

УДК 539.3: 621.878: 621.396.6

Аналіз нелінійних коливань у гусеничних машинах із урахуванням інерційності регулятора швидкості обертання ротора

Юрій Човнюк¹, Андрій Задорожний², Петро Чередніченко³,
Ольга Остапущенко⁴, Ігор Кравченко⁵

^{1,3,4,5}Київський національний університет будівництва і архітектури
просп. Повітряних сил, 31, м. Київ, 03037, Україна

²Військовий інститут танкових військ Національного технічного університету
«Харківський політехнічний інститут»,
м. Харків

¹ychovnyuk@ukr.net, <https://orcid.org/0000-0002-0608-0203>,

²zsnj1971@ukr.net, <https://orcid.org/0000-0002-1031-0585>,

³petro_che@ukr.net, <https://orcid.org/0000-0001-7161-661X>,

⁴olga_ost_17@ukr.net, <https://orcid.org/0000-0001-8114-349X>,

⁵kim-ua@i.ua, <https://orcid.org/0000-0001-7077-1546>

Received: 03.09.2025; Accepted: 11.11.2025

<https://doi.org/10.32347/qbdtmm.2025.106.0403>

Анотація. Робота присвячена аналізу нелінійних/стохастичних коливань, які виникають у будівельних машинах з гусеничною ходою, із урахуванням ефекту інерційності регулятора швидкості обертання їх двигунів.

У системах регулювання швидкості обертання машин, які належать до класу мехатронних систем управління рухом (МСУР), зі зростанням чутливості регуляторів неминує виникає небезпека втрати стійкості до збудження автоколивань. Такі коливання, як показано у статті, можуть виявитись корисними, наприклад, для підвищення чутливості МСУР. У сучасних керованих будівельних машинах на гусеничній ході існує чітка тенденція до зниження моментів інерції частин, котрі обертаються, й до підвищення жорсткості статичної характеристики двигуна, що й призводить до необхідності врахування перехідних процесів у двигуні машини. Зазвичай час встановлення перехідних процесів у приводі виявляється одного порядку з постійною регулятора. У даній роботі наведені результати дослідження стійкості стаціонарного режиму обертання й характеру автоколивань поза межами стійкості (у області динамічного хаосу). Виявлені й досліджені у роботі стохастичні коливання/автоколивання можуть бути більш ефективними для цілей підвищення чутливості МСУР, ніж традиційні, котрі застосовуються для цього, періодичні автоколивання, оскільки останні часто призводять до небажаних резонансних ефектів. У деяких техноло-

гічних та випробувальних будівельних машинах гусеничного типу корисно використовувати саме стохастичні автоколивання у якості робочих процесів.

Ключові слова: аналіз, нелінійні/(стохастичні) коливання, гусеничні будівельні машини, регулятор, автоколивання, інерційність, чутливість, мехатронні системи управління рухом.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Мехатронні системи управління рухом (МСУР) сучасних гусеничних будівельних машин відрізняються збільшеною чутливістю регуляторів швидкості обертання таких механічних систем і, зокрема, їх двигунів. Але зі збільшенням чутливості регуляторів неминує виникає небезпека втрати стійкості регулювання швидкості обертання двигуна, а це, у свою чергу, призводить до збудження автоколивань (як періодичних, так і стохастичних). У багатьох випадках такі коливання можуть виявитись корисними, наприклад, для підвищення чутливості керування гусеничних будівельних машин. У сучасних керованих машинах подібного типу тенденція до зменшення моментів інерції частин, котрі обертаються, й збільшення жорсткості статичної характеристики

двигуна призводить до необхідності враховувати перехідні процеси у самому двигуні. Дуже часто час встановлення перехідних процесів у приводі двигуна виявляється одного порядку з постійною часу регулятора. У даній роботі наведені результати дослідження стійкості стаціонарного режиму обертання валу двигуна/привода й характеру автоколивань поза межею стійкості функціонування регулятора МСУР.

АНАЛІЗ ПУБЛІКАЦІЙ ПО ТЕМІ ДОСЛІДЖЕННЯ

Автори [1-5], що досліджували різноманітні коливання, які виникають у машинах, із урахуванням інерційності регулятора швидкості обертання двигуна, пропонували вібраційний спосіб лінеаризації деяких нелінійних систем, вивчали автоколивання у системах з інерційним збудженням. При цьому часто використовували метод точкових відображень задля дослідження динамічних систем та виникаючих у них режимів функціонування типу динамічного хаосу, котрі є, як правило, некерованими. Проте подібні режими функціонування регуляторів швидкості обертання приводної системи/двигуна гусеничних машин, котрі використовуються у будівництві, за допомогою сучасних МСУР не досліджені. Саме цьому і присвячене дане дослідження.

МЕТА РОБОТИ

Обґрунтування методу аналізу нелінійних коливань/автоколивань (періодичних та стохастичних), умов переходу регуляторів швидкості обертання двигуна (за допомо-

гою МСУР) у режим функціонування типу «динамічного хаосу».

ВИКЛАД ОСНОВНОГО ЗМІСТУ ДОСЛІДЖЕННЯ

Схема регулювання швидкості обертання приводу гусеничної будівельної машини за допомогою МСУР наведена на рис.1.

На рис.1 введені наступні позначення: U – програмне управління, u – сигнал зворотного (негативного) зв'язку, $v = U - u$ – регульована величина, D – двигун, M – механізм, $\dot{\psi} = \frac{d\psi}{dt}$, ψ – кут повороту ротора двигуна, t – час, $P_{МСУР}$ – регулятор МСУР.

Рівняння обертання ротора двигуна гусеничної будівельної машини із урахуванням приведених мас передаточних та виконавчих механізмів має вигляд:

$$I \cdot \ddot{\psi} = M_d - M_{оп.}(\dot{\psi}), \quad (1)$$

де: I – приведений момент інерції (I не залежить від кута повороту ротора), M_d – обертальний момент двигуна, $M_{оп.}(\dot{\psi}) = \beta \cdot \dot{\psi}$ – приведений момент сил опору, $\ddot{\psi} = \frac{d^2\psi}{dt^2}$.

Рівняння для обертального моменту M_d із урахуванням часу τ встановлення процесів у двигуні має вигляд [6,7]:

$$\tau \cdot \dot{M}_d + M_d = M(v, \dot{\psi}), \quad (2)$$

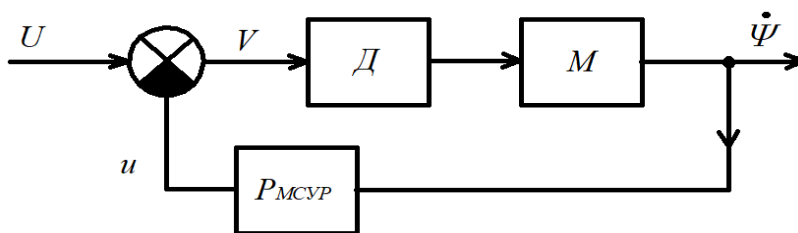


Рис. 1. Схема регулювання швидкості обертання приводу гусеничної будівельної машини за допомогою МСУР

Fig. 1. Scheme of regulating the speed of rotation of the drive of a tracked construction machine using MSUR

де: $M(v, \psi)$ – характеристика двигуна, у якій присутні лінійна та нелінійна складові, залежні від v та ψ .

Рівняння регулятора, що здійснює негативний зворотний зв'язок за швидкістю обертання ротора двигуна, запишемо наступним чином:

$$\tau_p^2 \cdot \ddot{u} + 2\zeta \cdot \tau_p \cdot \dot{u} + u = \kappa \cdot \psi + \Phi(\psi), \quad (3)$$

де: τ_p – постійна часу регулятора МСУР; ζ – безрозмірна величина, яка характеризує демпфування у регуляторі МСУР, κ – коефіцієнт чутливості регулятора; $\Phi(\psi)$ – нелінійна функція, яка описує насичення регулятора.

Розглянемо розв'язки системи (1)-(3) для лінійної та нелінійної моделей руху даної механічної системи.

І. Лінійна постановка задачі. Стаціонарні розв'язки, які відповідають рівномірному обертанню ротора двигуна з кутовою швидкістю Ω_0 .

1.1. Для лінійної постановки задачі й знаходження стаціонарних розв'язків системи рівнянь (1)-(3) використаємо наведені нижче співвідношення.

При рівномірному обертанні ротора двигуна з кутовою швидкістю Ω_0 маємо:

$$\begin{cases} M_{\Delta_0} = \beta \cdot \Omega_0; \quad M_{\Delta_0} = (u_0, \Omega_0); \\ u_0 = \kappa \cdot \Omega_0; \quad U = 2u_0; \\ u_0 = \Phi(\Omega_0) + \kappa \cdot \Omega_0; \\ \Phi(\Omega_0) \equiv 0. \end{cases} \quad (4)$$

Виділимо лінійні члени у околі стаціонарної точки характеристики двигуна:

$$M(v, \psi) = M(u_0, \Omega_0) - r \cdot (u - u_0) - \alpha \cdot (\psi - \Omega_0) - M^*(\psi - \Omega_0), \quad (5)$$

де: $M^*(\psi - \Omega_0)$ – доданок у (5), котрий відображає нелінійні властивості характеристики двигуна, а тому для лінійної постано-

вки задачі дорівнює нулю. Параметри r та α додатні, причому:

$$r = -\left(\frac{\partial M}{\partial v}\right)\bigg|_{v=u_0, \psi=\Omega_0}; \quad \alpha = -\left(\frac{\partial M}{\partial \psi}\right)\bigg|_{v=u_0, \psi=\Omega_0}. \quad (6)$$

У результаті отримаємо лінеаризовану систему рівнянь вигляду:

$$\begin{cases} I \cdot \ddot{\psi} = M_{\Delta} - \beta \cdot \dot{\psi}; \\ \tau \cdot \dot{M}_{\Delta} + M_{\Delta} = -r \cdot u - \alpha \cdot \dot{\psi}; \\ \tau_p^2 \cdot \ddot{u} + 2\zeta \cdot \tau_p \cdot \dot{u} + u = \kappa \cdot \dot{\psi}. \end{cases} \quad (7)$$

Система рівнянь (7) може бути зведена до одного звичайного диференціального рівняння для $u(t)$ четвертого порядку:

$$A \cdot u^{(IV)} + B \cdot \ddot{u} + C \cdot \dot{u} + D \cdot u + E = 0, \quad (8)$$

де:

$$A = \tau \cdot I \cdot \tau_p^2; \quad B = \{2\zeta \cdot \tau \cdot \tau_p \cdot I + (I + \tau \cdot \beta) \cdot \tau_p^2\};$$

$$C = \{\tau \cdot I + 2\zeta \cdot \tau_p \cdot (I + \tau \cdot \beta) + (\beta + \alpha) \cdot \tau_p^2\};$$

$$D = \{I + \tau \cdot \beta + 2\zeta \cdot \tau_p \cdot (\beta + \alpha)\}; \quad E = (\beta + \alpha + \kappa \cdot r).$$

Характеристичне рівняння для знаходження коренів λ (8) може бути розв'язане за алгоритмом й формулами Феррарі. У загальному випадку (8) має для $u = f \cdot \exp(\lambda \cdot t)$ чотири різних корені (які можуть бути дійсними, або комплексно спряженими) $\lambda_{1,2,3,4}$, котрі можна знайти з алгебраїчного рівняння четвертого ступеню для λ :

$$A \cdot \lambda^4 + B \cdot \lambda^3 + C \cdot \lambda^2 + D \cdot \lambda + E = 0. \quad (9)$$

Тоді загальний розв'язок (8) набуває вигляду:

$$u(t) = \sum_{j=1}^4 f_j \cdot \exp(\lambda_j \cdot t). \quad (10)$$

Невизначені константи f_j можна знайти з термінальних (початкових та кінцевих) умов задачі:

$$u|_{t=0} = u_0; \dot{u}|_{t=0} = \dot{u}_0; u|_{t=\tau_p} = u_p; \dot{u}|_{t=\tau_p} = \dot{u}_p. \quad (11)$$

Знаючи закон зміни у часі t , $u(t)$ з третього рівняння (7) знаходимо $\dot{\psi}(t)$, а потім – з першого рівняння (7) $M_d(t)$.

1.2. Для стаціонарного розв'язку, що відповідає рівномірному обертанню ротора двигуна з кутовою швидкістю Ω_0 , слід розв'язати наступну систему рівнянь:

$$\begin{cases} M_{d_0} = \beta \Omega_0; M(v_0, \Omega_0) = M_{d_0}; u_0 = \kappa \Omega_0; \\ \dot{\psi} \equiv \Omega_0; \end{cases} \quad (12)$$

II. *Нелінійна постановка задачі. Дослідження стійкості стану рівноваги системи.*

Введемо відхилення від стаціонарного розв'язку: $x = \dot{\psi} - \Omega_0$, $y = u - u_0$, а також відключимо M_d -функцію з рівнянь (1) та (2), тоді прийдемо до наступної системи рівнянь:

$$\begin{cases} \ddot{x} + 2\delta \cdot \dot{x} + \omega_0^2 \cdot x = -k \cdot y - f(x); \\ \mu \cdot \ddot{y} + \dot{y} + \gamma \cdot y = ax + \varphi(x), \end{cases} \quad (13)$$

$$2\delta = \frac{\beta}{I} + \frac{1}{\tau}, \quad \omega_p^2 = \frac{(\alpha + \beta)}{\tau \cdot I}, \quad k = \frac{r}{\tau \cdot I},$$

$$\text{де: } \beta = \left(\frac{\partial M_{\text{оп}}}{\partial \dot{\psi}} \right) \bigg|_{\dot{\psi} = \Omega_0}, \quad a = \frac{\kappa}{2\zeta \cdot \tau_p}, \quad \mu = \frac{\tau}{2\zeta},$$

$$\gamma = \frac{1}{2\zeta \cdot \tau_p}$$

$$f(x) = \frac{M^*(x)}{\tau \cdot I}, \quad \varphi(x) = \frac{\Phi(\Omega_0 + x) - \Phi(\Omega_0)}{2\zeta \cdot \tau_p}. \quad (14)$$

Слід зазначити, що $f(-x) = -f(x)$, тобто $f(x)$ – непарна функція.

Обмежуючи розклад нелінійних функцій кубічними членами, покладемо:

$$f(x) = h \cdot x^3, \quad \varphi(x) = -p \cdot x^2 - q \cdot x^3. \quad (15)$$

Для нормального функціонування регулятора необхідно, щоб його власна частота

$\sqrt{\frac{\gamma}{\mu}}$ була більшою ω_0 , тобто:

$$\frac{1}{\tau_p} > \sqrt{\frac{\alpha + \beta}{\tau \cdot I}}. \quad (16)$$

Звідси випливає, що μ можна вважати малим параметром, оскільки:

$$\sqrt{\frac{\gamma}{\mu}} > \omega_0 \Leftrightarrow \frac{\gamma}{\mu} > \omega_p^2 \Leftrightarrow \mu < \frac{\gamma}{\omega_0^2}. \quad (17)$$

Дослідимо стійкість стану рівноваги $x = \dot{x} = y = \dot{y} = 0$. Згідно з критерієм Рауса-Гурвіца, особлива точка, яка відповідає цьому стану, аперіодично стійка. Умова коливної нестійкості у першому наближенні по μ має вигляд:

$$4\delta^2 \cdot \gamma + 2\delta \cdot \omega^2 + 2\delta \cdot \gamma^2 - a \cdot k + \mu \left[8\delta^3 \cdot \gamma + 4\delta^2 \cdot \omega^2 - \right. \\ \left. - 4\delta \cdot a \cdot k - 4\delta \cdot \gamma \cdot \omega^2 \right] < 0. \quad (18)$$

З (18) видно, що самозбудження коливань виникає за рахунок інерційної взаємодії між змінними x та y (параметр γ не повинен перевищувати деякого критичного значення):

$$\gamma_{\text{крит.}} = -\delta + \left\{ \delta^2 + \frac{(ak - 2\delta\omega^2)}{2\delta} \right\}^{1/2}. \quad (19)$$

Порівняння умови (18) для редукованої системи ($\mu = 0$) показує, що зі зростанням μ область нестійкості розширюється, тобто $\gamma_{\text{крит.}}$ (19) менше $\gamma_{\text{крит.}}$ при $\mu \neq 0$:

$$\gamma_{\text{крит.}} < \gamma^*, \quad \gamma^* = \gamma_{\text{крит.}} (\mu \neq 0). \quad (20)$$

Дослідження характеру автоколивань регулятора МСУР даної механічної системи у області нестійкості стану рівноваги проводилось за допомогою ПЕОМ.

Чисельний аналіз задачі виявив, що у залежності від параметрів виникаючі автоколивання механічної системи можуть бути як періодичними, так і стохастичними.

На Рис. 2 в якості прикладу показані зони стохастичності на площині параметрів $(2\delta; k)$ для низки значень μ за фіксованих інших параметрів. З Рис. 2 видно, що зі зростанням μ не відбувається суттєвих змін розмірів зон стохастичності.

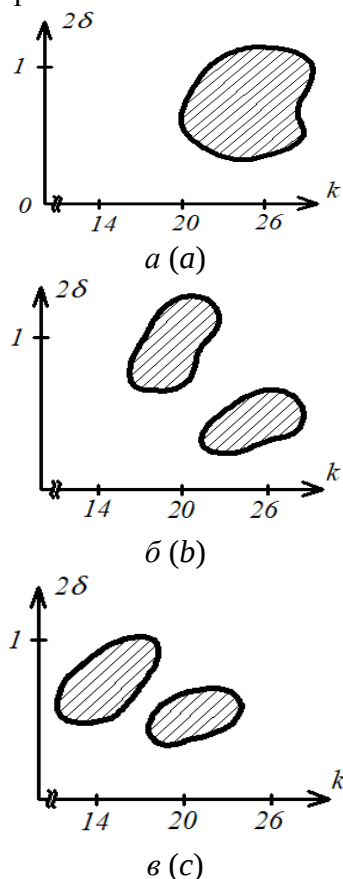


Рис. 2. $\omega_0 = 1, h = 20, \lambda = 1, p = 1, q = 1, a = 1$;
а - $\mu = 0$, б - $\mu = 0,1$, в - $\mu = 0,5$.

Fig. 2. $\omega_0 = 1, h = 20, \lambda = 1, p = 1, q = 1, a = 1$;
а - $\mu = 0$, б - $\mu = 0,1$, в - $\mu = 0,5$.

У зонах стохастичності збуджувані автоколивання мають суцільний спектр (Рис. 3, а) й автокореляційну функцію (Рис. 3, б). Поза зоною стохастичності спостерігаються періодичні автоколивання.

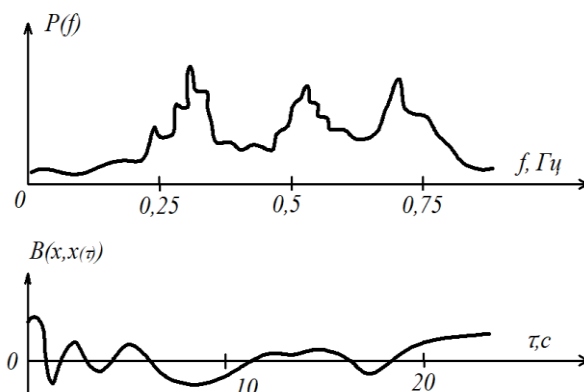


Рис. 3. Спектр (а) та автокореляційна функція (б) процесу $x(t)$ при

$\omega_0 = 1, h = 20, \gamma = 1, p = 1, q = 1$,
 $\mu = 0,1, a = 1, k = 23, 2\delta = 0,5$.

Fig. 3. Spectrum (a) and autocorrelation function (b) of the process at

$\omega_0 = 1, h = 20, \gamma = 1, p = 1, q = 1$,
 $\mu = 0,1, a = 1, k = 23, 2\delta = 0,5$.

У зв'язку із сучасними уявленнями про виникнення стохастичності у динамічних системах цікаво дослідити процес переходу від періодичних автоколивань до стохастичних.

III. Аналіз переходу механічної системи «двигун-регулятор МСУР» від періодичних автоколивань до стохастичних при варіації коефіцієнту k .

Варіація коефіцієнту $k = \frac{r}{\tau \cdot I}$ здійснювалась при чисельному аналізі на ПЕОМ за сталих значень інших параметрів задачі ($2\delta = 0,5; h = 20; p = q = \omega_0 = \gamma = a = 1$).

З'ясувалось, що при: $k \geq k_0, k_0 = 1,25$ при $\mu = 0$; $k_0 = 1,08$ при $\mu = 0,1$ особлива точка з нульовими координатами (для ψ та u, M_d), а саме: $x = \dot{x} = y = \dot{y} = 0$, – втрачає стійкість й виникає граничний цикл, амплітуда котрого зростає при збільшенні k як $\sqrt{k - k_0}$.

При $k = k_1$ ($k_1 = 13,8, \mu = 0$; $k_1 = 12,5$ при $\mu = 0,1$) однократний цикл з періодом T_0 втрачає стійкість – народжується двократний цикл з періодом $2T_0$, котрий існує при $k_1 < k < k_2$, де $k_2 = 18,8$ для $\mu = 0$ й

$k_2 = 17,9$ для $\mu = 0,1$. При $k = k_2$ двотактний цикл втрачає стійкість й народжується чотирьохтактний цикл з періодом $4T_0$. При подальшому зростанні k -коефіцієнту чотирьохтактний цикл втрачає стійкість і народжується восьмитактний цикл з періодом $8T_0$. Графіки залежності від параметра k координати x точки перетину граничного циклу, площиною $\dot{x} = -0,2$, наведені на рис.4 для $\mu = 0$ та $\mu = 0,1$.

На жаль, точно не вдалося визначити межу/границю існування восьмитактного й наступного за ним при збільшенні параметра k шістнадцятитактного циклу (з періодом $16T_0$, $T_0 = \frac{2\pi}{\omega_0} = 2\pi$, бо $\omega_0 = 1$). Наявність у системі біфуркацій подвоєння періоду при зміні k -параметру нашою думкою про можливість опису їх за допомогою модельного одновимірного відображення. З цією метою було побудоване відображення Пуанкаре [5]. Для розглядуваної системи січна «поверхня» відображення тривимірна.

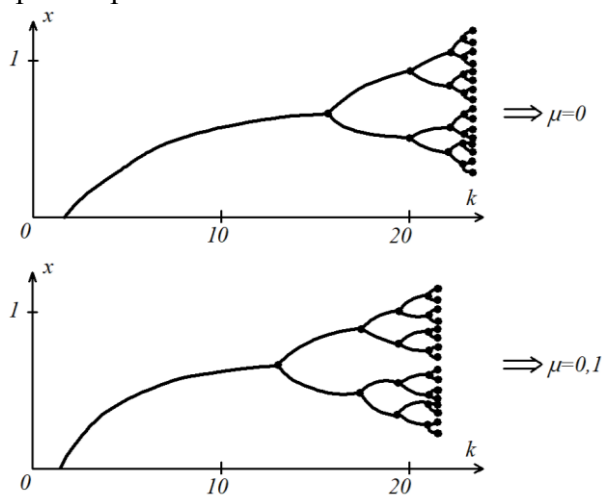


Рис. 4. Малюнок послідовних подвоєнь циклів

Fig. 4. Drawing of successive doublings of cycles

Виявляється, що на цій поверхні у зонах стохастичності відображення Пуанкаре витягнуте у тонкий джут (Рис. 5).

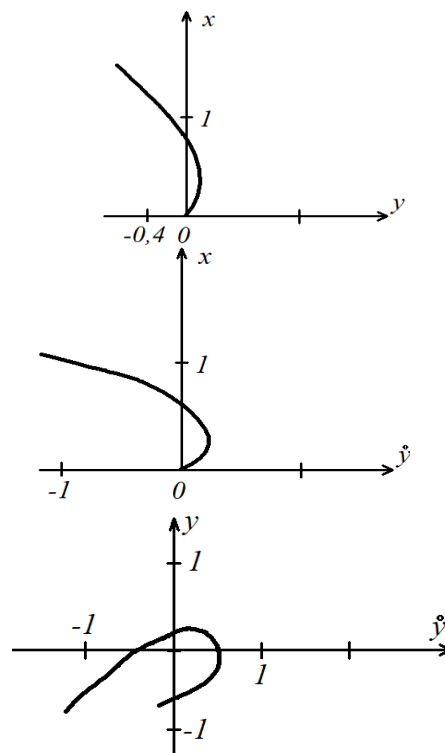


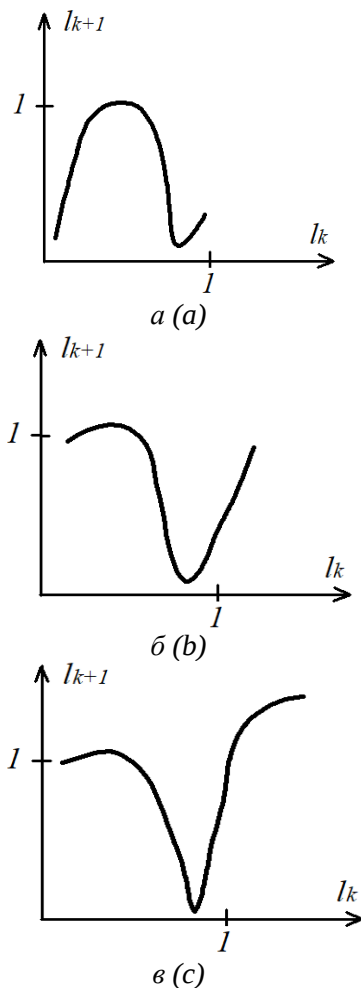
Рис. 5. Поверхня у координатах $(x, \dot{y}, y)$

Fig. 5. Surface in coordinates

Саме такий підхід дозволяє наближено замінити вказані відображення одновимірними у сенсі роботи [5], а потім побудувати відповідну йому діаграму Ламерея $l_k = T(l_{k-1})$, де l_k – координата, яка відраховується вдовж джута. Отримані діаграми для низки значень (у вигляді діаграм Ламерея) подано на Рис. 6. Стохастичність у системі (13) стійка до зміни нелінійних характеристик. Так, при додаванні до функції $f(x)$ виду (14) квадратичного члену dx^2 та варіювання знаку й величини d у широких межах – області стохастичності у просторі параметрів й характер автоколивань змінювались несуттєво.

ВИСНОВКИ

1. Знайдені та досліджені у роботі стохастичні коливання у механічній системі «двигун гусеничної будівельної машини-регулятор швидкості обертання ротора» за допомогою мехатронної системи управління рухом (МСУР) можуть виявитись більш ефективними для цілей підвищення чутли-



a (a) - $\mu = 0$; $k = 21$; $2\delta = 0,75$.

b (b) - $\mu = 0,1$; $k = 23$; $2\delta = 0,5$.

в (c) - $\mu = 0,5$; $k = 21$; $2\delta = 0,4$.

Рис. 6. Вид діаграми Ламерея при:
 $\omega_0 = 1$; $h = 20$; $\gamma = 1$; $p = q = a = 1$

Fig. 6. View of the Lamere diagram when
 $\omega_0 = 1$; $h = 20$; $\gamma = 1$; $p = q = a = 1$

вості МСУР, ніж традиційно застосовувані для цього періодичні автоколивання, оскільки останні часто призводять до небажаних ефектів резонансного типу.

2. Розроблені та науково обгрунтовані фізико-механічна та математична моделі дозволяють суттєво підвищити чутливість регулятора швидкості обертання ротора двигуна при застосуванні саме МСУР, якщо механічну систему «двигун гусеничної машини-регулятор швидкості обертання ротора» ввести у режим стохастичних автоколивань.

3. Доведено, що подібний підхід може бути використаний у подальшому для проектування/моделювання подібних систем як на стадії їх розробки, так і у режимах реальної експлуатації, а також задля уточнення й вдосконалення існуючих інженерних методів розрахунку параметрів двигуна гусеничної будівельної машини та регулятора швидкості обертання його ротора за використання сучасних МСУР.

4. Слід зазначити, що рівняння системи (13) описують доволі широке коло технічних та фізичних систем, у котрих, мабуть, теж можуть спостерігатись автоколивання (періодичні та стохастичні), аналогічні дослідженим, які описані у роботах [8-15].

ЛІТЕРАТУРА

1. Кузьо І. В., Лінець О. С., Гурський В. Синтез низькочастотних резонансних вібраційних машин з аеродинамічним збуренням. Науковий вісник НГУ, – 2013. – №2. – С. 37-45.
2. Іскрович-Лотоський Р. Математичне моделювання зусилля на робочому органі вібро-молота з гідроімпульсним приводом / Р. Іскрович-Лотоський, Ю. Іванчук, Ю. Івашко // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. – 2018. – №91. – С. 5–12. <https://doi.org/10.26884/gbdmm1891.0101>.
3. Сівко В. Дослідження форм власних коливань листів касетних установок для формування залізобетонних виробів / В. Сівко, В. Яковенко, Є. Міщук // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини, – 2020. – № 95. – С. 41–46. <https://doi.org/10.32347/gbdmm2020.95.0301>.
4. Jörg C. Response analysis of nonlinear vibro-impact system coupled with viscoelastic force under colored noise excitations / С. Jörg, K. Mont, S. Pornsak // Chemical Engineering Research and Design. – 2010. – №.88(1), – С. 100-108. (doi: 10.1016/j.cherd.2009.07.001)..
5. Неймарк Ю. И., Фуфаев Н. А. Метод точечных отображений и его применение к исследованию динамических систем. Успехи механики. – 1980. – Т. 3. Вып. 4. – С. 25-53.
6. Вейц В. Л., Ланда П. С., Перминов С. М. Колебания в машинах с учетом инерционности регулятора скорости вращения двигателя. Машиностроение. – 1969. – С.5-50.
7. Бабицкий В. И., Ланда П. С., Перминов С. М. Колебания в машинах с учетом инер-

- ционности регулятора скорости вращения двигателя. *Машиноведение*. – 1985. – №2. – С. 31-35.
8. **Пересада С. М., Пушкар М. В.** Основы мехатроники. – К.: КПІ ім. Ігоря Сікорського, – 2020. – 136 с.
 9. **Ловейкін В. С., Ромасевич Ю. О., Човнюк Ю. В.** Мехатроніка. Навчальний посібник. – К., – 2012. – 357 с.
 10. **Andrew I. Kurdila.** Dynamics and control of robotic systems. Hoboken: John Wilkey & Sons LTD., – 2020. – 517 p.
 11. **David G. Alciatore.** Introduction to mechatronics and measurement systems. – New York: McGraw-Hill Education, – 2018. – 609 p.
 12. **Ловейкін В. С., Ромасевич Ю. О., Крушельницький В. В.** Мехатроніка. Підручник. – К., – 2020. – 404 с.
 13. **Артюх О. М., Дударенко О. В. та ін.** Основы мехатроники. Запоріжжя: НУ «Запорізька політехніка», – 2021. – 372 с.
 14. **Чумак В. В., Коваленко М. А., Котлярова В. В.** Безконтактні регульовані електричні машини: практикум. – К.: КПІ ім. Ігоря Сікорського, – 2022. – 55 с.
 15. **Vladimir Rajs, Nikola Lj. Rasevic, Milan Z. Bodic, Miograd M. Zukovic, Kalman B. Babkovic.** PID Controller Design for Motor Speed Regulation with Linear and Non-Linear Load. IFAC Papers Online 55-4 (2022). P. 225-229.
- REFERENCES
1. **Kuzio I. V., Lanets O.S., Hurskii V.** (2013). Syntez nyzkochastotnykh rezonansnykh vibratsiynykh mashyn z aeroinertsynym zburennyam [Synthesis of low-frequency resonant vibration machines with air inertia perturbation]. Scientific periodical of NGU, No.2, 37-45.
 2. **Iskovych-Lototsky, R., Ivanchuk, Y., & Ivashko, Y.** (2018). Mathematical modeling exertion on the work unit vibrating hammer with hydro-impulse drive. *Girnichy, budivelni, Dorozhni Ta meliorativni Mashini*, (91), 5–12. <https://doi.org/10.26884/gbdmm1891.0101>.
 3. **Sivko V., Yakovenko V., Mishchuk Y.** (2020). Improvement of dynamics battery moulds for the formation of reinforced concrete products. *Girnichy, budivelni, Dorozhni Ta meliorativni Mashini*, (95), 41–46. <https://doi.org/10.32347/gbdmm2020.95.0301>.
 4. **Jörg C., Mont K., Pornsak S.** (2010). Response analysis of nonlinear vibro-impact system coupled with viscoelastic force under colored noise excitations. *Chemical Engineering Research and Design*, Nr.88(1), 100-108. (doi: 10.1016/j.cherd.2009.07.001).
 5. **Neimark Yu. Y., Fufaev N. A.** (1980). Metod tochechnikh otobrazheniy y eho prymerenye k yssledovaniyu dynamycheskykh system. *Uspekhy mekhaniky*, Vol.3. Issue 4, 25-53.
 6. **Veits V. L., Landa P. S., Permynov S. M.** (1969). Kolebaniya v mashynakh s uchetom yneretsyonnosti rehuliatora skorosty vrashcheniya dvyhatelia. *Mashynostroenye*. 5-50.
 7. **Babytskyi V. Y., Landa P.S., Permynov S.M.** (1985). Kolebaniya v mashynakh s uchetom yneretsyonnosti rehuliatora skorosty vrashcheniya dvyhatelia. *Mashynovedenye*, No.2, 31-35.
 8. **Peresada S. M., Pushkar M. V.** (2020). *Osnovy mekhatroniky*. Kyiv, KPI im. I. Sikorskoho, 136.
 9. **Loveikin V. S., Romasevych Yu. O., Chovniuk Yu. V.** (2012). *Mekhatronika. Navchalnyi posibnyk*, Kyiv, 357.
 10. **Andrew I. Kurdila.** (2020). Dynamics and control of robotic systems. Hoboken: John Wilkey & Sons LTD., 517.
 11. **David G.** (2018). Alciatore. Introduction to mechatronics and measurement systems. – New York: McGraw-Hill Education, 609 p.
 12. **Loveikin V. S., Romasevych Yu. O., Krushelnytskyi V. V.** (2020). *Mekhatronika*. Book. 404.
 13. **Artiukh O. M., Dudarenko O.V.** (2021). Fundamentals of mechatronics. Zaporizhzhia, NU «Zaporizka politekhnika» publ., 372.
 14. **Chumak V.V., Kovalenko M.A., Kotliarova V.V.** (2022). Bezkontaktni rehulovani elektrichni mashyny: praktykum, Kyiv, KPI im. Ihoria Sikorskoho, 55.
 15. **Vladimir Rajs, Nikola Lj. Rasevic, Milan Z. Bodic, Miograd M. Zukovic, Kalman B. Babkovic.** (2022). PID Controller Design for Motor Speed Regulation with Linear and Non-Linear Load. IFAC Papers Online 55-4. P. 225-229.
- Analysis of nonlinear oscillations in caterpillar machines taking into account the inertia of the rotor speed regulator**
- Yuriy Chovnyuk¹, Andriy Zadorozhny²,
Petro Cherednichenko³, Olga Ostapuschenko⁴,
Igor Kravchenko⁵
- ^{1,3,4,5} Kyiv National University of

Construction and Architecture

²*Military Institute of Tank Troops of the National
Technical University "Kharkiv Polytechnic
Institute"*

Annotation. The paper is devoted to the analysis of nonlinear/stochastic oscillations arising in construction machines with tracked gait, taking into account the effect of inertia of the rotational speed controller of their motors.

In the systems of rotational speed control of machines belonging to the class of mechatronic motion control systems (MMCS), as the sensitivity of the regulators increases, there is an inevitable danger of loss of stability to the excitation of auto oscillations. Such oscillations, as shown in the paper, can be useful, for example, to increase the sensitivity of MSUDs. In modern crawler-driven construction machines there is a clear tendency to reduce the moments of inertia of rotating parts and to increase the rigidity of the static characteristic of the motor, which leads to the need to take into account the transients in the motor of the machine.

Usually, the transient settling time in the drive is of the same order of magnitude as the controller constant. In this paper, the results of the study of the stability of the stationary mode of rotation and the nature of auto oscillations outside the stability limits (in the region of dynamic chaos) are presented. The stochastic oscillations/auto oscillations identified and investigated in this work may be more effective for the purpose of increasing the sensitivity of ISMS than the traditional periodic auto oscillations used for this purpose, since the latter often lead to undesirable resonance effects.

In some track-type technological and test construction machines, it is useful to use exactly stochastic auto oscillations as work processes.

Key words: analysis, nonlinear/(stochastic) oscillations, tracked construction machines, regulator, auto oscillations, inertia, sensitivity, mechatronic motion control systems.

Copyright (c) 2025, Authors. This is an open access article under the Creative Commons CC BY license