

УДК 621.226-52

Особливості мікропроцесорного керування дистанційним електрогідравлічним приводом при перемиканні з основного на резервний режим роботи

Кравецький Ю. А.¹, Губарев О. П.², Левченко О. В.²

¹Акціонерне товариство «АНТОНОВ», м. Київ, Україна

²Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», м. Київ, Україна

E-mail: kravescscience@gmail.com

У статті розглянуто особливості мікропроцесорного керування дистанційним електрогідравлічним приводом при перемиканні з основного на резервний режим роботи. Результати досліджень можуть бути використані для розробки сучасних систем керування гідравлічними та електрогідравлічними приводами. Дослідження спрямовані на підвищення показників динамічної точності позиціонування гідроприводів сучасних систем керування. Метою роботи є визначення джерел та усунення причин втрати динамічної точності системи керування електрогідравлічним приводом при перемиканні з основного на резервний режим роботи. За результатами аналізу процесу функціонування системи керування встановлено, що у процесі її роботи виникають режими постійної чи циклічної зміни режимів роботи (набір швидкості, гальмування, робота при зміні зусиль зовнішніх навантажень). Перемикання режимів роботи дистанційних систем керування з основного електрогідравлічного агрегата на резервний супроводжуються перехідними процесами, які виникають під впливом гідродинамічних та електричних явищ. Внаслідок дії зовнішніх факторів тривалість перехідних процесів може збільшуватись. Збільшення часу перехідних процесів може призводити до погіршення показників динамічної точності позиціонування. Для вирішення вказаної проблеми проведені дослідження впливу перехідних процесів, що виникають при перемиканні з режиму роботи системи з основного на резервний привод, на показники динамічної точності позиціонування. Запропоновано математичну модель системи керування електрогідравлічним приводом. Наведено результати тестування запропонованої моделі, які підтверджують високу ступінь відповідності частотним та динамічним характеристикам натурної системи дистанційного керування електрогідравлічним приводом. Наведено результати математичного моделювання процесів, що виникають при зміні режиму роботи системи керування. Досліджено залежності впливу зміни параметрів тиску у гідросистемі, зусилля навантаження, приведеного до вихідної ланки приводу, та часу перемикання з основного електрогідравлічного приводу на резервний. Запропоновано метод усунення негативного впливу струмів самоіндукції, який полягає у зміні електричної схеми підключення котушок електромагнітів клапанів кільцювання електрогідравлічних приводів до електронного блоку керування. Розроблено принципову електричну схему комутуючого пристрою. Проведено випробування та наведено результати експериментальної оцінки ефективності запропонованих технічних рішень, спрямованих на підвищення динамічної точності позиціонування. Підтверджено ефективність запропонованих рішень.

Ключові слова: мікропроцесорне керування; система керування; електрогідравлічний привод; динамічна точність позиціонування; перехідні процеси; математична модель; комутуючий пристрій

DOI: [10.64915/RADAP.2025.102.83-93](https://doi.org/10.64915/RADAP.2025.102.83-93)

Постановка проблеми

Для сучасних дистанційних систем керування забезпечення показників динамічної точності позиціонування виконавчим електрогідравлічним приводом є критично важливим. Від неї залежить ін-

тегральна якість системи керування – швидкодія, стійкість та стабільність роботи обладнання.

При роботі систем керування передбачаються режими роботи пов'язані з режимами перемикання з основного гідравлічного агрегата на резервний. Перемикання супроводжуються перехідними процесами, які виникають під впливом гідродинамічних

та електричних явищ. Тривалість часу перехідних процесів може бути збільшена внаслідок дії зовнішніх факторів, що призводить до погіршення динамічної точності позиціонування.

Задовільнення вимог щодо показників точності позиціонування та надійності роботи електрогідравлічних приводів, що працюють в умовах змінних навантажень та змінних режимів роботи, зазвичай досягається шляхом оптимізації традиційних алгоритмів управління або впровадження сучасних методів адаптивного керування. Застосування мікропроцесорних систем керування має значні переваги та спрощує вирішення поставлених задач.

Дослідження, спрямовані на підвищення показників динамічної точності електрогідравлічних приводів мобільних об'єктів, є надзвичайно актуальними для питань безпеки та надійності. Результати таких досліджень спрямовані на розробку новітніх систем керування електрогідравлічними приводами з покращеними експлуатаційними показниками.

1 Аналіз останніх досліджень і публікацій

При вирішенні практичних задач розробки сучасних засобів автоматизації значна увага приділяється дослідженням, спрямованим на підвищення динамічної точності позиціонування електрогідравлічних та електропневматичних приводів, особливо для мобільних об'єктів.

У [1] запропоновано цифрову систему керування для аерокосмічного електрогідравлічного привода з високоточним позиціонуванням, яка враховує нелінійності та прогнозовані змінні навантаження. У роботі [2] розроблено методологію створення цифрової моделі, з точним відтворенням фізичної системи, та методів її валідації, що дозволяє підвищити точність позиціонування під змінним навантаженням. Проте швидкоплинність перехідних процесів, що складають соті долі секунди, ставить у протиріччя час моделювання і динамічну похибку.

У [3] запропоновано метод керування гідравлічними приводами, який поєднує алгоритми адаптивних систем та нейронних мереж. Це дозволило ефективно враховувати нелінійності та невизначеності в системі, забезпечуючи достатню точність позиціонування при невисоких швидкостях, але оцінка динамічної точності при перемиканні режимів не досліджена.

У [4] розроблена і впроваджена математична модель системи та стратегія керування, які забезпечують стабільність роботи привода в умовах високих температур та змінних навантажень, але, як і в [1,2], час моделювання і час перехідних процесів утворюють протиріччя щодо забезпечення динамічної точності.

В ряді досліджень, для забезпечення точності позиціонування, використовують підходи та системи мікропроцесорного керування з самоналаштуванням та урахуванням додаткових факторів, наприклад, пружності [5]. Так у роботі [6] описується застосування методу відстеження руху вихідної ланки гідравлічного привода при невизначених навантаженнях. Розроблено нелінійний адаптивний закон керування, який гарантує стабільність керування та високу точність позиціонування, проте режим, подібний до перемикання з основного виконавчого пристрою на резервний, не розглядався.

В роботі [7] розглянуто використання моделі гідравлічних приводів, які мають змінні динамічні характеристики. Авторами пропонується метод забезпечення точності керування, який ґрунтується на обробці сигналів зворотного зв'язку за виходом, де єдиним вимірюваним параметром є положення вихідної ланки привода, але це не вирішує проблем, пов'язаних з швидкодією моделі і виконавчого пристрою під навантаженням.

Для гідравлічних приводів з автоматичним перемиканням між режимами запропонована гібридна система керування положенням та силою, але об'єкт керування при перемиканні режимів зберігає структуру, тобто процеси є нерозривними функціями [8]. Запропонована структура системи керування включає повний зворотний зв'язок, інтегральний контроль помилки, компенсацію мертвої зони та фільтрацію сигналу керування без врахування часової неузгодженості між алгоритмами керування і алгоритмом функціонування виконавчої частини. Але втрата позиції під час зміни режиму із одночасною зміною виконавчих пристроїв та навантаженні близько 30 кН структурно не врахована.

Робота [9] присвячена розробці контролера для гідравлічного привода. Авторами пропонується метод вибору збуджувальних сигналів на основі пропускної здатності привода, який дозволяє отримати уточнену математичну модель системи. Запропонований метод забезпечує точність та стабільність керування, але не має можливості впливати на точність при переході з одного виконавчого пристрою до іншого, коли пропускна здатність не впливає на динамічну точність при зовнішньому навантаженні.

Окремий напрямок складають дослідження систем керування технологічним обладнанням, які спрямовані на врахування особливостей роботи приводів при виконанні заздалегідь регламентованих операцій. Наприклад, в роботі [10] використано методи оптимізації керування для підвищення ефективності та надійності роботи обладнання. У [11] розглянуто методи оптимізації конструктивних параметрів мехатронного гідропривода відповідно до режимів і умов експлуатації.

Використання математичної моделі та алгоритмів оптимізації на етапах проектування дозволяють підвищити ефективність та надійність роботи

системи з відносно високими показниками динамічної точності, але тільки при нерозривній функції навантаження на виконавчий пристрій. У роботі [12] виконана кількісна оцінка властивостей структурних і конструктивних рішень електрогідравлічних позиціонуючих приводів, яка може бути використана на етапі проектування. Проаналізовано використання мікропроцесорної системи керування з різними конструктивними варіантами механічної частини та їхній вплив на динамічні характеристики приводів в умовах технологічної експлуатації.

Робота [13] присвячена питанням впровадження та використання мікроконтролерів для дослідження електричних апаратів. Описано методики збору та аналізу даних, що дозволяють підвищити точність та ефективність формування керуючих сигналів, проте не враховано їхній вплив на точність відпрацювання керуючих сигналів виконавчою частиною.

У [14] представлено систему керування рухом тягової установки, оснащеної синхронними двигунами на постійних магнітах. Авторами розроблено алгоритми керування, які забезпечують високу ефективність роботи установки, але не розглядають динамічну точність під впливом збуджуючих факторів.

Розробці методу багатопараметричних функцій для електромагнітних процесів у розгалужених електричних колах з напівпровідниковими комутаторами та ланками з синусоїдальними, постійними і імпульсними напругами присвячена робота [15]. Розроблено математичні моделі електромагнітних процесів у трифазних електричних колах напівпровідникових перетворювачів з багатоканальним зонним регулюванням фазних напруг. Моделі дозволяють оцінювати вплив параметрів навантаження на рівень і форму вихідної напруги без урахування енергетичних втрат у напівпровідникових комутаторах, але не відомо, як це позначиться на точності під час перемикання режимів із заміною основного на резервний виконавчий пристрій.

У [16] представлено результати дослідження перехідних процесів у напівпровідниковому пристрої форсованого керування моностабільним електромагнітом вакуумного контактора. Проведено аналіз впливу параметрів керування на динамічні характеристики системи керування, які вказують на залежність точності від параметрів перехідних процесів.

У роботі [17] розглянуті методи підвищення динамічної точності позиціонування електрогідравлічних приводів з резервним виконавчим пристроєм. Розроблені технічні рішення показали ефективність в умовах впливу зовнішніх чинників. Виконаний аналіз виявив, що показник динамічної точності є комплексним, і має враховувати взаємодію виконавчої механічної, керуючої мікропроцесорної та експлуатаційної систем під впливом зовнішніх факторів, таких, як зусилля, потужність, швидкість відпрацювання. Втрата динамічної точності під час

зміни структури об'єкту керування, такої, як перехід від основного до резервного виконавчого пристрою під навантаженням, має іншу природу, ніж співвідношення інерційних властивостей керування і відпрацювання або неврахування попереднього досвіду експлуатації.

Результати аналізу розглянутих робіт свідчать, що на сучасному етапі отримання необхідних показників точності позиціонування систем з гідравлічними виконавчими пристроями та мікропроцесорним, апаратним чи гібридним керуванням досягається такими методами: використанням більш ґрунтовних математичних моделей [1, 2], впровадженням адаптивних алгоритмів та нейромереж [3, 6], впровадженням алгоритмів самоналаштування [5], застосуванням гібридних алгоритмів в поєднанні з традиційними ПІД-регуляторами, де широкое впровадження знаходять системи з мікропроцесорним керуванням [9]. Питанням впливу перехідних процесів на показники якості систем керування присвячені роботи [15–17], проте питання зміни режимів роботи та перемикання з основного на резервний виконавчий пристрій не є достатньо дослідженими.

Все перелічене вказує на необхідність у проведенні досліджень спрямованих на підвищення динамічної точності позиціонування шляхом вивчення особливостей мікропроцесорного керування дистанційним електрогідравлічним приводом при перемиканні з основного на резервний режим роботи та уточненого дослідження впливу перехідних процесів на показники динамічної точності.

Метою досліджень є визначення джерел та усунення причин втрати динамічної точності системи керування гідроприводом при перемиканні з основного на резервний режим роботи із заміною виконавчого пристрою.

2 Виклад основного матеріалу

Типова структурна схема дистанційної системи керування з резервованим електрогідравлічним приводом представлена на Рисунку 1.

Опис роботи дистанційної системи керування з резервованим електрогідравлічним приводом (Рис. 1). Сигнал керування від важеля 1 через механічну проводку одночасно поступає в два контури керування (перший контур керування – основний електродистанційний, другий – резервний механічний). Сигнал, пропорційний положенню важеля керування, з датчика положення 3 подається до електронного блоку керування (ЕБК) 2, побудованого на мікропроцесорній елементній базі, який формує вихідні електричні сигнали на електрогідро підсилювач (ЕГП) керування вихідною ланкою гідравлічного агрегату 7 та відповідні сигнали керування електромагнітним клапаном кільцювання (ЕКК), що забезпечують зміну режимів роботи гідроагрегата (режим активного керування або режим демпфування).

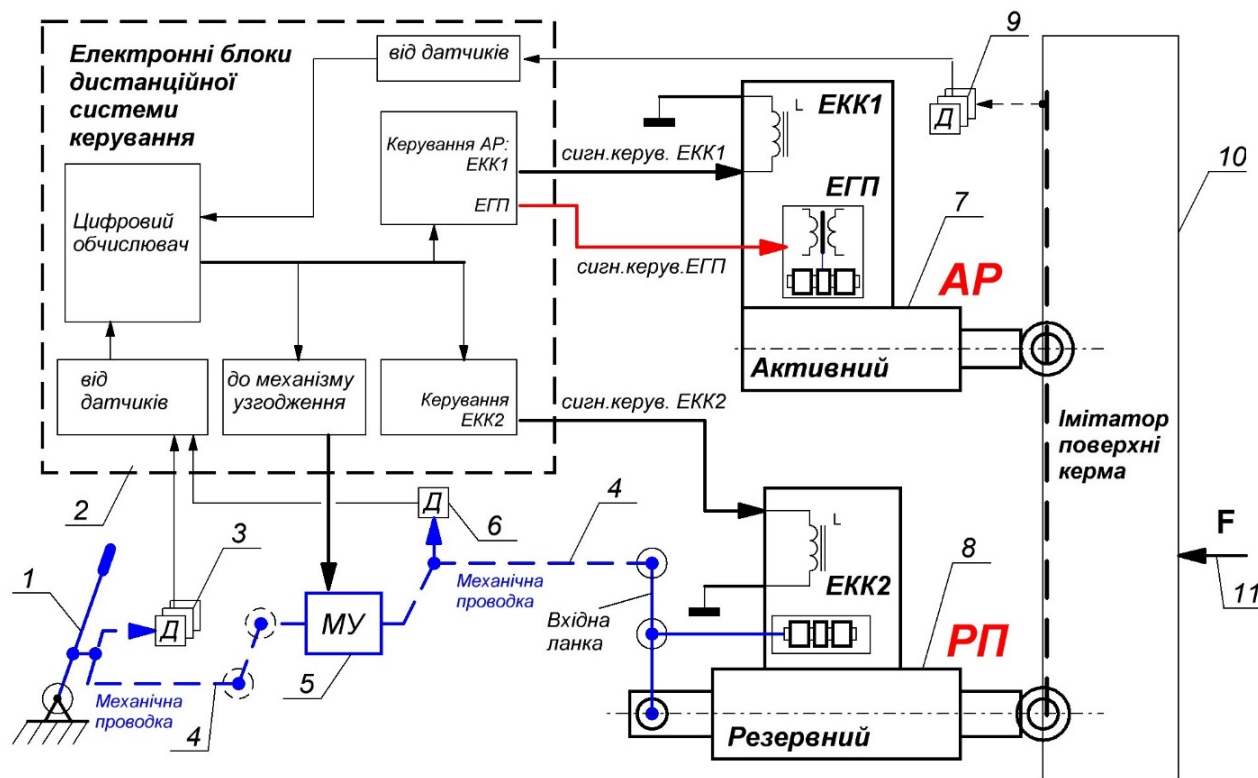


Рис. 1. Структурна схема мікропроцесорної дистанційної системи керування з резервованим електрогідравлічним приводом: 1 – важіль керування; 2 – мікропроцесорний електронний блок обчислення та керування, побудований на мікропроцесорах; 3 – датчики положення важелів керування; 4 – механічна проводка сигналу керування; 5 – механізм узгодження сигналів контурів керування; 6 – датчик положення вихідної ланки механізму узгодження; 7 – електрогідравлічний агрегат; 8 – гідромеханічний привод; 9 – датчики положення поверхні керування; 10 – імітатор поверхні керування; 11 – імітатор сил навантаження

В кожний момент часу в режимі активного керування поверхнею 10 може знаходитись лише один з агрегатів, інший знаходиться у режимі демпфування. Одночасно з сигналами, що подаються на вхід електрогідравлічного агрегата 7, механічний сигнал переміщення подається на вхідну ланку гідромеханічного привода 8. Для забезпечення точності позиціонування поверхні 10 як при керуванні по сигналам від електродистанційної системи, так і при керуванні по сигналам механічного контуру в механічну проводку встановлено механізм узгодження 5. Робота гідропривода у слідкуючому режимі забезпечується електронним блоком 2 по сигналам від датчика 3 та датчика положення поверхні керування 9. Передбачена можливість завдання на поверхню сил зовнішнього навантаження 11.

За результатами експериментальних досліджень з визначення часу перемикання привода з режиму демпфування у режим активного керування встановлено, що для вихідної (базової) схеми підключення привода до блоку керування (Рис. 2) за відсутності зусилля навантаження час перемикання становив:

- 135 мс для однієї обмотки або 195 мс для двох обмоток ЕКК при роботі за схемою підключення зі

штатними пристроями захисту (базова схема, діод Шотки з амплітудою відкриття 0,6 В);

- 140 мс для однієї обмотки або 205 мс для двох обмоток ЕКК при підключенні з резистором, встановленим послідовно діоду;

- 62 мс з однією обмоткою або 67 мс з двома обмотками ЕКК при підключенні з пристроєм захисту з амплітудою відкриття 20 В.

При дії зусилля навантаження 12,75 кН час перемикання становив:

- 63 мс при роботі привода ізолювано від системи керування при підключенні з пристроєм захисту з амплітудою відкриття 20 В;

- 224 мс при роботі привода у складі системи керування при підключенні з пристроєм захисту з амплітудою відкриття 20 В.

Експериментально встановлено, що підключення привода до електронних блоків дистанційної системи керування призводить до збільшення часу перемикання на 161 мс (або на 156%) у порівнянні з часом перемикання при роботі привода при базовій схемі підключення до блоку керування.

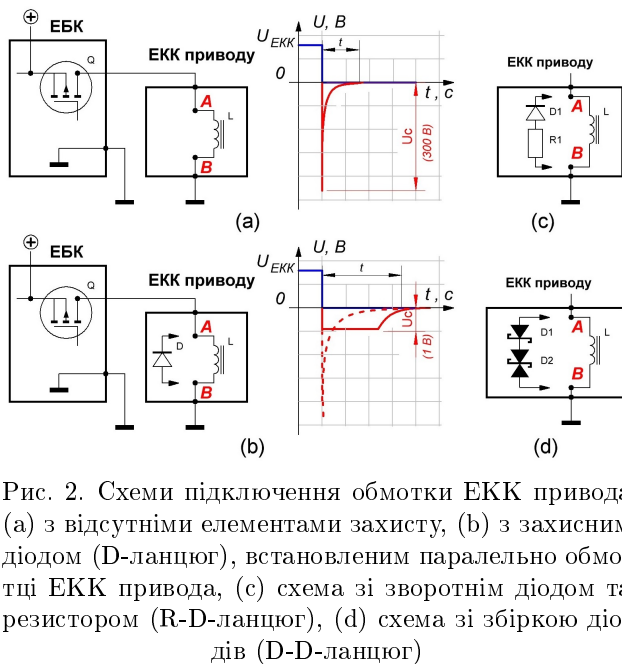


Рис. 2. Схеми підключення обмотки ЕКК привода (а) з відсутніми елементами захисту, (б) з захисним діодом (D-ланцюг), встановленим паралельно обмотці ЕКК привода, (с) схема зі зворотнім діодом та резистором (R-D-ланцюг), (д) схема зі збіркою діодів (D-D-ланцюг)

Висновки за отриманими результатами:

1. Зміна температури гідравлічної рідини від 15 до 80°C, або зміна тиску у гідросистемі у діапазоні від 8,8 до 21,6 МПа якісно не змінюють характеристик електричних процесів у контурі котушки електромагніту при комутації як при роботі привода окремо, так і при роботі привода у складі системи керування.

2. Встановлення резистора послідовно діоду суттєво не впливає на час перемикавання привода.

3. Збільшення амплітуди відкриття ланцюга захисного діоду з 0,6 до 20 В скорочує час перемикавання привода на 45-65% у порівнянні з вихідною схемою.

4. Час перемикавання гідравлічних приводів з амплітудою відкриття ланцюгу захисного діоду 20 В практично не відрізняється від часу перемикавання для схеми без елементів захисту у обмотці ЕКК.

5. При підключенні приводів до електронних блоків дистанційної системи керування час перемикавання привода збільшується в середньому на 150% (що є значним перевищенням нормованих показників).

6. Збільшення часу перемикавання привода призводить до збільшення амплітуди закиду поверхні керування та до погіршення показників динамічної точності позиціонування системи.

2.1 Модельні дослідження електрогідравлічного слідкуючого привода

Метою модельних досліджень є визначення основних чинників, які впливають на збільшення динамічної похибки при експлуатації із задіянням основного і резервного приводів та пошук шляхів підвищення динамічної точності позиціонування.

Математична модель електрогідравлічного слідкуючого привода. Об'єктом моделювання є електрогідравлічний привод у замкнутому контурі керування зі зворотнім зв'язком. За основу математичної моделі взято розрахункову та структурну схеми гідропривода у замкнутому контурі (Рис. 3).

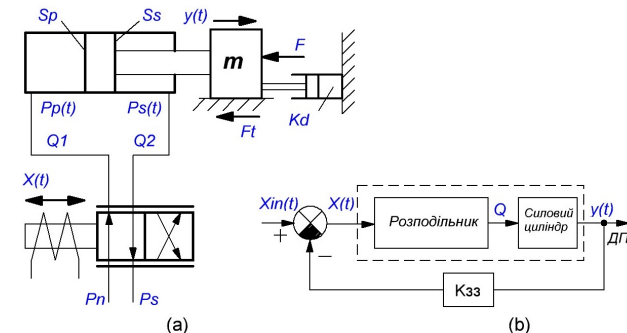


Рис. 3. Розрахункова схема електрогідравлічного привода системи керування: (а) розрахункова гідравлічна схема, (б) розрахункова схема замкнутого контуру керування

При розробці математичної моделі було враховано конструктивні та експлуатаційні параметри макетного зразка, залежності та функції, що визначають функціонування компонентів та привода в цілому.

Рівняння динамічної рівноваги рухомих частин привода:

$$m \frac{d^2 y}{dt^2} = P_p S_p - (P_s S_s + F + F_t + F_d), \quad (1)$$

де m – приведена до поршня маса рухомих частин та робочої рідини (РР); y – переміщення поршня; P_p , P_s – тиск у поршневій та штоковій камерах гідроциліндра відповідно; S_p , S_s – ефективна площа поршня у поршневій та штоковій камерах гідроциліндра (ГЦ); F_t – сила тертя; F_d – сила демпфування.

Витрата РР у напірній та зливній камерах на переміщення поршня ГЦ, відповідно:

$$Q_{per1} = V_p \omega_p, \quad Q_{per2} = V_s \omega_s, \quad (2)$$

V_p , V_s – швидкість руху рідини в каналах, підведених до поршневої та штокової порожнин; ω_p , ω_s – площі перерізів напірного і зливного каналів підводу рідини до поршневої та штокової порожнин.

Витрата на стиснення РР у напірній та зливній камерах ГЦ, відповідно:

$$Q_{st1} = \frac{W_1}{E} \frac{dP_p}{dt}, \quad Q_{st2} = \frac{W_2}{E} \frac{dP_s}{dt}, \quad (3)$$

де W_1 – об'єм РР у напірній камері ГЦ ($W_1 = W_{01} + S_p y$), W_{01} – початковий об'єм РР у напірній камері ГЦ; W_2 – об'єм РР у зливній камері ГЦ ($W_2 = W_{02} + S_s y$), W_{02} – початковий об'єм РР у зливній камері ГЦ; E – модуль пружності РР.

Рівняння витрат робочої рідини через дросельний розподільник:

$$Q_{pn} = \mu f_z \sqrt{\frac{2g\Delta p}{\gamma}}, \quad Q_{ps} = \mu f_z \sqrt{\frac{2gp_s}{\gamma}}, \quad (4)$$

де Q_{pn} , Q_{ps} – витрата РР через розподільник у напірній та зливній лініях відповідно; μ – коефіцієнт витрати розподільника; γ – питома вага РР; g – прискорення вільного падіння; Δp – перепад тиску на дроселі ($\Delta p = P_n - P_p$), P_n – тиск подачі насоса.

Рівняння зворотного зв'язку:

$$x_{in} - K_{33}y = x. \quad (5)$$

Для запропонованої моделі функціонування гідропривода системи керування описується такою системою рівнянь:

$$\begin{cases} \frac{dx}{dt} = y; \\ \frac{d^2y}{dt^2} = \frac{1}{m} (P_p S_p - (P_s S_s + F + F_t + F_d)); \\ \frac{dp_p}{dt} = \frac{E \left(\pi \mu d_z x_z \sqrt{\frac{(2g\Delta p)}{\gamma}} - V S_p \right)}{W_{01} + S_p y}; \\ \frac{dp_s}{dt} = \frac{E \left(-\pi \mu d_z x_z \sqrt{\frac{(2gp_s)}{\gamma}} + V S_s \right)}{W_{02} + S_s y}; \\ x = x_{in} - K_{33}y, \end{cases} \quad (6)$$

де d_z – діаметр золотника, x_z – величина відкриття щілини розподільника.

За результатами аналізу структурної схеми та літературних джерел прийняті такі припущення. Відсутні: втрати робочої рідини (витоки), сухе тертя. З'єднувальні канали короткі та з великим перетином. Не враховані зміни температури, втрати на тертя в магістралях та інших компонентах (крім основного розподільника). Приймається: тиск у зливній магістралі дорівнює нулю, радіальний зазор у розподільнику приймається рівним нулю.

Модуль пружності РР (Е) постійний, робочі кромки приймаються гострими.

Для моделювання обрані такі обмеження: діапазон зміни тиску у гідросистемі від 8,1 до 21,3 МПа; максимальне зусилля навантаження 38,7 кН; швидкість руху вихідної ланки привода, приведена до кута відхилення поверхні керування, не перевищує 45 град/с при відсутності зусилля навантаження та тиску у гідросистемі $P_{гс} = 20,2$ МПа; час вимкнення гідропривода №1 – 50 мс, час ввімкнення гідропривода №2 – 100 мс.

Структурна схема замкнутого контура керування електрогідравлічним приводом з одним виконавчим пристроєм системи керування була реалізована у MatlabSimulink (Рис. 4) на основі експериментально отриманих характеристик фізичного привода та передавальної частотної функції гідропривода, що була визначена розрахунковим шляхом.

Розроблена математична модель системи керування, до складу якої входить два гідравлічні приводи – привод №1 та привод №2 (Рис. 5). В кожний момент часу в режимі активного керування поверхнею працює лише один гідравлічний агрегат. Інший гідравлічний агрегат знаходиться у режимі демпфування.

Наступним етапом була виконана перевірка адекватності моделі шляхом проведення серій тестових експериментів. За експериментально визначеними у діапазоні частот від 0,5 до 12 Гц амплітудно-фазовими частотними характеристиками (АФЧХ) гідравлічного привода отримані логарифмічні амплітудно-фазові частотні характеристики (ЛАФЧХ) контура керування фізичним приводом (Рис. 6, крива 1).

ЛАФЧХ фізичного гідропривода та його математичної моделі в Matlab у робочому діапазоні частот практично співпадають. Розбіжність характеристик фізичного привода та моделі за вказаними показниками не перевищує 5%, що підтверджує адекватність розробленої моделі привода для проведення подальших досліджень.

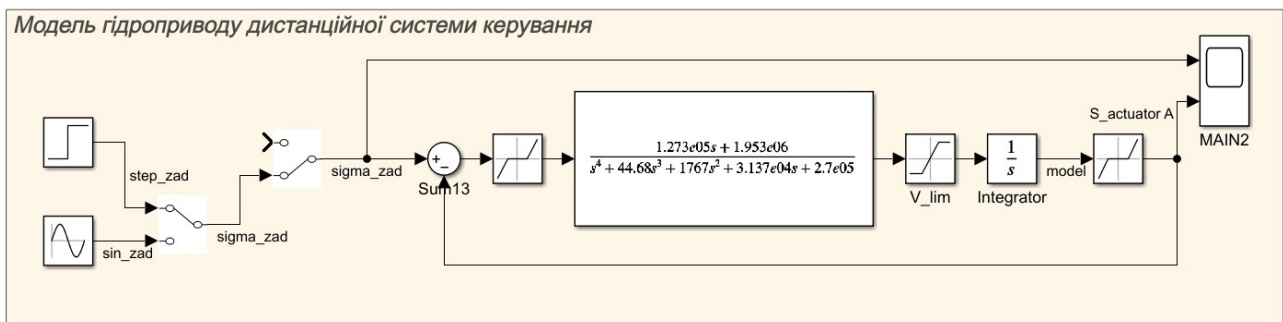


Рис. 4. Структурна схема замкнутого контура керування одним гідравлічним приводом системи керування, що реалізована у MatlabSimulink

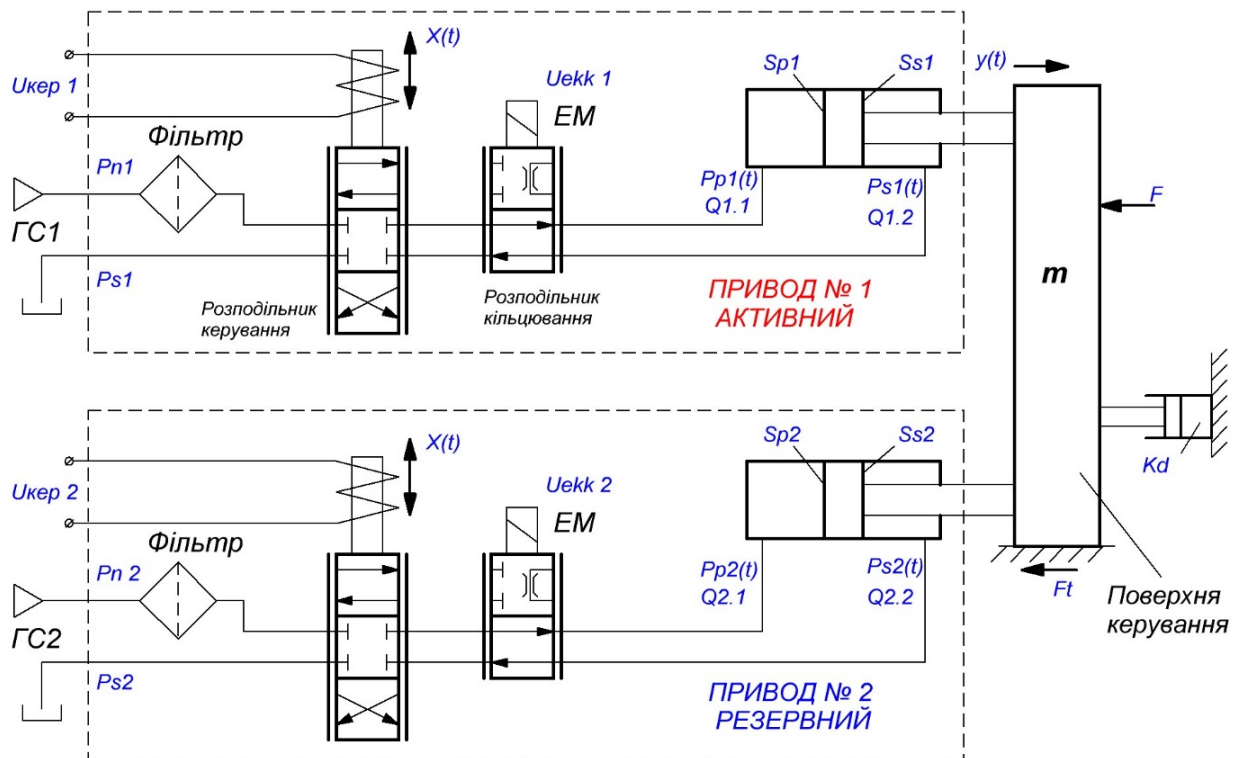


Рис. 5. Структурна схема системи керування електрогідравлічним приводом

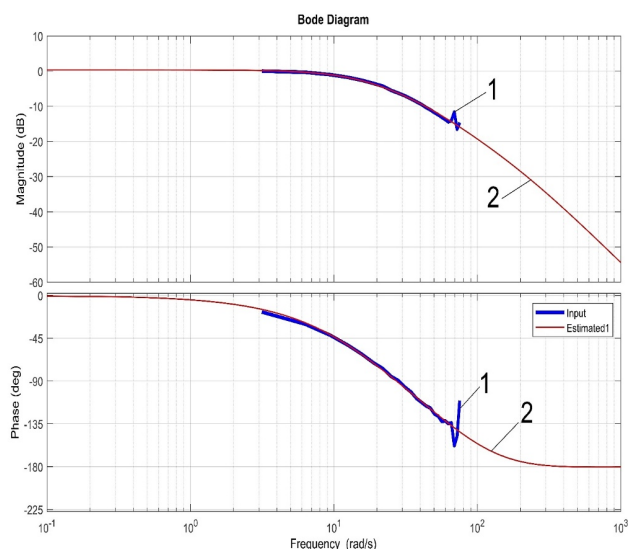


Рис. 6. Логарифмічні амплітудно-фазові частотні характеристики (ЛАФЧХ) фізичного гідропривода та його математичної моделі в Matlab: 1 – за результатами фізичного експерименту, 2 – за результатами тестових модельних експериментів

2.2 Результати моделювання

Аналіз отриманих результатів модельних досліджень виконувався за матеріалами експериментів та структурною схемою системи керування з резервованим гідроприводом (Рис. 5).

Модельні дослідження залежності динамічної похибки позиціонування виконувались для часу перемикання системи 25 мс та 50 мс, шляхом:

- зміни тиску у гідросистемі при постійному зусиллі навантаження, що діє на вихідну ланку привода, та незмінному вхідному сигналі керування;
- зміни зусилля навантаження, що діє на вихідну ланку привода, та постійному тиску у гідросистемі при незмінному вхідному сигналі керування.

Результати аналізу матеріалів модельних досліджень:

- при задані на вхід системи сигналу керування виявлено взаємну залежність параметрів тиску у гідросистемі та зусилля навантаження та їхній вплив на показники динамічної точності позиціонування. Така залежність зумовлена основними рівняннями динамічної рівноваги сил, що діють на поршень гідроциліндра;
- при зміні режиму керування гідроприводом (перемикання з активного привода на резервний) та незмінному вхідному сигналі керування взаємної залежності параметрів тиску у гідросистемі та зусилля навантаження не виявлено. Відсутність залежності не відповідає основним рівнянням динамічної рівноваги сил, що діють на поршень гідроциліндра, та вказує на те, що у математичній моделі системи керування гідроприводом існує розрив.

Зміна тиску у гідросистемі не впливає на похибку позиціонування (Рис. 7, а). На збільшення похибки позиціонування впливає збільшення зусилля навантаження (Рис. 7, б).

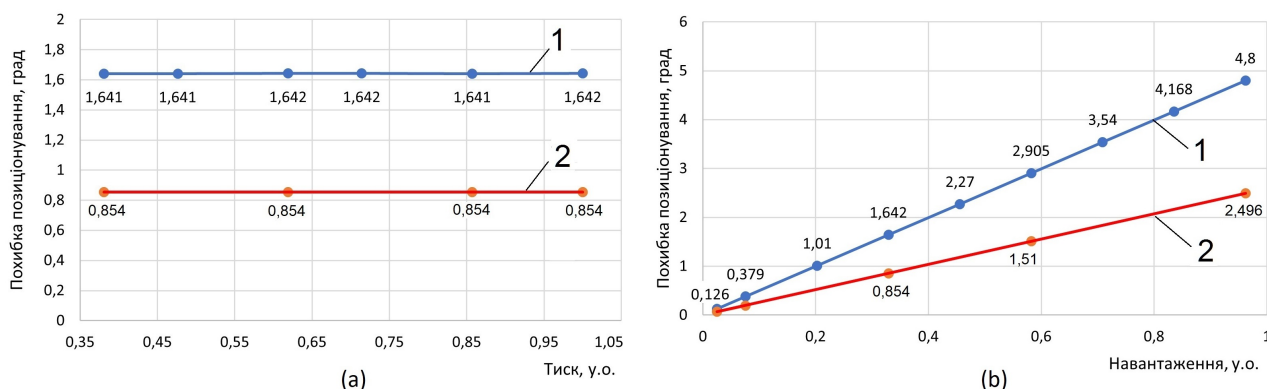


Рис. 7. Залежність динамічної похибки позиціонування: (а) від зміни тиску у гідросистемі при постійному зусиллі навантаження та незмінному входньому сигналі керування, 1 – час перемикання системи 50 мс, 2 – час перемикання системи 25 мс; (б) при постійному тиску у гідросистемі та незмінному входньому сигналі керування, 1 – час перемикання системи 50 мс, 2 – час перемикання системи 25 мс

За результатами аналізу структурної схеми та режимів роботи системи керування резервованим гідроприводом можна зробити припущення, що виявлена невідповідність може виникнути у режимі роботи системи, коли відсутнє керування поверхнею гідроприводом №1 або №2, тобто коли обидва приводи знаходяться у режимі демпфування. В такому режимі кут відхилення поверхні керування та показники динамічної точності позиціонування цілком будуть залежати від дії зовнішніх факторів – зусилля навантаження та часу знаходження системи у такому режимі. Тривалість такого режиму зумовлена часом перемикання приводів системи t_c .

Час перемикання системи:

$$t_c = (\Delta t_2 - \Delta t_1), \quad (7)$$

де t_c – час перемикання системи керування з активного привода №1 на резервний привод №2, Δt_1 – час вимкнення привода №1, Δt_2 – час підключення привода №2,

$$\Delta t_1 = t_1 - t_0, \quad (8)$$

де t_1 – момент часу вимкнення привода №1, t_0 – момент часу формування команди на вимкнення привода №1;

$$\Delta t_2 = t_2 - t_0, \quad (9)$$

де t_2 – момент часу підключення привода №2, t_0 – момент часу формування команди на включення привода №2.

2.3 Підсумковий аналіз отриманих результатів (обговорення)

Виконано серії модельних експериментів по дослідженню впливу перехідних процесів на показники динамічної точності позиціонування гідропривода, за результатами яких отримано такі показники:

- для режиму роботи при постійному навантаженні та зміні тиску у гідросистемі похибка є сталою та становить 1,641 градус;

- для режиму роботи при постійному тиску у гідросистемі та зміні зусилля навантаження залежність похибки від зусилля має лінійний характер, зі зростанням зусилля навантаження з 3-5 до 95 % похибка зростає з 0,1 до 4,8 градусів;

- при зменшенні часу перемикання системи з 50 до 25 мс похибка зменшується з 1,641 до 0,854 градусів для режимів роботи при постійному навантаженні та зміні тиску, та з 4,8 до 2,5 градусів для режимів роботи при зміні зусилля навантаження та постійному тиску у гідросистемі.

Отримані результати свідчать, що для перехідних режимів перемикання системи керування електрогідравлічним приводом залежність похибки позиціонування не залежить від тиску у гідросистемі (Рис. 7, а), але має пряму залежність від параметру сили зовнішнього навантаження (Рис. 7, б). Залежність лінійна та становить :

- при навантаженні близько 90% похибка 4,8 градуса при $t_c=50$ мс та 2,5 градуса при $t_c=25$ мс;

- при навантаженні близько 3-5% похибка не перевищує 0,1 градуса при $t_c=50$ мс та $t_c=25$ мс.

Зміна зусилля навантаження або часу перемикання системи керування мають прямий вплив на показники динамічної точності позиціонування системи керування гідроприводом. Зменшення часу перемикання системи t_c з 50 до 25 мс призводить до лінійного зменшення максимальної похибки динамічного позиціонування гідропривода з 4,8 до 2,5 градусів (Рис. 7).

2.4 Фізичні дослідження характеристик системи дистанційного керування електрогідравлічним приводом на модернізованій електричній схемі підключення

Результати експериментального визначення електричних характеристик та часу перехідних процесів при зміні режиму роботи електрогідравлічних приводів для схем підключення обмотки ЕКК привода (Рис. 2) та підключення до електронних блоків дистанційної системи керування були підтверджені основними розрахунковими залежностями перехідних процесів у котушках індуктивності:

$$L \frac{di(t)}{dt} + R_i = E, \quad (10)$$

де E – напруга (В), $i(t)$ – струм через індуктивність (А), L – індуктивність (Гн), R – активний опір (Ом),

$$i(t) = i_0 e^{-\frac{R}{L}t}, \quad (11)$$

де i_0 – початковий струм у момент комутації (А), t – час (с).

Постійна часу перехідного процесу:

$$\tau = \frac{L}{R}. \quad (12)$$

Теоретично та експериментально було підтверджено, що причиною збільшення часу перехідних процесів є існування ланцюгів струму самоіндукції, які утворюються у електричній схемі підключення ЕКК до електронного блоку керування після знеструмлення котушки електромагніта клапана кільцювання. Безпосереднє підключення електромагніта до блоку керування створює двоходову мережу, де входом є керуючий сигнал, а виходом – електромагніт клапана кільцювання. Індуктивний споживач (котушка електромагніта клапана кільцювання з індуктивністю L) при знеструмленні генерує електрорушійну силу (ЕРС) самоіндукції, яка змінює полярність та створює зворотний струм через елементи блоку керування:

$$V_L = -L \frac{di(t)}{dt}. \quad (13)$$

У термінах теорії чотириполосників цю проблему можна охарактеризувати наявністю ненульової зворотної передачі Z_{12} , яка дозволяє струму на виході I_2 впливати на вхідний порт. Без пристрою комутації схема підключення привода до блоку керування може бути представлена чотириполосником, де котушка індуктивності електромагніта з'єднує вхідний порт 1 і вихідний порт 2:

$$Z_L = j\omega L. \quad (14)$$

Матриця імпедансів у z -параметрах:

$$\begin{bmatrix} V_1 \\ V_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Z_{11} & Z_{12} \\ Z_{21} & Z_{22} \end{bmatrix}, \quad (15)$$

де пряма передача забезпечує нормальну роботу електромагніта:

$$Z_{21} = j\omega L, \quad (16)$$

зворотна передача характеризується ненульовим Z_{12} :

$$Z_{12} = j\omega L, \quad (17)$$

що створює умови для протікання зворотного струму самоіндукції I_2 . Внаслідок чого на вході блоку керування виникає напруга, яка може призвести до пошкодження елементів блоку керування.

Вирішити проблему можливо шляхом підключення привода до системи керування через комутуючий пристрій, який при поданому сигналі керування від електронного блоку забезпечить пряму передачу сигналу до споживача без втрат:

$$Z_{21} \approx j\omega L. \quad (18)$$

Живлення схеми комутуючого пристрою повинно здійснюватися за рахунок енергії сигналу керування та не вимагати додаткових джерел живлення.

У режимі знеструмлення комутуючий пристрій повинен забезпечувати:

- низьку зворотну передачу для ізоляції блоку керування від котушки індуктивності, що мінімізує час відпускання електромагніта:

$$Z_{12} \approx 0; \quad (19)$$

- односторонність передачі сигналу (порушення взаємності прямої та зворотної передачі):

$$Z_{12} \neq Z_{21}; \quad (20)$$

- розімкнення ланцюгів протікання струму самоіндукції:

$$R_{\text{OFF}} \rightarrow \infty. \quad (21)$$

Практична реалізація комутуючого пристрою, який відповідає переліченим вимогам, може бути виконана на базі електромеханічного реле або на mosfet-транзисторі.

Опис роботи схеми з електронним комутуючим пристроєм (Рис. 8):

- при поданій напрузі електронний ключ замкнений, сигнал керування передається практично без втрат на котушку індуктивності електромагніта клапана кільцювання привода;

- при знеструмленні електронний ключ розімкнений. Протікання зворотного струму, здатного утримувати якір електромагніта, унеможливлено, що сприяє швидкому відпусканню якоря. Забезпечуються умови ізолювання блоку керування від струмів самоіндукції.

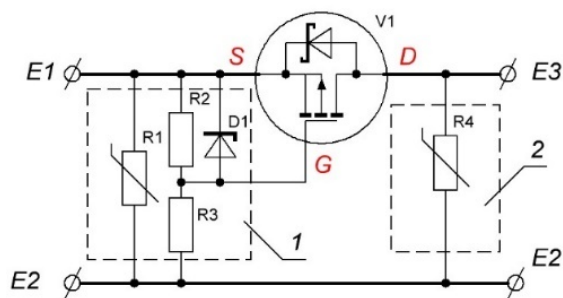


Рис. 8. Спрощена принципова електрична схема електронного комутуючого пристрою: 1 – елемент забезпечення робочого режиму транзистора та захисту пристрою по лінії підключення до електронного блоку керування; 2 – елемент захисту пристрою по лінії підключення до привода (захист від дії ЕРС самоіндукції, що виникає у котушці індуктивності при комутації)

Результати експериментальних випробувань з модернізованою мікропроцесорною системою керування показали, що підключення ЕКК привода через комутуючий пристрій (Рис. 8) дозволило отримати такі результати:

- час перемикання привода при роботі привода у складі системи керування та дії зусилля навантаження 12,75 кН склав 47-58 мс (при роботі привода окремо, з пристроєм захисту з амплітудою відкриття 20 В, час перемикання складав 63-68 мс);

- час перемикання з активного на резервний привід склав 40 мс (для базової схеми час складав 160 мс). При цьому отримана амплітуда закиду поверхні керування складала 1,45 градуса (для базової схеми амплітуда закиду складала 7,03 градусів).

Таким чином, шляхом удосконалення електричної схеми підключення виконавчого електрогідравлічного привода до мікропроцесорної системи керування забезпечено зменшення часу некерованого переміщення вихідної ланки привода під дією навантаження, забезпечено зменшення динамічної похибки при перемиканні з основного на резервний виконавчий пристрій електрогідравлічного привода.

Висновки

За результатами виконаних досліджень встановлено, що основний вплив на динамічну точність позиціонування дистанційного електрогідравлічного привода в режимі перемикання з основного на резервний виконавчий пристрій мають затримки у часі сигналу керування електромагнітами клапана, що генерується системою керування.

Запропоновано, задля підвищення динамічної точності позиціонування, ввести зміни до електричної схеми підключення виконавчого електрогідравлічного привода до мікропроцесорної системи керування шляхом виконання підключення електрогідравлічних приводів через електронні комутуючі пристрої.

За результатами модельних досліджень спрогнозовано і надалі експериментально підтверджено ефективність та придатність запропонованих рішень модернізації мікропроцесорної системи керування електрогідравлічного привода. Запропонована схема підключення ЕКК електрогідравлічного привода через комутуючий пристрій дозволила отримати:

- зменшення загального часу перемикання привода на 120 мс (зменшення на 75%);

- зменшення закиду поверхні керування, викликаного часом включення резервного привода в роботу, на 5,58 градусів (підвищення динамічної точності позиціонування при перемиканні на 79,4%).

References

- [1] Zhao, S., Chen, K., Zhang, X., Zhao, Y., Jing, G., et al. (2021). A High-Order Load Model and the Control Algorithm for an Aerospace Electro-Hydraulic Actuator. *Actuators*, Vol. 10, Iss. 3, 53, doi:10.3390/act10030053.
- [2] Ćwikła, G. and Szewczyk, M. (2024). Station for Tuning and Testing Digital Twin in Hydraulic Actuator Control Systems under Programmable Load — Methodology, Design, and Tests. *Electronics*, Vol. 13, Iss. 17, 3528. doi:10.3390/electronics13173528.
- [3] Wan, Z., Yue, L., Wang, Y. and Zhao, P. (2024). Precision Motion Control of Hydraulic Actuator Using Adaptive Back-Stepping Sliding Mode Controller. *Computer Modeling in Engineering & Sciences*, Vol. 141, Iss. 2, pp. 1047-1065. DOI: 10.32604/cmcs.2024.053773.
- [4] Nápoles-Báeza, Y., González-Yero, G., Martínez, R., Valeriano, Y., Núñez-Álvarez, J. R. and Llosas-Albuérne, Y. (2022). Modeling and control of the hydraulic actuator in a ladle furnace. *Heliyon*, Vol. 8, Iss. 11, e11857. DOI: 10.1016/j.heliyon.2022.e11857.
- [5] Krämer, C., Kugi, A. and Kemmetmüller, W. (2023). Optimal force control of a permanent magnet linear synchronous motor with multiple shuttles. *ISA Transactions*, Vol. 140, pp. 483-489, doi:10.1016/j.isatra.2023.05.012.
- [6] Helian, B., Chen, Z. and Yao, B. (2021). Energy-saving and accurate motion control of a hydraulic actuator with uncertain negative loads. *Chinese Journal of Aeronautics*, Vol. 34, Iss. 5, pp. 253-264, doi:10.1016/j.cja.2020.12.025.
- [7] Estrada, M. A., Ruderman, M., Taxis-Loaiza, O. and Fridman, L. (2025). Hydraulic actuator control based on continuous higher order sliding modes. *Control Engineering Practice*, Vol. 156, 106218, doi:10.1016/j.conengprac.2024.106218.
- [8] Pasolli, P. and Ruderman, M. (2020). Hybrid Position/Force Control for Hydraulic Actuators. *arXiv:2006.03670*, 6 p., DOI: 10.48550/arXiv.2006.03670.
- [9] Nisar, Z. and Munawar, H. (2021). System Identification and Controller Design for Hydraulic Actuator. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, Vol. 143, Iss. 8, 081005, 12 p. DOI:10.48550/arXiv.2108.11756.

- [10] Sokolov, V., & Rasskazova, Y. (2016). Automation of control processes of technological equipment with rotary hydraulic drive. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, Vol. 2. No. 2(80), pp. 44-50, doi: 10.15587/1729-4061.2016.63711.
- [11] Kozlov, L., Bohachuk, V. and Tovkach, A. (2016). Optimization of design parameters of the mechatronic drive with a variable-displacement pump. *Journal of Mechanical Engineering NTUU "Kyiv Polytechnic Institute"*, Vol. 3, No. 78, pp. 46-51. DOI: 10.20535/2305-9001.2016.78.79008.
- [12] Q. Li and O. Uzunov (2022). Quantitative evaluation of properties of structural solutions of electrohydraulic positioning actuators. *Mech. Adv. Technol.*, Vol. 6, No. 3, pp. 254-261, DOI: 10.20535/2521-1943.2022.6.3.267700.
- [13] Grischuk Yu. S. (2016). The use of microcontrollers in studies of electric vehicles. *NTU "KhPI". Series: Problems of Electrical Machines and Apparatus Perfection*, No. 32 (1204), pp. 23-28, DOI: 10.20998/%25x.
- [14] Plieskov P. H., Pereverzev I. O., Petrova K. G., Savelenko I. V. (2017). The system of optimal control of the motion of a traction unit with synchronous motors on permanent magnets. *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problems of Electrical Machines and Apparatus Perfection. The Theory and Practice*, No. 34 (1256), pp. 71-75, doi:10.20998/%x.
- [15] Mihaylenko, V. V., & Charnyak, O. S. (2018). Analysis of electromagnetic processes in a converter with a decondon voltage regulation and electromechanical load. *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problems of Electrical Machines and Apparatus Perfection. The Theory and Practice*, No. 32 (1308), pp. 55-58, doi: 10.20998/2079-3944.2018.32.10.
- [16] Korol, O. G., Klymenko, B. V. and Eresko, O. V. (2019). Investigations of transients in the novel semiconductor device of forced control of the vacuum contactor monostable electromagnet. *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problems of Electrical Machines and Apparatus Perfection. The Theory and Practice*, No. 1, pp. 18-24, doi: 10.20998/2079-3944.2019.1.04.
- [17] Dinca, L., Bogateanu, R., Corcau, J.-I., Dumitrache, A., & Suatean, B. (2022). Numerical Simulation for Redundant Electro-Hydrostatic Servo-Actuators under Certain Special Conditions. *Energies*, Vol. 15, Iss. 16, 5906, doi: 10.3390/en15165906.

Specifics of Remote Electrohydraulic Drive Microprocessor Control During Switching from Primary to Backup Operating Mode

Kravetskyi Yu. A., Hubariev O. P., Levchenko O. V.

This paper discusses the features of modern microprocessor remote control systems with a redundant electrohydraulic actuator. The research results can be used in the development of advanced control systems for hydraulic and electrohydraulic drives. The study is aimed at improving the dynamic positioning accuracy of actuators in modern control systems. The purpose of the work is to identify and eliminate the sources of loss in dynamic accuracy of the electrohydraulic drive control system during switching from the primary to the backup operating mode. The control system operation analysis have shown that during its operation, constant or cyclic changes in operating modes (acceleration, deceleration, or operation under varying external load forces) appear. Switching from the primary electrohydraulic unit to the backup one is accompanied by transient processes caused by hydrodynamic and electrical phenomena. Due to the influence of external factors, the duration of these transient processes may increase. This can lead to a deterioration in the dynamic positioning accuracy.

To address this issue, research was conducted into the impact of transient processes that occur during the switch from the primary to the backup drive on the dynamic positioning accuracy. A mathematical model of the electrohydraulic drive control system was developed. The results of testing of the model are presented, confirming a high level of conformity with the frequency and dynamic characteristics of a real remote electrohydraulic control system. The paper also presents mathematical modeling results of the processes occurring during mode switching in the control system. Dependencies were studied concerning the influence of pressure parameter changes in the hydraulic system, the load force applied to the output link of the drive, and the switching time from the primary to the backup electrohydraulic drive. A method for eliminating the negative effects of self-induction currents is proposed. It involves modifying the electrical connection scheme of the solenoid valve coils used for coupling the electrohydraulic drives to the electronic control unit. A schematic diagram of the switching device was developed. Tests were conducted, and the results of experimental evaluation of the effectiveness of the proposed technical solutions are presented, demonstrating improved dynamic positioning accuracy. The effectiveness of the proposed solutions is confirmed.

Keywords: microprocessor control; control system; electrohydraulic drive; dynamic positioning accuracy; transient processes; mathematical model; model testing; switching device