

DOI <https://doi.org/10.32782/2078-0877-2025-25-2-24>

УДК 621.225.001.4

А. І. Панченко¹, докт. техн. наук

ORCID: 0000-0002-1230-1463

А. А. Волошина¹, докт. техн. наук

ORCID: 0000-0003-4052-2674

І. А. Панченко¹, інженер

ORCID: 0000-0003-2150-4278

В. Б. Мітков¹, канд. техн. наук

ORCID: 0000-0002-3652-0687

А. А. Волошин², викладач спецдисциплін¹ Таврійський державний агротехнологічний університет імені Дмитра Моторного² ВСП «Мелітопольський фаховий коледж ТДАТУ»

e-mail: voloshinaa2012@gmail.com

СТАБІЛІЗАЦІЯ ДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ГІДРОПРИВОДУ З ВИКОРИСТАННЯМ ПАСИВНИХ ГАСНИКІВ ПУЛЬСАЦІЙ

Анотація. Статтю присвячено вирішенню важливої наукової проблеми забезпечення стабільності динамічних характеристик гідроприводу під час перехідних процесів із застосуванням пасивних гасників пульсацій. У результаті виконаних робіт удосконалено математичну модель, що дає змогу досліджувати вплив пасивного гасника пульсацій на стабілізацію вихідних характеристик гідроприводу. Установлено, що під час розгону гідроприводу амплітуда стрибків тиску і крутного моменту визначається часом відкриття (спрацьовування) запобіжного клапана. Застосування пасивного гасителя пульсацій збільшує час відкриття запобіжного клапана в сім разів, що дає змогу знизити стрибки тиску і крутного моменту в 2,2 рази. Таким чином, застосування пасивного гасника пульсацій, що працює як демпфуючий пристрій, дає змогу стабілізувати динамічні характеристики гідроприводу під час перехідних процесів.

Ключові слова: пасивний гасник пульсацій, структурно-функціональна схема, динамічна модель, динамічні характеристики.

Постановка проблеми. На комунальних, дорожніх, сільськогосподарських, будівельних, лісозаготівельних та інших самохідних машинах [1] широкого застосування набули мехатронні системи з гідравлічним приводом.

Експлуатація гідроприводів супроводжується великими навантаженнями, що викликають коливальні процеси, які впливають на стійкість роботи виконавчих механізмів [2]. Це, своєю чергою, викликає значні пульсації тиску [3] робочої рідини та витрати [4].

Коливальні процеси у виконавчих механізмах викликані відсутністю стабільності динамічних характеристик гідроприводу та виникають у них під час перехідних процесів (розгонів та гальмування). Наявність коливальних процесів негативно впливає на технічний стан і продуктивність гідроприводу, зменшуючи надійність машини загалом [5].

Стабільність зміни динамічних характеристик гідроприводів зумовлена стабільністю вихідних характеристик гідромоторів. Як гідромотори в силових гідроприводах мехатронних систем самохідних машин широко застосовуються героторні [6] і планетарні (орбітальні) гідромотори [7], основним недоліком яких є нестабільність вихідних характеристик [8] під час перехідних процесів [9], що пов'язано з функціональними особливостями планетарних гідромоторів [10; 11]. Ці гідромотори є окремим видом гідромашин, що мають низьку частоту обертання вихідного валу і високий крутний момент [12].

Одним зі шляхів, що забезпечують стабільність вихідних характеристик гідроприводів мехатронних систем самохідної техніки, є застосування пасивних гасників пульсацій, які дають змогу згладжувати сплески тиску робочої рідини, що виникають під час перехідних процесів.

Тому під час проєктування гідроприводів мехатронних систем самохідної техніки найважливішим напрямом є дослідження, спрямовані на забезпечення стабільності вихідних характеристик вихідних ланок гідроприводів (гідромоторів) під час перехідних процесів. У зв'язку із цим питання дослідження впливу функціональних особливостей планетарних гідромоторів на стабілізацію динамічних характеристик гідроприводу під час експлуатації самохідної техніки є актуальним завданням, яке потребує невідкладного вирішення.

Аналіз останніх досліджень. Розглянуто принципи розподілених моделей від 1D до 3D для моделювання витрат у шестеренних насосах [13], а також концепції їх проєктування [14] за допомогою програмного забезпечення SOLIDWORKS [15]. Запропоновано наближену модель, що визначає витратні характеристики шестеренного насоса зовнішнього зачеплення [16] та концепції граничної кривої для шестеренного насоса внутрішнього зачеплення [17], проведено кінематичний аналіз [18], досліджено вплив зазору між зубами на тиск і товщину плівки [19]. Запропоновано теоретичний аналіз [20], проєктування та моделювання зачеплення внутрішнього роторного насоса [21], а також математична модель, що відображає вплив температури робочої рідини на момент тертя [22]. Процеси, що відбувалися в героторних і планетарних (орбітальних) гідромоторах, не розглядалися.

Розроблено геометрію сполучених профілів ротора [23], виконано розрахунок зачеплення [24] циклоїдального насоса. Запропоновано загальну математичну модель зубчастої пари [25], аналітичну модель зносу [26] та прогноуючу модель тертя [27] для героторного насоса, а також метод обчислювальної гідродинаміки (CFD) [28] для дослідження характеристик внутрішнього потоку [29]. Наведено аналіз контактних напруг на обертових елементах героторних насосів [30], досліджено вплив геометрії профілю ротора на продуктивність [31], розроблено імітаційний підхід для визначення втрат потужності [32] та прогнозування аерації та кавітації в героторних насосах [33]. Розроблено засоби автоматизованого контролю роторів героторної гідромашини [34]. Проведено моделювання навантаження у планетарно-роторному насосі [35], досліджено вплив функціональних особливостей систем розподілу на вихідні параметри планетарних гідромашин [36]. Динамічні процеси, що відбуваються в гідравлічних машинах під час експлуатації гідроприводів, не досліджувалися.

Як зазначалося вище, стабільність зміни динамічних характеристик гідроприводів зумовлена стабільністю вихідних характеристик гідромоторів. Установлено, що нестабільність вихідних характеристик гідромоторів планетарного типу зумовлена точністю виготовлення зубчастого профілю системи роторів [10] та коливаннями потоку в системі розподілу робочої рідини [11; 12]. Аналіз статей, що описують дослідження, пов'язані із забезпеченням стабільності зовнішніх характеристик вихідних ланок гідроприводів мехатронних систем самохідних машин під час перехідних процесів, показує, що таких робіт дуже мало [37]. Так само відчувається нестача робіт, що описують дослідження забезпечення стабільності вихідних характеристик гідроприводів мехатронних систем самохідної техніки із застосуванням пасивних гасників пульсацій. Аналіз досліджень, пов'язаних із впливом елементів конструкції планетарних гідромоторів на зміну динамічних характеристик гідроприводів під час їх експлуатації на перехідних процесах показує, що дослідження у цьому напрямі практично відсутні.

Тому дану роботу присвячено вирішенню питань, пов'язаних із дослідженням впливу функціональних особливостей планетарних гідромоторів на стабілізацію динамічних характеристик гідроприводу під час перехідних процесів із застосуванням пасивних гасників пульсацій.

Формулювання мети статті. Для дослідження впливу функціональних особливостей гідромоторів планетарного типу на зміну динамічних процесів, що відбуваються в гідро-

приводах під час перехідних процесів в умовах експлуатації самохідної техніки з використанням пасивного гасителя пульсацій, з метою забезпечення стабілізації цих характеристик необхідно:

- доопрацювати математичну модель, що описує перехідні процеси, які відбуваються в гідроприводах та їхніх елементах, що включає роботу насоса, планетарного гідромотора та запобіжного клапана в умовах експлуатації самохідної техніки, під час підключення пасивного гасника пульсацій;
- дослідити вплив пасивного гасника пульсацій на стабілізацію динамічних процесів, що відбуваються у гідроприводах та їхніх елементах під час перехідних процесів в умовах експлуатації самохідної техніки.

Основна частина. Під час виконання попередніх досліджень було враховано вплив конструктивних особливостей системи роторів [10] та розподільної системи [11] планетарного гідромотора, а також зовнішніх впливів, що обурюють (пульсацій подачі насоса і коливань навантаження), на зміну вихідних характеристик гідроприводу самохідної техніки [12].

Відомо [10–12], що коливання потоку робочої рідини в гідроприводах мехатронних систем, які зумовлені перехідними процесами (розгін, гальмування), викликають значні сплески тиску, що призводять до руйнівного впливу механізму приводу самохідної техніки у цілому. Одним з ефективних шляхів зниження руйнівних стрибків тиску, зумовлених перехідними процесами, що виникають під час роботи гідроприводу під навантаженням, є застосування пасивного гасника пульсацій.

На підставі універсальної моделі мехатронної системи з гідравлічним приводом [38] запропоновано доопрацьовану математичну модель, що описує перехідні процеси, які відбуваються в гідроприводах та їхніх елементах, в умовах експлуатації самохідної техніки [39] під час підключення пасивного гасника пульсацій [40]. Допрацьована модель дає змогу досліджувати роботу насоса, планетарного гідромотора та запобіжного клапана в експлуатаційних умовах із використанням пасивного гасителя пульсацій, яку можна представити системою рівнянь:

$$Q_{zm}(t) = Q_n(t) - Q_{kl}(t), \quad (1)$$

$$Q_n(t) = \frac{V_n}{2\pi} \cdot \omega_n(t) \cdot e - C_{n,y} \cdot [p_{nag}(t) - p_{op}] - C_{n,n} \cdot [p_{nag}(t) - p_{vc}] - C_n \cdot \frac{\omega_n(t)}{E_{жс}} \cdot [p_{nag}(t) - p_{зл}] - \frac{(V_n + V_{n,z,n})}{E_{жс}} \frac{dp_{nag}(t)}{dt}, \quad (2)$$

$$Q_{kl}(t) = \mu \cdot \pi \cdot d_n \cdot x(t) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} [p_{nag}(t) - p_{зл}]}, \quad (3)$$

$$Q_{zm}(t) = \frac{V_{zm}}{2\pi} \cdot \omega_{zm}(t) + C_{zm,y} \cdot p_{nag}(t) + C_{zm,n} \cdot [p_{nag}(t) - p_{зл}(t)] + C_{zm} \cdot \frac{\omega_{zm}(t)}{E_{жс}} \cdot [p_{nag}(t) - p_{зл}] + \frac{V_{zm}}{E_{жс}} \frac{dp_{nag}(t)}{dt}, \quad (4)$$

$$Q_{zm}(t) = \mu \cdot A_i(t) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} [p_{nag}(t) - p_{зл}]}, \quad (5)$$

$$A_i(t) = \sum_{i=1}^Z \left(\frac{\pi}{Z_2} - \Delta - |\beta_i - \alpha_i(t)| \right) \cdot \frac{(R_2^{02} - R_1^{02})}{2}, \quad (6)$$

$$\begin{aligned} \frac{dp_{нагн}(t)}{dt} = & \frac{E_{жс}}{(V_n + V_{зм} + V_{п.з.п})} \cdot \left\{ \frac{V_n}{2\pi} \cdot \omega_n(t) \cdot e - \frac{V_{зм}}{2\pi} \cdot \omega_{зм}(t) - \right. \\ & - C_{н.у} \cdot [p_{нагн}(t) - p_{др}] - C_{н.п} \cdot [p_{нагн}(t) - p_{вс}] - C_{зм.у} \cdot p_{нагн}(t) - \\ & - C_{зм.п} \cdot [p_1(t) - p_{зл}] - \frac{1}{E_{жс}} \cdot [C_n \cdot \omega_n(t) + C_{зм} \cdot \omega_{зм}(t)] \times \\ & \times [p_{нагн}(t) - p_{зл}] - \mu \cdot \pi \cdot d_n \cdot x(t) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} [p_{нагн}(t) - p_{зл}]} - A_{пл} \frac{dx}{dt} \Bigg\}, \end{aligned} \quad (7)$$

$$\begin{aligned} M_{кр} &= M_j + M_c, \\ M_{кр} &= 2 \left(e' \pm \frac{(G_t \pm E)}{2} \right) \cdot \Delta p \cdot b \cdot (z_1 + 1) \cdot h_i, \\ M_j &= J \cdot \frac{d\omega_{зм}(t)}{dt}, \end{aligned} \quad (8)$$

$$\frac{d\omega_{зм}(t)}{dt} = \frac{1}{J} \cdot \left[\frac{V_{зм}}{2\pi} \cdot \eta_{з.м} \cdot [p_{нагн}(t) - p_{зл}] - M_c \right], \quad (9)$$

$$Q_n(t) = Q_\omega \cdot \sin \omega(t) + Q_\omega \cdot \sin \omega(t - \tau), \quad (10)$$

$$M_c(t) = M_t(t) \cdot \left(1 - e^{-\frac{t}{T}} \right) + M_\omega \cdot \sin \omega(t), \quad (11)$$

$$\eta_m = \frac{2 \left(e \pm \frac{(S_T \pm P_\phi)}{2} \right) \cdot b \cdot (z_1 + 1) \cdot h_i}{V_{зм0}} \quad (12)$$

де Q_n – подача насоса; $Q_{кл}$ – витрата робочої рідини через запобіжний клапан; $Q_{зм}$ – витрата гідромотора; $V_n, V_{зм}$ – робочі об'єми насоса та гідромотора; $V_{п.з.п}$ – об'єм пасивного гасника пульсацій; $\omega_n, \omega_{зм}$ – кутові швидкості валів насоса та гідромотора; $C_{н.у}, C_{зм.у}$ – коефіцієнти витоку в насосі та гідромоторі; $C_{н.п}, C_{зм.п}$ – коефіцієнти перетікань у насосі та гідромоторі; $C_n, C_{зм}$ – коефіцієнти пропорційності в насосі та гідромоторі; e – параметр регулювання; $p_{нагн}, p_{зл}, p_{вс}, p_{др}$ – тиски нагнітання, зливу, всмоктування та дренажу відповідно; Δp – перепад тиску робочої рідини у гідромоторі; $\eta_{з.м}$ – механічний ККД гідромотора; ρ – густина робочої рідини; μ – коефіцієнт витрати; $E_{жс}$ – об'ємний модуль пружності робочої рідини; d_n – діаметр плунжера; x – переміщення плунжера; $A_{пл}$ – ефективна площа плунжера; A_i – площа прохідного перерізу розподільчої системи; $M_{кр}, M_j, M_c$ – моменти крутний, інерції та опору відповідно; e' – міжцентрова відстань між внутрішнім та зовнішнім роторами; G_t – технологічний зазор між зубами роторів; E – похибка форми зубчастого контуру роторів; b – ширина роторів; z_1 – кількість зубів внутрішнього ротора; J – момент інерції мас, що обертаються.

Отримана уточнена математична модель дає змогу використовувати її для моделювання динамічних процесів, що протікають у гідроприводі в експлуатаційних умовах під час використання пасивного гасителя пульсацій.

Дослідження характеру зміни вихідних характеристик гідроприводу з планетарним гідромотором проводилися на ПЕОМ за допомогою пакету імітаційного моделювання VisSim.

Під час досліджень гідроагрегату прийнято такі вихідні дані та початкові умови [10; 11; 39; 40]:

- *насос*: геометрична подача насоса постійна та дорівнює $Q_{н.г}(t)$ $см^3/с$; кутова швидкість валу насоса дорівнює $\omega_n = 125$ $с^{-1}$; для нерегульованого насоса параметр регулювання дорівнює $e = 1$; тиск у зливній магістралі дорівнює $p_{зл} = 0$;
- *гідромотор*: робочий об'єм гідромотора дорівнює $V_{зм0} = 160$ $см^3$; момент опору постійний і дорівнює $M_c = 365$ $Н\cdot м$; момент інерції обертових мас дорівнює $J = 3,6$ $Н\cdot м$; об'ємний ККД гідромотора – $\eta_{об} = 0,95$; гідромеханічний ККД гідромотора – $\eta_{г.м} = 0,9$;
- *клаван*: жорсткість пружини дорівнює $C = 200$ $Н/см$; величина попереднього стиснення пружини $x_0 = 0,125$ $см$; позитивне перекриття щілини дорівнює $x_z = 0,53$ $см$.
- *клаван*: жорсткість пружини рівна $C=200Н/см$; величина попереднього сжимання пружини – $x_0 = 0,125$ $см$; позитивне перекриття щілини – $x_z = 0,53$ $см$.

На рис. 1 представлено структурно-функціональну схему математичної моделі гідроприводу з планетарним гідромотором з урахуванням конструктивних особливостей його системи роторів та розподільчої системи, а також зовнішніх впливів, що дає змогу досліджувати динаміку зміни вихідних характеристик гідроприводу під час експлуатації самохідної техніки.

Вихідні дані задані блоком 1. Відомо [39; 40], що у процесі експлуатації подача насоса та навантаження нерівномірні. Моделювання нерівномірності подачі насоса, задане блоком 2 (рис. 1), здійснювалося шляхом підсумовування напівсинусоїд із тимчасовим усуненням, що описано рівнянням (10), а моделювання зміни навантаження, задане блоком 3 (рис. 1), здійснювалося через момент опору, який змінюється за експоненціальним і синусоїдальним законами, що описано рівнянням (11). Зміна площі прохідного перерізу розподільної системи планетарного гідромотора, описане виразом (5), представлено блоком 4 (рис. 1). Зміна об'ємних утрат торцевої розподільної системи з урахуванням її конструктивних особливостей, описано виразом (4), представлено блоком 5. Зміна механічного ККД з урахуванням конструктивних особливостей (похибки форми) системи роторів, описане виразом (12), представлено блоком 6 (рис. 1). Зміна тиску в гідросистемі з урахуванням зміни площі прохідного перерізу розподільної системи, описане виразом (7), представлено блоком 8. Зміна витрати робочої рідини з урахуванням конструктивних особливостей системи роторів та розподільної системи, описана рівняннями (5) і (6), представлено блоком 4 (рис. 1). Блок 11 дає змогу вивести на екран графічні залежності тиску в гідросистемі, моментів опору, крутного та інерційного, кутової швидкості та частоти обертання валу гідромотора, а також витрат через запобіжний клаван та гідромотор з урахуванням конструктивних особливостей системи роторів та розподільної системи за різних умов експлуатації та в будь-який момент часу.

Попередніми дослідженнями [12; 40] встановлено, що процес розгону гідроприводу можна розділити на три етапи: пуск валу гідромотора (час відкривання запобіжного клавана), розгін (час закривання запобіжного клавана) і сталий рух. Також встановлено, що для гідроприводів із планетарними гідромоторами серії PRG-22 за номінальної витрати 100 $л/хв$ і пускового моменту M_n , що дорівнює 0,9 від номінального значення M_n (тобто $M_n = 0,9 M_n$) об'єм пасивного гасителя пульсацій повинен становити не менше 5000 $см^3$.

Моделювання перехідних процесів відбувалося в гідроприводі з планетарним гідромотором, із робочим об'ємом 160 $см^3$. Досліджено одночасний вплив конструктивних особливостей системи роторів (зміна діаметрального зазору силового з'єднання) та розподільної системи (зміна площі прохідного перерізу) на динамічні характеристики гідроприводу в умовах експлуатації самохідної техніки. Експлуатаційні умови моделювалися зміною зовнішніх впливів, що обурюють: моменту опору та пульсації подачі насоса. Дослідження динамічних процесів, що відбуваються в гідроприводах під час перехідних процесів в умовах експлуатації самохідної техніки, проводилися під час використання пасивного гасителя пульсацій.

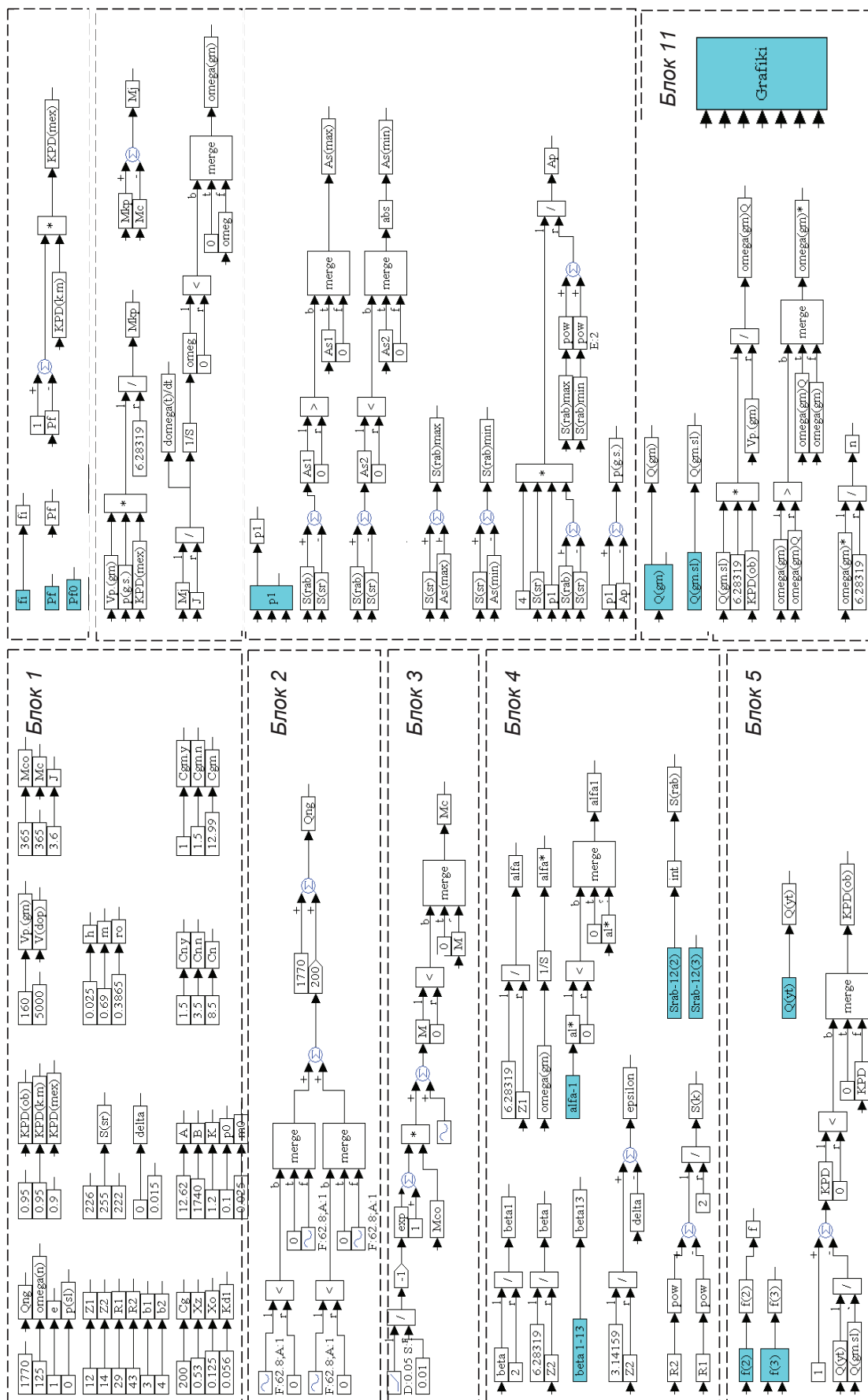


Рис. 1. Структурно-функціональна схема динамічної моделі гідроприводу із планетарним гідромотором

У результаті досліджень встановлено, що підключення до гідравлічної схеми пасивного гасника пульсацій збільшує час пуску та розгону гідромотора та визначається часом спрацювання запобіжного клапана (рис. 2, крива 3).

Для першого етапу (пуск) це становить $0...0,03$ с – без пасивного гасника пульсацій (рис. 2, а, крива 3) та $0...0,11$ с – із пасивним гасителем пульсацій (рис. 2, б, крива 3), а для другого етапу (розгін) це становить $0,03...0,78$ та $0,11...0,95$ с відповідно. Збільшення часу пуску гідромотора з $0,03$ с до $0,11$ с пояснюється демпфіруючими властивостями гасителя пульсацій.

Аналіз залежності зміни тиску на вході в гідромотор під час розгону гідроприводу показує, що в момент пуску валу гідромотора (перший етап) спостерігається великий стрибок тиску до 85 МПа (рис. 2, а, крива 1) для гідроприводу без гасителя пульсацій.

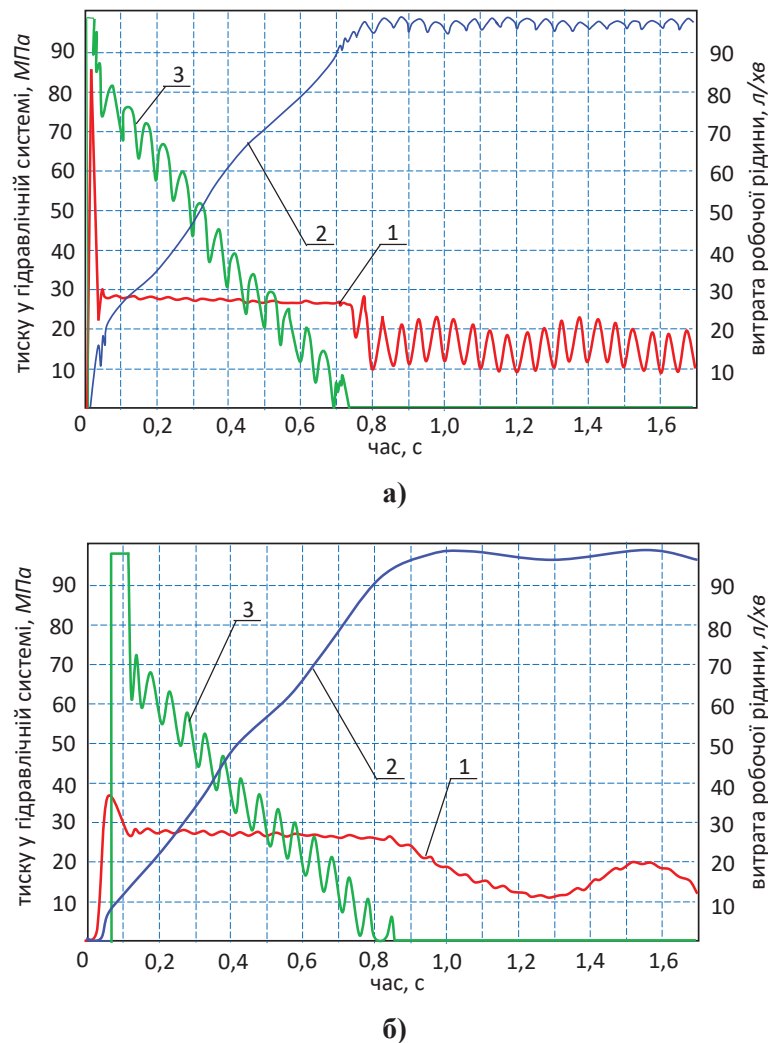


Рис. 2. Залежність зміни входних параметрів гідромотора під час розгону гідроприводу в умовах експлуатації самохідної техніки:

- а) – без пасивного гасника пульсацій; б) – із пасивним гасником пульсацій;**
1 – тиск у гідравлічній системі; 2 – витрати робочої рідини через гідромотор;
3 – витрати робочої рідини через запобіжний клапан

Для гідроприводу з гасителем пульсацій цей стрибок тиску становить до 38 МПа (рис. 2, б, крива 1). У момент максимального стрибка тиску для обох випадків, запобіжний клапан повністю відкритий і через нього проходить 98% робочої рідини (рис. 2, криві 2).

Під час розгону гідромотора (другий етап) тиск різко знижується до 29 МПа і поступово зменшується до 27 МПа з невеликою амплітудою коливань до 4 МПа для обох схем (рис. 2). Різке падіння тиску за обох схем пояснюється повним відкриттям запобіжного клапана (рис. 2, криві 2).

Рух валу гідромотора (третій етап), що встановився, характеризується стабілізацією тиску, який досягає свого номінального значення 16 МПа (рис. 2, крива 1). Необхідно відзначити, що на ділянці, що розглядається, для гідроприводу без пасивного гасителя пульсацій спостерігаються значні пульсації тиску до 10 МПа (рис. 2, а, крива 1), викликані коливаннями зовнішнього навантаження, а також яскраво виражені синусоїдальні обурення, викликані нерівномірністю подачі насоса.

Аналіз витрати робочої рідини, що проходить через гідромотор (на третьому етапі), для гідроприводу без гасника пульсацій (рис. 2, а, крива 2) показує, що на досліджуваній ділянці спостерігаються незначні коливання $2...3 \text{ л/хв}$, викликані коливаннями зовнішнього навантаження. Використання пасивного гасника пульсацій дає змогу згладити негативні пульсації (рис. 2, б, крива 2).

Аналіз залежності зміни крутного моменту показує (рис. 3, крива 1), що в момент страгування валу гідромотора (перший етап) спостерігається великий стрибок крутного моменту до $1900 \text{ Н}\cdot\text{м}$ для гідроприводу без пасивного гасника пульсацій (рис. 3, а, крива 1). Для гідроприводу з гасителем пульсацій цей стрибок досягає $900 \text{ Н}\cdot\text{м}$ (рис. 3, б, крива 1).

Під час розгону гідромотора (другий етап) крутний момент різко падає для обох аналізованих гідравлічних схем до $640 \text{ Н}\cdot\text{м}$, а потім поступово зменшується до $620 \text{ Н}\cdot\text{м}$ (рис. 3, криві 1).

Сталий рух валу гідромотора (третій етап) характеризується стабілізацією крутного моменту, який досягає свого номінального значення $385 \text{ Н}\cdot\text{м}$ (рис. 3, крива 1). Необхідно відзначити, що на ділянці, що розглядається, для гідроприводу без пасивного гасителя пульсацій спостерігаються значні пульсації крутного моменту валу гідромотора до $250 \text{ Н}\cdot\text{м}$ (рис. 3, а, крива 1). Ці коливання спричинені нерівномірністю зовнішнього навантаження, а синусоїдальні обурення спричинені нерівномірністю подачі насоса.

Аналіз залежностей зміни частоти обертання валу гідромотора для гідроприводу без гасника пульсацій показує (рис. 3, а, крива 2), що на досліджуваній ділянці спостерігаються незначні коливання $5...8 \text{ хв}^{-1}$. Ці коливання викликані змінами зовнішнього навантаження. Зазначені коливання стабілізуються (згладжуються) застосуванням пасивного гасника пульсацій (рис. 3, б, крива 2).

Необхідно відзначити, що під час розгону гідроприводу величина (амплітуда) стрибків тиску і крутного моменту визначається часом відкриття (спрацьовування) запобіжного клапана.

Використання в гідравлічних приводах мехатронних систем самохідної техніки пасивного гасника пульсацій дає змогу в момент пуску знизити стрибки тиску і крутного моменту в 2,2 рази. При цьому час спрацьовування (відкриття) запобіжного клапана збільшується у сім разів, із $0,01 \text{ с}$ до $0,07 \text{ с}$ (рис. 2, криві 3).

За сталого режиму роботи гаситель пульсацій стабілізує (згладжує) пульсації, викликані коливаннями зовнішнього збурюючого навантаження (крутного моменту), а також коливання, викликані нерівномірністю подачі насоса.

Таким чином, застосування пасивного гасника пульсацій, що працює як демпфуючий пристрій, дає змогу стабілізувати динамічні характеристики гідроприводу під час перехідних процесів.

Висновки. У результаті проведених досліджень отримано такі основні результати:

1. Доопрацьовано математичну модель, що описує перехідні процеси, які відбуваються в гідроприводах та їхніх елементах, що включає роботу насоса, планетарного гідромотора та

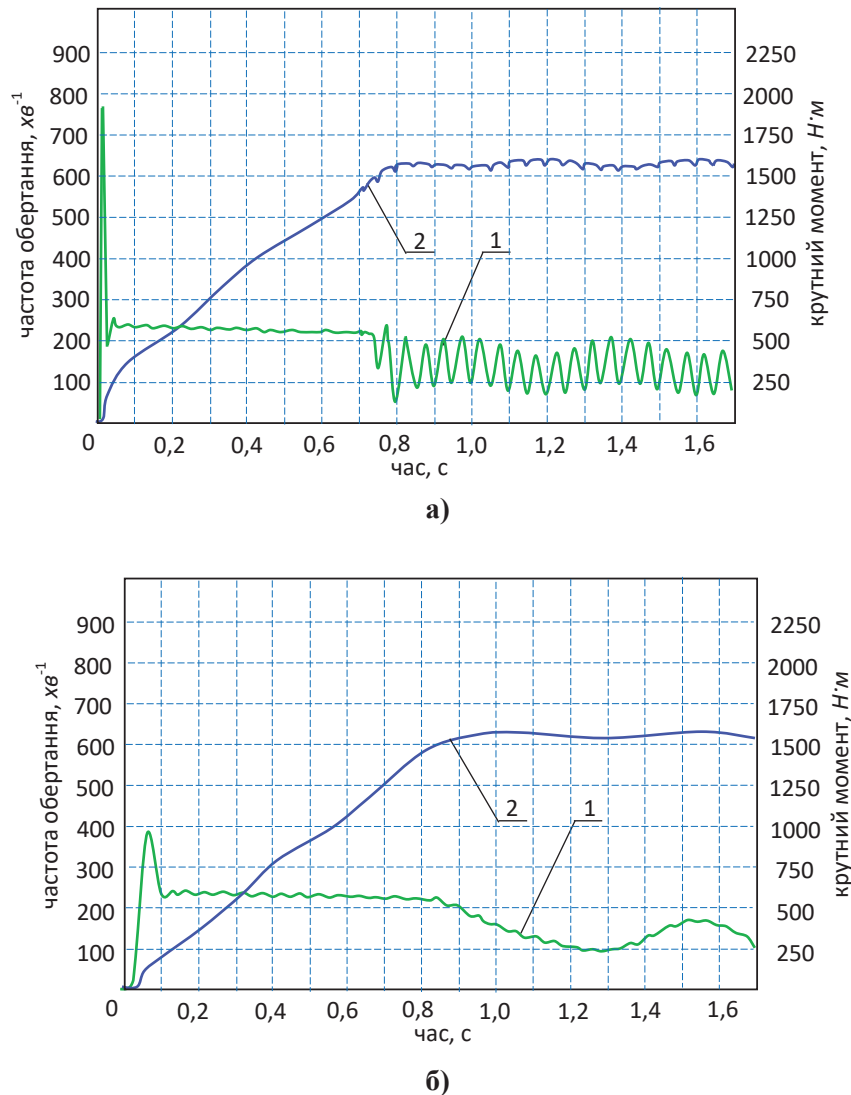


Рис. 3. Залежність зміни вихідних параметрів на валу гідромотора під час розгону гідроприводу в умовах експлуатації самохідної техніки:
а) – без пасивного гасника пульсацій; б) – із пасивним гасителем пульсацій;
1 – крутний момент; 2 – частота обертання

запобіжного клапана в умовах експлуатації самохідної техніки, за підключення пасивного гасника пульсацій.

2. Допрацьована модель дає змогу досліджувати вплив пасивного гасника пульсацій на стабілізацію динамічних процесів, що відбуваються у гідроприводі з планетарним гідромотором під час перехідних процесів в умовах експлуатації самохідної техніки.

3. Установлено, що під час розгону гідроприводу величина (амплітуда) стрибків тиску і крутного моменту визначається часом відкриття (спрацьовування) запобіжного клапана. Застосування пасивного гасителя пульсацій збільшує час спрацьовування (відкриття) запобіжного клапана у сім разів, із 0,01 с до 0,07 с. Це дає змогу в момент пуску гідравлічного приводу мехатронної системи самохідної техніки знизити стрибки тиску і крутного моменту в 2,2 рази. За сталого режиму роботи гаситель пульсацій стабілізує (згладжує) пульсації викликані коливаннями зовнішнього збурюючого навантаження, а також коливання, викликані нерівномірністю подачі насоса.



4. Застосування пасивного гасителя пульсацій, що працює як демпфуючий пристрій, дає змогу стабілізувати динамічні процеси, що відбуваються у гідроприводах та їхніх елементах під час перехідних процесів, а також сталого режиму роботи в процесі експлуатації самохідної техніки.

Список використаних джерел

1. Ivanovs S., Bulgakov V., Adamchuk V., Kyurchev V., Kuvachov V.: Experimental research on the movement stability of a ploughing aggregate, composed according to the push-pull scheme. *INMATEH – Agricultural Engineering* 56(3), 9–16 (2018).
2. Hsieh C.F.: Flow characteristics of gerotor pumps with novel variable clearance designs. *Journal of Fluids Engineering* 137 (4), 041107 (2015). <https://doi.org/10.1115/1.4029274>
3. Sung H.-J., Min H.-K., Nam Y.-J., Park M.-K.: Design and experimental verification of a port plate in a gerotor pump to reduce pressure pulsation. *Journal of Mechanical Science and Technology* 32, 671–678 (2018). <https://doi.org/10.1007/s12206-018-0114-4>
4. Kim S.-Y., Nam Y.-J., Park M.-K.: Design of port plate in gerotor pump for reduction of pressure pulsation. *Journal of Mechanical Science and Technology* 20 (10), 1626–1637 (2006). <https://doi.org/10.1007/BF02916266>
5. Панченко А.І., Волошина А.А., Золотарьов О.Ю., Тітов Д.С. Перспективи гідрофікації мобільної сільськогосподарської техніки. *Промислова гідраліка і пневматика*. 2004. № 1. С. 71–74.
6. Gamez-Montero P., Castilla R., Codina E., Freire J., Morató J., Sanchez-Casas, E., Flotats, I.: GeroMAG: In-House Prototype of an Innovative Sealed, Compact and Non-Shaft-Driven Gerotor Pump with Magnetically-Driving Outer Rotor. *Energies* 10, 435 (2017). <https://doi.org/10.3390/en10040435>
7. Choi T.H., Kim M.S., Lee G.S., and others: Design of rotor for internal gear pump using cycloid and circular-arc curves. *Journal Mechanical Design* 134 (1), 011005 (2012), <https://doi.org/10.1115/1.4004423>
8. Liu H., Lee J.-C., Yoon A., Kim S.-T.: Profile design and numerical calculation of instantaneous flow rate of a gerotor pump. *Journal of Applied Mathematics and Physics* 3 (1), 92–97 (2015), <https://doi.org/10.4236/jamp.2015.31013>
9. Hsieh C.F.: Fluid and dynamics analyses of a gerotor pump using various span angle Designs. *Journal Mechanical Design* 134 (12), 121003 (2012), <https://doi.org/10.1115/1.4007703>
10. Панченко А.І., Волошина А.А., Панченко І.А., Волошин А.А. Дослідження динамічних характеристик мехатронних систем з гідравлічним приводом. *Праці ТДАТУ*. 2020. Вип. 20. Т. 4. С. 58–72. DOI:10.31388/2078-0877-2020-20-4-58-72
11. Панченко А.І., Волошина А.А., Мітков В.Б., Панченко І.А., Нестеренко К.В. Динаміка зміни вихідних характеристик мехатронних систем з планетарними гідромоторами. *Праці ТДАТУ*. 2021. Вип. 21. Т. 4. С. 28–41. DOI:10.31388/2078-0877-2021-21-2-28-41
12. Panchenko A., Voloshina A., Sadullozoda S.S., Boltyansky O., Panina V.: Influence of the Design Features of Orbital Hydraulic Motors on the Change in the Dynamic Characteristics of Hydraulic Drives. *DSMIE 2022: Advances in Design, Simulation and Manufacturing V. LNME*. Springer, Cham, 2, 101–111 (2022). https://doi.org/10.1007/978-3-031-06044-1_10
13. Rundo M.: Models for flow rate simulation in gear pumps: A review. *Energies* 10, 1261 (2017). <https://doi.org/10.3390/en10091261>
14. Devendran S., Vacca A.: A Novel Concept for a Variable Delivery External Gear Machine. In *Proceedings of the 14th Scandinavian International Conference on Fluid Power*, Tampere, Finland, 20–22 May 2015. <https://doi.org/10.1080/14399776.2014.977699>
15. Hemanth R.: Design Modeling and Analysis of a Gear Pump for Dispensing Application. *Appl. Mech. Mater.* 592–594, 1035–1039 (2014)
16. Kim J.H., Kim S.G.: The Flow Rate Characteristics of External Gear Pump for EHPS. In *Proceedings of the 4th International Conference on Intelligent Systems, Modelling and Simulation*, Bangkok, Thailand, 29–31 January 2013. <https://doi.org/10.1109/ISMS.2013.113>
17. Mimmi, G.C., Pennacchi P.E.: Non-undercutting conditions in internal gears. *Mech. Mach. Theory* 35, 477–490 (2000). [https://doi.org/10.1016/S0094-114X\(99\)00028-2](https://doi.org/10.1016/S0094-114X(99)00028-2)

18. Paffoni B.: Pressure and film thickness in a trochoidal hydrostatic gear pump. *Proc. Inst. Mech. Eng. G* 217, 179–187 (2003). <https://doi.org/10.1243/095441003769700744>
19. Paffoni B., Progridi, R., Gras R.: Teeth clearance effects upon pressure and film thickness in a trochoidal hydrostatic gear pump. *Proc. Inst. Mech. Eng. G* 218, 247–256 (2004). <https://doi.org/10.1243/0954410041872799>
20. Bonandrini G., Mimmi G., Rottenbacher C.: Theoretical Analysis of an Original Rotary Machine. *J. Mech. Des.* 132 (2), 024501 (2010). <https://doi.org/10.1115/1.4000698>
21. Bonandrini G., Mimmi G., Rottenbacher C.: Design and simulation of meshing of a particular internal rotary pump. *Mech. Mach. Theory* 49, 104–116 (2012). <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2011.11.001>
22. Inaguma Y.: Friction torque characteristics of an internal gear pump. *Proc. Inst. Mech. Eng. C* 225, 1523–1534 (2011). <https://doi.org/10.1177/0954406211399659>
23. Vecchiato D., Demenego A., Argyris J., Litvin F.L.: Geometry of a cycloidal pump. *Comput. Methods Appl. Mech. Eng.* 190, 2309–2330 (2001). [https://doi.org/10.1016/S0045-7825\(00\)00236-X](https://doi.org/10.1016/S0045-7825(00)00236-X)
24. Demenego A., Vecchiato D., Litvin F.L., Nervegna N., Mancó S.: Design and simulation of meshing of a cycloidal pump. *Mech. Mach. Theory* 37, 311–332 (2002). [https://doi.org/10.1016/S0094-114X\(01\)00074-X](https://doi.org/10.1016/S0094-114X(01)00074-X)
25. Ivanovic' L., Devedžić' G., Čuković' S., Mirić' N.: Modeling of the Meshing of Trochoidal Profiles with Clearances. *J. Mech. Des.* 134 (4), 041003 (2012). <https://doi.org/10.1115/1.4005621>
26. Kwon S.-M., Kim C.-H., Shin J.-H.: Analytical wear model of a gerotor pump without hydrodynamic effect. *J. Adv. Mech. Des. Syst. Manuf.* 2, 230–237 (2008). <https://doi.org/10.1299/jamdsm.2.230>
27. Harrison J., Aihara R., Eisele F.: Modeling Gerotor Oil Pumps in 1D to Predict Performance with Known Operating Clearances. *SAE Int. J. Engines* 9, 1839–1846 (2016). <https://doi.org/10.4271/2016-01-1081>
28. Ham J., Kim S., Oh J., Cho H.: Theoretical investigation of the effect of a relief groove on the performance of a gerotor oil pump. *J. Mech. Sci. Technol.* 32, 3687–3698 (2018).
29. Bae J., Kwak H., San S., Kim C.: Design and CFD analysis of gerotor with multiple profiles (ellipse–involute–ellipse type and 3-ellipses type) using rotation and translation algorithm. *Proc. IMechE Part C* 230, 804–823 (2016). <https://doi.org/10.1177/0954406215583888>
30. Ivanovic' L., Rakic' B., Stojanovic' B., Matejic' M.: Comparative analysis of analytical and numerical calculations of contact stresses at rotational elements of gerotor pumps. *Appl. Eng. Lett.* 1, 1–7 (2016)
31. Jacazio G., De Martin A.: Influence of rotor profile geometry on the performance of an original low-pressure gerotor pump. *Mech. Mach. Theory* 100, 296–312 (2016). <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2016.02.012>
32. Pellegrini M., Vacca A.: A simulation approach for the evaluation of power losses in the axial gap of gerotor units. In *Proceedings of the 10th JFPS International Symposium on Fluid Power*, Fukuoka, Japan, 24–27 October 2017. <https://doi.org/10.5739/jfpsij.11.55>
33. Shah Y.G., Vacca A., Dabiri S., Frosina E.: A fast lumped parameter approach for the prediction of both aeration and cavitation in Gerotor pumps. *Meccanica* 53, 175–191 (2017). <https://doi.org/10.1007/s11012-017-0725-y>
34. Kiurchev S., Abdullo M.A., Vlasenko T., Prasol S., Verkholtantseva V.: Automated Control of the Gear Profile for the Gerotor Hydraulic Machine. *InterPartner 2022: Advanced Manufacturing Processes IV. LNME*, pp. 32–43, Springer, Cham (2022). https://doi.org/10.1007/978-3-031-16651-8_4
35. Ivanovic' L., Ilic' A., Miloradovic' D., Josifovic' D.: Modelling and simulation of the load in the epicyclic rotary pump with trochoidal gear profiles. *IOP Conf. Ser. Mater. Sci. Eng.* 393, 1–9 (2018). <https://doi.org/10.1088/1757-899X/393/1/012049>
36. Kiurchev S., Luzan P., Zasiadko A., Radionov H., Boltianska N. Influence of the flow area of distribution systems on changing the operating parameters of planetary hydraulic motors. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering* 1021, 012037 (2021). <https://doi.org/10.1088/1757-899X/1021/1/012037>
37. Gamez-Montero P., Codina E., Castilla R.: A Review of Gerotor Technology in Hydraulic Machines. *Energies* 12, 2423 (2019), <https://doi.org/10.3390/en12122423>
38. Панченко А.І., Волошина А.А., Панченко І.А., Волошин А.А. Модель гідравлічного приводу мехатронної системи. *Праці ТДАТУ*. 2018. Вип. 18. Т. 2. С. 59–83. DOI: 10.31388/2078-0877-18-2-58-82
39. Panchenko A., Voloshina A., Fatyeyev A., Tynyanova I. and Mudryk K. Stabilization of the Transient Dynamic Characteristics for a Hydraulic Drive with a Planetary Hydraulic Motor. *DSMIE 2023: Advances in Design, Simulation and Manufacturing VI. LNME*. Springer, Cham, 2, 95–105 (2023). https://doi.org/10.1007/978-3-031-32774-2_10



40. Панченко А.І., Волошина А.А., Мітков В.Б., Волошин А.А. Вплив конструктивних особливостей планетарних гідромоторів на зміну динамічних характеристик гідроприводів мехатронних систем самохідної техніки. *Праці ТДАТУ*. 2023. Вип. 23. Т. 1. С. 6–26. DOI:10.31388/2078-0877-2023-23-1-6-26

Стаття надійшла до редакції 07.04.2025

A. Panchenko¹, A. Voloshina¹, I. Panchenko¹, V. Mitkov¹, A. Voloshin²

¹ *Dmytro Motornyi Tavria State Agrotechnological University*

² *Melitopol Vocational College of TSATU*

STABILIZATION OF DYNAMIC CHARACTERISTICS OF A HYDRAULIC DRIVE USING PASSIVE PULSATION DAMPERS

Summary

One of the ways to ensure the stability of the output characteristics of hydraulic drives of mechatronic systems of self-propelled vehicles is the use of passive pulsation dampers, which allow smoothing out the pressure surges of the working fluid that occur during transient processes. As a result of the research, a mathematical model has been refined that describes the transient processes that occur in hydraulic drives and their elements, which includes the operation of the pump, planetary hydraulic motor and safety valve in the conditions of operation of self-propelled vehicles, when a passive pulsation damper is connected. The refined model allows us to study the influence of a passive pulsation damper on the stabilization of dynamic processes that occur in a hydraulic drive with a planetary hydraulic motor during transient processes in the conditions of operation of self-propelled vehicles. It has been established that when the hydraulic drive is accelerated, the magnitude of pressure and torque surges are determined by the opening time of the safety valve. The use of a passive pulsation damper increases the operating time (opening) of the safety valve by 7 times from 0.01 s to 0.07 s. This allows, at the moment of starting the hydraulic drive of the mechatronic system of self-propelled equipment, to reduce pressure and torque jumps by 2.2 times. In a stable operating mode, the pulsation damper stabilizes pulsations caused by fluctuations in the external disturbing load, as well as fluctuations caused by uneven pump supply. The use of a passive pulsation damper, which works as a damping device, allows stabilizing the dynamic processes occurring in hydraulic drives and their elements during transient processes, as well as in a stable operating mode during the operation of self-propelled equipment.

Keywords: passive pulsation damper, structural and functional diagram, dynamic model, dynamic characteristics.