

Г. А. КРУТИКОВ, М. Г. СТРИЖАК

СИНТЕЗ ПАРАМЕТРІВ ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНОГО СЛІДКУЮЧОГО ПРИВОДА ВИХОДЯЧИ З ЗАДАНОЇ ТОЧНОСТІ ПОЗИЦІЮВАННЯ РОБОЧОГО ОРГАНА, ШВИДКОДІЇ І ХАРАКТЕРУ ПЕРЕХІДНОГО ПРОЦЕСУ

Викладено методику динамічного синтезу електрогідролічного сліdkуючого приводу для забезпечення заданої швидкодії, заданої форми перехідного процесу і точності позиювання робочого органа. Отримано математичну модель приводу і його структурну схему. Визначено первинні і вторинні помилки і отримані вирази для коефіцієнта добротності системи. На підставі заданих вимог до точності позиювання визначена заборонена область у низькочастотній частині логарифмічних амплітудно-частотних характеристик. Також визначена заборонена область у середньочастотній частині логарифмічної амплітудно-частотної характеристики на основі заданих динамічних характеристик приводу. Побудовано дійсні і необхідні логарифмічні амплітудно-частотні та фазочастотні характеристики. Оскільки існуюча структура приводу не може повністю задовольнити вимогам, було вирішено ввести корегуючу ланку в структурну схему, сформулювати вимоги до структури корегуючої ланки і її передавальної функції. Визначено параметр, який підлягає налаштуванню в системі - коефіцієнт підсилення електронного підсилювача і розраховано його значення для випадків, коли потрібно використовувати корегуючі ланки та коли в цьому немає потреби. Це дало можливість отримати привод, який повністю відповідає установленим вимогам до точності позиювання робочого органа, до його швидкодії і форми перехідного процесу.

Ключові слова: електрогідролічний сліdkуючий привод, логарифмічні характеристики, коефіцієнт добротності, корегуюча ланка

G. KRUTIKOV, M. STRYZHAK

SYNTHESIS OF ELECTRIC HYDRAULIC FOLLOWING DRIVE PARAMETERS BASED ON THE PRESCRIBED ACCURACY OF POSITIONING OF THE WORKING BODY, FAST SPEED AND CHARACTER OF THE TRANSITION PROCESS

A methodology for the dynamic synthesis of an electro-hydraulic servo drive is described to ensure a given performance, a given transient shape and accuracy of the positioning of the working body. The structural scheme of the electro-hydraulic tracking drive was constructed, on the basis of which its mathematical model was compiled based on the equations of the dynamic balance of the system. Based on the obtained transfer functions of individual elements, a structural diagram of the system was constructed. During dynamic analysis and synthesis by the method of logarithmic amplitude-phase-frequency characteristics, the transfer function of an open drive is considered, given in the form of the product of transfer functions of three typical links - integrating, aperiodic and oscillatory. The primary and secondary errors are determined and expressions for the system Q factor are obtained. Based on the given requirements for positioning accuracy, the forbidden region in the low-frequency part of the logarithmic amplitude-frequency characteristics is determined. The forbidden region in the mid-frequency part of the logarithmic amplitude-frequency characteristics is also determined based on the given dynamic characteristics of the drive. Real and desired logarithmic amplitude-frequency and phase-frequency characteristics are constructed. Since the existing drive structure could not fully satisfy the requirements, it was decided to introduce a corrective link into the structural diagram, formulated the requirements for the structure of the corrective link and its transfer function. The parameter that is to be adjusted in the system is determined - the gain of the electronic amplifier. This made it possible to obtain a drive that fully meets the set requirements.

Keywords: electrohydraulic servo drive, logarithmic characteristics, quality factor, corrective link

Вступ. Електрогідролічний сліdkуючий привод (ЕГСП) є одним із найефективніших приводів у мехатронних системах, що дає можливість перетворювати малопотужні електричні сигнали у значний за потужністю силовий вплив вихідної ланки. Це досягається за рахунок використання у структурі приводу двокаскадного електрогідролічного підсилювача (ЕГП) з надзвичайно великим коефіцієнтом підсилення (більшим за $3 \cdot 10^5$).

Однак, визначення параметрів ЕГСП при вирішенні конкретної технологічної задачі часто пов'язане з виконанням протилежних вимог, зокрема, вимоги високої точності позиювання і високої швидкодії з великим запасом стійкості є взаємовиключними [1–3].

Постановка задачі. Для забезпечення заданої швидкодії, заданої форми перехідного процесу і точності позиювання робочого органа (РО) в умовах позиювання керування існують обмежені можливості, пов'язані з вибором коефіцієнта підсилення електронного підсилювача, а також структури і параметрів корегуючої ланки.

Для розв'язання цієї задачі будемо використовувати логарифмічні амплітудно-частотні (ЛАЧХ) і фазочастотні (ФЧХ) характеристики. Найскладнішим при синтезі методом ЛАЧХ є визначення зв'язку необхідної точності позиювання і заданого характеру перехідного

процесу з параметрами бажаної ЛАЧХ. Розв'язання цієї задачі дасть можливість визначити потрібний коефіцієнт добротності приводу, а також структуру і параметри корегуючої ланки.

Основні положення. ЕГСП складається з 4-х блоків (рис. 1): двокаскадного ЕГП, у склад якого входить електромеханічний перетворювач (ЕМП) 2, перший каскад підсилення – міст «сопло-заслінка», який містить у собі два сопла 4 і 13, заслінку 14 і постійні дроселі 5 і 12; вихідний каскад підсилення – дроселюючий золотник 6. Другий блок – блок датчиків і редукторів 9 і 10; третій блок – функціональний перетворювач, який включає в себе електронний підсилювач 1 і суматор 15, четвертий блок – виконавчий механізм (ВМ) 8.

У системі позиювання керування привод, як правило, працює в аналогово-дискретному режимі [4–7]. У зоні великих помилок неузгодження напруга настільки велика, що електронний підсилювач, а слідом за ним і дроселюючий золотник, знаходяться у зоні насичення (точки 1, 2 на рис. 2). При цьому РО ЕГСП рухається з максимальною швидкістю. І лише у області малих помилок, коли РО підходить до точки позиювання, електронний підсилювач

© Г. А. Крутиков, М. Г. Стрижак, 2022

входить у робочу зону (точка 3 на рис. 2), і дроселюючий золотник починає збільшувати опір гідроліній. Таким чином, лише у режимі гальмування сигнал зворотного зв'язку починає активно формувати керуючий вплив на привод, тобто реалізується аналоговий режим. Основна вимога до ЕГСП при роботі у цьому режимі – експоненційний (неколивальний) характер зменшення швидкості РО.

Основною динамічною ланкою ЕГСП є виконавчий механізм (ВМ) [8-10]. Вхідною координатою цього вузла є витрата Q , що надходить від ЕГП, а вихідною координатою – положення РО y .

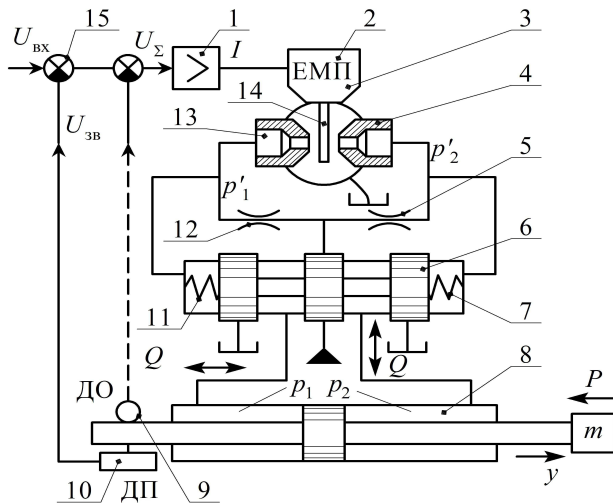


Рисунок 1 – Конструктивна схема ЕГСП

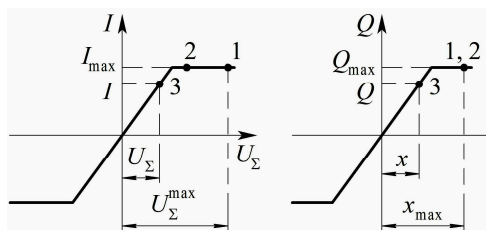


Рисунок 2 – Характеристики електронного підсилювача і дроселюючого золотника

Рівняння динамічного балансу витрати ВМ, записане з урахуванням стисливості рідини, доповнюється рівнянням динамічного балансу сил

$$\begin{aligned} \frac{W_1}{E} \frac{dp_1}{dt} &= Q - F \frac{dy}{dt}; \\ \frac{W_2}{E} \frac{dp_2}{dt} &= F \frac{dy}{dt} - Q; \\ p \cdot F &= m \frac{d^2 y}{dt^2} + f \frac{dy}{dt}, \end{aligned} \quad (1)$$

де $p = p_1 - p_2$ – перепад тиску на поршні гідроциліндра;

f – коефіцієнт в'язкого тертя;

E – модуль пружності рідини;

W_1, W_2 – місткості порожнин циліндра зліва і справа.

Перейшовши до перетворень Лапласа і привівши отриману систему до стандартної форми, отримемо

маємо

$$s \left(\frac{W_0 m}{2E F^2} s^2 + \frac{W_0 f}{2E F^2} + 1 \right) y(s) = \frac{1}{F} Q(s), \quad (2)$$

де $W_0 = W_1 = W_2$ – місткість порожнини циліндра при його найменшій гідравлічній жорсткості.

Передавальна функція гідроциліндра

$$W_{\text{гц}} = \frac{y(s)}{Q(s)} = \frac{k_v}{s(T_{\text{гц}}^2 s^2 + 2\xi_{\text{гц}} T_{\text{гц}} s + 1)}, \quad (3)$$

де $T_{\text{гц}} = \frac{1}{F} \sqrt{W_0 m / 2E}$ – постійна часу гідроциліндра;

$\omega_{\text{рез}}^{\text{гц}} = 1/T_{\text{гц}}$ – резонансна частота гідроциліндра;

$\xi_{\text{гц}} = \frac{1}{2E} \sqrt{W_0 / 2Em}$ – коефіцієнт демпфування гідроциліндра;

$k_v = 1/F$ – коефіцієнт швидкості.

Передавальна функція ЕГП має високий порядок, однак, як показали експериментальні дослідження частотних характеристик ЕГП, у передавальній функції підсилювача прослідковується наявність одного дійсного домінуючого полюса, що дає можливість при інженерних розрахунках прийняти ЕГП як аперіодичну ланку

$$W_{\text{ЕГП}} \cong \frac{k_{\text{ЕГП}}}{T_{\text{ЕГП}} s + 1}. \quad (4)$$

Для ЕГП, вбудованих у ЕГСП типу позиційних електрогідросистем (ПЕГС) з лінійними циліндрами і слідкуючих приводів, значення тиску живлення лежить у межах $6,3 \text{ МПа} \leq p_{\text{ж}} < 16 \text{ МПа}$, і паспортні

значення коефіцієнта підсилення $k_{\text{ЕГП}}^* = 8,33 \frac{\text{см}^3}{\text{с} \cdot \text{мА}}$,

причому це значення відповідає тиску живлення $p_{\text{ж}}^* = 16 \text{ МПа}$. При інших значеннях тиску живлення $p_{\text{ж}}$:

$$k_{\text{ЕГП}} = k_{\text{ЕГП}}^* \sqrt{\frac{p_{\text{ж}}}{p_{\text{ж}}^*}}. \quad (5)$$

Структурна схема електрогідравлічного підсилювача, замкненого негативним зворотним зв'язком за положенням, наведена на рис. 3.

Динамічний аналіз та синтез методом логарифмічних амплітудо-фазо-частотних характеристик. При динамічному аналізі та синтезі методом ЛАФЧХ розглядається передавальна функція розімкненого привода, наведена у вигляді добутку передавальних функцій трьох типових ланок – інтегруючої, аперіодичної і коливальної:

$$W_{\text{роз}} = \frac{k_{\text{ЕП}} \cdot k_{\text{ЕГП}} \cdot k_v \cdot k_{\text{зв}}}{s(T_{\text{ЕГП}} s + 1)(T_{\text{гц}}^2 s^2 + 2\xi_{\text{гц}} T_{\text{гц}} s + 1)}, \quad (6)$$

де $k_{\text{д}} = k_{\text{ЕП}} \cdot k_{\text{ЕГП}} \cdot k_v \cdot k_{\text{зв}}$ – коефіцієнт добротності.

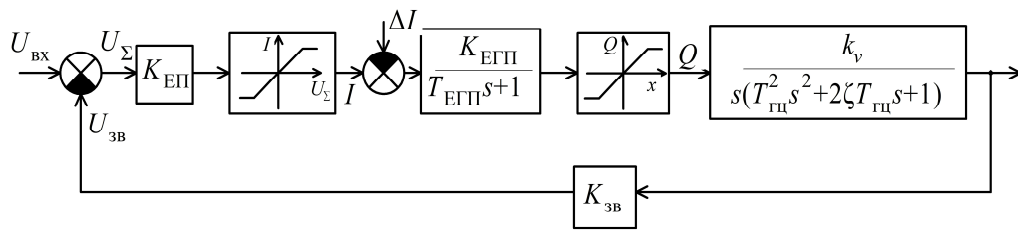


Рисунок 3 – Структурна схема електрогідравлічного слідкуючого привода

Формування забороненої області у низькочастотній частині логарифмічних амплітудо-фазових характеристик виходячи з заданої точності позиціонування. ЕГСП відпрацьовує задану координату позиціонування з певною похибкою $\pm \Delta y$, поява якої носить не випадковий, а систематичний характер. Це пов'язано з наявністю залишкового магнетизму у електромагнітній системі ЕМП електрогідравлічного слідкуючого привода. Це призводить до того, що у точці позиціонування, коли $U_{ЗВ} = U_{ВХ}$ і струм $I = 0$, а заслінка моста «сопло-заслінка» не повертається у строго нейтральну позицію, у порожнину циліндра продовжує надходити робоча рідина, і РО продовжує свій рух настільки, щоби датчик положення, випрацювавши певну напругу зворотного зв'язку $\Delta U_{ЗВ}$, і створив на виході електронного підсилювача додатковий струм ΔI , який поверне заслінку у нейтральну позицію. Значення ΔI для електромагнітної системи ЕМП – величина достатньо стабільна і входить до паспортних даних під назвою «статизм за струмом керування», і його можна вважати первинною похибкою [5]. Переїзд або недоїзд поршня до точки позиціонування $\pm \Delta y$, який є необхідним для компенсації залишкового магнетизму, будемо вважати вторинною похибкою.

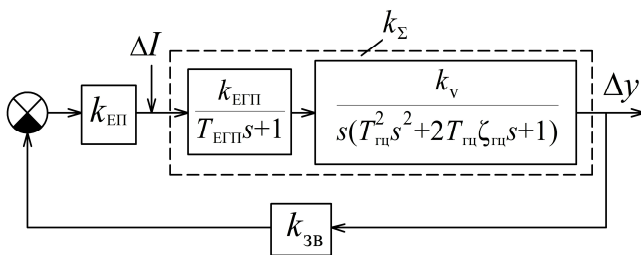


Рисунок 4 – Структурна схема ЕГСП при відпрацюванні помилки

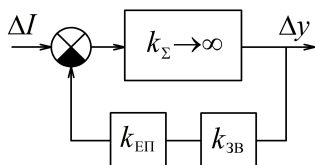


Рисунок 5 – Структурна схема перетворення первинної помилки у вторинну

При розгляді процесу перетворення первинної похибки приймаємо припущення, що безпосередньо у районі точки позиціонування швидкість РО близька до нуля і перехідні процеси у ЕГСП затухли, тобто можна вважати, що $t \rightarrow \infty$ і $s \rightarrow 0$. При $s \rightarrow 0$ кое-

фіцієнт передачі прямого ланцюга $k_{\Sigma} \rightarrow \infty$, і структурна схема ЕГСП (рис. 4) на цьому етапі трансформується у схему на рис. 5.

Виходячи з останнього,

$$\frac{\Delta y}{\Delta I} = \frac{k_{\Sigma}}{1 + k_{\Sigma} \cdot k_{ЕП} \cdot k_{ЗВ}}$$

При $k_{\Sigma} \rightarrow \infty$

$$\frac{\Delta y}{\Delta I} = \frac{1}{k_{ЕП} \cdot k_{ЗВ}} \tag{7}$$

Враховуючи, що коефіцієнт добротності $k_d = k_{ЕП} \cdot k_{ЕГП} \cdot k_v \cdot k_{ЗВ}$ і ширина поля помилок $\pm \Delta y$ складає $2|\Delta y|$, $\frac{2|\Delta y|}{I} = \frac{k_{ЕГП} \cdot k_v}{k_d}$ і при $k_v = \frac{1}{F}$

$$k_d \geq k_d^{\min} = \frac{\Delta I \cdot k_{ЕГП}}{2 F \Delta y} \tag{8}$$

Умова (8) у площині ЛАЧХ інтерпретується у вигляді забороненої області у низькочастотній частині ЛАЧХ (рис. 6).

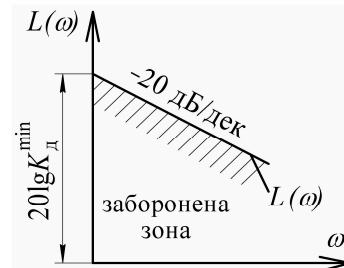


Рисунок 6 – Виділення забороненої ЛАЧХ виходячи із заданої точності позиціонування РО

Визначення забороненої області у середньочастотній частині логарифмічних амплітудо-фазових характеристик виходячи із заданих динамічних характеристик електрогідравлічного слідкуючого привода. При формуванні вимог до середньочастотної частини ЛАЧХ необхідно виходити з того, що рух РО у фазі гальмування повинен відбуватися практично за затухаючою експонентою (рис. 7). Це означає, що замкнений привід повинен за своїми властивостями наближатися до аперіодичної ланки, а розімкнений привід повинен бути астатичною ланкою першого порядку, тобто інтегруючою ланкою

$$W_{роз}^{баз} \cong \frac{k_d}{s} \tag{9}$$

Для реалізації цієї вимоги необхідно, щоби ре-

зонансна частота гідроциліндра приблизно на порядок перевищувала частоту зрізу (рис. 8), тобто $\omega_{зр} < \omega_{рез}^{гп}$ або $\omega_{зр} < \omega_{крит}$, де $\omega_{крит}$ – критична частота.

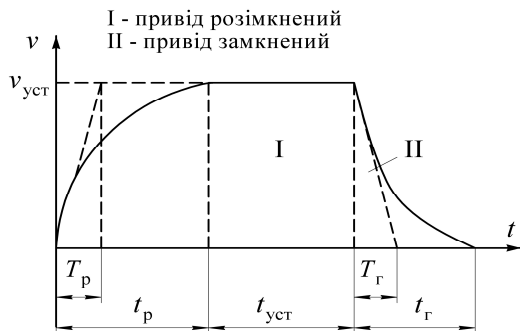


Рисунок 7 – Зміна швидкості поршня при роботі ЕГСП у позиційному режимі

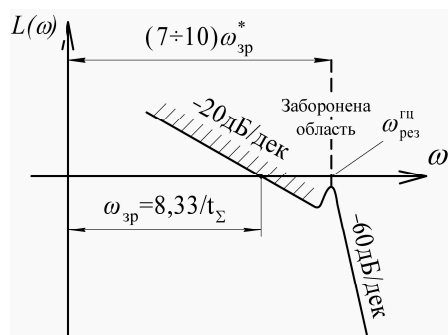


Рисунок 8 – Вигляд бажаної ЛАЧХ у середньочастотній області

На практиці достатньо витримувати співвідношення

$$\omega_{рез}^{гп} = (7 \div 10) \omega_{зр}, \quad (10)$$

$$\text{де } \omega_{рез}^{гп} = F \sqrt{\frac{2E}{W_0 \cdot m}}.$$

Для інтегруючої ланки $\omega_{зр} = k_d$. При дотриманні цієї умови бажана передавальна функція замкненого ЕГСП може бути представлена як

$$\omega_{замк}^{баж} = \frac{k_d/s \cdot k_{зв}}{1 + k_d/s} = \frac{1/k_{зв}}{T_{зп}s + 1}, \quad (11)$$

де $k_d/s \cdot k_{зв}$ – передавальна функція прямої низки привода з бажаною характеристикою;

$T_{зп} = 1/k_d^* = 1/\omega_{зр}^*$ – постійна часу аперіодичної ланки, яка апроксимує передавальну функцію замкненого привода.

Причому $T_{зп} = T_r$, де T_r – постійна часу для затухаючої експоненційної залежності швидкості РО при гальмуванні (рис. 7).

Найраціональнішим співвідношенням часу гальмування t_r і точного часу спрацювання t_{Σ} є:

$$t_r \cong 3T_r = \frac{3}{\omega_{зр}^*} = 0,36t_{\Sigma}, \quad (12)$$

де $\omega_{зр}^*$ – бажана частота зрізу (рис. 8). Отже, бажану частоту зрізу можна зв'язати із заданим часом спрацювання:

$$\omega_{зр}^* = k_d^* = \frac{3}{0,36t_{\Sigma}} = \frac{8,33}{t_{\Sigma}}. \quad (13)$$

З іншого боку, як зазначено вище,

$$k_d^* = \omega_{зр}^* = \frac{\omega_{рез}^{гп}}{(7 \div 10)}. \quad (14)$$

Вирази (13) і (14) дають можливість побудувати відрізок бажаної ЛАЧХ у середньочастотній частині (рис. 8). Цей же відрізок окреслює у площині ЛАЧХ заборонену область у середньочастотній частині (див. рис. 8). Якщо $k_d^{\min} < k_d^*$, то коефіцієнт добротності обирають рівним k_d^* . У цьому випадку забезпечуються як задані динамічні характеристики, так і точність позиціонування вище заданої.

Однак більш вірогідним буде результат, коли $k_d^{\min} > k_d^*$ (рис. 9).

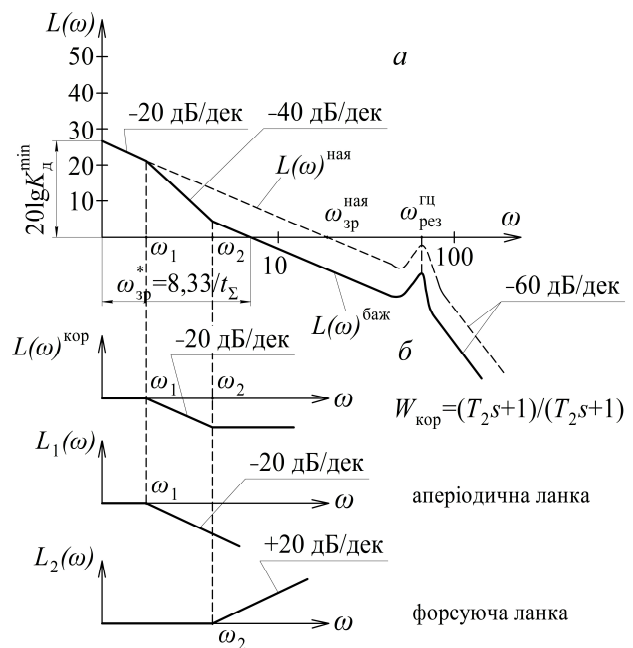


Рисунок 9 – Логарифмічна амплітудо-фазо-частотна характеристика:

а – нескорегованого привода (пунктирна лінія);
б – скорегованого привода (суцільна лінія) і корегуючої ланки

У цьому випадку у прямому ланцюзі на вході електронного підсилювача вводиться корегуюча ланка у вигляді електричного RC-ланцюга.

Для вибору структури і параметрів корегуючої ланки використаємо графо-аналітичний метод (рис. 9). Наявну ЛАЧХ (пунктирна лінія) перебудовують у бажану ЛАЧХ (суцільна лінія). Знайдені шляхом графічних побудов форма ЛАЧХ корегуючої ланки і сполучені частоти ω_1 і ω_2 дають можливість визначити структуру корегуючої ланки та її

передавальну функцію.

У даному випадку передавальна функція корегуючої ланки є добутком форсуючої ланки з постійною часу T_1 і аперіодичної ланки з постійною часу T_2 . Причому $T_1 = 1/\omega_1$, і $T_2 = 1/\omega_2$ (рис. 9). Електрична схема RC-ланцюга і розрахунок номіналів опорів R_1 , R_2 і місткості C наведені у табл. 1.

Серед коефіцієнтів, що входять до складу коефіцієнта добротності k_d , єдиним вільним коефіцієнтом, який підлягає налаштуванню, є коефіцієнт підсилення електронного підсилювача.

При першому варіанті розрахунку, коли не потрібне використання корегуючих ланок,

$$k_{\text{ЕП}} = \frac{k_d^*}{k_{\text{ЕПП}} \cdot k_v \cdot k_{\text{зв}}}. \quad (15)$$

При другому варіанті розрахунку, коли необхідне використання корегуючої ланки,

$$k_{\text{ЕП}} = \frac{k_d^{\text{min}}}{k_{\text{ЕПП}} \cdot k_v \cdot k_{\text{зв}}}. \quad (16)$$

На рис. 10 наведені ЛАЧХ і ФЧХ скорегованого ЕГСП при заданих значеннях m , t_Σ , P і $\pm \Delta y$.

Таблиця 1 – Схема корегуючого контуру

| Схема корегуючого пасивного контуру | Передавальна функція | Асимптотична ЛАЧХ |
|-------------------------------------|--|-------------------|
| | $W(s) = \frac{T_2 s + 1}{T_1 s + 1}; \quad W(0) = 1; \quad W(\infty) = \frac{1}{1 + R_1/R_2};$ $\varphi(\omega) = \text{arctg} T_2 \omega; \quad T_2 = R_2 C; \quad T_1 = (R_1 + R_2) C$ | |

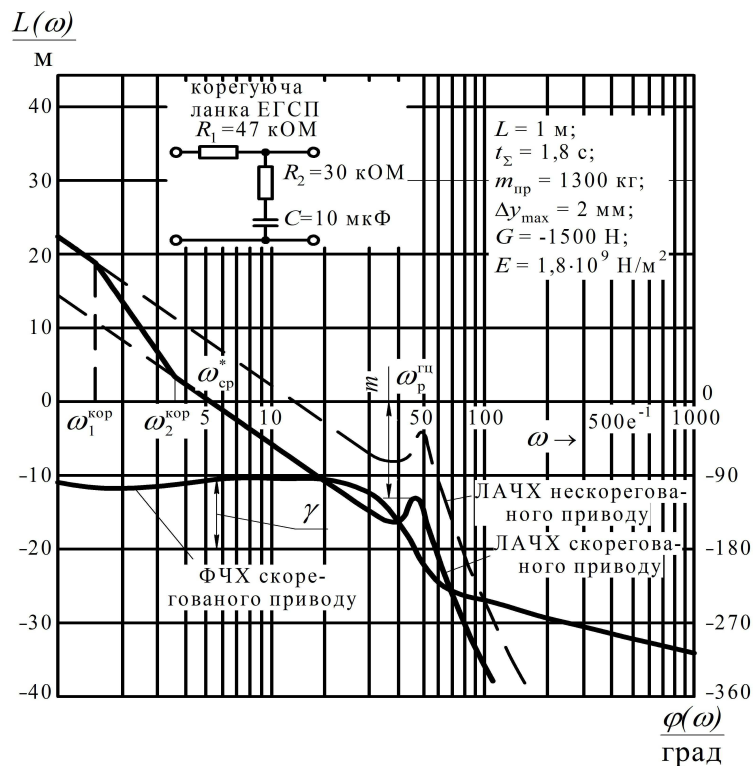


Рисунок 10 – Логарифмічна амплітудно-частотна і фазо-частотна характеристики нескорегованого (пунктирна лінія) і скорегованого (суцільна лінія) ЕГСП

Висновок. Викладена методика динамічного синтезу ЕГСП, яка ґрунтується на використанні ЛАЧХ і ФЧХ, є достатньо ефективною інженерною методикою розрахунку, що дає можливість оперативно, без використання складних математичних моделей і розрахунків на ПЕОМ виконати налаштування електронного підсилювача і обрати структуру і параметри корегуючої ланки. Вибір корегуючої ланки узгоджений із конкретними умовами функці-

онування привода і дає можливість забезпечити взаємовиключні вимоги до точності позиціонування робочого органа, до його швидкодії і форми перехідного процесу.

Список літератури

1. Wang H., Tong Z., Dong X. [and all.] Design and energy saving analysis of a novel sobaric compressed air storage device in pneumatic systems. *J. Energy Storage*, 2021. Vol. 38, p. 102614.

2. Blagojevic V., Seslija D., Dudic S., Randjelovic S. Energy efficiency of pneumatic cylinder control with different levels of compressed air pressure and clamping cartridge. *Energies*, 2020, Vol. 13, p. 3711.
 3. Dudić S., Reljić V., Šešlija D. [and all.] Energy efficiency of flexible pneumatics. *Energies*, 2021. Vol. 14, p. 1819.
 4. Cummins J.J., Nash C., Thomas S. and all. *Energy conservation in industrial pneumatics: a state model for predicting energetic savings using a novel pneumatic strain energy accumulator. Appl. Energy*, 2017, Vol. 198, p.p. 239–249.
 5. Grigorov O., Anishenko G., Druzhynin E. and all. Comparing hydraulic and electromechanical drives by electric motor's power. *MATEC Web of Conferences*, Vol. 294, 2019.
 6. Крутиков Г.А., Стрижак М.Г., Стрижак В.В. (2018). Improving power efficiency of pneumatic logistic complex actuators through selection of a rational scheme of their control. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. Energy-saving technologies and equipment*. Vol 2/8. No 92. P. 43-49.
 7. Крутиков Г.А., Стрижак М.Г., Стрижак В.В. (2017). The synthesis of structure and parameters of energy efficient pneumatic actuator. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. Vol 1, No 7 (85) Applied mechanics. P. 38–44.
 8. Šešlija D., Cajetinac S., Blagojevic V., Šulc J. (2018). Application of pulse width modulation and by-pass valve control for increasing energy efficiency of pneumatic actuator system. *Proc. Inst. Mech. Eng. Part I J. Syst. Control Eng.* Vol. 232 P. 1314–1324.
 9. Elija M., Relji V., Elija D. [and all.] (2021). Reuse of exhausted air from multi-actuator pneumatic control systems. *Actuators*, Vol. 10. P. 125.
 10. Du H., Xiong W., Jiang Z. [and all.] (2018). Energy efficiency control of pneumatic actuator systems through nonlinear dynamic optimization. *J. Clean. Prod.* Vol. 184. P. 511–519.
2. Blagojevic V., Seslija D., Dudic S., Randjelovic S. (2020). *Energy efficiency of pneumatic cylinder control with different levels of compressed air pressure and clamping cartridge. Energies*, vol. 13, p. 3711.
 3. Dudić S., Reljić V., Šešlija D. [and all.] (2021). Energy efficiency of flexible pneumatics. *Energies*, vol. 14, p. 1819.
 4. Cummins J.J., Nash C., Thomas S. [and all.] (2017). Energy conservation in industrial pneumatics: a state model for predicting energetic savings using a novel pneumatic strain energy accumulator. *Appl. Energy*, vol. 198, pp. 239–249.
 5. Grigorov O., Anishenko G., Druzhynin E. [and all.] (2019). Comparing hydraulic and electromechanical drives by electric motor's power. *MATEC Web of Conferences*, vol. 294.
 6. Krutikov G., Strizhak M., Strizhak V. (2018). Improving power efficiency of pneumatic logistic complex actuators through selection of a rational scheme of their control. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. Energy-saving technologies and equipment*, vol. 2/8, no. 92. pp. 43-49.
 7. Krutikov G., Strizhak M., Strizhak V. (2017). The synthesis of structure and parameters of energy efficient pneumatic actuator. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. Applied mechanics*, vol. 1, no. 7 (85), pp. 38-44.
 8. Šešlija D., Cajetinac S., Blagojevic V., Šulc J. (2018). Application of pulse width modulation and by-pass valve control for increasing energy efficiency of pneumatic actuator system. *Proc. Inst. Mech. Eng. Part I J. Syst. Control Eng.* vol. 232, pp. 1314–1324.
 9. Elija M., Relji V., Elija D. [and all.] (2021). Reuse of exhausted air from multi-actuator pneumatic control systems. *Actuators*, vol. 10, pp. 125.
 10. Du H., Xiong W., Jiang Z. and all. Energy efficiency control of pneumatic actuator systems through nonlinear dynamic optimization. *J. Clean. Prod.*, vol. 184 (2018), pp. 511–519.

References (transliterated):

1. Wang H., Tong Z., Dong X. [and all.] (2021). Design and energy saving analysis of a novel sobaric compressed air storage device

Надійшла (received) 22.06.2022

Відомості про авторів / About the Authors

Крутиков Геннадій Анатолійович / Krutikov Gennady – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри «Деталі машин та гідропневмосистеми», м. Харків, Україна, тел. +38-050-512-63-35, ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8695-1605>, e-mail: gkrutikov@gmail.com

Стрижак Мар'яна Георгіївна / Stryzhak Mariana – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Деталі машин та гідропневмосистеми», м. Харків, Україна, тел. +38-063-471-38-21, ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-3335-4086>, e-mail: marjanas-tryzhak@gmail.com