

АНАЛІЗ ФУНКЦІОНУВАННЯ ДВОФАЗНОГО СОШНИКА ДЛЯ ТЕХНОЛОГІЙ ТОЧНОГО ЗЕМЛЕРОБСТВА

Л.В. Аніскевич, доктор технічних наук

Проведено аналіз функціонування автоматизованої системи стабілізації ходу сошника для двофазного способу заробки насіння при сівбі просапних культур за технологіями точного землеробства.

Насіння, двофазний сошник, модель функціонування, якість заробки.

Постановка проблеми. На даний час набувають застосування двофазні сошникові системи з механізмом корекції положення вдавлюючого диска [1, 2], які дозволяють проводити високоякісну заробку насіння на задану глибину. Застосування двофазної системи обумовлено тим, що існуючі конструкції сошників не дозволяють у повному обсязі виконати вимоги якісної заробки насіння.

Аналіз останніх досліджень. Такий спосіб заробки насіння сільськогосподарських культур в ґрунт (рис. 1) реалізується за 2 фази. На першій фазі конусний щілиноутворювач 1 на радіальному повідку 3 з обмежувачими ребордами 2 входить в ґрунт і утворює щілину на глибину a_1 з геометричними параметрами, що сприятливі до заклинювання в ній насіння і на меншу ніж задана a глибину. Для безвідривного руху щілиноутворювача по нерівностях і стабілізації його ходу слугують пружина c_1 та демпфер d_1 . Далі в щілину подається насіння, яке фіксується заклинюванням його між стінками борозенки без розкочування вздовж рядка.

На другій фазі вдавлюючий диск 6, що приєднаний за допомогою радіального підвісу 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 заробки насіння полягає в тому, що щілиноутворювач і вдавлюючий диск знаходяться між собою на технологічній відстані b . У зв'язку з цим для закладки насіння на задану глибину, що відповідає еквідистантній від поверхні поля лінії, необхідно проводити корекцію положення вдавлюючого диска відносно щілиноутворювача з обмежувальними ребордами за умов руху по мікрорельєфу поверхні поля.

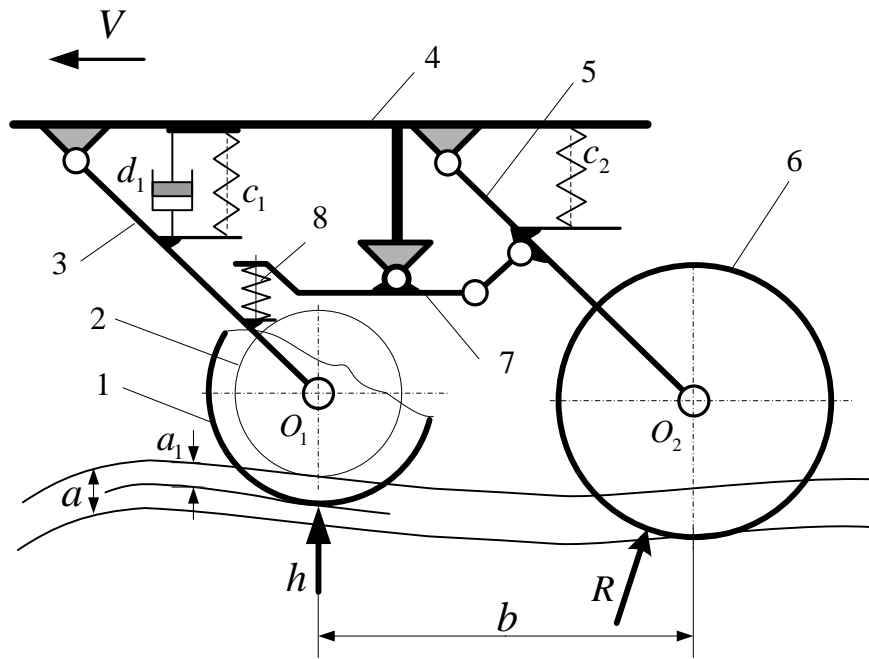


Рис. 1. Схема сошникової групи для двофазного способу сівби сільськогосподарських культур.

Корекцію положення вдавлюючого диска можливо провести за допомогою коректуючого важеля 7 з пружиною 8. Проте, ефективність роботи такого механічного коректуючого важеля буде забезпечена для досить вузького діапазону технологічних параметрів функціонування сошникової системи таких, як швидкість V руху, частота і амплітуда нерівностей поверхні поля h , сила опору ґрунту R при зануренні диска тощо. Зокрема сила опору R є впливовим фактором на глибину ходу вдавлюючого диска b і залежить від типу ґрунту, його фізико-механічних властивостей, вологості тощо. Причому, величина наведених властивостей значною мірою змінюється по площі поля в залежності від координат знаходження посівного агрегату в полі. Це означає, що посівні машини для місцевизначеної сівби повинні одночасно з традиційними агротехнічними вимогами до сівби сільськогосподарських культур, зокрема глибини заробки, вирішувати ще додаткові задачі з урахування перемінних діючих факторів в системі "машина-поле". Як відомо урахування залежних від світових координат перемінних діючих факторів лежить в основі технологій точного землеробства (ТЗ) [3].

У випадку застосування двофазної сошникової системи в технологіях ТЗ необхідно враховувати місцевизначені характеристики стану ґрунту, зокрема його місцевизначену щільність. Тому в подальшому аналізі сошникової системи враховується місцевизначена інформація про щільність ґрунту з можливістю автоматизованої корекції положення вдавлюючого диска (рис. 2).

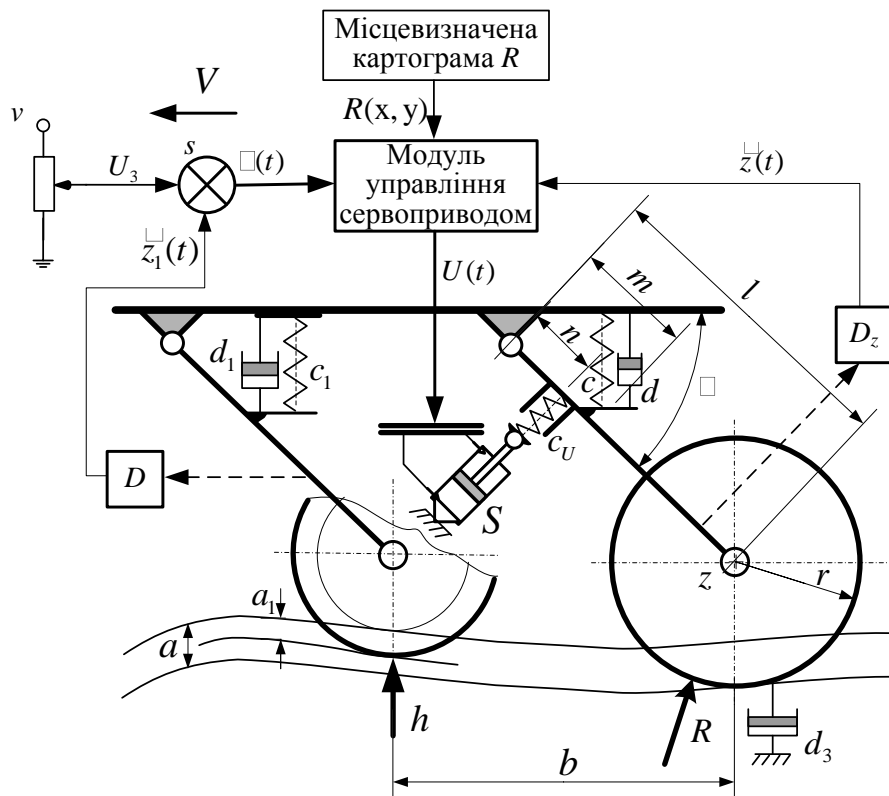


Рис. 2. Сошникова система з автоматизованою системою корекції положення вдавлюючого диска.

Мета досліджень. Така автоматизована система повинна надати можливість працювати за технологіями ТЗ, а також покращити ефективність роботи коректуючого пристрою і сошникової системи в цілому для широкого діапазону технологічних умов функціонування.

Результати досліджень. Положення щілиноутворювача 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 $l(t)$, який подається до модуля управління сервоприводом. До цього модуля також подається сигнал зворотного зв'язку $\hat{z}(t)$ від датчика положення вдавлюючого диска, а також сигнал $R(x, y)$ від блоку розрахунку місцевизначеної щільності ґрунту. Останній функціонує на підставі інформації про поточні координати МТА в полі та картограми місцевизначеної щільності ґрунту.

Структурна схема автоматизованої системи корекції положення вдавлюючого диска представлена на рис. 3.

До блоку розрахунку сигналу місцевизначеної щільності ґрунту від блоку зчитування (PC card) картограми стану ґрунту надходить сигнал $R(x, y)$. До цього ж блоку надходить сигнал $\gamma(x, y)$ про світові координати місцезнаходження МТА в полі від датчика глобальної

системи позиціонування (ГСП). Вихідним сигналом цього блоку є нормалізований по амплітуді і синхронізований із світовими координатами сигнал $R(x, y, t)$.

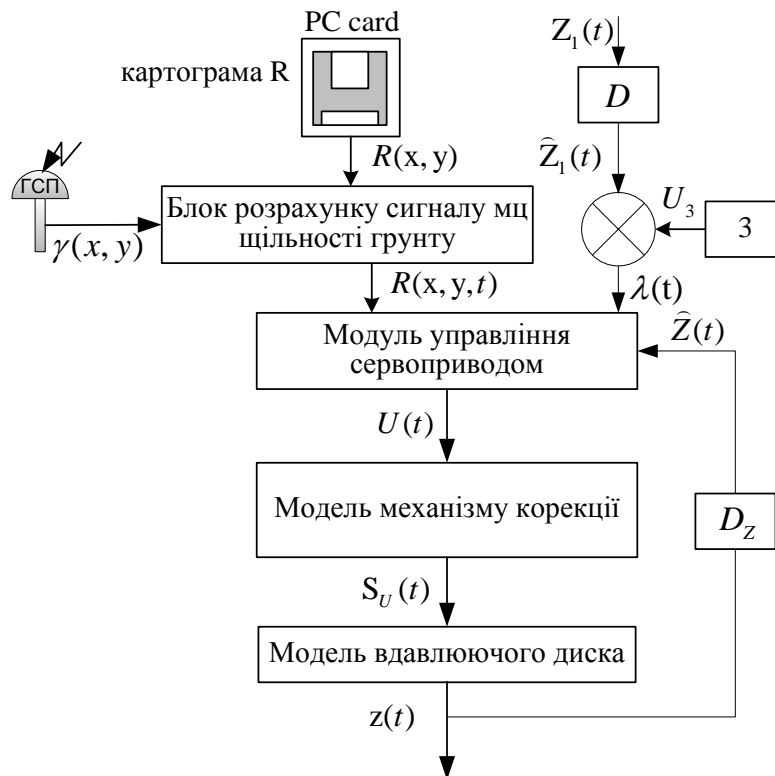


Рис. 3. Структурна схема автоматизованої системи корекції положення вдавлюючого диска.

В якості сигналу для слідкування (цілі функціонування) виступає вихідний сигнал $\lambda(t)$. Цей сигнал формується як результат подачі до суматора сигналів $\hat{Z}_1(t)$ датчика D контролю положення щілиноутворювача та сигнал ручного регулювання положення вдавлюючого диска відносно щілиноутворювача з вихідним сигналом U_3 .

Ціль функціонування досягається, з одного боку, шляхом організації руху щілиноутворювача на глибині a_1 , а також шляхом дії сервопривода на повідець радіального підвісу вдавлюючого диска (контролюється датчиком D_Z з вихідним сигналом зворотного зв'язку $\hat{z}(t)$). В результаті на виході системи маємо кінцеву глибину заробки насіння $z(t)$.

Основною задачею є розрахунок оптимального значення керуючої дії $U(t)$, яка подається на механізм корекції положення вдавлюючого диска. Шток сервопривода S (рис. 2) коректує положення вдавлюючого диска відносно щілиноутворювача в залежності від за-

даних регулювань, стану нерівностей поверхні поля, а також величини опору ґрунту у відповідності до координат місцеположення МТА в полі і величини занурення вдавлюючого диска. В результаті на виході системи маємо конкретне положення вдавлюючого диска $Z(t)$, яке знаходиться в функції сигналу керуючої дії $U(t)$, що надходить від модуля управління сервоприводом.

Якість функціонування сошникової групи будемо оцінювати похибкою відхилення оцінки $\hat{z}(t)$ дійсної глибини ходу вдавлюючого 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.

При математичному описі сошникової групи зручно розбити систему на ланки і для кожної ланки записати своє рівняння. Для цього скористаємось представленням диференціальних рівнянь, що описують функціонування системи, передаточними функціями кожної ланки.

Передаточну функцію моделі вдавлюючого диска знайдемо через складання диференціального рівняння руху вдавлюючого диска. Для складання рівнянь динаміки руху сошникової групи по нерівностям поверхні поля скористаємось рівняннями динаміки Лагранжа 2-го роду [4, 5]:

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

де: T і P – кінетична та потенціальна енергії;

F – дисипативна функція;

q_i – узагальнені координати;

Q_{q_i} – узагальнена сила.

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

$$T = \frac{1}{2} (M(z'^2 + (\tan(b)z')^2) + Iw^2) \quad (3)$$

де: M – маса вдавлюючого диска;

I – момент інерції вдавлюючого диска відносно осі його обертання;

ω – варіації швидкості обертання вдавлюючого диска, що обумовлені роботою радіальної підвіски.

Варіації швидкості ω визначаються виразом:

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

Після підстановки (4) у (3) маємо:

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

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 вдавлюючого диска;

D_U – деформація пружини механізму корекції положення вдавлюючого диска.

Деформація D_U визначається з виразу:

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

З урахуванням (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 даному випадку має вигляд:

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

Часткова похідна по швидкості координати z дає:

$$F = \frac{dmz^y[t]}{2l} \quad (7)$$

Узагальнена сила системи:

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

Складова $\frac{\mathcal{Q}T}{\mathcal{Q}q_i}$ для даного випадку має вигляд:

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

Після підстановки (5)–(12) у рівняння динаміки (2) і проведення необхідних перетворень отримаємо диференціальне рівняння руху вдавлюючого 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: $Q_u = R_z + R_x \tan(\beta) - Mg$.

Передаточна функція моделі вдавлюючого 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 по часу.

Механізм корекції положення вдавлюючого диска відповідає конструкції позиційних приводів [6], модель динаміки яких можливо представити в наступному вигляді:

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

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

Систему рівнянь (15) представимо у вигляді рівняння:

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

З урахуванням (16) передаточна функція моделі сервомеханізму корекції положення вдавлюючого диска має вигляд:

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

Модель датчика положення вдавлюючого 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 у вигляді:

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

Тоді передаточна функція моделі датчика положення вдавлюючого диска буде мати вигляд:

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

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

Для забезпечення нормальної роботи сошникової групи застосовано модуль управління сервоприводом, який разом з іншими елементами сошникової системи утворюють схему автоматичного регулювання. При цьому важливо забезпечити високі динамічні характеристики такі, як: усталеність функціонування, час, швидкість, точність регулювання тощо. Для цього необхідно, з одного боку, при відомій структурі системи знайти оптимальне значення її динамічних параметрів, а також визначити структуру і параметри закону керування, з другого боку. Структуру та параметри керуючої дії $U(t)$ обираємо виходячи з умов забезпечення необхідних значень показників усталеності та якості перехідних процесів, що оцінюються показником (1).

Коефіцієнти закону керування будемо шукати за допомогою передаточної функції 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 вдавлюючого диска відбувається сервоприводом у вигляді 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. Розв'язання математичної моделі процесу управління глибиною хода вдавлюючого диска проводилось в середовищі Simulink програмного продукту MatLab. Результат розв'язання процесу функціонування двофазної сошникової системи у відповідності до схеми

на рис. 2 наведений на рис. 4. З графіку глибини ходу вдавлюючого диска видно, що має місце значний вплив на якість виконання завдання систематичних та випадкових складових помилок датчика D_z , що контролює положення вдавлюючого диска.

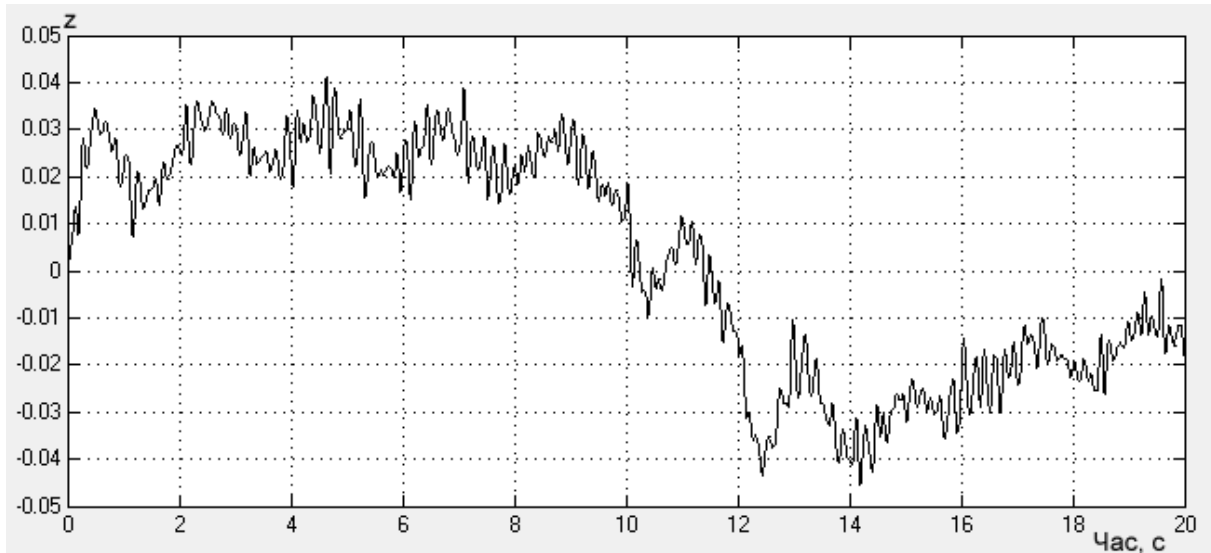


Рис. 4. Графік реалізації глибини ходу вдавлюючого диска.

Наявність високочастотних шумових складових збільшує дисперсію помилки регулювання, приводять систему до нестійкого режиму роботи.

Для зменшення впливу збурень в практичних ситуаціях застосовуються два основних способи: зменшення коефіцієнта підсилення регулятора, тобто, фактично, перехід на інтегральний закон регулювання, який малочутливий до шумів та фільтрації вимірюваного сигналу. В даному випадку необхідна фільтрація високочастотних (в порівнянні з основним сигналом) збурень з метою отримання мінімальної дисперсії помилки регулювання.

У загальному випадку, для багатомірних систем, задача оптимальної фільтрації вирішується за допомогою фільтру Калмана. Цей фільтр, разом з отриманням оцінок вектору стану об'єкту, забезпечує мінімальну дисперсію всіх його компонентів. Проте, для розрахунку параметрів фільтру, необхідне знання статистичних характеристик шумів, що в реальних умовах ускладнено. Крім того, в загальному випадку, задача фільтрації суперечлива, оскільки спектри збурення і шуму можуть накладатися один на одне. У даному випадку це протиріччя вирішене за допомогою медіанного фільтру. Такий фільтр замінює центральне значення прилеглої області $m \times n$ 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 наведений на рис. 5. На графіку також наведені нормовані (безрозмірні) значення місцевизначеної щільності ґрунту від блоку зчитування R картограми стану ґрунту.

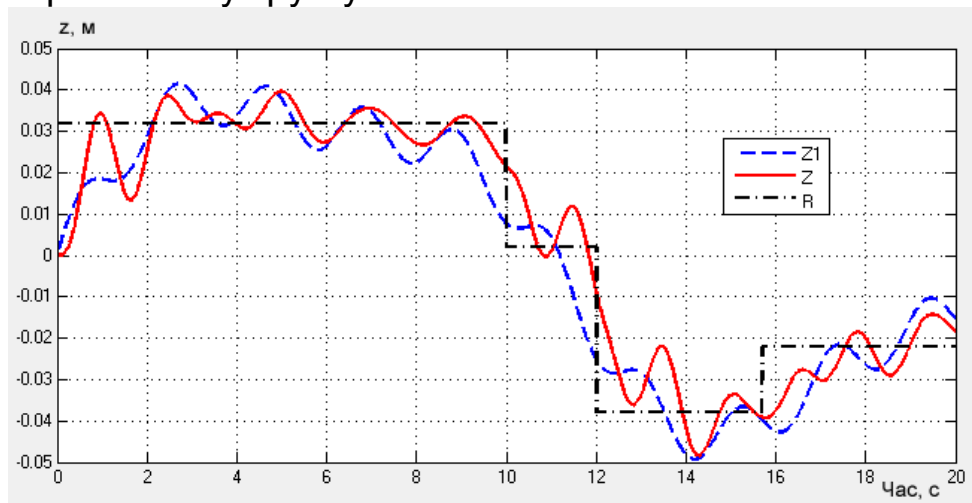


Рис. 5. Графік реалізації глибини ходу вдавлюючого диска z в залежності від глибини ходу щілиноутворювача z_1 та значення місцевизначеної щільності ґрунту R .

Як видно, шумові складові вихідного процесу практично відсутні. Після проведення комп'ютерного моделювання і операції пошуку оптимальних значень динамічних параметрів елементів сошникової групи вдалося досягти якісного виконання заданого режиму роботи.

Похибка І відхилення оцінки $\hat{z}(t)$ глибини ходу вдавлюючого диска від заданої на заліковому періоді T функціонування сошника склала близько $1,1 \times 10^{-3} \text{ м}^2$ і показана на рис. 6.

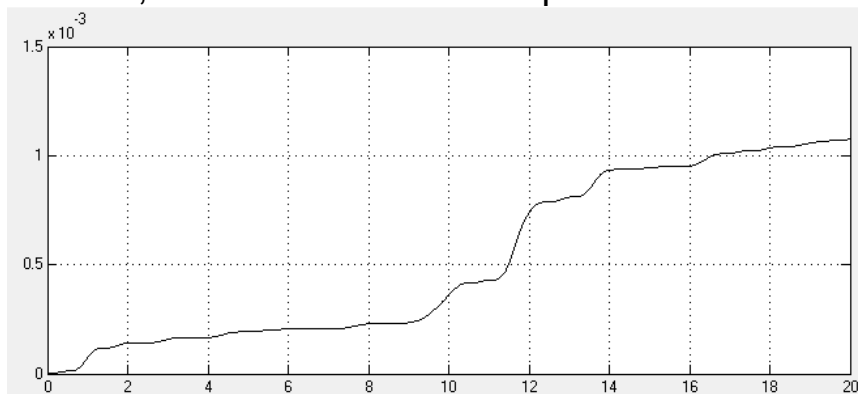


Рис. 6. Накопичення загальної похибки відхилення глибини ходу вдавлюючого диска від заданої.

Як видно з рис. 6, інтенсивність накопичення похибки відхилення глибини ходу вдавлюючого диска від заданої глибини зростає в моменти різкої зміни завдання на задану глибину. В цілому, виконання завдання з підтримки заданої глибини ходу сошникової групи

виконується задовільно. Динамічні параметри системи підібрані таким чином, що зміни місцевизначеної щільності ґрунту не завдають суттєвого впливу на стабільність ходу двофазного сошника.

Висновки

1. На характер положення вдавлюючого диска сошникової системи значною мірою впливають систематичні та шумові похибки вимірювань кінематичних режимів роботи МТА та датчиків зворотних зв'язків, що обумовлює підвищені вимоги до параметрів електромеханічних (-гідравлічних) елементів системи регулювання.

2. Для випадку керування положенням вдавлюючого диска сошникової системи механізмом "електродвигун-редуктор-шток" оптимальними параметрами системи регулювання є: стала часу механізму регулювання $T_k=0,08$ 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.

Список літератури

1. Патент на изобретение № 1812924. Способ посева семян сельскохозяйственных культур и устройство для его осуществления / Л.В. Анискевич, Г.Р. Гаврилюк, Г.П. Опалко и др. : опубл. в бюл. № 16, 1993.
2. Патент України на корисну модель № 93137 Щілиноутворювач для сівби сільськогосподарських культур / Л.В. Анискевич, Ю.О. Росамаха : опубл. в бюл. № 18 від 25.09.2014.
3. Адамчук В.І. Технології точного землеробства на службі сільського господарства / В.І. Адамчук, Л.В. Анискевич // Вісник аграрної науки. – 2005. – № 10. – С. 42–44.
4. Василенко П.М. Методика построения расчетных моделей функционирования механических систем (машин и агрегатов) / П.М. Василенко, В.П. Василенко. – К.: УСХА, 1980. – 136 с.
5. Лурье А.И. Аналитическая динамика / А.И. Лурье. – М.: Физмат, 1961. – 260 с.
6. Понтаев Н.Ф. Основы теории автоматического регулирования и авторегуляторы / Н.Ф. Понтаев, В.Г. Дианов. – М.: Недра, 1970. – 366 с.

Проведен анализ функционирования автоматизированной системы стабилизации хода сошника для двухфазного способа заделки семян при посеве пропашных культур по технологиям точного земледелия.

Семена, двухфазный сошник, модель функционирования, качество заделывания.

The analysis of functioning of automatic system for stabilizing of motion of 2-phase coulter for cultivated cultures in precision farming is conducted.

Seeds, 2-phase coulter, functioning model, quality seal.