

ІНЖЕНЕРНИЙ МЕНЕДЖМЕНТ ФУНКЦІЮВАННЯ АВТОМАТИЗОВАНОЇ СИСТЕМИ СТАБІЛІЗАЦІЇ ХОДУ СОШНИКА ПОСІВНОГО АГРЕГАТА СИСТЕМОТЕХНІКИ РОСЛИННИЦТВА

Сівак І., канд. техн. наук, доц.,

<https://orcid.org/0000-0002-6297-587X>, e-mail: sivakim@ukr.net

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Анотація

Мета дослідження – обґрунтування аналітичних положень інженерного менеджменту функціонування автоматизованої системи стабілізації ходу сошника посівного агрегата системотехніки рослинництва. Практичним результатом буде формування вихідних положень Smart-технології інженерного менеджменту зміни станів незалежних елементів системотехніки рослинництва.

Методи дослідження. Методологічною основою роботи є узагальнення та аналіз відомих наукових результатів відносно інженерного менеджменту стану незалежних елементів системотехніки рослинництва та використання системного підходу. Для формування наукової проблеми, визначення мети і постановки завдань дослідження використовувався аналітичний метод і порівняльний аналіз. У ході створення аналітичних моделей використані основні положення теорії системотехніки, методології системного аналізу, теорії матриць, диференціальних обчислень і дослідження за теорією графів, теорії марківських процесів, теореми Логранжа.

Результати дослідження. У статті розглянуто рішення, які обґрунтували диференційні рівняння математичного опису сошникової групи через систему на ланку і для кожної ланки. Для цього автор скористався представленням диференційних рівнянь, які описують функціонування системи, передатними функціями кожної ланки. Автор обґрунтував модель функціонування двофазної сошникової системи для технологій точного землеробства. Аналіз такої моделі дає змогу обрати структуру та значення параметрів керівної дії закону регулювання, які забезпечують досягнення усталеності процесу функціонування, а також роботу за допустимих значень помилки слідування за виконанням завдання.

Висновок. У результаті проведених досліджень отримано нові, науково доведені технічні та технологічні рішення та розробки, спрямовані на обґрунтування аналітичних положень інженерного менеджменту функціонування автоматизованої системи стабілізації ходу сошника посівного агрегата системотехніки рослинництва, які в подальшому слугуватимуть вихідними положеннями Smart-технології інженерного менеджменту.

Ключові слова: агрегат, інженерний менеджмент, посів, сошник, сільськогосподарська машина, системотехніка.

Вступ. Зараз активно застосовуються двофазні сошникові системи з механізмом корекції положення вдавлювального диска [Vlăduț, 2018], які проводять високоякісне загортання насіння на задану глибину [Rogovskii, 2020]. Використання двофазної системи обумовлено тим, що наявні конструкції сошників не повністю виконують якісно загортання насіння

[Revathi, 2017]. Такий спосіб загортання насіння сільськогосподарських культур у ґрунт (рис. 1) реалізується протягом 2-х фаз. У першій фазі конусний щілиноріз 1 на радіальному поводку 3 з обмежувальними ребордами 2 входить у ґрунт і утворює щілину на глибину a_1 з геометричними параметрами, сприятливими до заклинювання в ній насіння і на меншу

глибину, ніж задана a глибина. Для безперервного руху щілиноріза нерівностями і стабілізації його ходу використовуються пружина c_1 та демпфер d_1 . Далі в щілину подається насіння, яке фіксується заклинюванням його між стінками борозенки без розкочування вздовж рядка.

У другій фазі вдавлювальний диск 6, приєднаний радіальним підвісом 5 до рами 4, рухається по осі щілини і разом зі зрізаним зі стінок борозенки вологим ґрунтом «дотискає» насіння на задану глибину a .

Особливість двофазного способу загортання насіння полягає в тому, що щілиноріз і вдавлювальний диск знаходяться на технологічній відстані b . Тому для закладки насіння на задану глибину [Nazarenko, 2021], що відповідає еквідистантній від поверхні поля лінії, необхідно проводити корекцію положення вдавлювального диска відносно щілиноріза з обмежувальними ребордами за умов руху мікрорельєфом поверхні поля [Rogovskii, 2021].

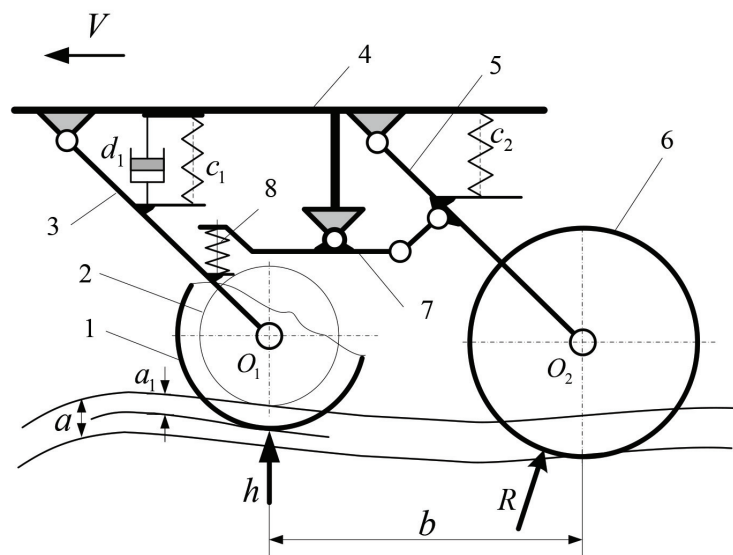


Рисунок 1 – Схема сошникової групи для двофазного способу сівби сільськогосподарських культур

Корекцію положення вдавлювального диска можна провести коригувальним важелем 7 з пружиною 8. Проте [Rogovskii, 2022]. Ефективність роботи такого механічного коригувального важеля буде забезпечена для досить обмеженого діапазону технологічних параметрів функці-

ювання сошникової системи, наприклад, як швидкість V руху [Voinalovych, 2020], частота й амплітуда нерівностей поверхні поля h [Lysenko, 2021], сила опору ґрунту R під час занурення диска [Kostikov, 2019]. Зокрема, сила опору R є впливовим фактором на глибину ходу вдавлювального диска 6 і залежить від типу ґрунту [Romaniuk, 2018], його фізико-механічних властивостей, вологості тощо [Najafi, 2017]. Підкреслимо, що величина вказаних властивостей значною мірою змінюється по площі поля залежно від координат знаходження посівного агрегата [Rogovskii, 2019]. Це означає, що посівні машини для місцевизначеної сівби повинні одночасно з традиційними агротехнічними вимогами до сівби сільськогосподарських культур, зокрема глибини загортання, вирішувати ще додаткові завдання з урахування перемінних факторів, які діють у системі «машина-поле» [Mozharivskyi, 2022]. Як відомо, врахування залежних від світових координат діючих перемінних факторів є основою технологій точного землеробства [Fonteijn, 2021].

У випадку застосування двофазної сошникової системи в технологіях точного землеробства необхідно враховувати місцевизначені характеристики стану ґрунту [Kuzmich, 2021], зокрема його місцевизначену щільність [Hryniv, 2020]. Тому далі в аналізі сошникової системи враховується місцевизначена інформація про щільність ґрунту з можливістю автоматизованої корекції положення вдавлювального диска (рис. 2).

Постановка завдань. Метою дослідження є обґрунтування аналітичних положень інженер-

ного менеджменту функціонування автоматизованої системи стабілізації ходу сошника посівного агрегата системотехніки рослинництва. Практичним результатом буде формування вихідних положень Smart-технології інженерного менеджменту зміни станів незалежних елементів сис-

технології рослинництва. Така автоматизована система повинна надати змогу працювати за технологіями точного землеробства, а також покращити ефективність роботи коригувального пристрою і сошникової системи загалом для широкого діапазону технологічних умов функціонування.

Методи і матеріали. Положення щілиноріза контролюється датчиком положення D , сигнал від якого подається на суматор s . До суматора подається також сигнал ручного налаштування U_3 , а на виході маємо сигнал $\lambda(t)$, який подається до модуля управління сервоприводом. До цього модуля також знаходить сигнал зворотного зв'язку $\hat{z}(t)$ від датчика положення вдавлювального диска, а також сигнал $R(x, y)$ від блоку розрахунку місцевизначеної щільності ґрунту. Останній функціонує на основі інформації про поточні координати МТА в полі та картограми місцевизначеної щільності ґрунту.

Структурна схема автоматизованої системи корекції положення вдавлювального диска представлена на рисунку 3.

До блоку розрахунку сигналу місцевизначеної щільності ґрунту від блока зчитування (PC card) картограми стану ґрунту надходить сигнал $R(x, y)$. До цього ж блоку надходить сигнал $\gamma(x, y)$ про світові координати місцеперебування МТА в полі від датчика глобальної системи позиціювання (ГСП). Вихідним сигналом цього блока є сигнал $R(x, y, t)$ нормалізований за амплітудою і синхронізований зі світовими координатами.

Сигналом для слідкування (завдання функціонування) є вихідний сигнал $\lambda(t)$. Він формується у результаті подачі до сума-

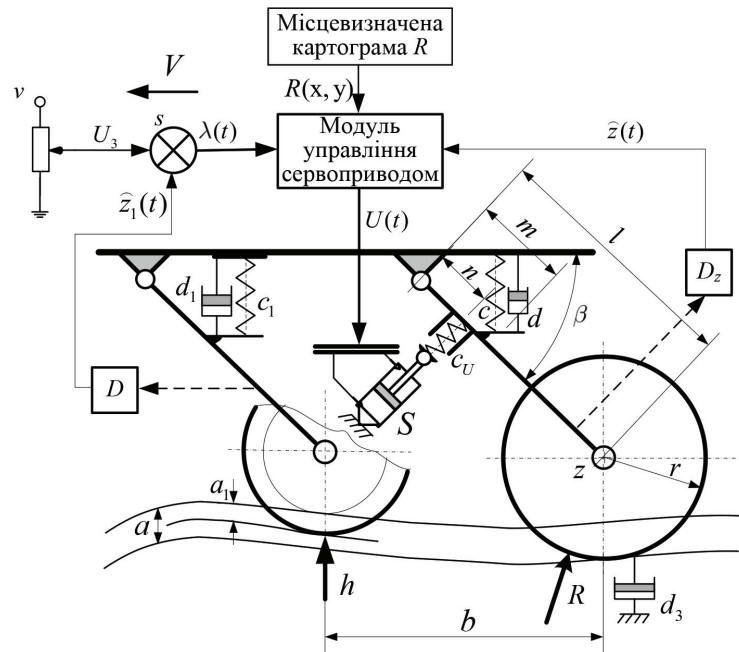


Рисунок 2 – Сошниковая система з автоматизованою системою корекції положення вдавлювального диска

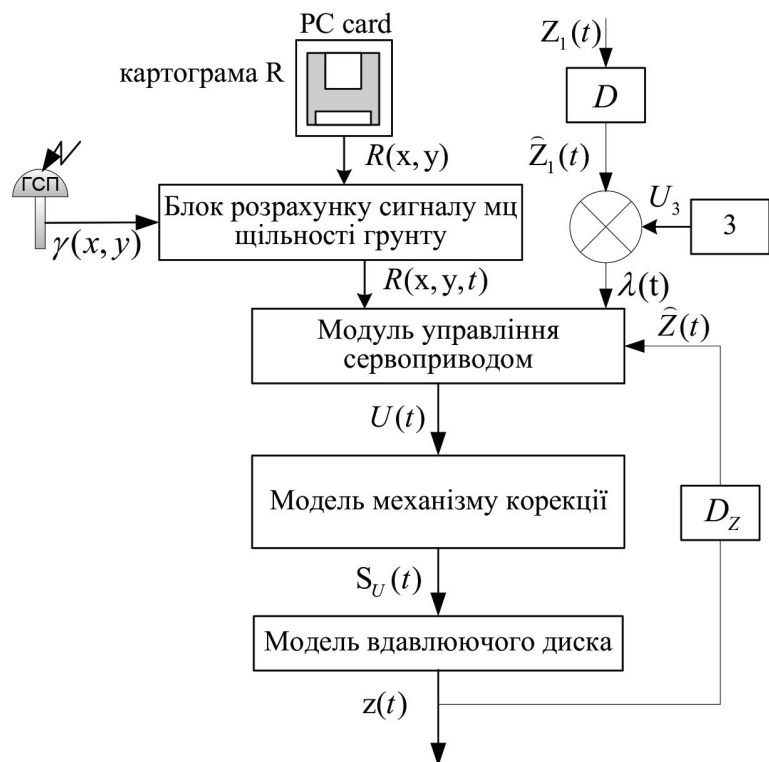


Рисунок 3 – Структурна схема автоматизованої системи корекції положення вдавлювального диска

тора сигналів $\hat{z}_1(t)$ датчика D контролю положення щілиноріза та сигнал ручного регулювання положення вдавлювального диска відносно щілиноріза з вихідним сигналом U_3 .

Мета функціонування досягається, з

одного боку, організацією руху щілиноріза на глибині a_1 , а також дією сервопривода на поводок радіального підвісу вдавлювального диска (контролюється датчиком D_z з вихідним сигналом зворотного зв'язку $\hat{z}(t)$). У результаті, на виході системи маємо кінцеву глибину загортання насіння $z(t)$.

Основним завданням є розрахунок оптимального значення керівної дії $U(t)$, яка подається на механізм корекції положення вдавлювального диска. Шток сервопривода S (рис. 2) коригує положення вдавлювального диска відносно щілиноріза залежно від заданих регулювань, стану нерівностей поверхні поля, а також величини опору ґрунту відповідно до координат місцеположення посівного агрегата в полі і величини занурення вдавлювального диска. На виході системи маємо конкретне положення вдавлювального диска $Z(t)$, що перебуває у функції сигналу керівної дії $U(t)$, яка надходить від модуля управління сервоприводом.

Результати. Якість функціонування сошникової групи будемо оцінювати похибкою відхилення оцінки $z(t)$ дійсної глибини ходу вдавлювального диска від заданої $\delta_3(t)$ на заліковому періоді T функціонування сошника:

$$I = \int_0^T \Delta^2 dt, \quad (1)$$

де: $\Delta = \delta_3(t) - \hat{z}(t)$ — похибка виконання завдання.

Математично описуючи сошникову групу, доцільно розділити систему на ланки і для кожної з них записати своє рівняння. Для цього скористаємося представленням диференціальних рівнянь, які описують функціонування системи, передатними функціями кожної ланки.

Передатну функцію моделі вдавлювального диска знайдемо через складання диференціального рівняння руху вдавлювального диска. Для складання рівнянь динаміки руху сошникової групи нерівностями поверхні поля скористаємося рівняннями динаміки Лагранжа 2-го роду [4, 5]:

$$\frac{d}{dt} \frac{T}{q_i} - \frac{T}{q_i} = -\frac{P}{q_i} - \frac{F}{q_i} + Q_{q_i} \quad (2)$$

де: T і P — кінетична та потенціальна енергії;

Φ — дисипативна функція;

q_i — узагальнені координати;

Q_{q_i} — узагальнена сила.

При прийнятих припущеннях вдавлювальний диск є системою, положення якої визначається узагальненою координатою z . Кінетична енергія системи складається з енергії поступального руху центра мас вдавлювального диска, а також варіацій кутової швидкості його обертання ω :

$$T = \frac{1}{2} (M(\dot{z}^2 + (\tan(\beta)\dot{z})^2) + I\omega^2) \quad (3)$$

де: M — маса вдавлювального диска;

I — момент інерції вдавлювального диска відносно осі його обертання;

ω — варіації швидкості обертання вдавлювального диска, обумовлені роботою радіального підвіски.

Варіації швидкості ω визначаються виразом:

$$\omega = \frac{\tan(\beta)\dot{z}'}{r}. \quad (4)$$

Після підстановки (4) у (3) маємо:

$$P = \frac{1}{2} \left(\frac{I \tan^2(\beta) \dot{z}^2(t)}{r^2} \right) + M(\dot{z}^2(t) + \tan^2(\beta) \dot{z}^2(t)) \quad (5)$$

Потенціальна енергія системи має вигляд:

$$P = Mgz(t) + \frac{1}{2} \left(c \frac{m}{l} z(t)^2 + c_U D_U^2 \right) \quad (6)$$

де: c_U — коефіцієнт жорсткості пружини механізму корекції положення вдавлювального диска;

Δ_U — деформація пружини механізму корекції положення вдавлювального диска.

Деформація Δ_U визначається з виразу:

$$\Delta_U = \left(z(t) \frac{m}{l} - S_U \right). \quad (4)$$

З врахуванням (7) будемо мати:

$$P = Mgz(t) + \frac{1}{2} \left(\frac{cmz(t)^2}{l} \right) + \frac{1}{2} c_U \left(z \frac{m}{l} + S_U \right) \quad (5)$$

Дисипативна функція системи у цьому випадку має вигляд:

$$\Phi = \frac{1}{2} d \frac{m}{l} z'^2 \quad (6)$$

Часткова похідна по швидкості координати z дає:

$$\Phi = \frac{dmz' [t]^2}{2l} \quad (7)$$

Узагальнена сила системи:

$$Q = R_z + R_x \tan[\beta]. \quad (8)$$

Складова $\frac{\partial T}{\partial q_i}$ для цього випадку має вигляд:

$$\frac{\partial T}{\partial(z)} = 0 \quad (9)$$

Після підстановки (5)–(12) у рівняння динаміки (2) і проведення необхідних перетворень отримаємо диференціальне рівняння руху вдавлювального диска:

$$z'' \left(\frac{I \tan(\beta)^2}{R^2} + M(1 + \tan(\beta)^2) \right) + z' \frac{(dm + ld_3)}{l} + z \left(\frac{cm}{l} + \frac{n^2 \sin(\beta)^2 c_U}{l^2} \right) - Q_u = S_U \left(\frac{n \sin(\beta) c_U}{l} \right) \quad (10)$$

де: $Q_u = R_z + R_x \tan(\beta) - Mg$.

Передатна функція моделі вдавлювального диска сошникової системи має вигляд:

$$W_{vd} = \frac{A_4}{A_1 s^2 + A_2 s + A_3}. \quad (11)$$

де:

$$A_1 = \frac{I \tan(\beta)^2}{R^2} + M(1 + \tan(\beta)^2);$$

$$A_2 = \frac{(dm + ld_3)}{l};$$

$$A_3 = \frac{cm}{l} + \frac{n^2 \sin(\beta)^2 c_U}{l^2};$$

$$A_4 = \frac{n \sin(\beta) c_U}{l};$$

s – символ диференціювання за часом. Механізм корекції положення вдав-

лювального диска відповідає конструкції позиційних приводів [6], модель динаміки яких можна представити так:

$$\begin{cases} S'_U(t) = V_{S_U}(t); \\ V'_{S_U}(t) = -\frac{2\xi_k}{T_k} V_{S_U}(t) - \frac{1}{T_k^2} S_U(t) + \frac{K_k U(t)}{T_k^2}, \end{cases} \quad (12)$$

де: K_k , ξ_k та T_k – відповідно коефіцієнт підсилення, затухання та стала часу механізму корекції положення; $U(t)$ – керівна дія.

Систему рівнянь (15) представимо рівнянням:

$$s^2 S_U(t) + \frac{2\xi_k}{T_k} s S_U(t) + \frac{1}{T_k^2} S_U(t) = \frac{K_k U(t)}{T_k^2}. \quad (13)$$

З урахуванням (16) передатна функція моделі сервомеханізму корекції положення вдавлювального диска буде такою:

$$W_{np} = \frac{K_k}{T_k^2 s^2 + 2T_k \xi_k s + 1}. \quad (14)$$

Модель датчика положення вдавлювального диска представимо рівняннями:

$$\begin{cases} \hat{z}(t) = \tilde{\mu}(t) A_d; \\ \tilde{\mu}'(t) = -\frac{1}{T_d} [\tilde{\mu}(t) - z(t)], \end{cases} \quad (15)$$

де: $\hat{z}(t)$ – вихідний сигнал датчика;

$$A_d = 1 + \Delta_d(t) + \xi_d(t);$$

$\Delta_d(t)$ та $\xi_d(t)$ – систематична та випадкова складові відносної помилки функціонування датчика;

T_d – стала часу датчика;

$\tilde{\mu}(t)$ – проміжна змінна величина.

Систему (18) представимо так:

$$\hat{z}(t) \left[\frac{s}{A_d} + \frac{1}{T_d A_d} \right] = \frac{z(t)}{T_d}. \quad (19)$$

Тоді передатна функція моделі датчика положення вдавлювального диска буде мати вигляд:

$$W_d = \frac{A_d}{T_d s + 1} \quad (20)$$

Рівняння (14), (17), (20) утворюють модель функціонування двофазної сошникової системи для технологій точного землеробства. Аналіз такої моделі дає змогу обрати структуру і значення параметрів керівної дії $U(t)$ (закону регулювання) які забезпечують досягнення усталеності процесу функціонування, а також роботу за допустимих значень помилки слідкування за виконанням завдання.

Для забезпечення нормальної роботи сошникової групи застосовано модуль керування сервоприводом, який разом з іншими елементами сошникової системи утворює схему автоматичного регулювання. За цих умов важливо забезпечити високі динамічні характеристики, наприклад: усталеність функціонування, час, швидкість, точність регулювання тощо. Для цього необхідно, з одного боку, з відомою структурою системи знайти оптимальне значення її динамічних параметрів, а з іншого визначити структуру і параметри закону керування. Структуру та параметри керуючої дії $U(t)$ обираємо виходячи з умов забезпечення необхідних значень показників усталеності і якості перехідних процесів, які оцінюються показником (1).

Коефіцієнти закону керування шукаємо передатною функцією, яку представимо у вигляді:

$$W_U = \frac{K_1}{K_2 s^2 + K_3 s + 1} \quad (16)$$

де: K_1 , K_2 , K_3 – коефіцієнти закону керування.

Проаналізуємо роботу сошникової групи, коли керування положенням вдавлювального диска відбувається сервоприводом, як механізму «електродвигун-редуктор» з параметрами $T_k = 0,08$ с, $\xi_k = 0,3$, $K_k = 0,8$. Динамічні параметри датчика інтенсивності вихідного потоку насіння мають величини: $T_d = 0,1$ с, $A_d = 1,2$. Коефіцієнти закону керування

K_1 , K_2 , K_3 відповідають величинам 0,6; 0,1 та 0,1 відповідно. Реалізація математичної моделі процесу управління глибиною ходу вдавлювального диска проводилася в середовищі Simulink програмного продукту MatLab. Результат розв'язання процесу функціонування двофазної сошникової системи відповідно до схеми (рисунок 2) наведений на рисунку 4. Графік глибини ходу вдавлювального диска показує, що систематичні та випадкові складові помилок датчика D_z , що контролює положення вдавлювального диска, значно впливають на якість виконання завдання.

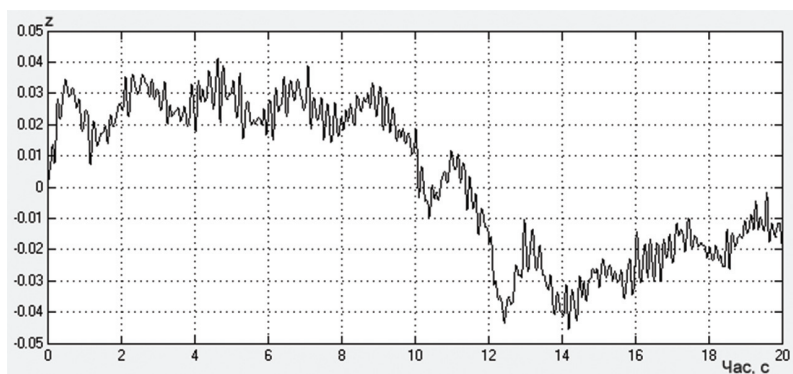


Рисунок 4 – Графік реалізації глибини ходу вдавлювального диска

Наявність високочастотних шумових складових збільшує дисперсію помилки регулювання, що зумовлює нестійкий режим роботи системи.

Для зменшення впливу збурень у практичних ситуаціях застосовуються два основних способи: зменшення коефіцієнту підсилення регулятора, тобто фактично перехід на інтегральний закон регулювання, малочутливий до шумів і фільтрації вимірюваного сигналу. У цьому випадку необхідна фільтрація високочастотних (порівняно з основним сигналом) збурень для отримання мінімальної дисперсії помилки регулювання.

Загалом, для багатомірних систем проблема оптимальної фільтрації вирішується фільтром Калмана. Цей фільтр, разом з отриманням оцінок вектора стану об'єкта, забезпечує мінімальну дисперсію всіх його компонентів. Однак для розрахунку параметрів фільтру необхідно знати статистичні характеристики шумів,

що в реальних умовах ускладнено. Окрім того, в загальному випадку, завдання фільтрації є суперечливим, оскільки спектри збурення і шуму можуть накладатися один на одного. У цьому випадку це протиріччя вирішується медіанним фільтром. Такий фільтр замінює центральне значення прилеглої зони $m \times n$ значень функції на його середнє значення. Для компенсації втрат розмаху сигналу на виході фільтра збільшено величину коефіцієнта підсилення модуля управління сервоприводом.

Графік реалізації заданої норми сівби для такого варіанту показаний на рисунку 5. На графіку також наведені нормовані (безрозмірні) значення місцевизначеної щільності ґрунту з блоку зчитування картограми стану ґрунту.

Бачимо, що шумових складових вихідного процесу практично немає. Після проведення комп'ютерного моделювання і операції пошуку оптимальних значень динамічних параметрів елементів сошникової групи вдалося досягти якісного виконання заданого режиму роботи.

Обговорення. Похибка І відхилення оцінки $\hat{z}(t)$ глибини ходу вдавлювального диска від заданої на заліковому періоді T функціонування сошника становила близько $1,1 \times 10^{-3} \text{ м}^2$, що показано на рисунку 6.

Як видно з рисунку 6, інтенсивність накопичення похибки відхилення глибини ходу вдавлювального диска від заданої глибини зростає в моменти різкої зміни завдання на задану глибину. Загалом виконання завдання з підтримки заданої глибини ходу сошникової групи виконується задовільно [Carmona, 2016]. Динамічні параметри системи підібрані так [Nazarenko, 2020], щоб зміни місцевизначеної щільності ґрунту суттєво не впливали на стабільність ходу двофазного сошника.

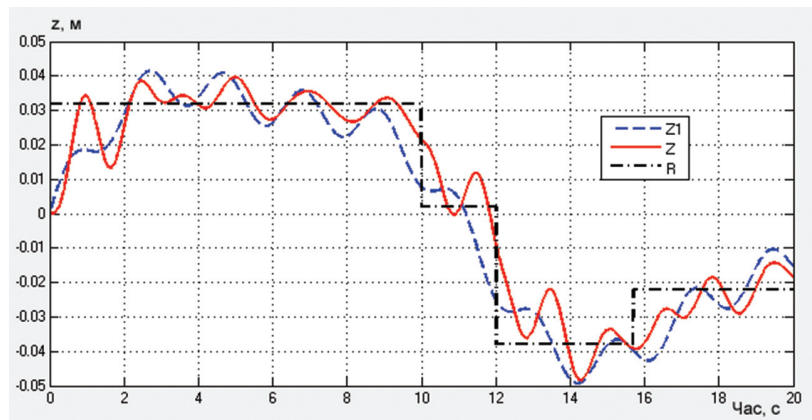


Рисунок 5 – Графік реалізації глибини ходу вдавлювального диска z залежно від глибини ходу щілиноріза z_1 та значення місцевизначеної щільності ґрунту R

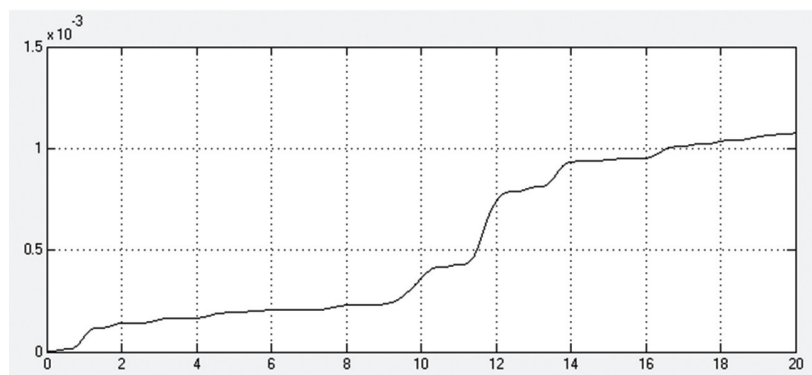


Рисунок 6 – Накопичення загальної похибки відхилення глибини ходу вдавлювального диска від заданої

Висновки. На характер положення вдавлювального диска сошникової системи значною мірою впливають систематичні й шумові похибки вимірювань кінематичних режимів роботи посівного агрегата і датчиків зворотних зв'язків, що обумовлює підвищені вимоги до параметрів електромеханічних та електрогідравлічних елементів системи регулювання.

Для керування положенням вдавлювального диска сошникової системи механізмом «електродвигун-редуктор-шток» оптимальними параметрами системи регулювання є стала часу механізму регулювання $T_k = 0,08 \text{ с}$, коефіцієнт затухання $\xi_k = 0,3$, коефіцієнт передачі, $K_k = 0,8$. Коефіцієнти закону керування K_1 , K_2 , K_3 відповідають величинам 0,6; 0,1 та 0,1 відповідно.

Перелік літератури

- Carmona I. G., Colado J. (2016) Control of a two wired hammerhead tower crane. *Nonlinear Dynamics*. 84(4). pp. 2137-2148. <http://dx.doi.org/10.1007/s11071-016-2634-3>.
- Fonteijn H., Afonso M., Lensink D., Mooij M., Faber N., Vroegop A., Polder G., Wehrens R. (2021) Automatic phenotyping of tomatoes in production greenhouses using robotics and computer vision : from theory to practice. *Agronomy*. 11(8). pp. 1599. <http://dx.doi.org/10.3390/agronomy11081599>.
- Hryniv A., Rogovskii I., Aulin V., Lysenko S., Titova L., Zagurskiy O., Kolosok I. (2020) Development of a system for determining the informativeness of the diagnosing parameters of the cylinder-piston group of the diesel engines in operation. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 3(105). pp. 19-29. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2020.206073>.
- Kostikov A. A., Perig A. V., Larichkin O. V., Stadnik A. N., Gribkov E. P. (2019) Research into payload swaying reduction through cable length manipulation during boom crane motion. *FME Transactions*. 47(3). pp. 464-476. <http://dx.doi.org/10.5937/fmet1903464K>.
- Kuzmich I. M., Rogovskii I. L., Titova L. L., Nadtochiy O. V. (2021) Research of passage capacity of combine harvesters depending on agrobiological state of bread mass. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*. 677. pp. 052002. <http://dx.doi.org/10.1088/1755-1315/677/5/052002>.
- Lysenko V., Bolbot I., Lendiel T., Nurseitova K., Amirgaliyev Y. (2021) Mobile robot with optical sensors for remote assessment of plant conditions and atmospheric parameters in an industrial greenhouse. *Photonics Applications in Astronomy, Communications, Industry, and High Energy Physics Experiments*. 12040. pp. 80-89. <https://doi.org/10.1117/12.2613975>.
- Mozharivskiy D. M., Titova L. L., Nadtochiy O. V., Dasic P. (2022) Aspects of expert system of engineering management of technical condition of grain harvesters. *Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research*. 13(1). pp. 60-66. <http://dx.doi.org/10.31548/machenergy2022.01.060>.
- Najafi P., Asoodar M., Marzban A., Hormozi M. (2017) Reliability analysis of agricultural machinery: a case study of sugarcane chopper harvester. *AgricEngInt: CIGR Journal*. March 17(1)1. pp. 158-165.
- Nazarenko I., Dedov O., Bernyk I., Rogovskii I., Bondarenko A., Zapryvoda A., Titova L. (2020) Study of stability of modes and parameters of motion of vibrating machines for technological purpose. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 6(7–108). pp. 71-79. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2020.217747>.
- Nazarenko I., Mishchuk Y., Mishchuk D., Ruchynskiy M., Rogovskii I., Mikhailova L., Titova L., Berezovyi M., Shatrov R. (2021) Determination of energy characteristics of material destruction in the crushing chamber of the vibration crusher. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 4(7(112)). pp. 41-49. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2021.239292>.
- Revathi S., Radhakrishnan T., Sivakumaran N. (2017) Climate control in greenhouse using intelligent control algorithms. Paper Presented at the Proceedings of the American Control Conference. pp. 887-892. <http://dx.doi.org/10.23919/acc.2017.7963065>.
- Rogovskii I., Titova L., Sivak I., Berezoza L., Vyhovskyi A. (2022) Technological effectiveness of tillage unit with working bodies of parquet type in technologies of cultivation of grain crops. *Engineering for Rural Development*. 21. pp. 884-890. <https://doi.org/10.22616/ERDev.2022.21.TF279>.
- Rogovskii I. L., Titova L. L., Voinash S. A., Troyanovskaya I. P., Sokolova V. A. (2021) Change of technical condition and productivity of grain harvesters depending on term of operation. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*. 720. pp. 012110. doi: 10.1088/1755-1315/720/1/012110.
- Rogovskii I. L., Titova L. L., Trokhanak V. I., Haponenko O. I., Ohienko M. M., Kulik V. P. (2020) Engineering management of tillage equipment with concave disk spring shanks. *INMATEH. Agricultural Engineering*. 60(1). pp. 45-52. <https://doi.org/10.35633/inmateh-60-05>.
- Rogovskii I., Titova L., Novitskii A., Rebenko V. (2019) Research of vibroacoustic diagnostics of fuel system of engines of combine harvesters. *Engineering for Rural*

Development. 18. pp. 291-298. <https://doi.org/10.22616/ERDev2019.18.N451>.

Romaniuk W., Polishchuk V., Marczuk A., Titova L., Rogovskii I., Borek K. (2018) Impact of sediment formed in biogas production on productivity of crops and ecologic character of production of onion for chives. *Agricultural Engineering*. 22(1). pp. 105-125. <https://doi.org/10.1515/agriceng-2018-0010>.

Vlăduț D., Biriș S., Vlăduț V., Cujbescu

D., Ungureanu N., Găgeanu I. (2018) Experimental researches on the working process of a seedbed preparation equipment for heavy soils. *INMATEH. Agricultural Engineering*. 55(2). pp. 27-34.

Voinalovych O., Aniskevych L., Motrich M., Titova L. (2020) Rationale of acceptable risk of using tractors with operational damages of responsible parts. *Engineering for Rural Development*. 19. pp. 784-792.

UDC 631.4.001

ENGINEERING MANAGEMENT OF PLANT SYSTEMS SEEDING UNIT COURSE STABILIZATION AUTOMATED SYSTEM FUNCTIONING

Sivak I., Cand. of Tech. Scs, Associate Prof.,
<https://orcid.org/0000-0002-6297-587X>, e-mail: sivakim@ukr.net
National University of Life and Environmental Science of Ukraine

Summary

Purpose of the study. *The purpose of the study is to justify the analytical provisions of the engineering management of the functioning of the automated system for stabilizing the course of the coulter of the sowing unit of the system engineering of crop production. The practical result will be the formation of the initial provisions of the Smart-technology of engineering management of changes in the states of independent elements of crop production system engineering.*

Research methods. *The methodological basis of the work is the generalization and analysis of known scientific results regarding the engineering management of the state of independent elements of crop production system engineering, and the use of a system approach. Analytical method and comparative analysis were used to form a scientific problem, determine the goal and set research objectives. When creating analytical models, the main provisions of the theory of systems engineering, the methodology of system analysis, the theory of matrices, differential calculus and research based on graph theory, the theory of Markov processes, and Logrange's theorem are used.*

The results of the study. *The article considers the solution that allowed to substantiate the differential equations of the mathematical description of the coulter group through the system on the link and for each link. For this, the author used the representation of differential equations describing the functioning of the system by the transfer functions of each link. The author substantiated the functioning model of the two-phase coulter system for precision farming technologies. The analysis of such a model makes it possible to choose the structure and values of the parameters of the control action of the regulation law, which ensure the achievement of the stability of the functioning process, as well as work with permissible values of the error of monitoring the performance of the task.*

Conclusions. *As a result of the conducted research, new scientifically based technical and technological solutions and developments were obtained, which are aimed at substantiating the analytical provisions of the engineering management of the functioning of the automated system of stabilization of the movement of the coulter of the sowing unit of the system engineering of crop production, which in the future will serve as the initial provisions of the Smart technology of engineering management.*

Key words: *aggregate, engineering management, sowing, opener, agricultural machine, system engineering.*