

СТІЙКІСТЬ ГІДРОПРИВОДА НА ОСНОВІ НАСОСА ЗМІННОЇ ПРОДУКТИВНОСТІ З ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНИМ РЕГУЛЯТОРОМ

У сучасних логістичних і промислових процесах особливу увагу приділяють автоматизації та оптимізації операцій, пов'язаних із перевезенням і розвантаженням вантажів. Одним із важливих засобів в цій сфері є **автомобілерозвантажувач**. Його застосування дозволяє значно зменшити витрати часу та фізичної праці, підвищити продуктивність роботи й забезпечити точне дозування розвантажуваних матеріалів [1].

Гідравлічні приводи такого обладнання комплектуються нерегульованими насосами і мають значні недоліки, такі як низька енергоефективність за рахунок постійної роботи насоса з максимальною продуктивністю та обмежені можливості керування внаслідок неможливості плавно регулювати швидкість виконавчих механізмів, що ускладнює точне керування процесом розвантаження. Перехід на регульовані гідравлічні приводи з пропорційною апаратурою дозволяє значно знизити енергоспоживання, підвищити точність керування і подовжити термін служби обладнання [2].

При розробці і впровадженні нових типів гідроприводів значне місце займають дослідження гідравлічних систем на стійкість, оскільки стійкість гідравлічної системи є критичним параметром, що визначає її здатність зберігати робочі характеристики при зміні навантажень. В умовах динамічної роботи обладнання гідропривода повинно забезпечувати стабільну та передбачувану роботу без самозбуджень, коливань або втрати керованості [3]. Завдяки сучасним методам моделювання і аналізу можливо виявити потенційно нестійкі режими ще на етапі проєктування, що значно знижує ризики та витрати на обслуговування у майбутньому [4, 5].

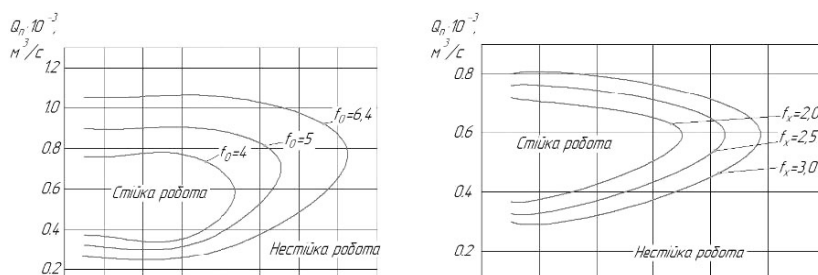
Метою дослідження є визначення умов стійкої та робочих характеристик гідропривода з урахуванням впливу різних параметрів керування та навантаження для забезпечення надійної та стабільної роботи системи.

Результати дослідження

У даній роботі проводились дослідження стійкості гідропривода методом моделювання математичної моделі [76 у спеціалізованому програмному середовищі MATLAB Simulink. В ході дослідження змінювались наступні параметри у відповідних діапазонах:

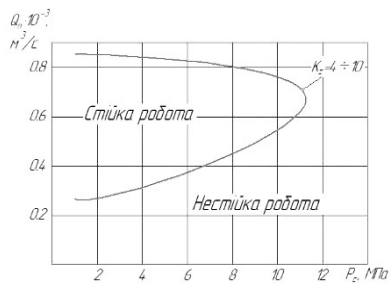
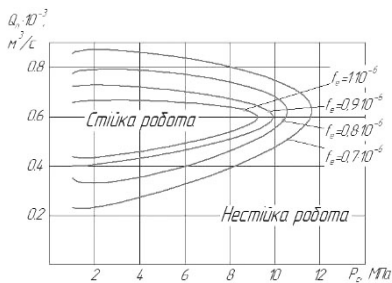
- площа f_0 дроселя $f_0=4\dots6,4\cdot 10^{-6}$ м²;
- площа f_x дроселя $f_x=2\dots3,0\cdot 10^{-6}$ м²;
- площа f_e дроселя $f_e=0,7\dots1,0\cdot 10^{-6}$ м²;
- коефіцієнт підсилення k_x робочого вікна сервоклапана $k_x=3\dots7$;
- коефіцієнт підсилення k_z робочого вікна золотника $k_z=4\dots10$;
- коефіцієнт в'язкого тертя b_x сервоклапана $b_x=10\dots15$ кг/с;
- коефіцієнт в'язкого тертя b_z золотника $b_z=1\dots5$ кг/с;
- величина навантаження F_v , що діє на гідроциліндр, $F_v=1000\dots16000$ Н·м;

В результаті проведених досліджень були отримані залежності величини подачі Q_n насоса від тиску P_c , представлені на рисунках 3–6.



Рисунки 3 і 4 – Графіки залежностей при зміні площі f_0 дроселя та площі f_x дроселя відповідно

При зміні значень параметрів k_x , k_z , b_x , b_z суттєвого впливу на результати досліджень не виявлено. Величина впливу кожного із досліджуваних параметрів на стійкість гідропривода наведена нижче у таблиці 1.



Рисунки 5 і 6 – Графіки залежностей при зміні площі f_e дроселя та зміні коефіцієнта k_z відповідно

Таблиця 1 – Вплив параметрів гідропривода на стійкість

Параметр	Не впливає	Впливає не суттєво	Впливає суттєво
f_0			+
f_x		+	
f_e			+
k_x	+		
k_z		+	
b_x	+		
b_z		+	

Висновки

У результаті проведеного дослідження визначено параметри, які забезпечують стійкість роботи гідропривода. Розроблено наступні рекомендації:

- площа f_0 дроселя та площа f_e дроселя мають суттєвий вплив на стійкість гідропривода;
- площа f_x дроселя, коефіцієнт підсилення k_z робочого вікна золотника та коефіцієнт в'язкого тертя b_z золотника суттєво не впливають на стійкість гідропривода;
- коефіцієнт підсилення k_x робочого вікна сервоклапана та коефіцієнт в'язкого тертя b_x сервоклапана не впливають на стійкість гідропривода;

• при проектуванні гідропривода слід обирати значення параметрів f_0 та f_c у діапазонах $f_0=4\dots4,5\cdot 10^{-6}$ м² та $f_c=0,7\dots0,8\cdot 10^{-6}$ м² для забезпечення стійкості.

Список використаних джерел

1. Mondal, N. A single stage spool valve for the pressure compensator of a variable displacement pump: design, dynamic simulation and comparative study with a real pump / Mondal, N.; Saha, R.; Sanyal, D. // *Sādhanā*, 47(4), p. 279, (2022), doi:10.1007/s12046–022–02038–3.

2. Козлов Л. Г. Експериментальні дослідження перехідних процесів в адаптивній гідросистемі / Козлов Л. Г., Буренніков Ю. А., Ковальчук В. А., Товкач А. О. // LIV Всеукраїнська науково-технічна конференція факультету машинобудування та транспорту, 2025.

3. Volodymyr V. Bogachuk. Influence of electrohydraulic controller parameters on the dynamic characteristics of a hydrosystem with adjustable pump / Volodymyr V. Bogachuk; Leonid H. Kozlov; Artem O. Tovkach; Valerii M. Badakh; Taras V. Tarasenko; Yevhenii O. Kobylanskyi; Zbigniew Omiotek; Gauhar Borankulova // Collective Monograph: “Mechatronic Systems 1: Applications in Transport, Logistics, Diagnostics, and Control, pp. 267–278”, 1st Edition // Leonid K. Polischuk, Waldamar Wojcik. London: Taylor & Francis Group, CRC Press, Balkema book, 2021 – 420 P.

4. Burennikov Y., Kozlov L., Pyliavets V., Piontkevych O., Mechatronic Hydraulic Drive with Regulator, Based on Artificial Neural Network, IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 209(2017), n.1, 012071.

5. Kozlov, L. Parametric Synthesis of Electrohydraulic Control System for Variable Displacement Pump / Kozlov, L.; Bilichenko, V.; Kashkanov, A.; Tovkach, A.; Kovalchuk, V. // Lecture Notes in Mechanical Engineering, 2023, pp. 48–57.

6. Товкач А.О. Стійкість мехатронного привода на основі мультирежимного регулятора / Товкач А.О., Козлов С.Л. // Міжнародна молодіжна науково-технічна конференція «Молода наука – роботизація і нанотехнології сучасного машинобудування», 2025.