

DOI: <https://doi.org/10.33216/1998-7927-2022-272-2-15-22>

УДК 621.646:62-83:629

МЕТОДИКА ПРОЕКТНОГО РОЗРАХУНКУ АВТОМАТИЧНОГО ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНОГО ПРИВОДУ ОБЕРТАЛЬНОГО РУХУ ТА ОБ'ЄМНОГО РЕГУЛЮВАННЯ

Голубенко О.Л., Романченко О.В., Соколов В.І., Степанова О.Г.

METHOD OF DESIGN CALCULATION FOR AUTOMATIC ELECTROHYDRAULIC DRIVE OF ROTARY MOTION AND VOLUME REGULATION

Golubenko O.L., Romanchenko O.V., Sokolov V.I., Stepanova O.G.

Робота присвячена розробці автоматичних електрогідравлічних приводів технологічного обладнання. Представлена методика проектного розрахунку автоматичного електрогідравлічного приводу обертального руху та об'ємного регулювання. Методика проектного розрахунку дозволяє оцінювати основні параметри та вибирати елементи і пристрої приводу по значенням максимального моменту навантаження та частоти обертання валу гідромотора, прогнозувати статичні та динамічні характеристики приводу. Вхідними даними для розрахунку гідроприводу з обертальним рухом приймаються наступні параметри: M_{max} – максимальний момент навантаження; n_{max} – максимальна частота обертання; J – приведений момент інерції ротора. Об'ємний гідропривід з регульованим насосом і нерегульованим гідромотором найбільш поширений. Гідроприводи з такою структурою застосовуються в багатьох видах обладнання та забезпечують плавний пуск і безступінчасте регулювання швидкості руху робочого органу обладнання за допомогою одного керуючого органу. Робоча рідина вибирається виходячи з технічних вимог, які пред'являються до обладнання або рекомендацій із технічних даних основного гідравлічного обладнання -насоса і гідромотора, а також з урахуванням режиму роботи електрогідравлічного приводу технологічного обладнання, кліматичних і температурних умов. Запропонована система автоматичного керування приводом, що враховує шум спостереження та стохастичне збурення об'єкта керування. Виконано приклад проектного розрахунку автоматичного електрогідравлічного приводу технологічного обладнання для наступних вхідних даних: максимальний момент навантаження $M_{max} = 120$ Н·м; максимальна частота обертання $n_{max} = 2100$ об/хв; приведений момент інерції частин, що обертуються, $J = 0,8$ кг·м². Показана можливість використання аксіально-поршневого насоса з похилим диском, що серійно випускається, та нерегульованого гідромотору з похилою шайбою. На основі паспортних даних визначені параметри математичної моделі приводу як об'єкта автоматичного керування. Виконані дослідження динамічних характеристик системи.

Ключові слова: машинобудування, залізничний транспорт, інженерна методика, електрогідравлічний привід, об'ємне регулювання, автоматична система керування, передавальна функція, динамічні характеристики.

Постановка проблеми. Використання гідравлічного приводу в машинобудуванні, на залізничному транспорті та в інших галузях промисловості дозволяє спростити кінематику, знизити матеріалоемність, підвищити точність, надійність та рівень автоматизації технологічного обладнання [1-5]. Досягнення довільної кінематики робочого органу та можливості реалізації оптимальних законів їх руху забезпечується використанням автоматичних електрогідравлічних приводів з об'ємним регулюванням в обладнанні потужністю понад 5 кВт. Переваги об'ємного способу регулювання над дросельним обумовлені суттєво меншими втратами енергії та більшою жорсткістю навантажувальної характеристики. Недоліками є конструктивна складність та підвищена вартість регульованих гідравлічних машин [6-10].

У цьому зв'язку, актуальною є задача розробки методик проектного розрахунку автоматичних електрогідравлічних приводів (ЕГП) технологічного обладнання з об'ємним регулюванням.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. В загальному випадку існують різноманітні схеми гідравлічних приводів з об'ємним регулювання, які відрізняються циркуляцією робочої рідини, способом об'ємного регулювання та розгалуженістю потоків енергії [11-15].

Відомі гідравлічні приводи із замкнутою та розімкнутою циркуляцією робочої рідини. Об'ємні гідроприводи із замкнутою циркуляцією робочої рідини мають порівняно менші габаритні розміри і масу

за інших рівних умов. Замкнута циркуляція робочої рідини застосовується при використанні гідродвигунів з однаковими ефективними площами робочих камер. Важливими властивостями об'ємних гідроприводів із замкнутою циркуляцією робочої рідини є можливість гальмування робочого механізму та опір попутному навантаженню за допомогою приводного двигуна замість дроселювання потоку рідини, що істотно знижує нагрівання рідини і забезпечує в зазначених режимах роботи рекуперацію електричної енергії [16-20].

Регулювати швидкість гідроприводу можна за допомогою регульованого насоса, регульованого гідромотора або за допомогою двох регульованих гідромашин разом. Об'ємний гідропривід з регульованим насосом і нерегульованим гідромотором найбільш поширений. Гідроприводи з такою структурою застосовуються в багатьох видах обладнання та різних механізмах [21-25]. Розглянутий гідропривід забезпечує плавний пуск і безступінчасте регулювання швидкості руху робочого органу обладнання за допомогою одного керуючого органу.

Мета статті. Метою даної роботи є розробка інженерної методики проектного розрахунку автоматичного ЕГП обертового руху та об'ємного регулювання.

Матеріали та результати дослідження. Для проектного розрахунку автоматичного ЕГП обертового руху та об'ємного регулювання можна запропонувати інженерну методику, яка дозволяє по значенням максимального моменту навантаження та частоти обертання валу гідромотора виконувати оцінку основних параметрів та вибір елементів і пристроїв приводу, а також прогнозувати його статичні та динамічні характеристики.

Вхідними даними для розрахунку гідроприводу з обертовим рухом необхідно прийняти наступні параметри: M_{max} – максимальний момент навантаження (н.м); n_{max} – максимальна частота обертання (об/хв); J – приведений момент інерції ротора, (кг.м²). Зауважимо, що одиниці виміру вхідних даних прийняті відповідно до існуючих методик проектного розрахунку гідроприводів [1, 2, 6, 10].

Проектний розрахунок виконуємо в наступному порядку.

1. Побудова розрахункової та гідравлічної схеми гідроприводу обертового руху та об'ємного регулювання.

В структурній схемі відображаються основні елементи та пристрої приводу, формуються зв'язки між ними. За основу розрахункової та принципової схем гідроприводу обертового руху та об'ємного регулювання можуть бути взяті схеми, що представлені у роботах [1, 2, 20, 22].

Розглянемо особливості побудови структури силової частини автоматичного ЕГП технологічного обладнання. Схема гідроприводу з розімкнутою циркуляцією робочої рідини єдина можлива при використанні гідродвигунів з різними ефективними площами робочих камер. Коли робочий орган обла-

днання приводиться до руху одноштоковим гідроциліндром, то потоки в напірній та зливній гідролініях суттєво відрізняються одна від другої. Це змушує застосовувати розімкнуту циркуляцію рідини, використовувати реверсивний гідророзподільвач і встановлювати самовсмоктувальний насос. Регульовальний механізм неревверсивного насоса простіше, ніж насоса з підживленням. Але габаритні розміри самовсмоктувального насоса значно більші, ніж насоса з підживленням. Необхідно вказати на помітну зміну об'єму рідини в гідробаку при роботі одноштокового гідроциліндра. Торкаючись питання використання в якості гідродвигуна гідроциліндра, слід зауважити, що в технологічному обладнанні поступовий рух можна перетворювати в обертальний або поворотний за допомогою важеля, зубчато-рейкової або гвинтової передачі.

Як зазначалося вище, об'ємний гідропривід з регульованим насосом і нерегульованим гідродвигуном найбільш поширений. Гідроприводи з такою структурою можна застосовувати в багатьох видах обладнання та різних механізмах. Розглянутий гідропривід забезпечує плавний пуск і безступінчасте регулювання швидкості робочого органу обладнання за допомогою одного керуючого органу.

2. Вибір робочої рідини та номінального робочого тиску P_{nom} .

Робоча рідина виконує основну функцію передачі енергії до гідродвигуна від насоса, а також ряд важливих призначень: змащення тертьових поверхонь деталей; видалення продуктів зносу тертьових пар, оберігаючи їх від корозії; охолодження гідравлічної системи [2, 6, 17]. Тому, правильність вибору робочої рідини визначає працездатність та довговічність гідрообладнання.

В автоматичних гідроприводах технологічного обладнання застосовуються тільки загущені мінеральні масла, що володіють хорошою змащувальною здатністю, хімічною стабільністю при підвищених температурах, високими антикорозійними і протипожежними властивостями.

Як правило, робоча рідина вибирається виходячи з технічних вимог, які пред'являються до обладнання або рекомендацій із технічних даних основного гідравлічного обладнання – насоса і гідромотора, а також з урахуванням режиму роботи ЕГП технологічного обладнання, кліматичних і температурних умов.

Тиск в гідросистемі, крім того, залежить від типу застосованого насоса та призначення гідроприводу на даному обладнанні. Чим більше потужність або навантаження робочого механізму, що приводиться в рух, тим більше має бути тиск насоса. Малі тиски призводять до зростання габариту і ваги, але сприяють плавній та стійкій роботі; великі тиски знижують габарити і вагу, ускладнюють конструкцію та експлуатацію гідросистем, зменшують довговічність гідрообладнання. Номінальний тиск зазвичай вибирають на підставі існуючих рекомендацій та статистичних даних, отриманих при практичному

використанні даного обладнання.

Номінальне значення робочого тиску в гідросистемі p_{nom} задається із стандартного ряду, МПа: ... 6,3; 10; 12,5; 16; 20; 25; 32; 40 ...

3. Визначення робочого об'єму і вибір гідромотора.

Робочий об'єм гідромотора q_m з урахуванням гідравлічних втрат в системі оцінюється за виразом

$$q_m \geq (1, 2 \dots 1, 5) \frac{2 \pi M_{max}}{p_{nom}} \quad (1)$$

За параметрами q_m і p_{nom} з урахуванням n_{max} із номенклатури гідрообладнання, що серійно випускається, обирається гідромотор. В гідравлічних приводах середньої та великої потужності (понад 10 кВт) переважно застосовуються роторно-поршневі гідромашини, які володіють високим ККД (0,85...0,92) та прийнятні масогабаритні показники (0,5...10 кг/кВт).

При відсутності відповідного двигуна, що серійно випускається, складається технічне завдання на розробку оригінального гідромотора.

В подальших розрахунках розглядається паспортне значення робочого об'єму гідромотора q_m .

4. Вибір насоса.

При оцінці максимального робочого об'єму $q_{p,max}$ регульованого насоса слід врахувати об'ємні втрати в гідросистемі (витоки), а також задати в розрахунок номінальну частоту обертання валу насоса, яка може бути прийнята із паспортних даних насосів, що використовуються для даного типу обладнання.

Тому, максимальний робочий об'єм насоса рекомендується оцінити відповідно виразу

$$q_{p,max} \geq (1, 1 \dots 1, 2) q_m \frac{n_{max}}{n_{p,nom}}, \quad (2)$$

де $n_{p,nom}$ – номінальна частота обертання валу насоса.

За параметрами $q_{p,max}$ і p_{nom} із номенклатури гідрообладнання, що серійно випускається, обирається насос. Слід відзначити, що при виборі насосів також переважно орієнтуються на роторно-поршневі гідромашини.

В подальших розрахунках розглядається паспортне значення максимального робочого об'єму насоса $q_{p,max}$.

5. Визначення параметрів математичної моделі ЕГП.

При допущенні абсолютно жорсткої навантажувальної характеристики структурну схему математичної моделі згідно з роботами авторів [20, 22, 24] можна подати у вигляді, наведеному на рис. 1, де позначені наступні параметри: T_{rp} – постійна часу процесу регулювання робочого об'єму насоса;

T_{pd} – постійна часу силової частини приводу; $k_{\gamma U}$ – коефіцієнт передачі для кута γ нахилу шайби (блоку циліндрів) по керуючій напрузі U ; $k_{\Omega \gamma}$ – коефіцієнт передачі силової частини приводу (коефіцієнт передачі для швидкості обертання Ω по куту нахилу шайби); α – кут повороту валу гідромотора; S – змінна Лапласа.

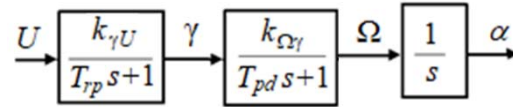


Рис. 1. Структурна схема математичної моделі

Коефіцієнт передачі для величини кута нахилу похилої шайби насоса по керуючій (вхідній) напрузі

$$k_{\gamma U} = \frac{\gamma_{nom}}{U_{nom}} \approx \frac{\gamma_{max}}{U_{max}}, \quad (3)$$

де γ_{nom} , U_{nom} , γ_{max} , U_{max} – номінальні та максимальні паспортні значення кута нахилу похилої шайби (блоку циліндрів) та напруги керування.

Коефіцієнт передачі силової частини ЕГП (коефіцієнт передачі для швидкості обертання по куту нахилу похилої шайби)

$$k_{\Omega \gamma} \approx \frac{\Omega_p}{\gamma_{max}} \frac{q_{p,max}}{q_m} \quad (4)$$

де Ω_p – номінальна швидкість обертання валу насоса (рад/с), яка зв'язана з його частотою обертання (об/хв) залежністю

$$\Omega_p = \frac{\pi n_{p,nom}}{30} \quad (5)$$

Якщо математична модель розглядається для безрозмірних змінних:

$$\bar{\gamma} = \gamma / \gamma_{max}; \quad (6)$$

$$\bar{\Omega} = \Omega / \Omega_{max}; \quad (7)$$

де $\Omega_{max} = \Omega_p q_{p,max} / q_m$ – максимальна швидкість обертання гідромотора; то неважко помітити, що коефіцієнти передач (3), (4) в даному випадку рівні одиниці

$$k_{\gamma U} = 1; \quad k_{\Omega \gamma} = 1. \quad (8)$$

Постійна часу процесу регулювання робочого об'єму насоса T_{rp} може бути безпосередньо задана в паспортних даних насоса, або побічно визначена із паспортних динамічних характеристик таких, як час спрацювання при різкій зміні витрати масла, час реверсування потоку масла та ін.

Постійну часу силової частини гідроприводу T_{pd} відповідно до [20, 22] можна оцінити за виразом

$$T_{pd} = 2 \zeta_m T_m. \quad (9)$$

Визначення коефіцієнта відносного демпфування ζ_m гідромотора є складним, тому на стадії проектного розрахунку рекомендується задати

$$\zeta_m \approx 0,4 \dots 1,2. \quad (10)$$

Так як невідомі конструктивні розміри трубопроводів, складним також являється визначення постійної часу гідромотора T_m . Цілком доречно попередньо задати об'єми трубопроводів $W_0 = (2 \dots 10) q_m$, тому згідно [20, 22] постійну часу гідромотора T_m можна оцінити за виразом

$$T_m \approx (6 \dots 14) \sqrt{\frac{J}{q_m E_f}}. \quad (11)$$

Таким чином, визначені основні передавальні функції математичної моделі ЕГП обертального руху та об'ємного регулювання як об'єкта керування

$$W_{rp}(s) = \frac{k_{\gamma U}}{T_{rp}s + 1}, \quad W_{pd}(s) = \frac{k_{\Omega \gamma}}{T_{pd}s + 1}. \quad (12)$$

6. Оцінка статичних характеристик гідроприводу.

Зазвичай практичний інтерес викликає швидкісна статична характеристика – залежність швидкості обертання від напруги керування $\Omega(U)$ для ненавантаженого приводу, навантажувальна характеристика – залежність швидкості (частоти) обертання від моменту навантаження $\Omega(M)$ при номінальному об'ємі регульованого насоса, а також залежності споживаної потужності від швидкості обертання $N(\Omega)$ та ККД від глибини регулювання $\eta(\Omega)$.

Експериментальні статичні характеристики можна отримати на спеціалізованому стенді, приклад якого розглянутий у розділі 3.

Методики розрахунку статичних характеристик гідроприводів об'ємного регулювання достатньо повно викладені в технічній літературі [1, 6], які відрізняються ступенем прийнятих допущень.

7. Синтез системи автоматичного керування (САК).

Методика розробки САК ЕГП обертального руху та об'ємного регулювання для технологічного обладнання детально розглянута в роботах [24, 26-28]. Для ЕГП обертального руху можна рекомендувати САК, яка враховує шум спостереження та стохастичне обурення об'єкта управління, структурна схема якої представлена на рис. 2.

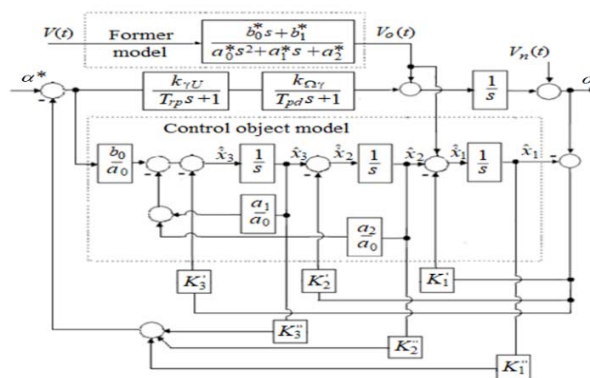


Рис. 2. Структурна схема САК

На схемі позначено: α^* – заданий закон керування кутом повороту валу гідромотора; x_1, x_2, x_3 – фазові змінні; K_1', K_2', K_3' – коефіцієнти підсилення фільтра Калмана-Бюсі; K_1'', K_2'', K_3'' – коефіцієнти підсилення зворотного зв'язку регулятора; $V_0(t)$ – кольоровий шум об'єкта керування; $V_n(t)$ – білий шум спостереження; $b_0^*, b_1^*, a_0^*, a_1^*, a_2^*$ – коефіцієнти передавальної функції формувача кольорового шуму об'єкта керування;

$$a_0 = T_{rp} T_{pd}; \quad a_1 = T_{rp} + T_{pd}; \quad a_2 = 1; \quad a_3 = 0; \quad (13)$$

$$b_0 = K_{\gamma U} K_{\Omega \gamma}. \quad (14)$$

Покажемо приклад проектного розрахунку параметрів автоматичного ЕГП технологічного обладнання для наступних вхідних даних: максимальний момент навантаження $M_{max} = 120 \text{ Нм}$; максимальна частота обертання $n_{max} = 2100 \text{ об/хв}$; приведений момент інерції рухомих частин, $J = 0,8 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$.

Далі приводимо основні результати розрахунку.

Приймаємо схему ЕГП при замкнутій циркуляції рідини з регульованим насосом і нерегульованим гідродвигуном. Розрахункова та принципова схеми гідроприводу приведені на рис. 3. Відзначимо позначення гідромашин і гідроапаратів на рис. 3. Тут P1 ... P2 – насоси; НМ – гідромотор; CV1 ... CV2 – клапани зворотні; SV1 ... SV4 – клапани запобіжні; F – фільтр.

Обираємо масло індустриальне ІГП-30. Приймаємо номінальний робочий тиск в гідросистемі $p_{nom} = 20 \text{ МПа}$.

Робочій об'єм гідромотора

$$q_m \geq (1,2 \dots 1,5) \frac{2\pi M_{max}}{p_{nom}} = 1,3 \cdot \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 120}{20 \cdot 10^6} = 49 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3 = 49 \text{ см}^3.$$

Обираємо нерегульований аксіально-поршневий гідромотор з похилою шайбою **MFS 52** (продукція ПрАТ «Гідросила АПМ», Україна), що має наступні основні паспортні параметри:

робочий об'єм $51,6 \text{ см}^3$;

номінальний тиск $22,5 \text{ МПа}$;

максимальна частота обертання валу 3100 об/хв ;

номінальна частота обертання валу 1500 об/хв;
номінальна потужність 29 кВт.

В подальшому розглядаємо паспортне значення робочого об'єму гідромотора $q_m=51,6 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$.

Максимальний робочий об'єм насоса

$$q_{p,max} \geq (1,1 \dots 1,2) q_m \frac{n_{max}}{n_{ном}} = 1,15 \cdot 51,6 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{2100}{1500} = 83,08 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3 \approx 83 \text{ см}^3.$$

Обираємо регульований аксіально-поршневий насос з похилім диском **PVS 90 EP** з електричним пропорційним керуванням (продукція ПрАТ «Гідро-сила АПМ», Україна), що має наступні основні паспортні параметри:

- максимальний РОН 89 см³;
- номінальний тиск 22,5 Мпа;
- номінальна частота обертання валу 1500 об/хв;
- максимальний кут нахилу шайби ±18 град;
- максимальна напруга керування ±24 В;
- номінальна потужність 63,3 кВт.

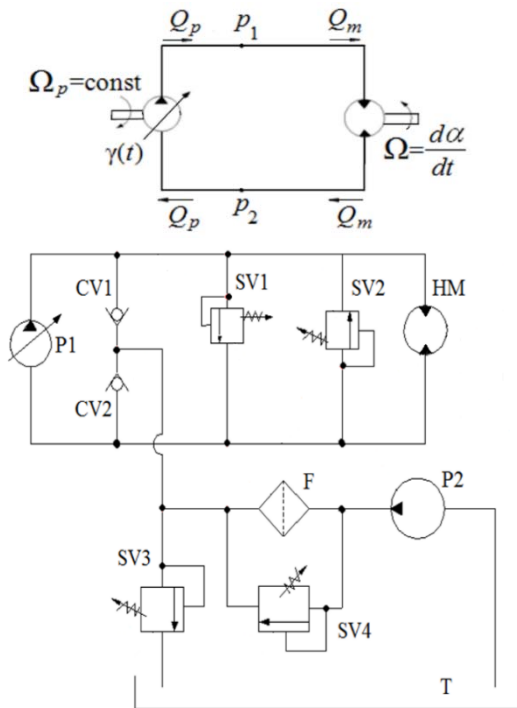


Рис. 3. Розрахункова та принципова схеми гідропроводу

В подальшому розглядаємо паспортне значення максимального робочого об'єму насоса $q_{p,max} = 89 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$.

Аналіз динамічних характеристик насосів даної серії показує, що для процесу регулювання робочого об'єму насоса постійна часу може налаштуватися та знаходиться в межах $T_{rp}=0,1 \dots 1,1 \text{ с}$. В подальших розрахунках приймаємо $T_{rp}=0,17 \text{ с}$.

Математичну модель ЕГП обертального руху та об'ємного регулювання технологічного обладнання розглядаємо для безрозмірних змінних (6), (7), тому маємо

$$k_{\gamma U} = 1; k_{\Omega \gamma} = 1.$$

Далі

$$\zeta_m = 1,0;$$

$$T_m = 10 \sqrt{\frac{0,8}{51,6 \cdot 10^{-6} \cdot 1,0 \cdot 10^9}} \approx 0,04 \text{ с};$$

$$T_{pd} = 2 \cdot 1,0 \cdot 0,04 = 0,08 \text{ с}.$$

Остаточоно отримуємо

$$W_{rp}(s) = \frac{1}{0,17s + 1}, W_{pd}(s) = \frac{1}{0,08s + 1}.$$

Для керування приводом використовуємо САК зі структурною схемою згідно з рис. 2. Перехідні процеси в САК без використання фільтра Калмана-Бюсі та з його використанням за наявності збурюючого впливу на об'єкт керування у вигляді білого шуму зі спектральною щільністю $S_v(\omega)=1$ та передавальною функцією формувача $W_f(s)=0,02$ наведено на рис. 4. Дослідження показали, що фільтр Калмана-Бюсі виконує функцію оптимальної фільтрації та забезпечує можливість досягнення необхідної якості регулювання приводом, зокрема, помітно зменшує тривалість переходного процесу.

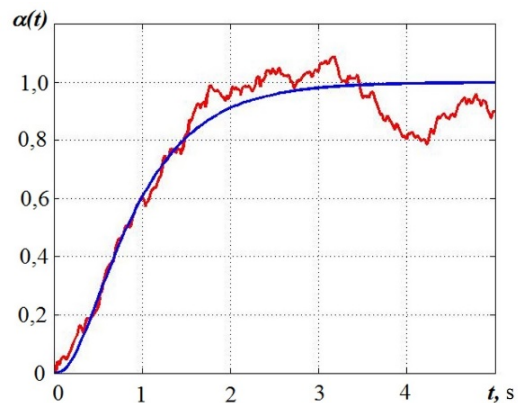


Рис. 4. Перехідний процес в САК

Висновки. Таким чином, розроблена інженерна методика проектного розрахунку автоматичного ЕГП обертального руху з об'ємним регулюванням, що дозволяє по значенням максимального навантажувального моменту та частоти обертання валу гідромотора проводити оцінку основних параметрів та вибір елементів і пристроїв приводу, прогнозувати його статичні та динамічні характеристики. Відмінною особливістю запропонованої методики є визначення коефіцієнтів передач і постійних часу математичної моделі та побудова структурної схеми САК приводом. Крім того, рекомендована САУ електрогідролічним приводом технологічного обладнання враховує шум спостереження та стохастичне обурення об'єкта керування.

Виконано приклад проектного розрахунку параметрів автоматичного ЕГП технологічного обладнання для наступних вхідних даних: максимальний навантажувальний момент $M_{max}=120 \text{ Н.м}$; макси-

мальна частота обертання $n_{max}=2100$ об/хв; приведений момент інерції частин, що обертаються, $J=0,8$ кг.м². Показана можливість використання в приводі аксіально-поршневого регульованого насоса з похилим диском, що серійно випускається, і нерегульованого гідромотора з похилою шайбою. На основі паспортних даних гідромашин визначено параметри математичної моделі приводу як об'єкта автоматичного керування. Для керування приводом використана САК, що враховує шум спостереження та стохастичне збурення об'єкта керування. Проведено дослідження динамічних характеристик системи, показано, що фільтр Калмана-Бюсі виконує функцію оптимальної фільтрації та забезпечує можливість досягнення необхідної якості регулювання приводом.

Література

1. Пелевін Л.С. Гідравліка, гідромашини та гідропневмоавтоматика/ Л.С. Пелевін, Д.О. Міщук, В.П. Рашківський, С.В. Горбатюк, Г.О. Аржаєв, В.Ф. Красніков. К.: КНУБА, 2015. 340 с.
2. Свешников В.К. Станочные гидроприводы: справочник. Москва: Машиностроение, 2008. 640 с.
3. Krol, O., Sokolov, V., Tsankov, P.: Modeling of vertical spindle head for machining center. *Journal of Physics: Conference Series* 1553 012012 (2020).
4. Krol, O., Sokolov, V.: Modeling of Spindle Node Dynamics Using the Spectral Analysis Method. In: *Advances in Design, Simulation and Manufacturing III. DSMIE 2020. Lecture Notes in Mechanical Engineering*, vol. 1, pp. 35-44. Springer, Cham (2020).
5. Krol, O., Porkuian, O., Sokolov, V., Tsankov, P.: Vibration stability of spindle nodes in the zone of tool equipment optimal parameters. *Comptes rendus de l'Academie bulgare des Sciences* 72(11), 1546-1556 (2019).
6. Коваленко А. А., Соколов В.И., Уваров П.Е., Пазин В.В. Основы объемного гидравлического привода строительных и дорожных машин. Луганск: ДонГАСА, 1999. 137 с.
7. Sokolov, V., Porkuian, O., Krol, O., Stepanova, O.: Design Calculation of Automatic Rotary Motion Electrohydraulic Drive for Technological Equipment. In: *Advances in Design, Simulation and Manufacturing IV. DSMIE 2021. Lecture Notes in Mechanical Engineering*, vol. 1, pp. 133-142. Springer, Cham (2021).
8. Krol, O., Sokolov, V.: Research of modified gear drive for multioperational machine with increased load capacity. *Diagnostyka* 21(3), 87-93 (2020).
9. Krol, O., Sokolov, V.: Research of toothed belt transmission with arched teeth. *Diagnostyka* 21(4), 15-22 (2020).
10. Sokolov, V., Porkuian, O., Krol, O., Baturin, Y.: Design Calculation of Electrohydraulic Servo Drive for Technological Equipment. In: *Advances in Design, Simulation and Manufacturing III. DSMIE 2020. Lecture Notes in Mechanical Engineering*, vol. 1, pp. 75-84. Springer, Cham (2020).
11. Sokolov, V.: Dynamics of Positioning Process for Hydraulic Drive Output Link by Distributor with Closed Center. In: *Proceedings of the 7th International Conference on Industrial Engineering (ICIE 2021). Lecture Notes in Mechanical Engineering*. Springer, Cham (2022).
12. Соколов В.І., Кроль О.С., Єпіфанова О.В. Дифузійні процеси в системах вентиляції. – Северодонецьк: СХУ ім. В. Даля. 2018. 148 с.
13. Sokolov, V.: Diffusion of Circular Source in the Channels of Ventilation Systems. In: *Advances in Engineering Research and Application. ICERA 2018. Lecture Notes in Networks and Systems*, vol. 63, pp. 278-283. Springer, Cham (2019).
14. Sokolov, V.: Increased Measurement Accuracy of Average Velocity for Turbulent Flows in Channels of Ventilation Systems. In: *Proceedings of the 6th International Conference on Industrial Engineering (ICIE 2020). Lecture Notes in Mechanical Engineering*, vol. 2, pp. 1182-1190. Springer, Cham (2021).
15. Sokolov, V.: Criteria Analysis of Diffusion Processes in Channels of Industrial Ventilation Systems. In: *Proceedings of the 7th International Conference on Industrial Engineering (ICIE 2021). Lecture Notes in Mechanical Engineering*. Springer, Cham (2022).
16. Соколов В.І., Кроль О.С., Єпіфанова О.В. Гідравліка. Северодонецьк: СХУ ім. В. Даля, 2017. 160 с.
17. Коваленко А.А., Соколов В.И., Дымнич А.Х., Уваров П.Е. Основы технической механики жидкостей и газов: учебное пособие для вузов. Луганск: ВУГУ, 1998. 272 с.
18. Sokolov, V.: Transfer functions for shearing stress in non-stationary fluid friction. In: *Proceedings of the 5th International Conference on Industrial Engineering (ICIE 2019). ICIE 2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering*, vol. 1, pp. 707-715. Springer, Cham (2020).
19. Sokolov, V.: Hydrodynamics of Flow in a Flat Slot with Boundary Change of Viscosity. In: *Proceedings of the 6th International Conference on Industrial Engineering (ICIE 2020). Lecture Notes in Mechanical Engineering*, vol. 2, pp. 1172-1181. Springer, Cham (2021).
20. Соколов В.І., Степанова О.Г., Батурін С.О. Дослідження динамічних характеристик електрогидравлічного приводу технологічного обладнання. Вісн. Східноукр. націон. ун-ту ім. В. Даля. 2019. № 1(249). С. 55-60.
21. Sokolov, V., Krol, O., Romanchenko, O., Kharlamov, Y., Baturin, Y.: Mathematical model for dynamic characteristics of automatic electrohydraulic drive for technological equipment. *Journal of Physics: Conference Series* 1553 012013 (2020).
22. Sokolov, V., Krol, O., Stepanova, O., Tsankov, P.: Dynamic characteristics of rotary motion electrohydraulic drive with volume regulation. *Comptes rendus de l'Academie bulgare des Sciences* 73(5), 691-702 (2020).
23. Sokolov V., Azarenko N., Sokolova Ya. Simulation of the power unit of the automatic electrohydraulic drive with volume regulation // *TEKA Commission of Motorization and Energetic in Agriculture*. Vol. 12. N 4. 2012. Lublin, Poland. pp. 268 - 273.
24. Соколов В.І. Розробка та дослідження системи автоматичного керування технологічним обладнанням з гідропроводом обертального руху / В.І. Соколов, О.Г. Степанова, Я.І. Степчук, Д.Ю. Кавун, М.К. Ткаченко // Вісн. Східноукр. націон. ун-ту ім. В. Даля. 2017. № 7 (237). С. 63-70.
25. Sokolova, Y., Tavanuk, T., Greshnoy, D.: Linear modeling of the electrohydraulic watching drive. *TEKA Comm. Mot. Energ. Agric.* XIB, 167-176 (2011).
26. Sokolov, V., Krol, O., Stepanova, O.: Automatic Control System for Electrohydraulic Drive of Production Equipment. 2018 International Russian Automation Conference (RusAutoCon). IEEE (2018).
27. Sokolov, V., Krol, O., Baturin, Y.: Dynamics Research and Automatic Control of Technological Equipment with Electrohydraulic Drive. 2019 International Russian Automation Conference (RusAutoCon). IEEE (2019).

28. Sokolov, V., Rasskazova, Y.: Automation of control processes of technological equipment with rotary hydraulic drive. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies* 2(2(80)), 44–50 (2016).

References

1. Pelevin L.Ye. *Gidravlika, gidromashyny ta gidropnevmoavtomatyka/* L.Ye. Pelevin, D.O. Mishuk, V.P. Rashkivskiy, Ye.V. Gorbatyuk, G.O. Arzhayev, V.F. Krasnikov. K.: KNUBA, 2015. 340 s.
2. Sveshnikov V.K. *Stanochnyye gidroprivody: spravochnik.* Moskva: Mashinostroenie, 2008. 640 s.
3. Krol, O., Sokolov, V., Tsankov, P.: Modeling of vertical spindle head for machining center. *Journal of Physics: Conference Series* 1553 012012 (2020).
4. Krol, O., Sokolov, V.: Modeling of Spindle Node Dynamics Using the Spectral Analysis Method. In: *Advances in Design, Simulation and Manufacturing III. DSMIE 2020. Lecture Notes in Mechanical Engineering*, vol. 1, pp. 35-44. Springer, Cham (2020).
5. Krol, O., Porkuian, O., Sokolov, V., Tsankov, P.: Vibration stability of spindle nodes in the zone of tool equipment optimal parameters. *Comptes rendus de l'Academy bulgare des Sciences* 72(11), 1546-1556 (2019).
6. Kovalenko A. A., Sokolov V.I., Uvarov P.E., Pazin V.V. *Osnovyi ob'emnogo gidravlicheskogo privoda stroitelnykh i dorozhnykh mashin.* Lugansk: DonGASA. 1999. 137 s.
7. Sokolov, V., Porkuian, O., Krol, O., Stepanova, O.: Design Calculation of Automatic Rotary Motion Electrohydraulic Drive for Technological Equipment. In: *Advances in Design, Simulation and Manufacturing IV. DSMIE 2021. Lecture Notes in Mechanical Engineering*, vol. 1, pp. 133-142. Springer, Cham (2021).
8. Krol, O., Sokolov, V.: Research of modified gear drive for multioperational machine with increased load capacity. *Diagnostyka* 21(3), 87-93 (2020).
9. Krol, O., Sokolov, V.: Research of toothed belt transmission with arched teeth. *Diagnostyka* 21(4), 15-22 (2020).
10. Sokolov, V., Porkuian, O., Krol, O., Baturin, Y.: Design Calculation of Electrohydraulic Servo Drive for Technological Equipment. In: *Advances in Design, Simulation and Manufacturing III. DSMIE 2020. Lecture Notes in Mechanical Engineering*, vol. 1, pp. 75-84. Springer, Cham (2020).
11. Sokolov, V.: Dynamics of Positioning Process for Hydraulic Drive Output Link by Distributor with Closed Center. In: *Proceedings of the 7th International Conference on Industrial Engineering (ICIE 2021). Lecture Notes in Mechanical Engineering*. Springer, Cham (2022).
12. Sokolov V., Krol O., Yepifanova O. Diffusion processes in ventilation systems. V. Dahl EUNU, Severodonetsk, 2018.
13. Sokolov, V.: Diffusion of Circular Source in the Channels of Ventilation Systems. In: *Advances in Engineering Research and Application. ICERA 2018. Lecture Notes in Networks and Systems*, vol. 63, pp. 278-283. Springer, Cham (2019).
14. Sokolov, V.: Increased Measurement Accuracy of Average Velocity for Turbulent Flows in Channels of Ventilation Systems. In: *Proceedings of the 6th International Conference on Industrial Engineering (ICIE 2020). Lecture Notes in Mechanical Engineering*, vol. 2, pp. 1182-1190. Springer, Cham (2021).
15. Sokolov, V.: Criteria Analysis of Diffusion Processes in Channels of Industrial Ventilation Systems. In: *Proceedings of the 7th International Conference on Industrial Engineering (ICIE 2021). Lecture Notes in Mechanical Engineering*. Springer, Cham (2022).
16. Sokolov V., Krol O., Yepifanova O. *Hydraulics.* Severodonetsk: V. Dahl EUNU, 2017. 160 s.
17. Kovalenko A.A. *Osnovy tehnikeskoy mehaniki zhidkostey i gazov: uchebnoe posobie dlja vuzov/* A.A. Kovalenko, V.I. Sokolov, A.H. Dymnich, P.E. Uvarov. Lugansk: VUGU, 1998. 272 s.
18. Sokolov, V.: Transfer functions for shearing stress in non-stationary fluid friction. In: *Proceedings of the 5th International Conference on Industrial Engineering (ICIE 2019). ICIE 2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering*, vol. 1, pp. 707-715. Springer, Cham (2020).
19. Sokolov, V.: Hydrodynamics of Flow in a Flat Slot with Boundary Change of Viscosity. In: *Proceedings of the 6th International Conference on Industrial Engineering (ICIE 2020). Lecture Notes in Mechanical Engineering*, vol. 2, pp. 1172-1181. Springer, Cham (2021).
20. Sokolov V.I., Stepanova O.G., Baturin E.O. *Doslidzhennya dinamichnih karakteristik elektrogidravlichnogo privodu tekhnologichnogo obladnannya.* *Visn. Skhidnoukr. nacion. un-tu im. V. Dalya.* 2019. № 1(249). S. 55-60.
21. Sokolov, V., Krol, O., Romanchenko, O., Kharlamov, Y., Baturin, Y.: Mathematical model for dynamic characteristics of automatic electrohydraulic drive for technological equipment. *Journal of Physics: Conference Series* 1553 012013 (2020).
22. Sokolov, V., Krol, O., Stepanova, O., Tsankov, P.: Dynamic characteristics of rotary motion electrohydraulic drive with volume regulation. *Comptes rendus de l'Academy bulgare des Sciences* 73(5), 691-702 (2020).
23. Sokolov V., Azarenko N., Sokolova Ya. Simulation of the power unit of the automatic electrohydraulic drive with volume regulation // *TEKA Commission of Motorization and Energetic in Agriculture. Vol. 12. N 4.* 2012. Lublin, Poland. pp. 268 - 273.
24. Sokolov V.I. *Rozrobka ta doslidzhennya systemy avtomatichnogo keruvannya tekhnologichnym obladnanniam z hidropryvodom obertalnoho rukhu /* V.I. Sokolov, O.H. Stepanova, Ya.I. Stepchuk, D.Iu. Kavun, M.K. Tkachenko // *Visn. Skhidnoukr. natsion. un-tu im. V. Dalya.* - 2017. - № 7 (237). - S. 63-70.
25. Sokolova, Y., Tavanuk, T., Greshnoy, D.: Linear modeling of the electrohydraulic watching drive. *TEKA Comm. Mot. Energ. Agric. XIB*, 167–176 (2011).
26. Sokolov, V., Krol, O., Stepanova, O.: Automatic Control System for Electrohydraulic Drive of Production Equipment. 2018 International Russian Automation Conference (RusAutoCon). IEEE (2018).
27. Sokolov, V., Krol, O., Baturin, Y.: Dynamics Research and Automatic Control of Technological Equipment with Electrohydraulic Drive. 2019 International Russian Automation Conference (RusAutoCon). IEEE (2019).
28. Sokolov, V., Rasskazova, Y.: Automation of control processes of technological equipment with rotary hydraulic drive. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies* 2(2(80)), 44–50 (2016).

Golubenko O.L., Romanchenko O.V., Sokolov V.I., Stepanova O.G. Method of design calculation for automatic electrohydraulic drive of rotary motion and volume regulation

The article is devoted to the development of automatic electrohydraulic drives for technological equipment. The engineering method of design calculation for automatic electrohydraulic drive of rotary motion and volume regulation is presented. The engineering method of design calculation allows to evaluate the main parameters and choice drive elements and devices using the maximum load moment and hydraulic motor rotation velocity, predict its static and dynamic characteristics. The following parameters are accepted as input data for calculation of the hydraulic drive with rotational motion: M_{max} – maximum load moment; n_{max} – maximum rotation frequency; J – reduced inertia moment the rotor. Volumetric hydraulic drive with adjustable pump and unregulated hydraulic motor is the most common. Hydraulic drives with this structure are used in many types of equipment and provide smooth start-up and stepless regulation for the working body speed of equipment with a single control element. The working fluid is selected based on the technical requirements for equipment or recommendations from the technical data of the main hydraulic equipment - pump and hydraulic motor, as well as taking into account the mode of operation of electrohydraulic drive process equipment, climatic and temperature conditions. The automatic control system by electrohydraulic drive is proposed, that taking into account observation noise and stochastic perturbation of the control object. The example of design calculation for the parameters of automatic electrohydraulic drive for technological equipment for the following input data has been performed: maximum load moment $M_{max} = 120 \text{ N}$ maximum rotation frequency $n_{max} = 2100 \text{ rpm}$; reduced inertia moment of the rotating parts $J = 0,8 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$. The

possibility of using serially produced axial piston regulated pump with inclined disk and unregulated hydraulic motor with an inclined washer is shown. Based on the passport data of hydraulic machines, the parameters of the mathematical model for the drive as object of automatic control are determined. The research of the system dynamic characteristics is carried out.

Keywords: mechanical engineering, railway transport, engineering method, electrohydraulic drive, volume regulation, automatic control system, transfer function, dynamic characteristics.

Голубенко Олександр Леонідович – д.т.н., проф., професор кафедри залізничного транспорту, Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля (м. Северодонецьк), olgol@snu.edu.ua

Романченко Олексій Володимирович – к.т.н., доц., доцент кафедри машинобудування та прикладної механіки, Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля (м. Северодонецьк) alexvromanchenko@snu.edu.ua

Соколов Володимир Ілліч – д.т.н., проф., завідувач кафедри машинобудування та прикладної механіки, Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля (м. Северодонецьк) sokolov@snu.edu.ua

Степанова Оксана Геннадіївна – PhD, старший викладач кафедри машинобудування та прикладної механіки, Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля (м. Северодонецьк) ogstepanova@snu.edu.ua

Стаття подана 01.02.2022 р.