

О. В. Дерібо<sup>1</sup>  
 Ж. П. Дусанюк<sup>1</sup>  
 С. В. Репінський<sup>1</sup>  
 А. О. Парадний<sup>1</sup>  
 В. Г. Пилявець<sup>1</sup>

## ДИНАМІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНОГО СЛІДКУВАЛЬНОГО ПРИВОДУ З КЕРУВАННЯМ ЗУСИЛЛЯМ НА ВИКОНАВЧОМУ ОРГАНІ

<sup>1</sup>Вінницький національний технічний університет

З використанням імітаційного моделювання в середовищі MATLAB Simulink досліджено вплив параметрів електрогідравлічного слідувального приводу з керуванням зусиллям на виконавчому органі на його динамічні характеристики (час регулювання за відпрацювання одиничного ступінчастого вхідного сигналу, частотні характеристики). Встановлено, що привід із заданими параметрами є стійким і забезпечує достатню працездатність на частотах вхідного сигналу до  $350 \text{ с}^{-1}$  (56 Гц).

**Ключові слова:** електрогідравлічний слідувальний привод, керуванням зусиллям на виконавчому органі, імітаційне моделювання, динамічні характеристики, вплив параметрів.

### Вступ та постановка задачі

В статті розглядається електрогідравлічний слідувальний привід (ЕГСП) з керуванням зусиллям на виконавчому органі. Такі приводи можуть використовуватись у випробувальній техніці та в машинах для обробки тиском, зокрема для обробки поверхонь деталей способами поверхневого пластичного деформування (ППД). Тут важливою умовою є наявність керованості силою деформування. Ця задача ускладнюється, якщо оброблювана поверхня має ексцентриситет відносно осі обертання заготовки або є некруглою у відповідності зі своїм службовим призначенням (наприклад, виконавчі поверхні лопаток газових і парових турбін, кулачків тощо). Одним з можливих шляхів розв'язання цієї задачі є застосування в пристрої для обробки ППД електрогідравлічного слідувального приводу (ЕГСП), який працюватиме в режимі «м'якого» навантаження, тобто в режимі, який передбачає керування зусиллям на об'єкті навантаження (заготовці). Схема такого приводу показана на рис. 1.

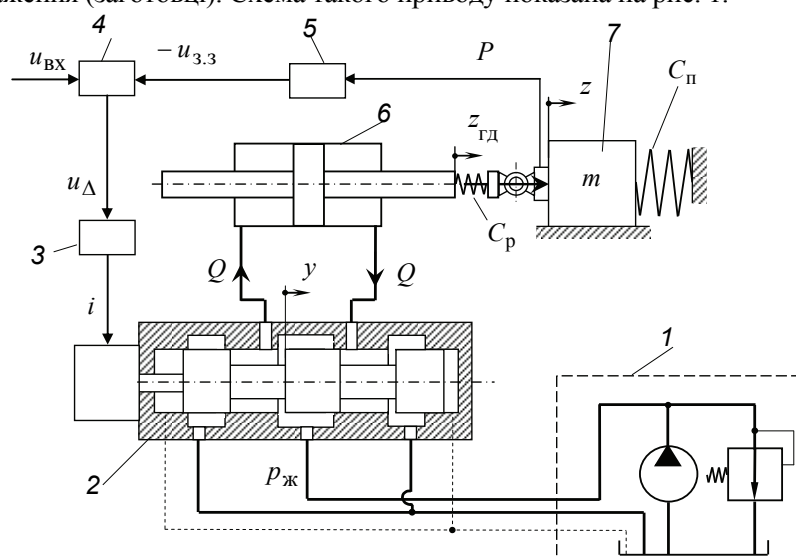


Рис. 1. Схема ЕГСП з керуванням зусиллям на виконавчому органі:

- 1 — гідроциліндр; 2 — електрогідравлічний підсилювач; 3 — підсилювач сигналу неузгодження; 4 — суматор; 5 — підсилювач сигналу зворотного зв'язку; 6 — виконавчий двигун (гідроциліндр); 7 — об'єкт керування

В роботі [1] розглянута конструктивна схема і розроблена математична модель ЕГСП з керуванням зусиллям на виконавчому органі. Модель складена з урахуванням загальноприйнятих [2—4] припущень і враховує нелінійності у вигляді обмеження переміщення розподільного золотника електрогидравлічного підсилювача (ЕГП) від його середнього положення і дросельний ефект в робочих вікнах цього золотника. На основі цієї моделі створена і описана в роботі [1] обчислювальна структура (імітаційна модель) в середовищі MATLAB Simulink. Тестові дослідження отриманої обчислювальної структури показали її працездатність. Таким чином, ця стаття є продовженням статті [1].

Метою роботи є отримання за допомогою числового імітаційного дослідження в середовищі MATLAB Simulink динамічних характеристик ЕГСП та їх аналіз.

### Методика та результати досліджень

Досліджувався вплив параметрів ЕГСП на характер перехідних процесів та частотних характеристик. Під час моделювання вважалося, що зусилля на штокові гідроциліндра формується спільною дією інерційного, швидкісного та позиційного навантажень.

Дослідження виконувались за таких початкових конструктивних параметрів ЕГСП і показників навантаження: коефіцієнт підсилення датчика головного зворотного зв'язку  $k_{3,3} = 0,01$  В/Н; коефіцієнт підсилення сигналу відхилення  $k_{i,u} = 0,1$  А/В; коефіцієнт підсилення електромеханічного перетворювача (ЕМП)  $k_1 = 0,005$  м/А; граничне переміщення розподільного золотника ЕГП від середнього положення  $y_{\max} = \pm 0,5 \cdot 10^{-3}$  м; ефективна площа поршня гідроциліндра  $F = 5 \cdot 10^{-4}$  м<sup>2</sup>; тиск на виході гідростанції (тиск живлення)  $p_{ж} = 6,3 \cdot 10^6$  Н/м<sup>2</sup>; коефіцієнт підсилення ЕГП за подачею робочої рідини в порожнині гідроциліндра  $k_{Qy} = \mu b \sqrt{p_{ж}/\rho} = 0,66$  м<sup>2</sup>/с; коефіцієнт витрати  $\mu = 0,79$ ; густина робочої рідини  $\rho = 900$  кг/м<sup>3</sup>; довжина робочої щілини золотника  $b = 10 \cdot 10^{-3}$  м; зведена жорсткість рідини в робочих порожнинах гідроциліндра та каналах і трубопроводах, що з'єднують кожну з порожнин гідроциліндра з ЕГП  $C_p = 12,7 \cdot 10^6$  Н/м; коефіцієнт (жорсткість) позиційного навантаження  $C_n = 2 \cdot 10^5$  Н/м; зведений коефіцієнт в'язкого тертя (швидкісного навантаження), яке виникає під час руху поршня гідроциліндра та об'єкта керування  $\beta = 1000$  Н·с/м; зведена маса поршня гідроциліндра та рухомих частин об'єкта керування  $m = 10$  кг.

Приклад статичної (регулювальної) характеристики та перехідних процесів в імітаційній моделі ЕГСП з вказаними вище конструктивними параметрами і параметрами навантаження показані в [1, рис. 4 і 5].

Відомо [3, 4], що одним з параметрів, який суттєво впливає на динамічні характеристики електрогидравлічного приводу, є коефіцієнт підсилення ЕГП за подачею рідини в порожнині гідроциліндра  $k_{Qy}$ . Цей коефіцієнт визначає енергетичну спроможність виконавчого гідродвигуна ЕГСП і залежить від тиску живлення і типорозміру ЕГП. Тому однією із задач імітаційного дослідження було виявлення впливу цього коефіцієнта на час регулювання  $t_p$  за різних значень жорсткості позиційного навантаження  $C_n$  і маси об'єкта керування. Отримані графіки цих залежностей показані на рис. 2 і 3.

З рис. 2 видно, що час регулювання  $t_p$  суттєво залежить від жорсткості позиційного

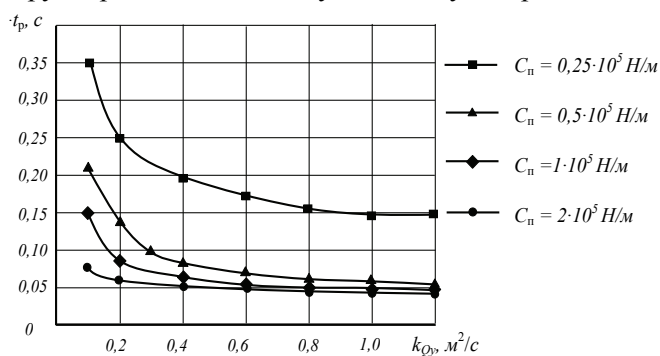


Рис. 2. Залежність часу регулювання від коефіцієнта підсилення ЕГП за подачею рідини в порожнині гідроциліндра  $k_{Qy}$  і жорсткості позиційного навантаження  $C_n$  в процесі відпрацювання одиничного ступінчастого вхідного сигналу

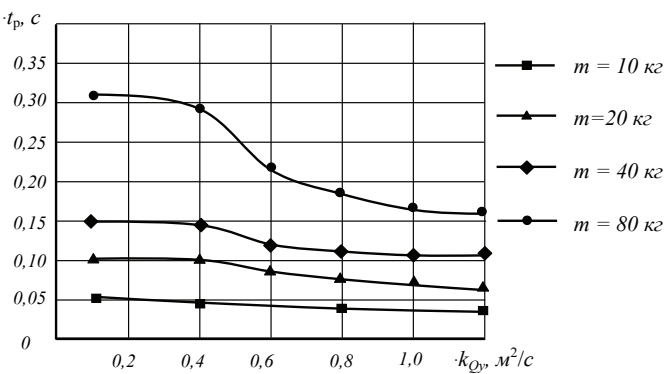


Рис. 3. Залежність часу регулювання під час відпрацювання одиничного ступінчастого вхідного сигналу від коефіцієнта підсилення ЕГП за подачею рідини в порожнині гідроциліндра  $k_{Qy}$  і маси об'єкта керування  $m$

навантаження  $C_n$ , а саме зі зменшенням  $C_n$  зростає  $t_p$ . Це пояснюється тим, що зменшення  $C_n$  зумовлює необхідність більших переміщень штока гідроциліндра для забезпечення заданого навантаження (для випадку, що розглядається — це 500 Н). Збільшення коефіцієнта  $k_{Qy}$  зменшує час регулювання, але ця залежність є нелінійною — спочатку  $t_p$  помітно зменшується, а потім спостерігається певне обмеження збільшення швидкодійності.

З рис. 3 випливає, що збільшення маси  $m$  об'єкта керування (рис. 4) суттєво збільшує час регулювання. Це пояснюється збільшенням тривалості згасальних вільних коливань об'єкта керування в перехідному процесі. Разом з тим, збільшення коефіцієнта  $k_{Qy}$  дещо зменшує величину  $t_p$ , але цей вплив є помітним за відносно великих значень  $m$ .

На рис. 4 показані графіки логарифмічної амплітудної (ЛАЧХ) і фазочастотної (ФЧХ) характеристик ЕГСП, отримані під час імітаційного моделювання. Амплітуда коливань вхідного сигналу  $u_{вх}$  складає 5 В. Це відповідає амплітуді коливань сили на штокові гідроциліндра 500 Н. Характеристики отримані за різних значень коефіцієнта  $k_{Qy}$ . З графіків видно, що збільшення  $k_{Qy}$  розширює смугу пропускання ЕГСП завдяки збільшенню енергетичних можливостей виконавчого гідродвигуна. На певній частоті коливань (наприклад, для  $k_{Qy} = 0,66 \text{ м}^2/\text{с}^2$  це  $360 \text{ с}^{-1}$ ) амплітуда коливань розподільного золотника ЕГП досягає максимально можливого значення (в ЕГП, що розглядається, це 0,5 мм) і з подальшим збільшенням частоти коливань суттєво зменшується їх амплітуда.

На рис. 5 показані графіки частотних характеристик, отримані за різних значень маси  $m$  об'єкта керування. З графіків видно, що величина  $m$  за вибраних конструктивних параметрів приводу і характеру навантаження не чинить значного впливу на характер ЛАЧХ і ФЧХ. Це значно відрізняє ЕГСП з керуванням зусиллям на виконавчому органі від ЕГСП з керуванням переміщенням виконавчого органу у якого, як відомо [3, 4], ця залежність є суттєвою.

Оцінено також вплив величини амплітуди коливань вхідного сигналу  $A(u_{вх})$  на характер частотних характеристик (рис. 6). З цих графіків випливає, що до певної частоти величина  $A(u_{вх})$  не впливає на ЛАЧХ і ФЧХ. До цієї частоти на роботу ЕГСП певний вплив може мати тільки нелінійність, пов'язана з дросельним ефектом в розподільному золотнику гідравлічного виконавчого механізму. Але вплив цієї нелінійності практично усувається головним зворотним зв'язком за зусиллям на виконавчому органі. Однак, на вищих частотах можливість правильного відпрацювання заданого вхідного сигналу обмежується енергетичними можливостями гідравлічного виконавчого механізму. Це спричиняє спотворення форми вихідного сигналу і різко зменшує його амплітуду коливань (рис. 7).

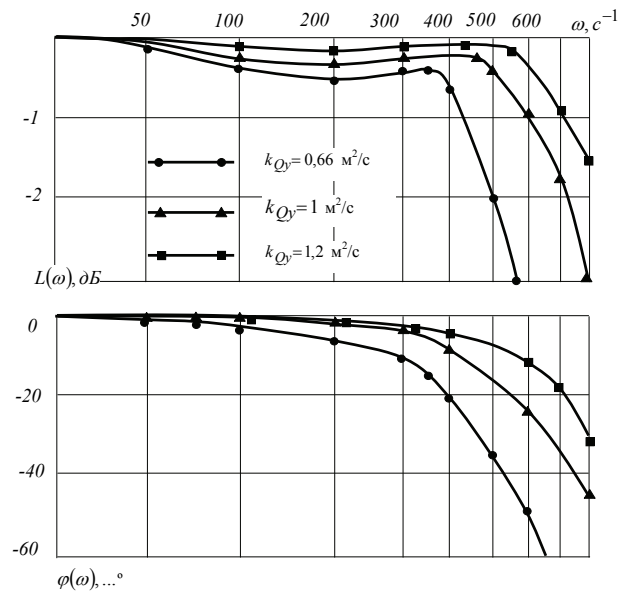


Рис. 4. Вплив коефіцієнта підсилення ЕГП за подачею рідини в порожнину гідроциліндра  $k_{Qy}$  на частотні характеристики ЕГСП

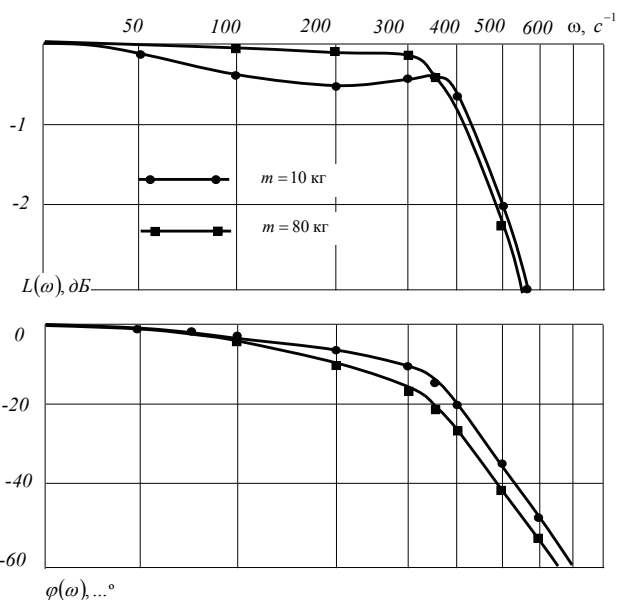


Рис. 5. Вплив маси об'єкта керування  $m$  на частотні характеристики ЕГСП

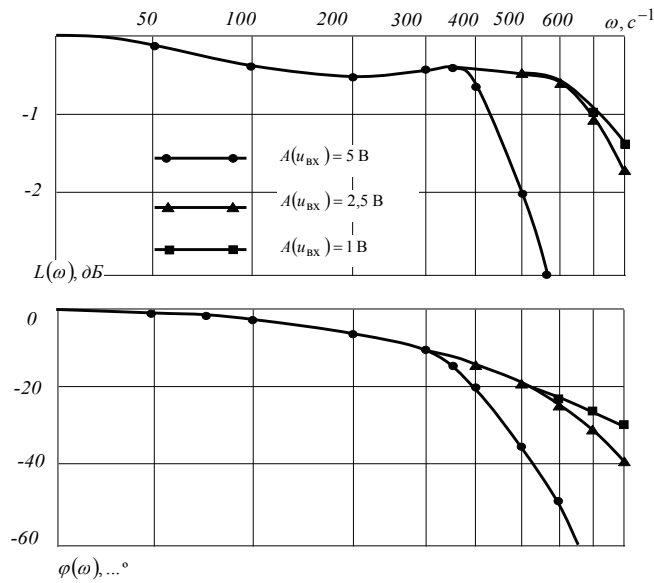


Рис. 6. Вплив амплітуди вхідного сигналу на частотні характеристики ЕГСП



Рис. 7. Перехідні процеси змінних стану системи в середовищі MATLAB Simulink при відпрацюванні гармонічного регулярного сигналу з частотою  $500 \text{ c}^{-1}$ :  
 а —  $A(u_{\text{BX}}) = 2,5 \text{ B}$ ; б —  $A(u_{\text{BX}}) = 5 \text{ B}$

Аналіз графіків частотних характеристик показує, що ЕГСП з вказаними вище параметрами забезпечує достатню працездатність на частотах вхідного сигналу до  $350 \text{ c}^{-1}$  (56 Гц). За необхідності розширення смуги припускання слід збільшити енергетичну спроможність виконавчого гідромеханізму. Методика попереднього вибору енергетичних параметрів такого механізму запропонована і описана в [5].

### Висновки і задачі подальшого дослідження

1. З використанням розробленої в [1] математичної моделі і обчислювальної структури для середовища MATLAB Simulink проаналізовано вплив параметрів електрогідравлічного слідкувального приводу з керуванням зусиллям на виконавчому органі на динамічні характеристики приводу (час регулювання під час відпрацювання одиничного стрибка вхідного сигналу, частотні характеристики). Встановлено, що привід із заданими параметрами є стійким і забезпечує достатню працездатність на частотах вхідного сигналу до  $350 \text{ c}^{-1}$  (56 Гц).

2. В подальшому планується дослідити вплив параметрів приводу на його стійкість і на динамічні процеси за умови задання примусового переміщення поршня гідروциліндра за певним законом.

### СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Дерібо О. В. Імітаційне моделювання електрогідравлічного слідкувального приводу з керуванням зусиллям на виконавчому органі / О. В. Дерібо, Ж. П. Дусанюк, С. В. Репінський // Вісник Вінницького політехнічного інституту. — 2013. — № 5. — С. 110—116.
2. Лещенко В. А. Гидравлические следящие приводы станков с программным управлением / В. А. Лещенко. — М. : Машиностроение, 1975. — 288 с.
3. Электрогидравлические следящие системы / [В. А. Хохлов, В. Н. Прокофьев, Н. А. Борисова и др.] / под ред. В. А. Хохлова. — М. : Машиностроение, 1971. — 432 с.
4. Хохлов В. А. Электрогидравлический следящий привод / В. А. Хохлов. — М. : Наука — 1966. — 240 с.
5. Дерібо О. В. Вибір параметрів дросельного гідродвигуна електрогідравлічного стежного приводу з керуванням зусиллям на вихідному органі / О. В. Дерібо // Вісник Вінницького політехнічного інституту. — 2007. — № 6. — С. 97—101.

Рекомендована кафедрою технологій та автоматизації машинобудування ВНТУ

Стаття надійшла до редакції 25.05.2015

**Дерібо Олександр Володимирович** — канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри технологій та автоматизації машинобудування, e-mail: DeriboOV@ukr.net;

**Дусанюк Жанна Павлівна** — канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри технологій та автоматизації машинобудування;

**Репінський Сергій Володимирович** — канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри технологій та автоматизації машинобудування;

**Парадний Артур Олександрович** — студент факультету машинобудування та транспорту;

**Пілявець Володимир Георгійович** — студент факультету машинобудування та транспорту.

Вінницький національний технічний університет, Вінниця

**O. V. Deribo<sup>1</sup>**  
**Zh. P. Dusaniuk<sup>1</sup>**  
**S. V. Repinskyi<sup>1</sup>**  
**A. O. Paradnyi<sup>1</sup>**  
**V. G. Pyliavets<sup>1</sup>**

## Dynamic characteristics of electrohydraulic follower drive controlled by the force at the actuator

<sup>1</sup>Vinnitsia National Technical University

*Using simulation in MATLAB Simulink environment, Influence of the parameters of electrohydraulic follower drive controlled by the force at the actuator on its dynamic characteristics (regulation time required for adjusting the input signal step, frequency characteristics) has been investigated. It has been determined that the drive with pre-defined parameters is stable and ensures sufficient operational capability at the input signal frequencies up to  $350 \text{ c}^{-1}$  (56 Hz).*

**Keywords:** electrohydraulic follower drive, control by force at actuator, simulation, dynamic characteristics, influence of parameters.

*Deribo Oleksandr V.* — Cand. Sc. (Eng.), Assistant Professor, Assistant Professor of the Chair of Mechanical Engineering Technologies and Automation, e-mail: DeriboOV@ukr.net;

*Dusaniuk Zhanna P.* — Cand. Sc. (Eng.), Assistant Professor, Assistant Professor of the Chair of Mechanical Engineering Technologies and Automation;

*Repinskyi Serhii V.* — Cand. Sc. (Eng.), Assistant Professor, Assistant Professor of the Chair of Mechanical Engineering Technologies and Automation;

*Paradnyi Artur O.* — Student of the Department of Mechanical Engineering and Transport;

*Pyliavets Volodymyr G.* — Student of the Department of Mechanical Engineering and Transport

**А. В. Дерибо<sup>1</sup>**  
**Ж. П. Дусанюк<sup>1</sup>**  
**С. В. Репинский<sup>1</sup>**  
**А. А. Парадный<sup>1</sup>**  
**В. Г. Пилявец<sup>1</sup>**

## **Динамические характеристики электрогидравлического следящего привода с управлением усилием на исполнительном органе**

<sup>1</sup>Вінницький національний технічний університет

С использованием имитационного моделирования в среде MATLAB Simulink исследовано влияние параметров электрогидравлического следящего привода с управлением усилием на исполнительном органе на его динамические характеристики (время регулирования за отработки единичного ступенчатого входного сигнала, частотные характеристики). Установлено, что привод с заданными параметрами является устойчивым и обеспечивает достаточную работоспособность на частотах входного сигнала до  $350 \text{ с}^{-1}$  (56 Гц).

**Ключевые слова:** электрогидравлический следящий привод, управление усилием на исполнительном органе, имитационное моделирование, динамические характеристики, влияние параметров.

*Дерибо Александр Владимирович* — канд. техн. наук, доцент, доцент кафедры технологий и автоматизации машиностроения, e-mail: DeriboOV@ukr.net;

*Дусанюк Жанна Павловна* — канд. техн. наук, доцент, доцент кафедры технологий и автоматизации машиностроения;

*Репинский Сергей Владимирович* — канд. техн. наук, доцент, доцент кафедры технологий и автоматизации машиностроения;

*Парадный Артур Александрович* — студент факультета машиностроения и транспорта;

*Пилявец Владимир Георгиевич* — студент факультета машиностроения и транспорта