

УДК 621.225.001.4

## МОДЕЛЬ ГІДРАВЛІЧНОГО ПРИВОДУ МЕХАТРОННОЇ СИСТЕМИ

Панченко А. І., д.т.н.,

Волошина А. А., д.т.н.,

Панченко І. А., інженер

*Таврійський державний агротехнологічний університет*

Тел. (0619) 42-04-42.

Волошин А. А., інженер

*ВСП «Мелітопольський коледж ТДАТУ»*

**Анотація** – робота присвячена дослідженню динамічних характеристик мехатронних систем з гідравлічним приводом активних робочих органів самохідної техніки. Запропоновані модель і розрахункова схема дозволяють описати процеси, що відбуваються в елементах гідравлічного приводу мехатронної системи. Елементи гідравлічного приводу: насос, гідромотор, запобіжний клапан і робоча рідина розглянуті у взаємозв'язку, як єдине ціле. Модель враховує особливості функціонування і взаємний вплив всіх елементів гідравлічного приводу мехатронної системи, а також особливості робочої рідини і може бути застосована до будь-яких гідромашин і агрегатів об'ємного дії. Дослідження динаміки зміни функціональних параметрів даної мехатронної системи здійснювалося при моделюванні перехідного процесу в момент розгону гідравлічного приводу який складається з шестеренного насоса, планетарного гідромотора і запобіжного клапана прямої дії. Моделювання проводилося для гідроприводів мехатронних систем різних типів обумовлених величиною навантаження в діапазоні 365...1430 Н·м, що відповідає робочим обсягами планетарного гідромотора – 160...630 см<sup>3</sup>. Встановлено, що при розгоні гідроприводу коливання навантаження і пульсація робочої рідини (умови експлуатації) не роблять практичного впливу на зміну вихідних характеристик мехатронної системи в цілому. При сталому режимі роботи зміни умов експлуатації спостерігаються пульсації, викликані нерівномірністю подачі насоса і коливаннями навантаження. Також встановлено, що динамічні характеристики гідроприводу мехатронної системи поліпшуються зі збільшенням робочого об'єму гідромотора.

**Ключові слова** – мехатронна система, гідравлічний привод, математична модель, функціональні параметри, динамічні характеристики.

*Постановка проблеми* – Безперервно зростаючі масштаби виробництва самохідної техніки роблять особливо актуальним питання розробки нових і вдосконалення існуючих конструкцій мехатронних систем з гідравлічним приводом активних робочих органів та ходових систем. Ефективність роботи гідравлічного приводу мехатронних систем залежить від режимів роботи пов'язаних з плином робочої рідини по трубопроводах та каналах гідравлічних пристроїв [1–5], а також від їх конструктивного виконання [6]. Плин робочої рідини, в свою чергу, характеризується гідромеханічними та динамічними явищами, які супроводжуються виникненням коливань тиску і витрат, а також впливом потоку робочої рідини на елементи гідравлічного приводу мехатронної системи [5].

Функціональні параметри гідравлічного приводу мехатронної системи в більшій мірі визначаються динамічними характеристиками, пов'язаними з часом регулювання перехідних процесів, частотою та амплітудою коливань і т.п. Для дослідження динамічних характеристик мехатронних систем необхідно розробити математичні моделі робочих процесів, що відбуваються в гідравлічних приводах цих систем, які б враховували особливості функціонування та взаємний вплив всіх гідравлічних елементів, а також особливості робочої рідини.

Таким чином, поліпшення динамічних характеристик мехатронних систем з гідравлічним приводом активних робочих органів та ходових систем є важливою науковою проблемою.

*Аналіз останніх досліджень* – Сучасні вимоги до підвищення ефективності використання складних мехатронних систем, що застосовуються в самохідних машинах вимагають застосування нових методів проектування в процесі їх розробки [7–9]. Гідравлічний привід з хорошими динамічними характеристиками дозволяє поліпшити можливості оцінки та оптимізації динамічних характеристик всієї мехатронної системи на ранніх етапах проектування. Аналіз досліджень показав [10], що на сьогоднішній день мало зосередитися виключно на оптимізації підсистем, а необхідно прагнути до оптимізації всієї мехатронної системи в цілому. У роботах [11, 12] розглянуті методи оптимального проектування складних мехатронних систем. Однак, нічого не сказано про побудову фізичних і математичних моделей процесів, що відбуваються в мехатронних системах.

Аналіз еволюційної тенденції моделей, що використовуються

при проектуванні та розробці мехатронних продуктів (роботів), свідчить про необхідність інтеграції проектних характеристик і вимог в різних областях техніки [13]. Велика увага приділяється питанням розробки динамічних моделей маніпуляторів [14–17]. Розроблено алгоритми управління вібрацією на основі динамічних моделей мехатронних систем [14]. Проведено чисельне моделювання для дослідження впливу спільних пружностей та збурень, а також параметрів структури і руху на зміну потоку потужності вібрації [15]. Досліджено вплив динамічних характеристик приводного двигуна на роботу маніпуляторів [16]. Представлена проблема моделювання динамічної мехатронної системи і, зокрема, моделювання промислового робота. Відображені етапи аналізу та основні математичні взаємозв'язки [17]. Обґрунтовано конструктивні особливості гідромашин, що застосовуються в гідравлічних приводах мехатронних систем [18, 19], запропоновано методику контролю точності їх виготовлення [20]. Однак, питання, пов'язані з дослідженням динамічних властивостей мехатронних систем приводів активних робочих органів та ходових систем самохідної техніки залишаються відкритими.

Розроблена математична модель напівавтоматичного блоку з підсилювачем на базі гідравлічного акумулятора [21], дозволяє досліджувати його статичні та динамічні характеристики. Запропоновано математичні моделі робочих процесів, що відбуваються в насосі [22, 23], а також в гідромоторі [24] приводу активних робочих органів самохідної техніки, але не розглянуті їх взаємозв'язки та взаємний вплив.

Запропоновано математичні моделі, що відображають вплив температури робочої рідини на момент тертя в шестеренних насосах з внутрішнім зачепленням [25]. Досліджено вплив режимів роботи насоса на характеристики потоку витоків, а також запропонована математична модель для розрахунку потоку витоків [26]. Обґрунтовано засоби розподілу робочої рідини [27] та досліджено вплив конструктивних особливостей розподільної системи на вихідні характеристики гідромашин [28]. Однак, не враховані особливості робочої рідини.

Розроблені математичні моделі робочих процесів, що відбуваються в запобіжних клапанах [29], дозволяють досліджувати статичні і динамічні властивості запобіжних клапанів. Але, нічого не говориться про використання цих клапанів в гідроприводах мехатронних систем.

Наведено розрахункову схему та математичну модель гідростатичної трансмісії [30] та гідроагрегату [31], що включає насос, клапан і гідромотор, які виконані єдиним гідравлічним блоком.

Робоча рідина не розглядається, як елемент гідравлічної схеми. Розроблена модель не призначена для дослідження вихідних характеристик кожного елемента гідравлічного блоку при експлуатації гідростатичної трансмісії.

Аналіз літературних джерел показав, що дослідження проводилися конкретно для якогось окремого елемента гідравлічного приводу мехатронної системи. При розробці математичних моделей не враховувалися особливості функціонування та взаємний вплив всіх елементів гідравлічної системи, а також особливості робочої рідини. Так само гідравлічні елементи і робоча рідина не розглядалися як єдине ціле. Не досліджувався взаємний вплив всіх гідравлічних елементів та робочої рідини на динамічні характеристики мехатронної системи гідравлічного приводу активних робочих органів та ходових систем самохідної техніки.

Таким чином, дослідження динамічних характеристик мехатронної системи приводів активних робочих органів та ходових систем самохідної техніки на базі математичної моделі, що включає елементи гідравлічного приводу та робочу рідину, є актуальним напрямком.

*Мета дослідження* – Поліпшення динамічних характеристик гідравлічного приводу мехатронної системи шляхом дослідження динаміки зміни функціональних параметрів на базі розробленої моделі, яка враховує особливості експлуатації та взаємний вплив всіх елементів мехатронної системи, а також особливості робочої рідини.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі: розробити математичну модель і розрахункову схему, що дозволять досліджувати динаміку зміни функціональних параметрів гідравлічного приводу мехатронної системи; використовуючи розроблені модель та розрахункову схему дослідити динаміку зміни функціональних параметрів гідравлічного приводу мехатронної системи самохідної техніки.

*Основна частина* – При побудові математичних моделей, як правило, використовуються такі припущення [30, 31]: відсутність витоків робочої рідини; сухе тертя дорівнює нулю; хвильові процеси в трубопроводах відсутні; температура робочої рідини постійна (тобто постійними вважаються коефіцієнти кінематичної в'язкості та сили тертя); втрати на тертя не враховуються; тиск в зливній, всмоктувальній та дренажній магістралях дорівнює нулю; робочі кромки вважаються гострими; з'єднані канали великі по перерізу та короткі по довжині; модуль пружності робочої рідини постійний.

Для дослідження динаміки зміни функціональних параметрів гідравлічного приводу мехатронної системи самохідної техніки розглянуті математичні моделі робочих процесів, що відбуваються в

насосі [22, 23], гідромоторі [24] та запобіжному клапані [29]. Ці моделі складені на основі рівнянь нерозривності, переміщення рухомих частин елементів гідравлічного приводу мехатронних систем та рівнянь витрати через гідравлічну апаратуру [3, 4].

На рис. 1 представлена розрахункова схема гідравлічного приводу мехатронної системи [4, 30], яка являє собою сукупність, з'єднаних між собою, гідравлічних пристроїв: насос, гідромотор та запобіжний клапан. Всі елементи гідравлічного приводу мехатронної системи пов'язані між собою формами взаємодії і взаємозалежності за допомогою робочої рідини та утворюють єдине ціле.

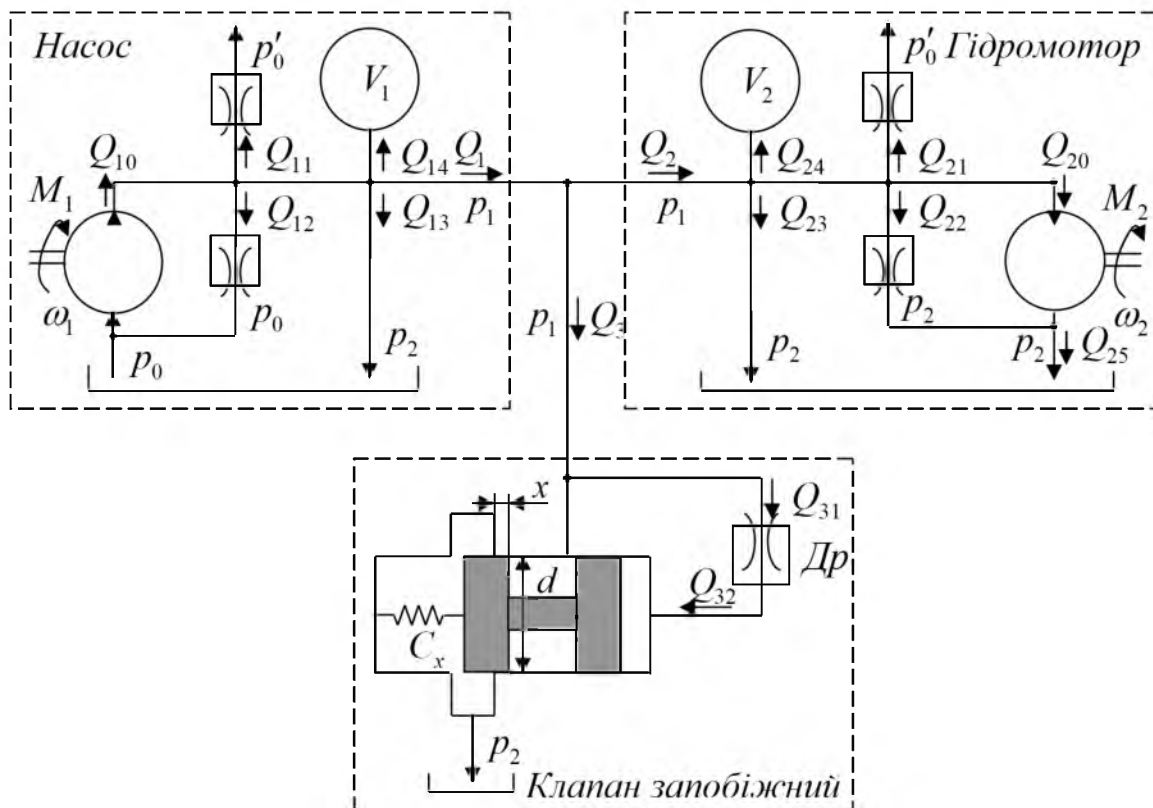


Рис. 1. Розрахункова схема моделі гідравлічного приводу мехатронної системи

Відмінною особливістю запропонованої моделі робочих процесів, що відбуваються в гідравлічному приводі мехатронної системи, є розгляд всіх елементів, що входять в гідравлічну систему та робочої рідини, як єдиного цілого. Запропонована модель дозволяє досліджувати динамічні характеристики гідравлічного приводу мехатронної системи з використанням різних гідромашин об'ємної дії. Математичний опис робочих процесів насоса, запобіжного клапана, гідромотора і робочої рідини на основі рівнянь витрат, руху рухомих елементів та нерозривності більш детально представлені в роботах [4, 22–24].

Модель робочих процесів, що відбуваються в гідравлічному приводі мехатронної системи, який включає насос, гідромотор та запобіжний клапан можна представити системою рівнянь:

$$Q_2(t) = Q_1(t) - Q_3(t), \quad (1)$$

$$\begin{aligned} Q_{20}(t) + Q_{21}(t) + Q_{22}(t) + Q_{23}(t) + Q_{24}(t) = \\ = Q_{10}(t) - Q_{11}(t) - Q_{12}(t) - Q_{13}(t) - Q_{14}(t) - Q_3(t), \end{aligned} \quad (2)$$

$$Q_3(t) = \mu \cdot \pi \cdot d \cdot x(t) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} [p_1(t) - p_2]}, \quad (3)$$

$$\begin{aligned} \frac{V_2}{2\pi} \cdot \omega_2(t) + C_{21} \cdot p_1(t) + C_{22} \cdot [p_1(t) - p_2(t)] + \\ + C_2 \cdot \frac{\omega_2(t)}{E} \cdot [p_1(t) - p_2(t)] + \frac{(V_2 + V_{20})}{2 \cdot E} \frac{dp_1(t)}{dt} = \end{aligned} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} = \frac{V_1}{2\pi} \cdot \omega_1(t) \cdot e - C_{11} \cdot [p_1(t) - p'_0] - C_{12} \cdot [p_1(t) - p_0] - \\ - C_1 \cdot \frac{\omega_1(t)}{E} \cdot [p_1(t) - p_2(t)] - \frac{(V_1 + V_{10})}{2 \cdot E} \frac{dp_1(t)}{dt} - Q_3(t), \\ \frac{dp_1(t)}{dt} = \frac{E}{(V_{11} + V_{21} + V_3)} \cdot \left\{ \frac{V_1}{2\pi} \cdot \omega_1(t) \cdot e - \frac{V_2}{2\pi} \cdot \omega_2(t) - C_{11} \cdot [p_1(t) - p'_0] - \right. \\ \left. - C_{12} \cdot [p_1(t) - p_0] - C_{21} \cdot p_1(t) - C_{22} \cdot [p_1(t) - p_2(t)] - \frac{1}{E} \cdot [C_1 \cdot \omega_1(t) + \right. \end{aligned} \quad (5)$$

$$\left. + C_2 \cdot \omega_2(t)] \cdot [p_1(t) - p_2(t)] - \mu \cdot \pi \cdot d \cdot x(t) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} [p_1(t) - p_2]} - S \frac{dx}{dt} \right\},$$

$$M_2 = M_j + M_c, \quad (6)$$

$$M_2 = \frac{V_2}{2\pi} \cdot \eta_m \cdot [p_1(t) - p_2], \quad M_j = J \cdot \frac{d\omega_2(t)}{dt}, \quad (7)$$

$$\frac{d\omega_2(t)}{dt} = \frac{1}{J} \cdot \left[ \frac{V_2}{2\pi} \cdot \eta_m \cdot [p_1(t) - p_2] - M_c \right], \quad (8)$$

$$\begin{aligned} Q_{25}(t) = Q_1(t) - C_{21} \cdot p_1(t) - C_{22} \cdot [p_1(t) - p_2(t)] - \\ - C_2 \cdot \frac{\omega_2(t)}{E} \cdot [p_1(t) - p_2(t)] - \frac{V_2}{2 \cdot E} \frac{dp_1(t)}{dt}, \end{aligned} \quad (9)$$

$$\begin{aligned} E_{\text{жс}} = K(p_1 + 1) \cdot (Ap_1 + B) \times \\ \times \frac{(1 - m_0) \cdot \sqrt{\frac{Ap_0 + B}{Ap_1 + B}} + m_0 \cdot \sqrt{\frac{p_0 + 1}{p_1 + 1}}}{K(p_1 + 1) \cdot (1 - m_0) \cdot \sqrt{\frac{Ap_0 + B}{Ap_1 + B}} + m_0 (Ap_1 + B) \cdot \sqrt{\frac{p_0 + 1}{p_1 + 1}}}, \end{aligned} \quad (10)$$

де  $Q_1$  – кількість робочої рідини, що надходить від насоса до гідромотора;  $Q_{10}$  – геометрична подача насоса;  $Q_{11}$  – витрата витоків (в дренажну магістраль) насоса;  $Q_{12}$  – витрата перетоків (у всмоктувальну магістраль) насоса;  $Q_{13}$  – витрата насоса, викликана компресією робочої рідини;  $Q_{14}$  – деформаційна витрата насоса;  $Q_2$  – кількість робочої рідини, що підводиться до гідромотора;  $Q_{20}$  – геометрична витрата гідромотора;  $Q_{21}$  – витрата витоків робочої рідини (в корпус) гідромотора;  $Q_{22}$  – витрата перетоків робочої рідини в гідромоторі;  $Q_{23}$  – витрата гідромотора, викликана компресією робочої рідини;  $Q_{24}$  – деформаційна витрата гідромотора;  $Q_{25}$  – кількість робочої рідини, що надходить на злив з гідромотора;  $Q_3$  – витрата через запобіжний клапан;  $Q_{31}$  – витрата через демпфуючий дросель;  $Q_{32}$  – витрата, необхідна для управління клапаном;  $C_1$  – коефіцієнт пропорційності в насосі;  $C_{11}$ ,  $C_{12}$  – коефіцієнти витоків і перетоків в насосі;  $C_2$  – коефіцієнт пропорційності в гідромоторі;  $C_{21}$ ,  $C_{22}$  – коефіцієнти витоків і перетоків в гідромоторі;  $V_1$  – робочий об'єм насоса;  $V_{10}$  – мертвий об'єм насоса;  $V_{11}$  – об'єм робочої рідини в нагнітальній порожнині насоса;  $V_2$  – робочий об'єм гідромотора;  $V_{20}$  – мертвий об'єм гідромотора;  $V_{21}$  – об'єм робочої рідини в нагнітальній порожнині гідромотора;  $p_0$  – тиск у всмоктувальній магістралі, на вході в насос;  $p_1$  – тиск робочої рідини в нагнітальній магістралі гідравлічного приводу мехатронної системи (чисельно дорівнює тиску на виході з насоса та тиску на вході в гідромотор);  $p_2$  – тиск в зливній магістралі гідравлічного приводу мехатронної системи;  $p'_0$  – тиск в дренажній магістралі гідравлічного приводу мехатронної системи;  $J$  – момент інерції обертових мас;  $M_c$  – момент опору;  $M_j$  – момент інерції;  $M_1$  – крутний момент на валу насоса;  $M_2$  – крутний момент на валу гідромотора;  $\omega_1$  – кутова швидкість вала насоса;  $\omega_2$  – кутова швидкість вала гідромотора;  $\eta_m$  – механічний ККД гідромотора;  $\rho$  – щільність робочої рідини;  $\mu$  – коефіцієнт витрати;  $\mu'$  – коефіцієнт динамічної в'язкості робочої рідини;  $E$  – об'ємний модуль пружності двофазної робочої рідини;  $d$  – діаметр плунжера;  $x(t)$  – переміщення плунжера від його закритого положення;  $S$  – ефективна площа плунжера;  $K$  – показник політропи;  $A$  и  $B$  – параметри робочої рідини, що залежать від типу масла та робочої температури системи;  $m_0$  – зміст нерозчиненого повітря в робочій рідині у відносних одиницях.

Модель робочих процесів, що відбуваються в гідравлічному приводі мехатронної системи описує динамічні та статичні процеси, що відбуваються в його елементах. Насос, гідромотор, запобіжний клапан та робоча рідина розглянуті у взаємозв'язку, як єдине ціле. Причому, дана модель враховує особливості експлуатації та взаємний вплив всіх елементів гідравлічного приводу, а також особливості робочої рідини та може бути використана для будь-яких гідромашин

об'ємного дії.

Математична модель робочих процесів, що відбуваються в гідравлічному приводі мехатронної системи, досліджено за допомогою пакета візуального моделювання VisSim, що дозволяє інтегрувати систему нелінійних диференціальних рівнянь в будь-який момент часу при різних умовах експлуатації гідроприводу мехатронної системи. Тому, цей пакет був використаний для визначення зміни функціональних параметрів гідравлічного приводу з урахуванням взаємодії насоса, гідромотора, запобіжного клапана та робочої рідини.

Для моделювання зміни функціональних параметрів гідравлічного приводу мехатронної системи приймаємо наступні початкові умови [4, 31]:

– *насос*: шестеренний нерегульований, геометрична подача постійна та дорівнює  $Q_{10} = 100$  л/хв; кутова швидкість вала насоса дорівнює  $\omega_1 = 125$  с<sup>-1</sup>; параметр регулювання дорівнює  $e = 1$ ; коефіцієнт пропорційності дорівнює  $C_1 = 8,5$ ; коефіцієнти витоків і перетоків складають  $C_{11} = 1,5$  і  $C_{12} = 3,5$ , відповідно;

– *гідромотор*: планетарний типу PRG-22, робочий об'єм дорівнює  $V_2 = 160, 250, 400, 630$  см<sup>3</sup>; момент опору постійний та дорівнює  $M_c = 365, 560, 900, 1430$  Н·м; момент інерції обертових мас дорівнює  $J = 3,6$ ; об'ємний ККД дорівнює  $\eta_v = 0,95$ , а механічний ККД –  $\eta_m = 0,9$ ; тиск на виході дорівнює  $p_2 = 0$ ; коефіцієнт пропорційності в дорівнює  $C_2 = 1$ ; коефіцієнти витоків і перетоків складають  $C_{21} = 1,5$  і  $C_{22} = 12,99$ , відповідно;

– *клапан*: запобіжний, жорсткість пружини дорівнює  $C = 200$  кг/см; величина попереднього стискання пружини  $x_0 = 0,125$  см; позитивне перекриття щілини становить  $X_z = 0,53$  см;

– *робоча рідина*: показник політропи дорівнює  $K = 1,2$ ; параметри, що залежать від типу масла і робочої температури гідравлічної системи складають  $A = 12,62$  і  $B = 1740$ ; зміст нерозчиненого повітря в робочій рідині у відносних одиницях дорівнює  $m_0 = 0,925$ ;

– *гідропривод мехатронної системи*: потужність постійна і дорівнює 22 кВт.

На рис. 2 представлена структурно-функціональна схема моделі гідравлічного приводу мехатронної системи:

– *блоком А* задані вихідні параметри насоса, гідромотора, клапана та робочої рідини;

– *блок В* описує зміну кількості робочої рідини, яка підводиться до гідромотора та проходить через нього, та визначається рівняннями (1) і (9);

– *блок С* описує зміну тиску в нагнітальній магістралі гідравлічного приводу, який визначається з рівняння 5;



– блок *D* описує зміну крутного моменту, який визначається з рівняння (7);

– блок *F* описує зміну кутової швидкості (частоти обертання) вала гідромотора, яка визначається з рівняння (8).

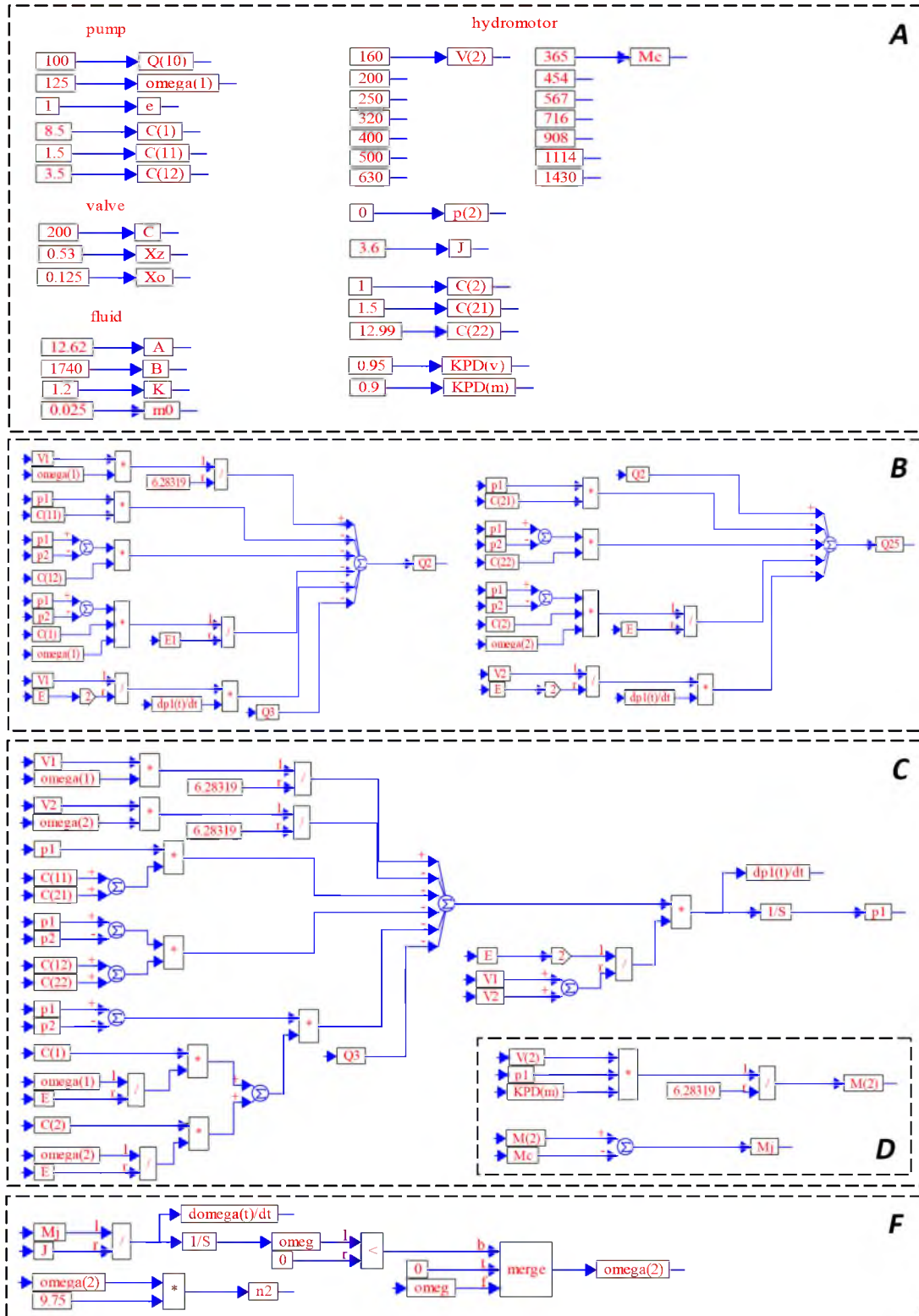


Рис. 2. Структурно-функціональна схема моделі гідравлічного приводу мехатронної системи

Моделювання роботи гідравлічного приводу мехатронної системи проводилося на прикладі планетарних гідромоторів з робочими об'ємами 160, 250, 400, 630 см<sup>3</sup>. Моделювання проводилося, без урахування впливу експлуатаційних умов при постійній подачі насоса 100 л/хв (для кожного з гідромоторів) та постійному моменті опору 365, 560, 900, 1430 Н·м, відповідно.

Результати моделювання динаміки зміни функціональних параметрів гідроприводу мехатронної системи без урахування експлуатаційних умов представлені відповідними залежностями (рис. 3–6). Отримані криві визначають динаміку зміни тиску в нагнітальній магістралі гідроприводу  $p_1$ , крутного моменту на валу гідромотора  $M_2$ , частоти обертання валу гідромотора  $n_2$ , а також витрати робочої рідини через запобіжний клапан  $Q_3$  і гідромотор  $Q_2$  при значеннях робочого об'єму гідромотора 160 см<sup>3</sup> (рис. 3), 250 см<sup>3</sup> (рис. 4), 400 см<sup>3</sup> (рис. 5) та 630 см<sup>3</sup> (рис. 6).

Аналіз динаміки зміни функціональних параметрів гідравлічного приводу мехатронної системи з гідромотором робочим об'ємом  $V_2 = 160$  см<sup>3</sup> показує (рис. 3), що:

– при пуску гідроприводу мехатронної системи ( $t = 0 \dots 0,02$  с) тиск в нагнітальній магістралі різко зростає (рис. 3, а), а його пік складає  $p_1 = 84$  МПа, який в 5,2 рази перевищує номінальне значення тиску  $p_{ном} = 16$  МПа, що пояснюється інертністю спрацьовування запобіжного клапана. При подальшому розгоні тиск в нагнітальній магістралі гідроприводу мехатронної системи (при відкритому запобіжному клапані) становить  $p_1 = 27$  МПа в період часу  $t = 0,02 \dots 0,78$  с, і в період завершення розгону ( $t = 0,78 \dots 0,9$  с) тиск плавно зменшується та досягає номінального значення 16 МПа ( $t > 0,9$  с, запобіжний клапан закритий);

– характер зміни крутного моменту  $M_2$  (рис. 3, б) на валу гідромотора повністю повторює характер зміни тиску в нагнітальній магістралі на всіх етапах роботи. При сталому режимі роботи гідроприводу мехатронної системи значення крутного моменту становить 365 Н·м;

– частота обертання валу гідромотора  $n_2$  (рис. 3, в) при розгоні гідроприводу ( $t = 0 \dots 0,78$  с) з відкритим запобіжним клапаном змінюється за лінійним законом, а в період завершення розгону ( $t = 0,78 \dots 0,9$  с) – плавно досягає свого номінального значення і при  $t > 0,9$  с спостерігається сталий режим роботи, при якому значення частоти обертання становить 600 хв<sup>-1</sup>;

– запобіжний клапан спрацьовує в початковий момент ( $t = 0 \dots 0,02$  с) і витрата робочої рідини через нього досягає максимального значення  $Q_3 = 100$  л/хв. Потім в період часу  $t = 0,02 \dots 0,78$  с відбувається плавне закриття клапана і при  $t > 0,78$  с

клапан повністю закритий (рис. 3, г);

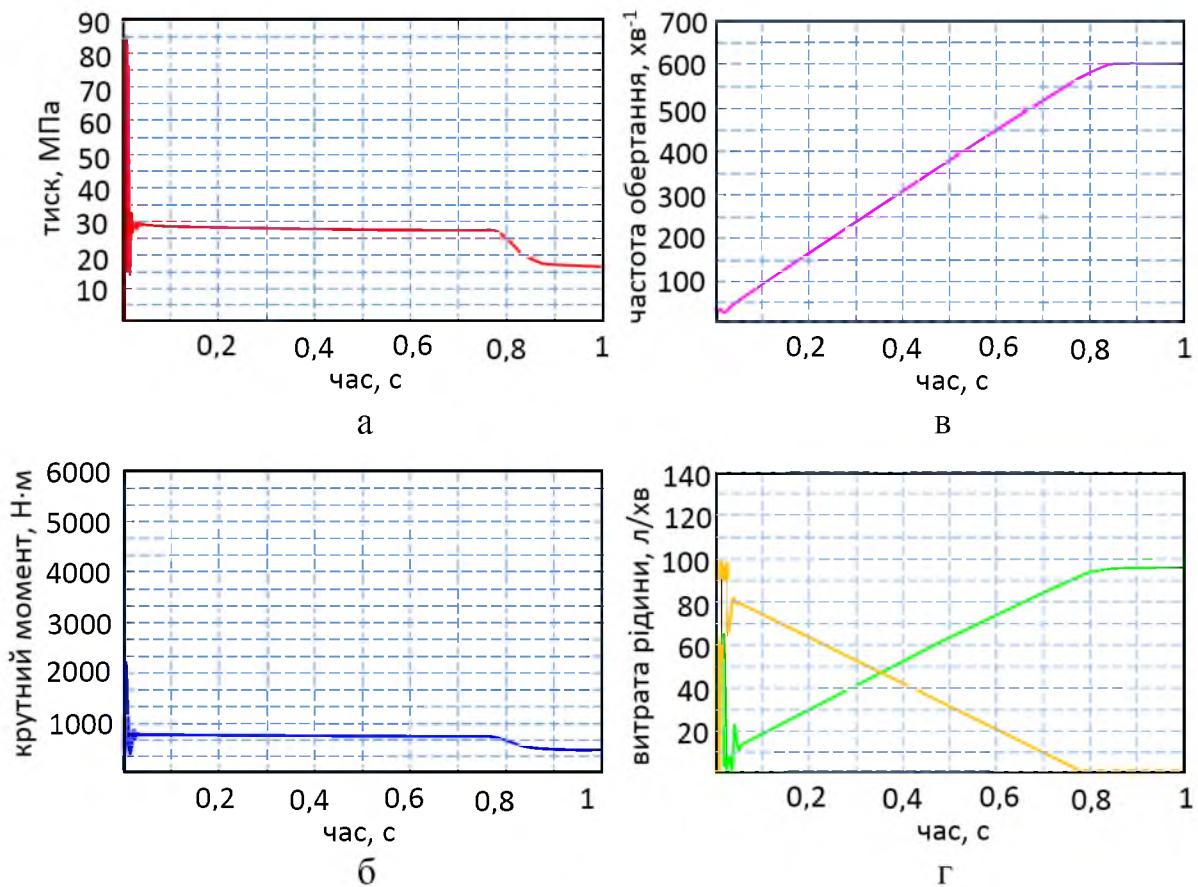


Рис. 3. Динаміка зміни функціональних параметрів гідравлічного приводу мехатронної системи з гідромотором робочим об'ємом  $160\text{см}^3$ : а – тиску; б – крутного моменту; в – частоти обертання; г – витрати робочої рідини через запобіжний клапан і гідромотор

– час заповнення об'єму гідромотора робочою рідиною становить  $t = 0 \dots 0,78$  (рис. 3, г), що викликано відкриттям запобіжного клапана. Після закриття запобіжного клапана ( $t = 0,78 \dots 0,9$  с) значення витрати плавно досягає номінального значення, і складає  $Q_2 = 98$  л/хв.

Аналіз динаміки зміни функціональних параметрів гідравлічного приводу мехатронної системи з гідромотором робочим об'ємом  $V_2 = 250 \text{ см}^3$  показує (рис. 4), що:

– при пуску гідроприводу мехатронної системи ( $t = 0 \dots 0,02$  с) тиск в нагнітальній магістралі різко зростає (рис. 4, а), а його пік складає  $p_1 = 87$  МПа, який в 5,4 рази перевищує номінальне значення тиску  $p_{ном} = 16$  МПа, що пояснюється інертністю спрацьовування запобіжного клапана. При подальшому розгоні тиск в нагнітальній магістралі гідроприводу (при відкритому запобіжному клапані) становить  $p_1 = 27$  МПа в період часу  $t = 0,02 \dots 0,3$  с, і в період завершення розгону ( $t = 0,3 \dots 0,35$  с) тиск плавно зменшується та

досягає номінального значення 16 МПа ( $t > 0,35$  с, запобіжний клапан закритий);

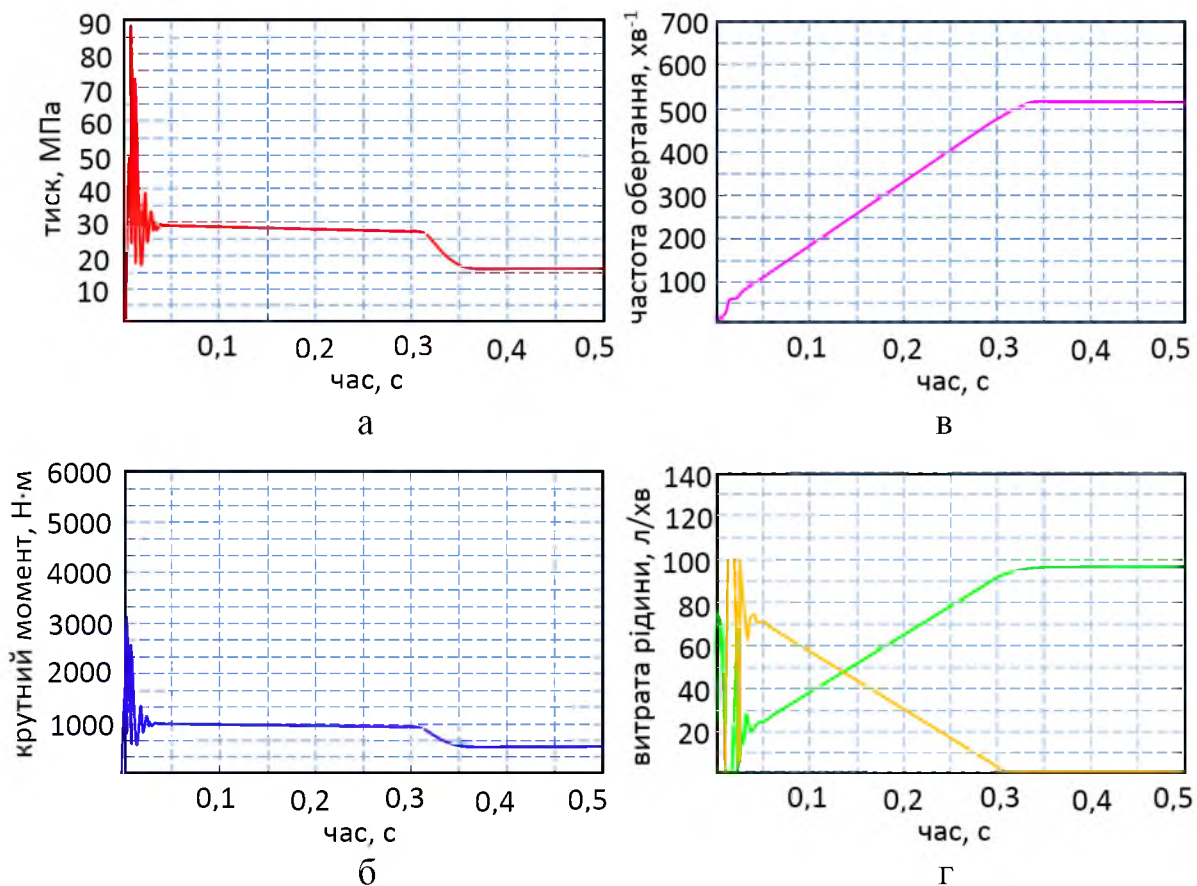


Рис. 4. Динаміка зміни функціональних параметрів гідравлічного приводу мехатронної системи з гідромотором робочим об'ємом  $250\text{см}^3$ : а – тиску; б – крутного моменту; в – частоти обертання; г – витрати робочої рідини через запобіжний клапан і гідромотор

– характер зміни крутного моменту  $M_2$  (рис. 4, б) на валу гідромотора повністю повторює характер зміни тиску в нагнітальній магістралі на всіх етапах роботи. При сталому режимі роботи гідроприводу мехатронної системи значення крутного моменту на валу гідромотора становить  $560\text{ Н}\cdot\text{м}$ ;

– частота обертання валу гідромотора  $n_2$  (рис. 4, в) при розгоні гідроприводу ( $t = 0 \dots 0,3$  с) з відкритим запобіжним клапаном змінюється за лінійним законом, а в період завершення розгону ( $t = 0,3 \dots 0,35$  с) – плавно досягає свого номінального значення і при  $t > 0,35$  с спостерігається сталий режим роботи, при якому значення частоти обертання становить  $370\text{ хв}^{-1}$ ;

– запобіжний клапан спрацьовує в початковий момент ( $t = 0 \dots 0,02$  с) і витрата робочої рідини через нього досягає максимального значення  $Q_3 = 100\text{ л/хв}$ . Потім в період часу  $t = 0,02 \dots 0,3$  с відбувається плавне закриття клапана і при  $t > 0,3$  с

клапан повністю закритий (рис. 4, г);

– час заповнення об'єму гідромотора робочою рідиною становить  $t = 0...0,3$  (рис. 4, г), що викликано відкриттям запобіжного клапана. Після закриття запобіжного клапана ( $t = 0,3...0,35$  с) значення витрати плавно досягає номінального значення, і складає  $Q_2 = 98$  л/хв.

Аналіз динаміки зміни функціональних параметрів гідравлічного приводу мехатронної системи з гідромотором робочим об'ємом  $V_2 = 400$  см<sup>3</sup> показує (рис. 5), що:

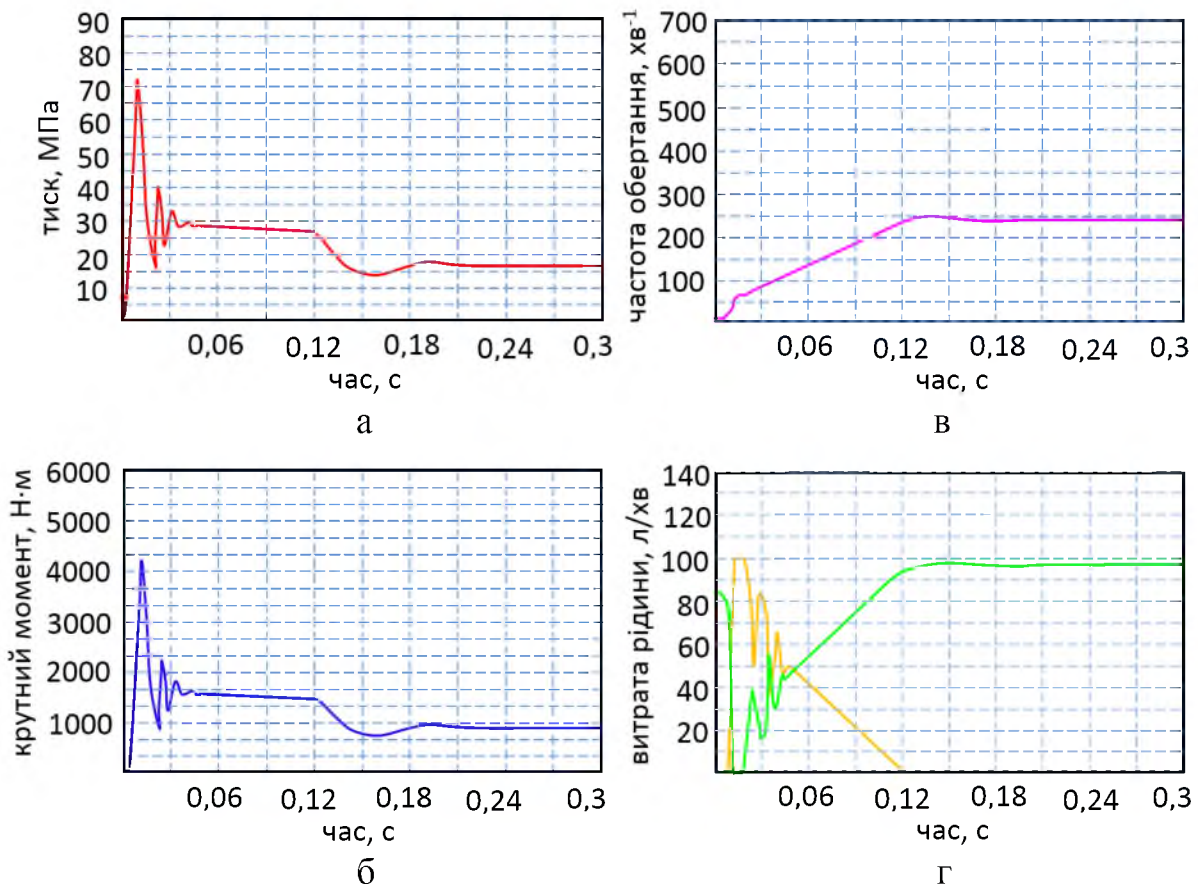


Рис. 5. Динаміка зміни функціональних параметрів гідравлічного приводу мехатронної системи з гідромотором робочим об'ємом 400см<sup>3</sup>: а – тиску; б – крутного моменту; в – частоти обертання; г – витрати робочої рідини через запобіжний клапан і гідромотор

– при пуску гідроприводу мехатронної системи ( $t = 0...0,02$  с) тиск в нагнітальній магістралі різко зростає (рис. 5, а), а його пік складає  $p_1 = 72$  МПа, який в 4,5 рази перевищує номінальне значення тиску  $p_{ном} = 16$  МПа, що пояснюється інертністю спрацьовування запобіжного клапана. При подальшому розгоні тиск в нагнітальній магістралі гідроприводу (при відкритому запобіжному клапані) становить  $p_1 = 27$  МПа в період часу  $t = 0,02...0,12$  с, і в період завершення розгону ( $t = 0,12...0,25$  с) тиск плавно зменшується і досягає номінального значення 16 МПа ( $t > 0,25$  с, запобіжний клапан

закритий);

– характер зміни крутного моменту  $M_2$  (рис. 5, б) на валу гідромотора повністю повторює характер зміни тиску в нагнітальній магістралі на всіх етапах роботи. При сталому режимі роботи гідроприводу мехатронної системи значення крутного моменту на валу гідромотора становить 900 Н·м;

– частота обертання валу гідромотора  $n_2$  (рис. 5, в) при розгоні гідроприводу ( $t = 0...0,12$  с) з відкритим запобіжним клапаном змінюється за лінійним законом, а в період завершення розгону ( $t = 0,12...0,25$  с) – плавно досягає свого номінального значення і при  $t > 0,25$  с спостерігається сталий режим роботи, при якому значення частоти обертання становить  $240 \text{ хв}^{-1}$ ;

– запобіжний клапан спрацьовує в початковий момент ( $t = 0...0,02$  с) і витрата робочої рідини через нього досягає максимального значення  $Q_3 = 100$  л/хв. Потім в період часу  $t = 0,02...0,12$  с відбувається плавне закриття клапана і при  $t > 0,12$  с клапан повністю закритий (рис. 5, г);

– час заповнення об'єму гідромотора робочою рідиною становить  $t = 0...0,12$  (рис. 5, г), що викликано відкриттям запобіжного клапана. Після закриття запобіжного клапана ( $t = 0,12...0,25$  с) значення витрати плавно досягає номінального значення  $Q_2 = 98$  л/хв.

Аналіз динаміки зміни функціональних параметрів гідравлічного приводу мехатронної системи з гідромотором робочим об'ємом  $V_2 = 630 \text{ см}^3$  показує (рис. 6), що:

– при пуску гідроприводу мехатронної системи ( $t = 0...0,02$  с) тиск в нагнітальній магістралі різко зростає (рис. 6, а), а його пік складає  $p_1 = 64$  МПа, який в 4 рази перевищує номінальне значення тиску  $p_{ном} = 16$  МПа, що пояснюється інертністю спрацьовування запобіжного клапана. При подальшому розгоні тиск в нагнітальній магістралі гідроприводу (при відкритому запобіжному клапані) коливається від 25 до 30 МПа в період часу  $t = 0,02...0,05$  с, і в період завершення розгону ( $t = 0,05...0,2$  с) тиск плавно зменшується та досягає номінального значення 16 МПа ( $t > 0,2$  с, запобіжний клапан закритий);

– характер зміни крутного моменту  $M_2$  (рис. 6, б) на валу гідромотора повністю повторює характер зміни тиску в нагнітальній магістралі на всіх етапах роботи. При сталому режимі роботи значення крутного моменту становить 1430 Н·м;

– частота обертання валу гідромотора  $n_2$  (рис. 6, в) при розгоні гідроприводу ( $t = 0...0,05$  с) з відкритим запобіжним клапаном змінюється за лінійним законом, а в період завершення розгону ( $t = 0,05...0,2$  с) – плавно досягає свого номінального значення і при  $t > 0,2$  с спостерігається сталий режим роботи, при якому значення

частоти обертання становить  $150 \text{ хв}^{-1}$ ;

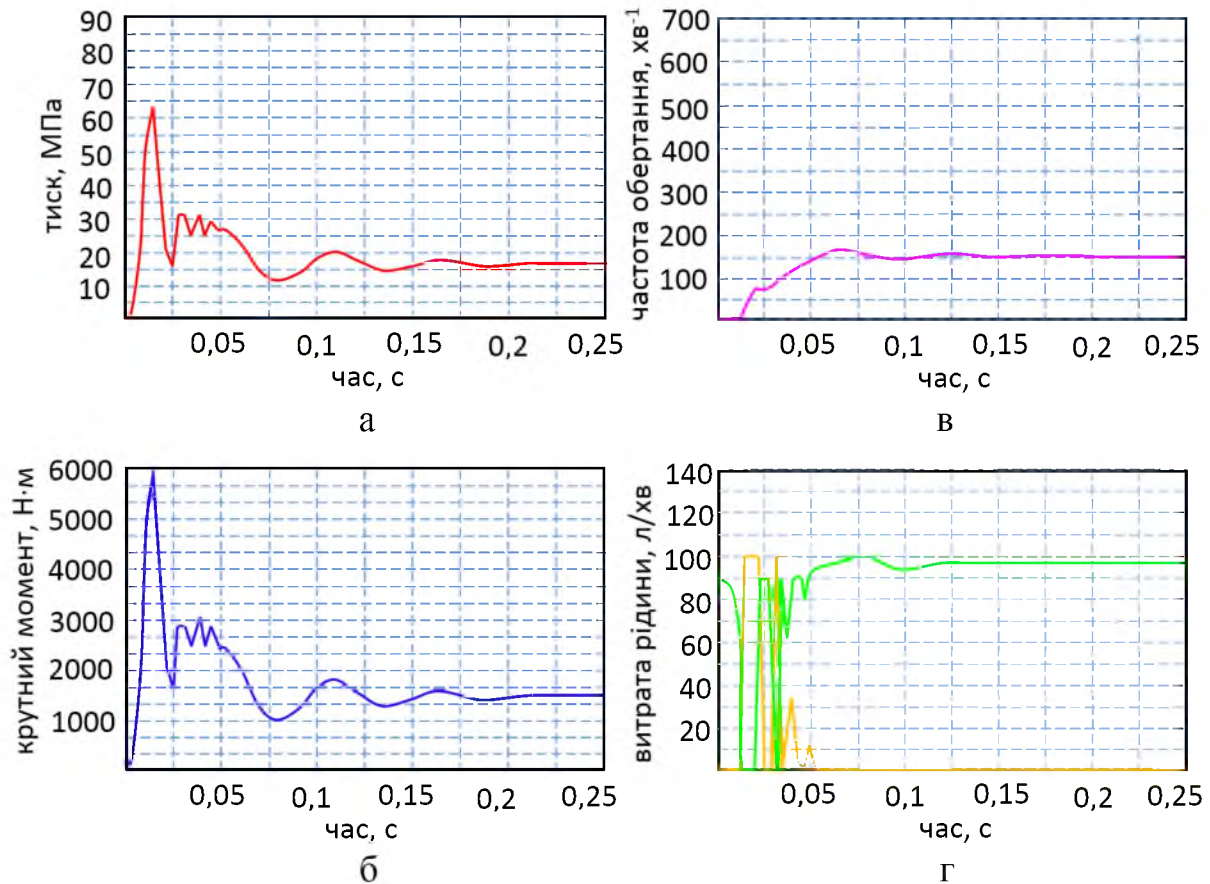


Рис. 6. Динаміка зміни функціональних параметрів гідравлічного приводу мехатронної системи з гідромотором робочим об'ємом  $630 \text{ см}^3$ : а – тиску; б – крутного моменту; в – частоти обертання; г – витрати робочої рідини через запобіжний клапан і гідромотор

– запобіжний клапан спрацьовує в початковий момент ( $t = 0 \dots 0,02$  с) і витрата робочої рідини через нього досягає максимального значення  $Q_3 = 100$  л/хв. Потім в період часу  $t = 0,02 \dots 0,05$  с відбувається плавне закриття клапана і при  $t > 0,05$  с клапан повністю закритий (рис. 6, г);

– час заповнення об'єму гідромотора робочою рідиною становить  $t = 0 \dots 0,05$  с (рис. 6, г), що викликано відкриттям запобіжного клапана. Після закриття запобіжного клапана ( $t = 0,05 \dots 0,1$  с) значення витрати плавно досягає номінального значення, і складає  $Q_2 = 98$  л/хв.

Аналіз динаміки зміни вихідних характеристик гідроприводу мехатронної системи показує, що тривалість перехідного процесу (розгону) визначається часом відкриття (роботи) запобіжного клапана, викликане сплесками тиску робочої рідини. Слід зазначити, що зі зменшенням робочого об'єму до  $160 \text{ см}^3$  час перехідного процесу збільшується, а динамічні характеристики гідравлічного приводу

мехатронної системи погіршуються. Зі збільшенням робочого об'єму до  $630 \text{ см}^3$  час перехідного процесу значно знижується, а динамічні характеристики гідравлічного приводу мехатронної системи поліпшуються.

Тому, моделюючи вплив зовнішніх збурюючих умов на роботу гідроприводу мехатронної системи подальші дослідження проводилися для гідравлічного приводу з робочими об'ємами гідромоторів –  $160 \text{ см}^3$  та  $630 \text{ см}^3$ . В процесі експлуатації мехатронної системи подача насоса і навантаження нерівномірні. Моделювання нерівномірності подачі насоса здійснювалося шляхом підсумовування полусинусоїд з тимчасовим зсувом [4, 31], тобто

$$Q_n(t) = Q_{\omega} \cdot \sin \omega t + Q_{\omega} \cdot \sin \omega(t - \tau), \quad (11)$$

де  $\tau$  – часове зміщення,  $\tau = 0,05 \text{ с}$ , а моделювання зміни навантаження, виражалось через момент опору  $M_c$ , який змінюється за експоненціальним і синусоїдальним законам з затримкою  $t = 0,05 \text{ с}$ :

$$M_c = M_{c0} \cdot \left(1 - e^{-\frac{t}{T}}\right) + M_{\omega} \cdot \sin \omega t. \quad (12)$$

На рис. 7 представлена структурно–функціональна схема моделювання умов експлуатації гідравлічного приводу мехатронної системи:

- блок *A* описує нерівномірність подачі насоса, що задана виразом (11);
- блок *B* описує зміну навантаження, що задано виразом (12).

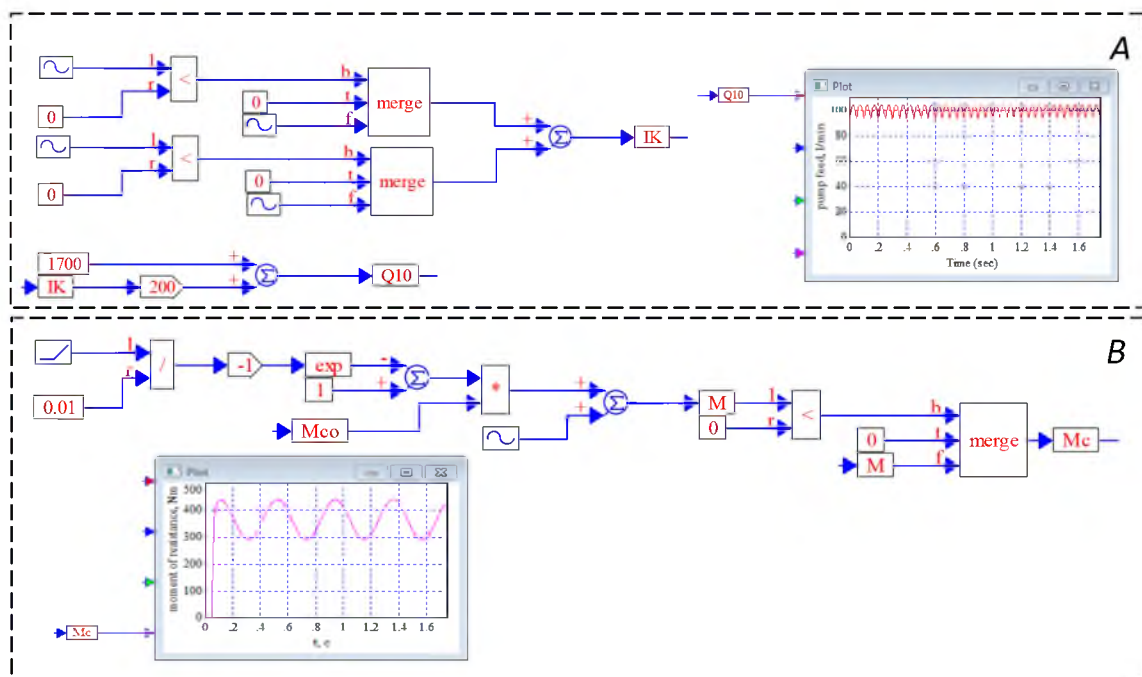


Рис. 7. Структурно–функціональна схема моделювання умов експлуатації гідравлічного приводу мехатронної системи



Динаміка зміни функціональних параметрів гідравлічного приводу мехатронної системи з урахуванням експлуатаційних умов (зміни подачі насоса і навантаження) представлена на рис. 8.

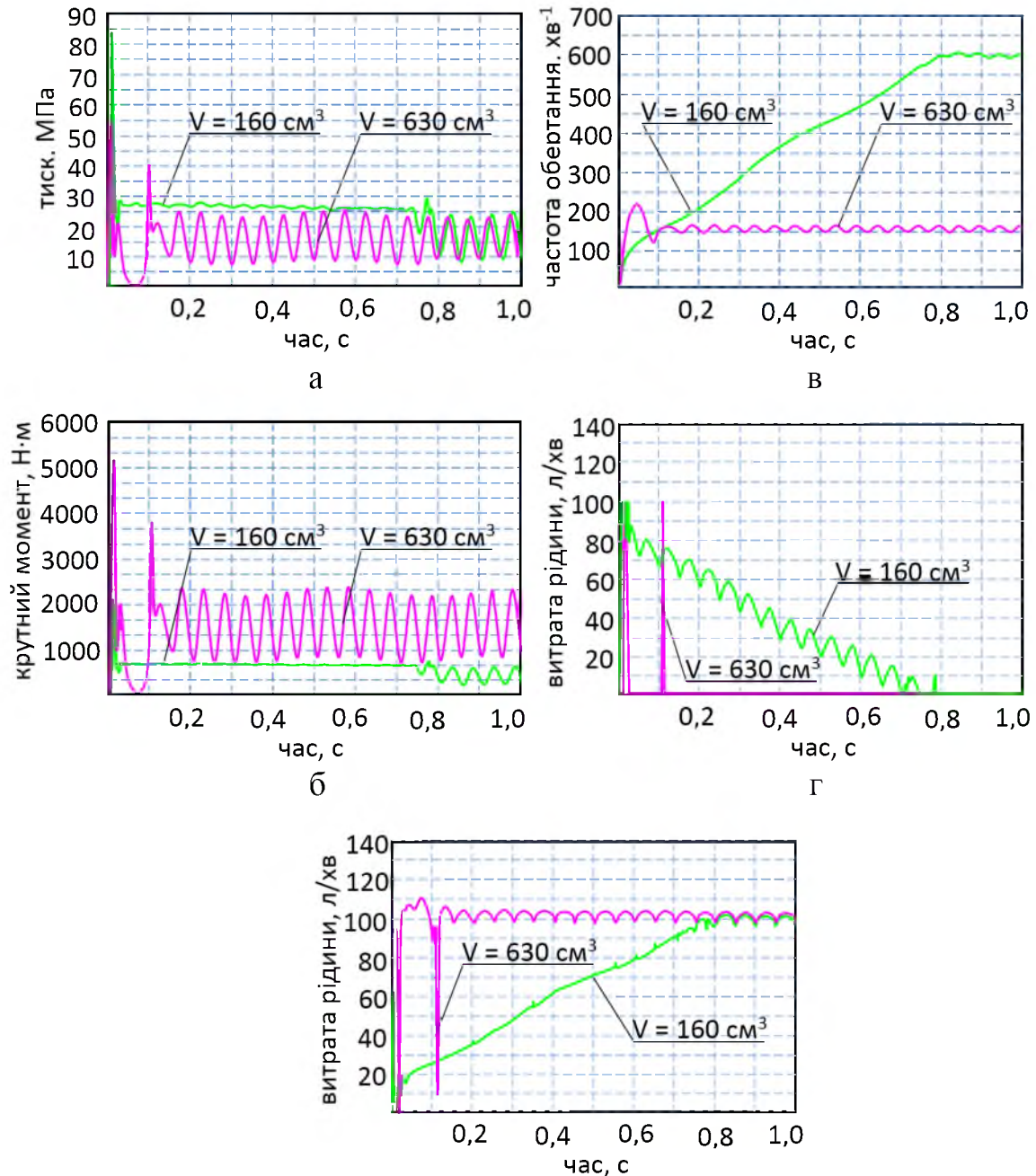


Рис. 8. Динаміка зміни функціональних параметрів гідравлічного приводу мехатронної системи з урахуванням експлуатаційних умов: а – тиску; б – крутного моменту; в – частоти обертання; г – витрати робочої рідини через запобіжний клапан; д – через гідромотор

При пуску гідроприводу мехатронної системи ( $t = 0 \dots 0,02 \text{ s}$ ) через інертність спрацьовування запобіжного клапана спостерігається «закид» тиску  $p_1$  в нагнітальній магістралі мехатронної системи

(рис. 8, а). Для гідравлічного приводу з гідромотором об'ємом 160 см<sup>3</sup> пік тиску становить 88 МПа, а з гідромотором об'ємом 630 см<sup>3</sup> – 57 МПа. Тобто, пік тиску для гідромотора об'ємом 150 см<sup>3</sup> збільшився на 4,5% (рис. 3, а), а для гідромотора об'ємом 630 см<sup>3</sup> – зменшився на 9,5% в порівнянні з ідеальними умовами моделювання (рис. 6, а).

При подальшому розгоні ( $t = 0,02...0,78$  с) з відкритим запобіжним клапаном тиск в нагнітальній магістралі гідравлічного приводу мехатронної системи з гідромотором об'ємом 160 см<sup>3</sup> практично не змінюється і становить близько 27 МПа з незначними коливаннями (рис. 8, а). Після закриття клапана ( $t = 0,78$  с) тиск починає значно пульсувати (амплітуда коливань становить до 15 МПа) з частотою пульсацій, які дорівнюють заданій нерівномірності подачі насоса  $Q_{10}$  (рис. 7). При цьому середнє значення тиску змінює своє значення за синусоїдальним законом, що викликаний коливаннями моменту опору  $M_c$  (рис. 7). У гідравлічному приводі мехатронної системи з гідромотором об'ємом 630 см<sup>3</sup> після закриття клапана ( $t = 0,11$  с) тиск в нагнітальній магістралі значно пульсує (рис. 8, а) з амплітудою коливань до 15 МПа, як і з гідромотором об'ємом 150 см<sup>3</sup>.

Криві зміни крутного моменту  $M_2$  (рис. 8, б), на валах гідромоторів з робочими об'ємами 160 см<sup>3</sup> і 630 см<sup>3</sup> повністю повторює характер зміни тиску в нагнітальній магістралі на всіх етапах роботи. Причому, для гідравлічного приводу з гідромотором об'ємом 160 см<sup>3</sup> стале значення крутного моменту наступає в період часу  $t > 0,78$  с та характеризується синусоїдальною пульсуючою кривою з амплітудою коливань близько 300 Н·м. Для гідромотора об'ємом 630 см<sup>3</sup> стале значення крутного моменту наступає в період часу  $t > 0,11$  с на валу та характеризується синусоїдальною пульсуючою кривою з амплітудою коливань близько 1000 Н·м. При цьому, середні значення крутного моменту на валах гідромоторів становлять близько 370 Н·м і 1450 Н·м, відповідно. Частота пульсацій крутного моменту обумовлена заданою нерівномірністю подачі насоса  $Q_{10}$ , а синусоїдальні коливання – коливаннями моменту опору  $M_c$  (рис. 7).

Динаміка зміни частоти обертання  $n_2$  на валах гідромоторів (рис. 8, в) з робочими об'ємами 160 см<sup>3</sup> і 630 см<sup>3</sup> повторює характер зміни частоти обертання  $n_2$  без урахування експлуатаційних умов (рис. 3, в та 6, в). Однак, сталий режим роботи характеризується коливаннями частоти обертання валу гідромотора об'ємом 160 см<sup>3</sup> амплітудою до 30 хв<sup>-1</sup> і гідромотора об'ємом 630 см<sup>3</sup> – до 50 хв<sup>-1</sup>.

Аналіз динаміки зміни роботи запобіжного клапана показує (рис. 8, г), що в гідравлічному приводі мехатронної системи з гідромотором об'ємом 160 см<sup>3</sup> запобіжний клапан спрацьовує в

початковий момент часу і при  $t = 0 \dots 0,02$  с повністю відкритий. У цей момент витрата робочої рідини через клапан досягає максимального значення і дорівнює  $Q_3 = 100$  л/хв. Далі ( $t = 0,02 \dots 0,78$  с) витрата через запобіжний клапан, пульсуючи, знижується і при  $t = 0,78$  с дорівнює 0. Характер зміни витрат через клапан, в гідравлічному приводі з гідромотором об'ємом  $630 \text{ см}^3$ , представлений двома пікоподібними сплесками витрати до  $100$  л/хв і при  $t = 0,11$  – клапан повністю закритий.

Динаміка зміни витрати робочої рідини  $Q_2$  гідромоторів з урахуванням експлуатаційних умов (рис. 8, д) аналогічна зміні витрати робочої рідини в ідеальних умовах експлуатації (рис. 3, г та б, г). За винятком, того що сталий режим роботи ( $t > 0,78$  для гідромотора об'ємом  $160 \text{ см}^3$  і  $t > 0,11$  для гідромотора об'ємом  $630 \text{ см}^3$ ) характеризується незначними коливаннями витрати амплітудою до  $5$  л/хв.

Аналізуючи отримані залежності, які характеризують динаміку зміни функціональних параметрів гідравлічного приводу мехатронної системи, необхідно відзначити два несприятливі явища, що ускладнюють його нормальне функціонування. Перше явище – це «закид» тиску в початковий період розгону ( $t = 0 \dots 0,02$  с), викликаний інерційними навантаженнями, друге – пульсації вихідних характеристик, викликані заданими експлуатаційними умовами (коливання подачі насоса і моменту опору) при сталому режимі роботи.

В результаті проведених досліджень запропонована математична модель, що описує робочі процеси, що відбуваються гідравлічному приводі мехатронної системи, яка дозволяє досліджувати динаміку зміни функціональних параметрів гідроприводу мехатронної системи, що включає в себе насос, гідромотор, запобіжний клапан і робочу рідину, в процесі експлуатації. Причому, в якості насоса і гідромотора можуть використовуватися будь-які гідравлічні машини об'ємної дії. Так само модель дозволяє використовувати запобіжний клапан, як прямої так і не прямої дії.

Динаміка зміни функціональних параметрів мехатронної системи досліджувалася на прикладі гідромоторів з робочими об'ємами  $160 \text{ см}^3$ ,  $250 \text{ см}^3$ ,  $400 \text{ см}^3$  та  $630 \text{ см}^3$ . Моделювання експлуатаційних умов здійснювалося шляхом моделювання нерівномірності подачі насоса і навантаження. Нерівномірність подачі насоса здійснювалося підсумовуванням полусинусоїд з тимчасовим зсувом, а коливання навантаження – експоненціальним і синусоїдальним законами з затримкою часу.

Аналіз динаміки зміни функціональних параметрів гідравлічного приводу мехатронної системи показав, що роботу гідроприводу можна розділити на чотири етапи, обумовлених часом роботи запобіжного клапана. Перший етап роботи гідравлічного приводу мехатронної системи ( $t = 0 \dots 0,02$  с) характеризується розгоном гідроприводу і спрацьовуванням запобіжного клапана. Другий етап роботи ( $t = 0,02 \dots 0,78$  с – для гідроприводу з гідромотором об'ємом  $160 \text{ см}^3$  і  $t = 0,02 \dots 0,05$  с – з гідромотором об'ємом  $630 \text{ см}^3$ ) обумовлений закриттям запобіжного клапана. Третій етап роботи ( $t = 0,78 \dots 0,9$  с – для гідромотора об'ємом  $160 \text{ см}^3$  та  $t = 0,05 \dots 0,3$  с – для гідромотора об'ємом  $630 \text{ см}^3$ ) характеризує завершення розгону гідравлічного приводу мехатронної системи. Четвертий етап ( $t > 0,9$  с для гідроприводу мехатронної системи з гідромотором об'ємом  $160 \text{ см}^3$  та  $t > 0,3$  с – з гідромотором об'ємом  $630 \text{ см}^3$ ) характеризує сталий режим роботи.

Проведеними дослідженнями встановлено, що при пуску гідравлічного приводу мехатронної системи з моменту спрацьовування запобіжного клапана і до його закриття умови експлуатації не впливають на зміну функціональних параметрів мехатронної системи. Однак, при сталому режимі роботи спостерігаються пульсації, викликані заданими нерівномірністю подачі насоса та коливаннями навантаження. Також необхідно відзначити, що гідравлічний привод мехатронної системи з гідромоторами, які мають більший робочий об'єм, має кращі динамічні характеристики, ніж система з гідромоторами меншого об'єму.

В результаті виконаних досліджень виявлено негативні явища, що ускладнюють нормальне функціонування гідравлічного приводу мехатронної системи. До таких явищ можна віднести «закид» тиску в нагнітальній магістралі в початковій стадії розгону ( $t = 0 \dots 0,02$  с), викликаний інерційними навантаженнями. Також негативно позначаються пульсації функціональних параметрів мехатронної системи при сталому режимі роботи, викликані експлуатаційними умовами – нерівномірністю подачі насоса та навантаження.

*Висновки.* Розроблено розрахункову схему та математичну модель гідравлічного приводу мехатронної системи, які складаються з насоса, гідромотора та запобіжного клапана, що дозволяє моделювати роботу системи з урахуванням особливостей взаємовпливу всіх її елементів та робочої рідини. Ця модель дозволяє досліджувати динаміку зміни функціональних параметрів мехатронної системи приводу активних робочих органів та ходових систем самохідної техніки з використанням різноманітних гідравлічних машин об'ємної дії.

Аналіз зміни функціональних параметрів гідравлічного приводу мехатронної системи показав, що зміни крутного моменту на валу гідромотора відповідають змінам тиску в нагнітальній магістралі. Ці зміни справедливі на всіх етапах перехідного процесу, що відбувається в гідроприводі мехатронної системи, які визначаються часом роботи запобіжного клапана. У момент пуску гідроприводу мехатронної системи тиск робочої рідини і крутний момент різко зростають, перевищуючи більш ніж в 4 рази свої номінальні значення. Динаміка зміни частоти обертання валу гідромотора та витрати робочої рідини носять практично лінійний характер.

Встановлено, що при розгоні гідроприводу мехатронної системи коливання навантаження і подачі робочої рідини (умови експлуатації) не роблять практичного впливу на зміну вихідних характеристик гідравлічного приводу мехатронної системи в цілому. При сталому режимі роботи при зміні умов експлуатації спостерігаються пульсації вихідних характеристик гідроприводу мехатронної системи, викликані нерівномірністю подачі насоса і коливаннями навантаження. Також встановлено, що динамічні характеристики гідроприводу мехатронної системи поліпшуються зі збільшенням робочого об'єму гідромотора.

#### Література:

1. Бирюков Б. Н. Роторно–поршневые гидравлические машины / *Б. Н. Бирюков*. – М.: Машиностроение, 1977. – 152 с.
2. Струтинський В. Б. Математичне моделювання процесів та систем механіки / *В. Б. Струтинський*. – Житомир: ЖІТІ, 2001. – 612 с.
3. Аксиально–поршневой регулируемый гидропривод / *В. Н. Прокофьев* [и др.]. – М.: Машиностроение, 1969. – 312 с.
4. Панченко А. И. Планетарно–роторные гидромоторы. Расчет и проектирование: монография / *А.И. Панченко, А.А. Волошина* // Мелитополь: Люкс, 2016. – 236 с.
5. Попов Д. Н. Динамика и регулирование гидро– и пневмосистем: учебник / *Д. Н. Попов*. – М.: Машиностроение, 1987. – 464 с.
6. Панченко А. И. Оценка адекватности математической модели планетарного гидромотора в составе гидроагрегата / *А. И. Панченко, А. А. Волошина, И. А. Панченко* // Промислова гідравліка і пневматика. – 2018. – № 1 (59). – С. 55–71.
7. Панченко А. І. Гідромашини для приводу активних робочих органів та ходових систем мобільної сільськогосподарської техніки / *А. І. Панченко* // Техніка АПК. – 2006. – С. 11–13.
8. Панченко А. И. Разработка планетарных гидромоторов для силовых гидроприводов мобильной техники / *А. И. Панченко, А. А. Волошина, И. А. Панченко* // MOTROL. Commission of Motorization and

Energetics in Agriculture. – 2015. – Vol. 17, No 9. – P. 29–36.

9. Перспективи гідрофіксації мобільної сільськогосподарської техніки / А. І. Панченко, А. А. Волошина, О. Ю. Золотарьов, Д. С. Тимов // Промислова гідраліка і пневматика. – 2003. – №1. – С. 71–74.

10. Shetty, D., Manzione, L., & Ali, A. (2012). Survey of Mechatronic Techniques in Modern Machine Design. *Journal of Robotics*, 2012. doi: 10.1155/2012/932305.

11. Jiang, J., Ding, G., Zhang, J., Zou, Y., & Qin, S. (2018). A Systematic Optimization Design Method for Complex Mechatronic Products Design and Development. *Mathematical Problems in Engineering*, 2018. doi: 10.1155/2018/3159637.

12. Панченко А. И. Особенности моделирования рабочих процессов, происходящих в гидравлической системе насос–клапан–гидровращатель / А. И. Панченко, А. А. Волошина, И. А. Панченко // Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету [Електронний ресурс] / ТДАТУ. – Мелітополь, 2016. – Вип. 6, т. 1. – С. 63–79.

13. Mohammad, S., Keyghobadi, S., & Keyghobadi, A. (2014). An integrated model for mechatronic products in agile manufacturing system, *Decision Science Letters*, 3, 535–550. doi: 10.5267/j.dsl.2014.5.005.

14. Sheng, L., Li, W., Wang, Y., Fan, M., & Yang, X. (2017). Dynamic Model and Vibration Characteristics of Planar 3–RRR Parallel Manipulator with Flexible Intermediate Links considering Exact Boundary Conditions. *Shock and Vibration*, 2017. doi: 10.1155/2017/1582547.

15. Liu, Y., Li, W., Wang, Y., Yang, X., & Ju, J. (2015). Dynamic Model and Vibration Power Flow of a Rigid–Flexible Coupling and Harmonic–Disturbance Exciting System for Flexible Robotic Manipulator with Elastic Joints. *Shock and Vibration*, 2015. doi: 10.1155/2015/541057.

16. Liu, Y. F., Li, W., Yang, X. F., Wang, Y. Q., Fan, M. B., & Ye, G. (2015). Coupled dynamic model and vibration responses characteristic of a motor–driven flexible manipulator system. *Mechanical Sciences*, 6 (2). 235–244. doi: 10.5194/ms–6–235–2015.

17. Vidican, C. T., & Tocut, D. P. (2015). The Adaptive Driving of Mechatronic Systems—the Dynamic Model of an Industrial Robot. *Annals of the university of oradea Fascicle of Management and Technological Engineering*, XXIV (XIV), 3, 123–126. doi: 10.AUOFMTE.2015–3.3171.

18. Панченко А. И. Конструктивные особенности планетарных гидромоторов серии PRG / А. И. Панченко, А. А. Волошина, И. А. Панченко // Вісник НТУ «ХПІ». – Харків, 2018. – № 17 (1293). – С. 88–95. – (Гідралічні машини та гідроагрегати).

19. Конструктивные особенности и принцип работы гидровращателей планетарного типа / А. И. Панченко, А. А. Волошина, Н. П. Кольцов, И. А. Панченко // Праці Таврійського державного

агротехнологічного університету / ТДАТУ. – Мелітополь, 2012. – Вип. 12, т.3. – С. 174–184.

20. Методика контроля точности изготовления элементов вытеснительных и распределительных систем планетарных гидромашин/ А. И. Панченко, А. А. Волошина, С. Д. Гуйва, Г. В. Леус // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету / ТДАТУ. – Мелітополь, 2016. – Вип. 16, т. 2. – С. 3–27.

21. Xu, M., Chen, G., Ni, J., & Liu, Y. (2013). Modeling and Analysis of a Semiactive Power-Assisted Unit Based on Hydraulic Accumulator. *Advances in Mechanical Engineering*, 2013. doi: 10.1155/2013/894576.

22. Панченко А. И. Математическая модель насосного элемента гидроагрегата / А. И. Панченко, С. В. Кюрчев, И. И. Милаева // Праці Таврійської державної агротехнічної академії / ТДАТА. – Мелітополь, 2006. – Вип. 35. – С. 64–69.

23. Панченко А. И. Математическая модель насосной станции с приводным двигателем / А. И. Панченко, А. А. Волошина, И. А. Панченко // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету / ТДАТУ. – Мелітополь, 2013. – Вип. 13, т. 6. – С. 45–61.

24. Панченко А. И. Математическая модель гидромотора привода активных рабочих органов мобильной техники / А. И. Панченко, А. А. Волошина, С. Д. Гуйва // Праці Таврійської державної агротехнічної академії / ТДАТА. – Мелітополь, 2006. – Вип. 36. – С. 165–169.

25. Inaguma, Y. (2011). Friction torque characteristics of an internal gear pump. *Mechanical Engineering Science*, 225 (6), 1523–1534. doi: 10.1177/0954406211399659.

26. Inaguma, Y. (2013). A practical approach for analysis of leakage flow characteristics in hydraulic pumps. *Mechanical Engineering Science*, 227 (5), 980–991. doi: 10.1177/0954406212456933.

27. Панченко А. И. Способы распределения рабочей жидкости в планетарных гидромашинах / А. И. Панченко, А. А. Волошина, И. А. Панченко // Вісник НТУ «ХП». – Харків, 2016. – № 20 (1192) – С.46–52. – (Гідравлічні машини та гідроагрегати).

28. Панченко А. І. Вплив конструктивних особливостей торцевої розподільної системи на функціональні параметри планетарного гідромотора / А. І. Панченко, А. А. Волошина, А. І. Засядько // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету / ТДАТУ. – Мелітополь, 2017. – Вип. 17, т. 3. – С. 33–50.

29. Панченко А. И. Математическая модель предохранительного клапана прямого действия / А. И. Панченко,

*В. Н. Кюрчев, П. В. Обернихин // Праці Таврійської державної агротехнічної академії. – Мелітополь: ТДАТА, 2006. – Вип. 38. – С.122–127.*

30. Stojek, J., Pluta, J., & Jędrzykiewicz, Z. (1997). Research on the properties of a hydrostatic transmission for different efficiency models of its elements. *Acta Montanistica Slovaca*, 2 (4), 373–380.

31. Панченко А. И. Математическая модель гидроагрегата с планетарным гидромотором / А. И. Панченко // Промислова гідраліка і пневматика, 2005. – № 4 (10). – С. 102–112.

## МОДЕЛЬ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ПРИВОДА МЕХАТРОНИИ СИСТЕМЫ

Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А., Волошин А. А.

**Аннотация** – работа посвящена исследованию динамических характеристик мехатронных систем с гидравлическим приводом активных рабочих органов самоходной техники. Предложенные модель и расчетная схема позволяют описать процессы, происходящие в элементах гидравлического привода мехатронной системы. Элементы гидравлического привода: насос, гидромотор, предохранительный клапан и рабочая жидкость рассмотрены во взаимосвязи, как единое целое. Модель учитывает особенности функционирования и взаимное влияние всех элементов гидравлического привода мехатронной системы, а также особенности рабочей жидкости и применима к любым гидромашинами и агрегатам объемного действия. Исследование динамики изменения функциональных параметров рассматриваемой мехатронной системы осуществлялось при моделировании переходного процесса в момент разгона гидравлического привода состоящего из шестеренного насоса, планетарного гидромотора и предохранительного клапана прямого действия. Моделирование проводилось для гидроприводов мехатронных систем различных типов обусловленных величиной нагрузки в диапазоне 365...1430 Н·м, что соответствует рабочим объемам планетарного гидромотора – 160...630 см<sup>3</sup>. Установлено, что при разгоне гидропривода колебания нагрузки и пульсация рабочей жидкости (условия эксплуатации) не оказывают практического влияния на изменение выходных характеристик мехатронной системы в целом. При установившемся режиме работы изменения условий



эксплуатации наблюдаются пульсации, вызванные неравномерностью подачи насоса и колебаниями нагрузки. Также установлено, что динамические характеристики гидропривода мехатронной системы улучшаются с увеличением рабочего объема гидромотора.

## MODEL OF THE HYDRAULIC DRIVE OF THE MECHATRONIC SYSTEM

A. Panchenko, A. Voloshina, I. Panchenko, A. Voloshin

### *Summary*

The work is devoted to the study of the dynamic characteristics of mechatronic systems with a hydraulic drive of active working elements of self-propelled machinery. The proposed model and design scheme allow us to describe the processes occurring in the elements of the hydraulic drive of the mechatronic system. The elements of a hydraulic drive: pump, hydraulic motor, safety valve and working fluid are considered in conjunction as a single unit. The model takes into account the features of functioning and the mutual influence of all elements of the mechatronic system's hydraulic drive, as well as the characteristics of the working fluid and is applicable to any hydraulic machines and units of volumetric action. The study of the dynamics of changes in the functional parameters of the mechatronic system under consideration was carried out when simulating a transient process at the time of acceleration of a hydraulic drive consisting of a gear pump, an orbital hydraulic motor and a safety valve of direct action. The simulation was carried out for hydraulic actuators of mechatronic systems of various types, caused by the load in the range of 365...1430N·m, which corresponds to the working volume of the orbital hydraulic motor – 160...630 cm<sup>3</sup>. It has been established that during acceleration of the hydraulic drive, fluctuations in the load and pulsation of the working fluid (operating conditions) do not have a practical effect on changing the output characteristics of the mechatronic system as a whole. At steady state operation, changes in operating conditions are observed pulsations, caused by uneven pump flow and load fluctuations. It was also found that the dynamic characteristics of the hydraulic drive of the mechatronic system are improved with an increase in the working volume of the hydraulic motor.