізах потоку робочої рідини, що проходить через врівноважувальний клапан

В процесі моделювання задавалися такі початкові умови: величини тисків на вході  $p_p$  та на виході  $p_y$  каналів корпусу 1, положення у основного золотника 2 та величина подачі  $Q_y$  через робоче вікно. Початкові умови розраховані за математичними моделями [19] та [20].

Розподіл тисків в площині поздовжнього перерізу потоку робочої рідини через врівноважувальний клапан показано на рис. 2б. Нерівномірний розподіл тиску формується в пазах основного золотника 2. Проаналізовано також розподіл тисків в поперечних перерізах (А—А та Б—Б) потоку робочої рідини, що проходять через пази та конус (рис. 2в).

Встановлено, що розподіл тиску  $p_p$  в потоці, який проходить через поперечний переріз А—А пазів основного золотника (див. рис. 2в) змінюється в радіальному напрямку лише на 0,5 %, а через поперечний переріз Б—Б поверхні конуса — на 3 %. Незначна зміна розподілу тиску  $p_p$  в поперечних перерізах А—А та Б—Б потоку дозволяє спростити розрахунки та обмежитися одним поздовжнім перерізом потоку (див. рис. 2б) для визначення розподілу тиску  $p_p$ , що діє на поверхні основного золотника. При цьому знехтувано дією розподілу тиску на поверхню конуса.

На рис. 3 показано розподіл тиску  $p_p$  для поздовжнього перерізу потоку, що проходить через робоче вікно основного золотника 2. Робоче вікно включає поверхні конуса, пазів 1, 2 та торця.

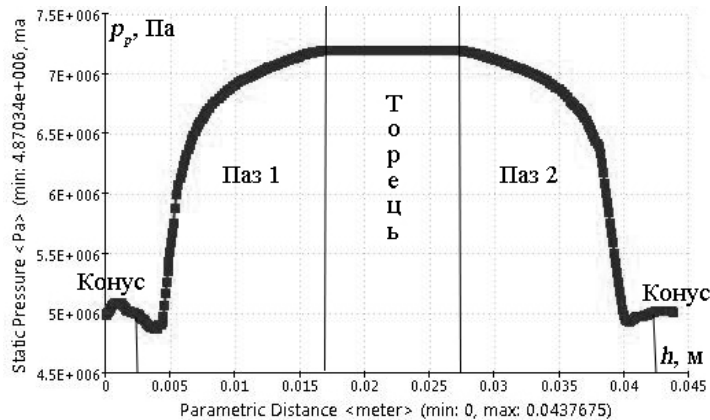


Рис. 3. Розподіл тиску  $p_p$  поздовжнього перерізу потоку робочої рідини, що проходить через робоче вікно основного золотника

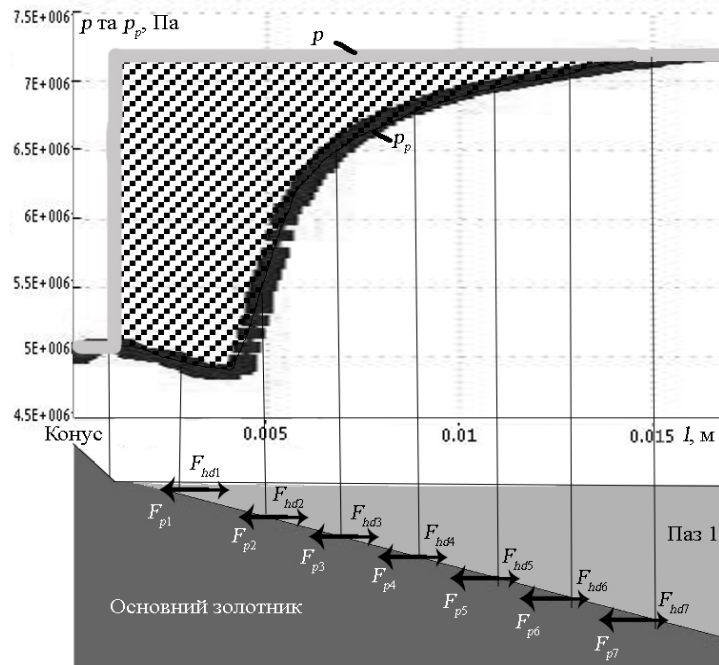


Рис. 4. Розподіл тисків (сил) на поверхні паза 1

Торець сприймає тиск  $p_p$  без змін, його значення відповідає тиску  $p_p$  на вході врівноважувального клапана. Нерівномірний розподіл тиску  $p_p$  зосереджений в частині потоку, що проходить через пази основного золотника 2. Розподіл тиску  $p_p$  вважаємо симетричним відносно центру отриманого графіка на рис. 3.

Розподіл тисків  $p$  та  $p_p$  по поверхні паза 1 основного золотника 2 показано на рис. 4. Тиск  $p$  діє на поверхню паза 1, коли основний золотник 2 закритий, а тиск  $p_p$  — на ту ж поверхню, коли він відкритий. Поверхню паза 1 розділено на рівні ділянки. Кожна ділянка має свій  $i$ -й номер та площу  $S_i$ , а також відповідні величини тисків  $p_i$  та  $p_{pi}$ . Вважається, що тиски  $p_i$  та  $p_{pi}$  діють на ділянку  $S_i$ .

На рис. 4 показано рушійні сили  $F_{pi}$ , що діють на основний золотник в кожній  $i$ -й ділянці паза 1 та є результатом добутку величини тиску  $p_{pi}$  до площі ділянки  $S_i$ . Заштрихована зона на рис. 4 показує втрати тиску  $p_i - p_{pi}$  під час течії робочої рідини через робоче вікно врівноважувального клапана. Втрати тиску  $p_i - p_{pi}$  для  $i$ -ї ділянки дозволяють розрахувати гідродинамічну силу  $F_{hdi}$  на цій ділянці. Вважалось, що дія рушійної  $F_{pi}$  та гідродинамічної сил  $F_{hdi}$  зосереджена в центрі відповідних  $i$ -х ділянок.

Гідродинамічна сила  $F_{hd}$  є сумою гідродинамічних сил  $F_{hdi}$ , що діють на  $i$ -ті ділянки основного золотника 2 та визначається за формулою, Н

$$F_{hd} = \sum_1^i [(p_i - p_{pi}) S_i z], \quad (1)$$

де  $p_i$  — середнє значення величини тиску на  $i$ -й ділянці основного золотника 2 у закритому поло-

женні;  $p_{pi}$  — середнє значення величини тиску на  $i$ -й ділянці основного золотника 2 у відкритому положенні;  $i$  — номер ділянки поверхні;  $S_i$  — площа ділянки паза 1;  $z$  — кількість пазів.

Враховуючи геометричні параметри ділянок формула (1) матиме такий вигляд:

$$F_{hd} = \sum_1^i [(p_i - p_{pi}) z b h_i \sin(\alpha)], \quad (2)$$

де  $\alpha$  — кут нахилу поверхні паза 1 до горизонтальної площини;  $b$  — ширина паза 1;  $h_i$  — довжина ділянки паза 1.

Результати розрахунку гідродинамічної сили  $F_{hd}$  за різних початкових умов  $p_p$ ,  $p_y$ ,  $Q_y$  зведені в таблицю. Величина тиску  $p_p$  враховує особливості конструкції корпусу 1, сили від дії пружини 4, величину тиску  $p_y$  на виході врівноважувального клапана та подачу  $Q_y$  робочої рідини через його робоче вікно. Тому подальші розрахунки доцільно виконувати для величин  $p_y$  та  $Q_y$ .

Результати розрахунку гідродинамічної сили за різних початкових умов

№	$p_p$ (МПа)	$p_y$ (МПа)	$Q_y$ (м <sup>3</sup> /с)	$F_{hd}$ (Н)	$F_{номокy}$
1	2,50	1	0,00025	52,48	85,0919558
2	2,8	1	0,00035	66,12	84,01446248
3	3,2	1	0,00043	81,79	85,0919558
4	3,90	2,8	0,00025	37,66	217,6989038
5	4	2,8	0,00035	43,9	215,6516665
6	4,5	2,8	0,00043	63,22	217,2679064
7	6,80	5	0,00025	64,83	384,2995343
8	7	5	0,00035	71,69	385,808025
9	7,2	5	0,00043	81,36	384,515033

Отримано апроксимацію залежності  $F_{hda}$  за допомогою програми DataFit. Апроксимована залежність гідродинамічної сили на основному золотнику врівноважувального клапана є квадратичною та має вигляд

$$F_{hda} = a_0 + a_1 Q_y + a_2 p_y + a_3 Q_y^2 + a_4 p_y^2 + a_5 Q_y p_y, \quad (3)$$

де  $a_0$ — $a_5$  — коефіцієнти апроксимації;  $Q_y$  — величина подачі робочої рідини через робоче вікно врівноважувального клапана;  $p_y$  — величина тиску робочої рідини на виході врівноважувального клапана.

На рис. 5 показано залежність гідродинамічної сили  $F_{hda} = f(p_y, Q_y)$  на основному золотнику 2 врівноважувального клапана від величин тиску  $p_y$  та подачі  $Q_y$  робочої рідини.

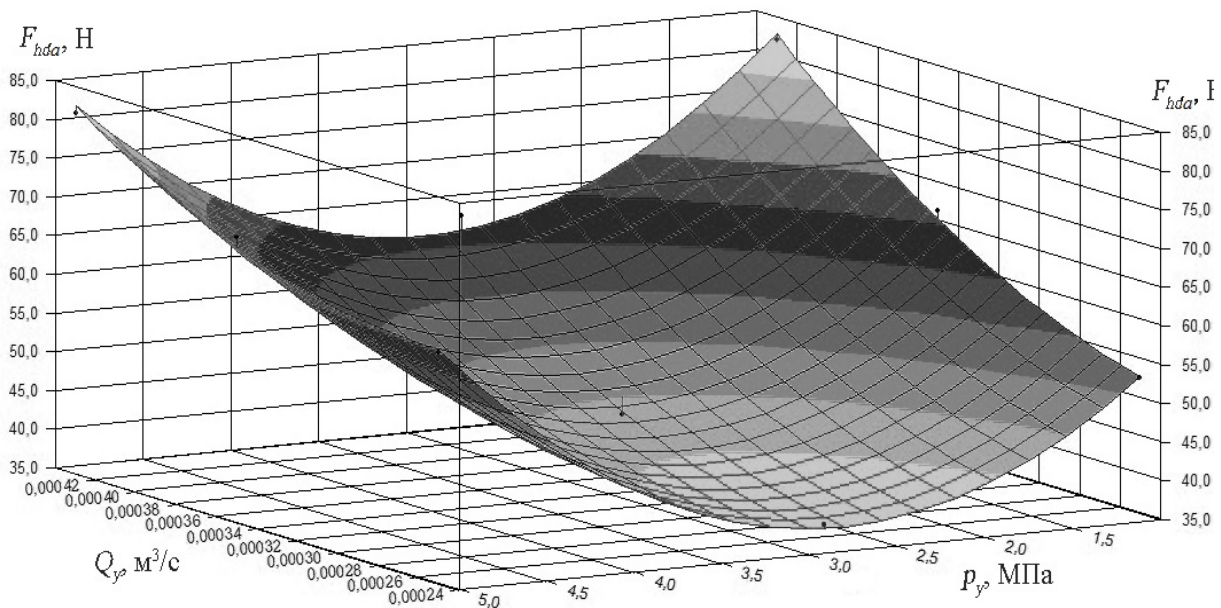


Рис. 5. Залежність гідродинамічної сили  $F_{hda} = f(p_y, Q_y)$  на золотнику врівноважувального клапана

Формула (3) гідродинамічної сили також враховує особливості течії робочої рідини каналами врівноважувального клапана та форму поверхні основного золотника 2. Коефіцієнт детермінації для апроксимованої залежності гідродинамічної сили  $F_{hda} = f(p_y, Q_y)$  становить  $R^2 = 0,993$ .

### Висновки

Шляхом імітаційного моделювання розраховано розподіл тиску  $p_p$  потоку робочої рідини, що діє на основний золотник врівноважувального клапана.

За результатами моделювання в поперечному перерізі потоку, який проходить поперек пазів основного золотника, розрахована нерівномірність розподілу тиску  $p_p$  в радіальному напрямку становить до 0,5 %, а поперек поверхні конуса — до 3 %. Це дає змогу обмежитися одним поздовжнім перерізом потоку, що проходить вздовж пазів основного золотника для визначення розподілу тиску  $p_p$  та знехтувати дією гідродинамічної сили на поверхню конуса.

Розраховано значення гідродинамічних сил  $F_{hd}$ , що діють на основний золотник за різних початкових умов. Отримано квадратичну апроксимовану залежність гідродинамічної сили  $F_{hda} = f(p_y, Q_y)$  на основному золотнику врівноважувального клапана від величин тиску  $p_y$  та подачі  $Q_y$  робочої рідини в його каналах. Знайдена апроксимована залежність гідродинамічної сили дозволить удосконалити математичні моделі гідроприводів на основі врівноважувальних клапанів.

### СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

- [1] Д. О. Лозінський, Л. Г. Козлов, О. В. Піонткевич, і О. І. Кавецький, «Оптимізація електрогідролічного розподільника з незалежним керуванням потоків», *Вісник машинобудування та транспорту*, № 1, с. 87-91, 2023. <https://doi.org/10.31649/2413-4503-2023-17-1-87-91>.
- [2] В. І. Перепелиця, і Л. Г. Козлов, «Система управління на базі контролера для керування швидкістю руху каретки установки для формування заготовок цегли», *Сучасні технології, матеріали і конструкції в будівництві*, № 1, с. 190-196, 2023. <https://doi.org/10.31649/2311-1429-2023-1-190-196>.
- [3] О. М. Яхно, та ін. «*Прикладна гідроаеромеханіка і механотроніка*», підруч., О. М. Яхно. Ред. Вінниця, Україна: ВНТУ, 2017, 711 с.
- [4] Yu. A. Burennikov, L. G. Kozlov, and O.V. Petrov, "Determination of hydrodynamic force and improvement of the design of directional control valve for the mechatronic drive based on computer simulation of hydrodynamic processes," *Buletinul institutului politehnic din Iasi, Tomul LX (LXIV), fasc. 3-4*, pp. 89-97, 2014.
- [5] P. S. Naragund, and V. B. Nasi, "CFD Method of Prediction and Validation of Operating Torque for Butterfly Valves with Various Disc Profiles," *Journal of Innovation in Mechanical Engineering*, № 2(1), pp. 1-5, 2019.
- [6] H. Qi, H. Kwak, G. Park, B. Kim, and C. Kim, "Design of quadruple offset butterfly valve used in power plants," *Applied Sciences*, no. 13(6), pp. 3656, 2023. <https://doi.org/10.3390/app13063656>.
- [7] В. С. Лисенко, В. К. Буслов, і Є. Г. Муращенко, «Конструкція та математична модель гідропідсилувача крутного моменту», *Journal of Mechanical Engineering, NTUU "Kyiv Polytechnic Institute"*, no. 2 (61), pp. 160-163, 2011.
- [8] А. М. Murashchenko, А. Р. Gubarev, О. М. Yakhno, and О. V. Tyzhnov, "Calculation of hydraulic channels of drives with taking in to account temperature and viscosity changes," *Mech. Adv. Technol.*, no. 2 (83), pp. 5-10, 2018. <https://doi.org/10.20535/2521-1943.2018.83.118414>.
- [9] Г. В. Солдаткін, і О. П. Губарев, «Вплив температури рідини на витратну характеристику трьох-лінійного пропорційного регулятора витрати», *Mech. Adv. Technol.*, vol. 8, no. 2, pp. 210-218, 2024. [https://doi.org/10.20535/2521-1943.2024.8.2\(101\).302386](https://doi.org/10.20535/2521-1943.2024.8.2(101).302386).
- [10] О. В. Петров, Л. Г. Козлов, Н. С. Семічаснова, і Д. А. Солецький, «Експериментальне визначення сили тертя спокою та гідродинамічної сили на золотнику переливного клапана мультирежимного гідророзподільника», *Вісник машинобудування та транспорту*, № 2, с. 59-67, 2016.
- [11] L. G. Kozlov, et al., "Experimental research characteristics of counterbalance valve for hydraulic drive control system of mobile machine," *Przegląd elektrotechniczny*, vol. 95, № 4, pp. 104-109, 2019. <https://doi.org/10.15199/48.2019.04.18>.
- [12] О. В. Ратушний, і Н. В. Семенова, «Методика дослідження напруженого стану золотника гідророзподільника», *Наукові нотатки*, Луцьк, № 67, с. 121-127, 2019. <https://doi.org/10.36910/6775.24153966.2019.67.19>.
- [13] С.Ф. Чекулаєв, «*Виконавчі механізми і регулюючі органи*», навч. посіб., 3-є вид., Краматорськ, Україна: ДДМА, 2018, 196 с.
- [14] O. Petrov, L. Kozlov, D. Lozinskiy, and O. Piontkevych, "Improvement of the hydraulic units design based on CFD modeling," in *Design, Simulation, Manufacturing: The Innovation Exchange*, Cham: Springer International Publishing, 2020, pp. 653-660. [https://doi.org/10.1007/978-3-030-22365-6\\_65](https://doi.org/10.1007/978-3-030-22365-6_65).
- [15] Е. Кгура, and V. Nedovesov, "Сучасний стан програмних комплексів CFD для чисельного дослідження просторового потоку в гідромашинах," *Вісник Національного технічного університету "ХПІ"*, серія: Гідролічні машини та гідроагрегати, №1, с. 98-103, 2019. <https://doi.org/10.20998/2411-3441.2019.1.14>.
- [16] О. В. Баранюк, М. В. Воробйов, і А. Ю. Рачинський, *CFD-моделювання процесів теплообміну і гідродинаміки засобами програмного комплексу*, моногр., Київ, Україна : вид-во «Політехніка», 2023, 164 с.
- [17] Ф. Д. Матіко, В. І. Роман, і О. Я. Масняк, «Особливості налаштування CFD-програм для підвищення ефективності моделювання витратомірів», *Automation of technological and business processes*, № 9(4), с. 97-104, 2017. <https://doi.org/10.15673/atbp.v10i4.827>.

[18] О. В. Піонткевич, «Підвищення ефективності багаторежимного гідроприводу фронтального навантажувача.» дис. канд. техн. наук : 05.02.02, Київ, НТТУ «КПІ», 2019, 249 с.

[19] О. В. Піонткевич, «Вплив параметрів системи керування гідроприводом мобільної робочої машини на динамічні характеристики.» *Вісник машинобудування та транспорту*, № 2, с. 68-76, 2016.

[20] L. Kozlov, et al., "Optimization of design parameters of a counterbalance valve for a hydraulic drive invariant to reversal loads," *Mechatronic Systems I. Applications in Transport, Logistics, Diagnostics and Control*. Routledge, 2021, pp. 137-148. <https://doi.org/10.1201/9781003224136-12>.

Рекомендована кафедрою технологій та автоматизації машинобудування ВНТУ

Стаття надійшла до редакції 10.10.2024

**Піонткевич Олег Володимирович** — канд. техн. наук, доцент кафедри технологій та автоматизації машинобудування, e-mail: piontkevych@vntu.edu.ua ;

**Козлов Леонід Геннадійович** — д-р техн. наук, професор, завідувач кафедри технологій та автоматизації машинобудування, e-mail: osna2030@gmail.com ;

**Березюк Олег Володимирович** — д-р техн. наук, доцент, професор кафедри безпеки життєдіяльності та педагогіки безпеки, e-mail: berezyukoleg@i.ua ;

**Сердюк Ольга Валентинівна** — канд. техн. наук, доцент кафедри технологій та автоматизації машинобудування, e-mail: karvatkoolga@ukr.net .

Вінницький національний технічний університет, Вінниця

**O. V. Piontkevych<sup>1</sup>**  
**L. H. Kozlov<sup>1</sup>**  
**O. V. Bereziuk<sup>1</sup>**  
**O. V. Serdiuk<sup>1</sup>**

## Calculation of the Hydrodynamic Force on the Counterbalance Valve Pin Based on Simulation Flows of the Working Fluid in its Channels

<sup>1</sup>Vinnitsia National Technical University

*The improvement of the hydraulic equipment of mobile working machines ensures the competitiveness of production, the efficiency of working characteristics, and the solution of problems that arise during the operation of the equipment. The process of improving hydraulic equipment includes complex design stages. During the design of hydraulic equipment, modern approaches involve the development of mathematical models, the study of theoretical operating characteristics, simulation modeling, the production of a test sample and the verification of its real operating characteristics with further improvement. In turn, a modern design engineer uses MATLAB, Autodesk Inventor and Simulation CFD software packages to consistently perform design stages, which allows to achieve successful results.*

*The simulation modeling of the flow of the working fluid in the channels of the counterbalance valve is considered in detail. The main function of the counterbalance valve is to ensure the proportional control of the speed of cargo movement. The study considered the peculiarities of the flow of the working fluid through the channels of the leveling-chewing valve in order to take this process into account in the mathematical model. The authors of the article analyze the three-dimensional model of the counterbalance valve and the process of simulating the flow of the working fluid through its channels. An uneven distribution of pressure in the grooves of the main spool of the counterbalance valve was recorded. The value of the pressure distribution in the longitudinal section of the flow of the working fluid passing through the working window of the main spool was calculated, and the pressure distribution on other surfaces of this spool was also taken into account. Analysis of the pressure distribution on the surface of the main spool allows to transform the obtained values into the total hydrodynamic force on the main spool. The analysis of the pressure distribution under different initial conditions made it possible to obtain an approximate dependence of the hydrodynamic force. This dependence is proposed to be used in mathematical models to improve the counterbalance valve, which will ensure an increase in the accuracy of the simulation results.*

**Keywords:** counterbalance valve, simulation, pressure loss, hydrodynamic force.

**Piontkevych Oleh V.** — Cand. Sc. (Eng.), Associate Professor of the Chair of Technologies and Automation of Mechanical Engineering, e-mail: piontkevych@vntu.edu.ua ;

**Kozlov Leonid H.** — Dr. Sc. (Eng.), Professor, Head of the Chair of Technologies and Automation of Mechanical Engineering, e-mail: osna2030@gmail.com ;

**Bereziuk Oleh V.** — Dr. Sc. (Eng.), Associate Professor, Professor of the Chair of Health and Safety, Pedagogy of Safety, e-mail: berezyukoleg@i.ua ;

**Serdiuk Olha V.** — Cand. Sc. (Eng.), Associate Professor of the Chair of Technologies and Automation of Mechanical Engineering, e-mail: karvatkoolga@ukr.net