

УДК 631.356.274.02-52.001

Динаміка коренезбиральної машини з системою підтримання глибини ходу робочих органів

Є.І. Калінін, С.О. Поляшенко, О.В. Єсіпов

*Харківський національний технічний університет сільського господарства
ім. П. Василенка (м. Харків, Україна), kalininhntusg@gmail.com.*

Головним критерієм подальшої інтенсифікації сучасного розвитку сільськогосподарського виробництва є матеріально-технічна база механізації всіх виробничих процесів на основі впровадження ресурсозберігаючих технологій збирання сільськогосподарських культур. Однією з основних ознак, яка характеризує прогресивну технологію, є значне зменшення енергетичних ресурсів, які властиві технологічній операції викопування коренеплодів. З іншого боку, розвиток сучасного машинобудування характеризується підвищенням потужностей коренезбиральних машин, що призводить до інтенсифікації виконання технологічного процесу, і, як наслідок, більш жорстких умов експлуатації самих машин. Окрім того, достатньо актуально залишається проблема зменшення втрат та пошкоджень коренеплодів і забезпечення надійності виконання операції викопуючими вузлами коренезбиральних машин, серед яких особливе місце займають диски копачів. Для вирішення поставленого питання необхідно постійно удосконалювати не тільки саму систему робочих органів машин, призначених для викопування коренеплодів, а і динаміку її функціонування. В статті на основі рівнянь Лагранжу другого роду отримана система диференціальних рівнянь, які описують рух коренезбиральної машини з врахуванням можливості підтримання заданої глибини ходу робочих органів. Розв'язком отриманих рівнянь встановлено, що при виконанні технологічної операції в системі автоматичного регулювання заглиблення спостерігається перехідний процес, який має аперіодичний характер. Окрім того, встановлено, що система набуває стійкості при робочій швидкості машини в діапазоні від 6 до 8 км/год і при глибині руху викопуючих органів на рівні 6...9 см (середньоквадратичне відхилення глибини ходу від заданого значення складає 0,6 см). Час запізнення системи автоматичного регулювання заглиблення становить 0,1 с, а середня споживана від гідросистеми машини потужність не перевищує 2,2 кВт. Розрахунками встановлено, що вихід машини на стійкий технологічний процес дозволяє зменшити кількість втрат коренеплодів на 1,5% в порівнянні з машиною, що виконує технологічний процес за серійними показниками.

Ключові слова: коренезбиральна машина, мехатронна система, глибина ходу робочих органів, зменшення втрат коренеплодів.

Актуальність задачі. Коренеплоди цукрових буряків є одними з важливих технічних культур з яких виробляють стратегічний харчовий продукт України – цукор, а також отримують соковиті корми для тваринництва та інші побічні продукти. За обсягами виробництва цукру Україна займає одне з провідних місць у світі, але за виробництвом цукру з 1 га відстає від розвинутих країн ЄС.

Зменшення цукроносної маси під час збирання коренеплодів обумовлені їх втратами під час збирання за рахунок значної кількості вибитих з ґрунту (до 1,5...2,0%) та пошкоджених (до 15...20%) коренеплодів.

Одержані незадовільні показники якості роботи коренезбиральних машин не відповідають показникам агротехнічних вимог за ознаками недосконалої конструктивно-технічних рішень робочих органів. Підвищення технологічного рівня таких машин, або показників якості збирання коренеплодів є актуальним завданням в плані подальшого удосконалення технічних рішень, які застосовують для в даному технологічному процесі.

Постановка проблеми. Важливим фактором, який має значний вплив на якісні та енергетичні характеристики роботи коренезбиральних машин, є підтримання встановленої глибини ходу робочих органів з заданою точністю. Так, наприклад, відомо, що зменшення глибини ходу робочих органів призводить до збільшення пошкодження і втрат врожаю. Саме тому, питання стабілізації глибини руху робочих органів коренезбиральних машин є одним з основних і має першочергове значення.

Мета роботи. З метою зниження втрат коренеплодів цукрового буряку та зменшення його пошкодження, необхідно обґрунтувати систему автоматичного регулювання заглиблення викопуючих органів для автоматичного підтримання заданої глибини ходу робочих органів коренезбиральної машини і отримати модель її функціонування.

Аналіз публікацій. Пошкодження і втрати коренеплодів залежать від глибини ходу копачів [1]. Це свідчить про те, що конструкція існуючих кореневикопуючих робочих органів сприяє закли-

нюванню коренеплодів в звужуючому руслі між дисками (КС-6Б) або вилками (РКС-6 і інші модифікації) і зумовлює їх пошкодження. З викопаними коренеплодами поступає значна маса землі, яку необхідно відокремити за допомогою сепаруючих пристроїв, що також призводить до додаткових пошкоджень коренеплодів і втрат їхньої маси. У зв'язку з цим необхідне вдосконалення і розробка нових кореневикопуючих робочих органів, застосування яких дозволить наблизитися до нормативних вимог (до 5%) сильно пошкоджених коренеплодів.

В свою чергу, в роботах [2, 3, 4] розглядають гідравлічні схеми пристроїв для автоматичного підтримання встановленої глибини ходу робочих органів, що дозволяють знизити втрати сировини.

Основна частина. Система автоматичного регулювання заглиблення викопуючих органів (САРЗ) коренезбиральної машини типу КС-6Б є двоконтурною системою, кожен контур якої містить датчик, перетворювач сигналу, розподільник і силовий гідроциліндр. Контури розміщені симетрично з двох сторін по відношенню до поздовжньо-вертикальної вісі симетрії машини (рис. 1).

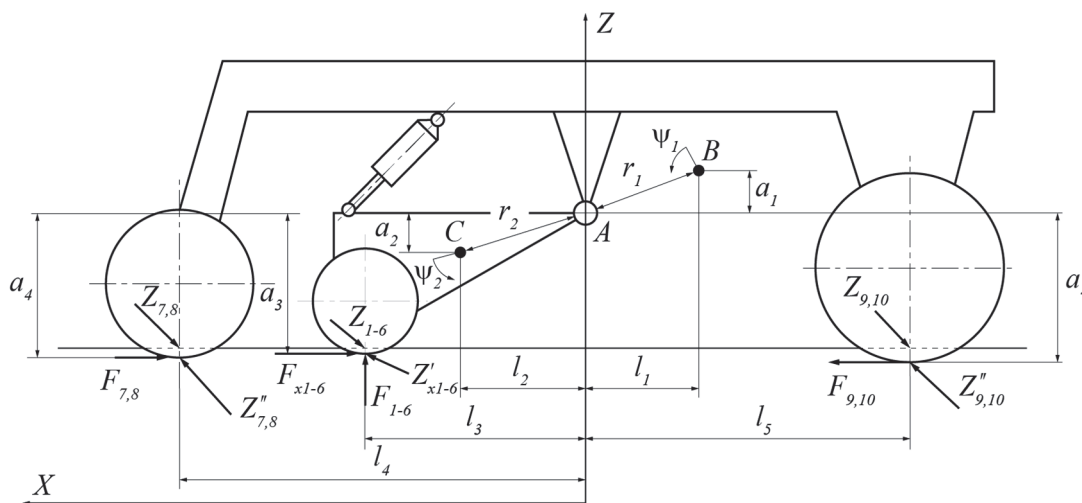


Рис. 1. Схема коренезбиральної машини, як об'єкта для обладнання САРЗ, в поздовжньо-вертикальній площині.

Це дозволяє викопуючим органам, розміщеним на рухомій рамі копіювати поверхню рельєфу в поперечно-вертикальній (рис. 2) і поздовжньо-вертикальній площинах.

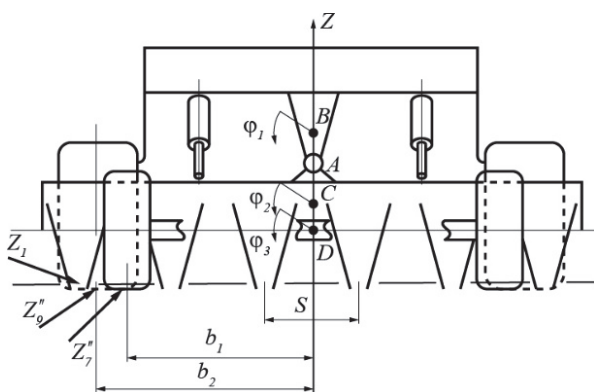


Рис. 2. Схема коренезбиральної машини, як об'єкта для обладнання САРЗ, в поперечно-вертикальній площині

При розробці моделі об'єкта домовимося, що машина рухається в напрямку вісі X і введемо

такі припущення: робоча швидкість машини постійна; рама машини, рама копачів і передній міст не деформуються; машина симетрична по відношенню до поздовжньо-вертикальної площини симетрії; рельєфи міжрядь і рядків в напрямку і поперек руху машини є досить гладкими кривими; кути відхилень від рівноважного положення рами машини, рухомої рами з викопуючими органами і переднього моста достатньо малі.

Рухома рама кріпиться в задній частині до рами машини за допомогою сферичного шарніра A і має можливість за допомогою гідроциліндрів повертатися навколо нього в поздовжньо-вертикальній і поперечно-вертикальній площинах.

За схемою $a_1 \dots a_4$; b_1, b_2 ; $l_1 \dots l_5$; S ; r_1 та r_2 – конструктивні розміри машини, причому a_4 для недеформованих коліс.

В точках B і C розміщені центри мас відповідно рами машини і рухомої рами, в точці D знаходиться вісь, навколо якої може повертатися передній міст. Поточні значення кутів повороту рами машини, рухомої рами і переднього моста позначені ψ_i і φ_i .

Розглянемо модель об'єкта регулювання, як двомасову систему. Для складання рівнянь руху об'єкта використовуємо рівняння Лагранжа другого роду в формі:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{dT}{dq} \right) - \frac{dT}{dq} + \frac{d\Pi}{dq} + \frac{d\Phi}{dq} = Q_q, \quad (1)$$

де T – кінетична енергія; Π – потенційна енергія; Φ – функція опору (дисипативна функція); q – узагальнена координата; Q_q – узагальнена сила, що відповідає координаті q .

Миттєве значення швидкості точки B в поздовжньо-вертикальній площині:

$$V_B^2 = V_0^2 + \dot{Z}_A^2 + r_1^2 \dot{\psi}_1^2 + 2\dot{\psi}_1(a_1V_0 + l_1\dot{Z}_A), \quad (2)$$

де V_0 – робоча швидкість машини; \dot{Z}_A – швидкість переміщення точки A по вісі Z ; $\dot{\psi}_1$ – швидкість кутових коливань рами машини в поздовжньо-вертикальній площині.

Миттєве значення швидкості точки C в поздовжньо-вертикальній площині:

$$V_C^2 = V_0^2 + \dot{Z}_A^2 + r_2^2 \dot{\psi}_2^2 + 2\dot{\psi}_2(a_2V_0 + l_2\dot{Z}_A), \quad (3)$$

де $\dot{\psi}_2$ – швидкість кутових коливань рухомої рами в поздовжньо-вертикальній площині.

З урахуванням (2) і (3) кінетична енергія об'єкту:

$$T = \frac{1}{2} \{ M_1 [V_B^2 + V_0^2 + \dot{Z}_A^2 + r_1^2 \dot{\psi}_1^2 + 2\dot{\psi}_1(a_1V_0 + l_1\dot{Z}_A)] + I_{11} \dot{\psi}_1^2 + I_{12} \dot{\phi}_1^2 + M_2 [V_0^2 + \dot{Z}_A^2 + r_2^2 \dot{\psi}_2^2 + 2\dot{\psi}_2(a_2V_0 + l_2\dot{Z}_A)] + I_{21} \dot{\psi}_2^2 + I_{22} \dot{\phi}_2^2 + I_{32} \dot{\phi}_3^2 \}, \quad (4)$$

де M_1 – маса рами машини; M_2 – маса рухомої рами; I_{11} – момент інерції рами машини в поздовжньо-вертикальній площині; I_{12} – момент інерції рами машини в поперечно-вертикальній площині; I_{21} – момент інерції рухомої рами в поздовжньо-вертикальній площині; I_{22} – момент інерції рухомої рами в поперечно-вертикальній площині; I_{32} – момент інерції переднього мосту в поперечно-вертикальній площині; $\dot{\phi}_3$ – швидкість кутових коливань переднього мосту в поперечно-вертикальній площині.

Потенційна енергія об'єкта:

$$\Pi = G_1(Z_A + l_1\psi_1) + G_2(Z_A - l_2\psi_2) + \frac{1}{2} \sum C_i (\Delta Z_i)^2, \quad (5)$$

де G_1 – вага рами машини; G_2 – вага рухомої рами; C_i – коефіцієнт радіальної жорсткості i -го колеса; ΔZ_i – повна радіальна деформація i -го колеса:

$$\Delta Z_i = \Delta Z_i' - \Delta Z_i'', \quad (6)$$

де $\Delta Z_i'$ – координата поверхні поля, що деформована колесом в середній точці його контакту;

$\Delta Z_i''$ – координата нижньої точки недеформованого колеса, що обумовлена положенням машини в просторі.

Потенційна енергія об'єкта, з урахуванням (6), складає:

$$\begin{aligned} \Pi = & G_1(Z_A + l_1\psi_1) + G_2(Z_A - l_2\psi_2) + \\ & + (C_n + l_3)(Z_A - a_4)^2 + \psi_1^3 (C_n l_4^2 + C_3 l_5^2) + \\ & + \phi_3^2 C_n b_1^2 + \phi_1^2 C_3 b_2^2 + 2\psi_1 (C_n l_4^2 + C_3 l_5^2)(a_4 - Z_A) + \\ & + \frac{1}{2} C_n (Z_7^2 + Z_8^2) + C_n (-Z_A + \psi_1 l_4 + a_4)(Z_7 + Z_8) + \\ & + \frac{1}{2} C_3 (Z_9^2 + Z_{10}^2) + C_3 (-Z_A + \psi_1 l_5 + a_4) \times \\ & \times (Z_9 + Z_{10}) + C_n b_1 \phi_3 (Z_7 + Z_8) + \\ & + C_3 b_2 \phi_1 (Z_9 + Z_{10}), \end{aligned} \quad (7)$$

де C_n і C_3 – коефіцієнти радіальної жорсткості відповідно передніх і задніх коліс.

Дисипативна функція:

$$\Phi = \frac{1}{2} \sum d_i (\Delta \dot{Z}_i)^2 + \frac{1}{2} \sum_{j=1}^6 d_p (\Delta \dot{Z}_j)^2, \quad (8)$$

де d_i – коефіцієнт опору деформації колеса, для передніх коліс d_n , для задніх – d_3 ; d_p – коефіцієнт опору деформації ґрунту викопуючим органом; $\Delta \dot{Z}_j$ – швидкість деформації ґрунту викопуючим органом (j знаходиться в інтервалі 1...6):

$$\Delta \dot{Z}_j = \dot{Z}_j - Z_j', \quad (9)$$

де Z_j – координата недеформованої поверхні ґрунту в зоні викопуючого органу; Z_j' – координата нижньої точки викопуючого органу.

Дисипативна функція з урахуванням (9), прийме вид:

$$\begin{aligned} \Phi = & -\frac{1}{2} \{ d_n [(\dot{Z}_7 - \dot{Z}_A + \dot{\psi}_1 l_4 + e_1 \dot{\phi}_3)^2 + \\ & + (\dot{Z}_8 - \dot{Z}_A + \dot{\psi}_1 l_4 + e_1 \dot{\phi}_3)^2] + d_3 [(\dot{Z}_9 - \dot{Z}_A + \\ & + \dot{\psi}_1 l_5 + e_2 \dot{\phi}_1)^2 + (\dot{Z}_{10} - \dot{Z}_A + \dot{\psi}_1 l_5 + e_2 \dot{\phi}_1)^2] + \\ & + d_p [6(-\dot{Z}_A + \dot{\psi}_2 l_5) + \sum_{j=1}^6 \dot{Z}_j] \}. \end{aligned} \quad (10)$$

Узагальнені сили визначаються з залежностей виду:

$$Q_{Z_A} = \sum_{j=1}^6 F_j, \quad (11)$$

$$Q_{\psi_1} = a_4 (F_7 + F_8 - F_9 - F_{10}), \quad (12)$$

$$Q_{\psi_2} = a_3 \sum_{j=1}^6 F_{xj} - l_3 \sum_{j=1}^6 F_j - \sum_{j=1}^6 M_j, \quad (13)$$

$$Q_{\phi_1} = 0, \quad (14)$$

$$Q_{\phi_2} = s [0,5(F_4 - F_3) + 1,5(F_5 - F_2) + 2,5(F_6 - F_1)], \quad (15)$$

$$Q_{\phi_3} = 0, \quad (16)$$

де F_j – вертикальна складова взаємодії викопуючих органів з ґрунтом; F_7 і F_8 – сили опору перекочування передніх коліс; F_9 і F_{10} – сили взаємодії ведучих коліс з ґрунтом; F_{xj} – горизонтальна складова взаємодії викопуючих органів з

ґрунтом; M_j – моменти взаємодії викопуючих органів з ґрунтом.

Вертикальна складова взаємодії опорного колеса з ґрунтом утворює колію глибиною Δi :

$$F_{ki} = c_i + \Delta Z_6 = c_{ri} \Delta i, \quad (17)$$

де c_{ri} – коефіцієнт, що залежить від властивостей ґрунту і величини площі контакту, (для переднього колеса – c_{rn} , для заднього колеса – c_{r3}).

$$\Delta i = Z_i - Z'_i, \quad (18)$$

де Z_i – координата поверхні поля до деформації колесом в середній точці контакту.

З рівняння (17) отримаємо:

$$Z'_i = \frac{c_i Z_i'' + c_{ri} Z_i}{c_i + c_{ri}}. \quad (19)$$

Вертикальна складова взаємодії викопуючого органу з ґрунтом складає:

$$F_j = c_p h_j, \quad (20)$$

де c_p – коефіцієнт жорсткості деформації ґрунту викопуючим органом; h_j – глибина ходу викопуючого органу:

$$h_j = Z_j - Z'_j, \quad (21)$$

де Z'_j – координати нижніх точок викопуючих органів; Z_j – координати поверхні поля в зоні викопуючих органів.

Горизонтальна складова і момент взаємодії викопуючого органу з ґрунтом складає:

$$F_{xj} = c_x h_j, \quad (22)$$

$$M_j = c_\omega h_j, \quad (23)$$

де c_x – коефіцієнт жорсткості ґрунту при його деформації викопуючим органом по вісі X ; c_ω – коефіцієнт опору обертальному руху викопуючого органу (для активних дискових копачів).

Вирази (20), (22) і (23) наведені з урахуванням сталої робочої швидкості машини, сталої куттової швидкості копачей і сталих фізико-механічних властивостей ґрунту.

Продиференціюємо вирази (4), (7) і (10) за узагальненими координатами Z_A , ψ_1 , ψ_2 , φ_1 , φ_2 , φ_3 підставимо їх у (1) з урахуванням (19) і значень узагальнених сил (11) – (16).

Зауважимо, що при сталій швидкості:

$$\sum_{j=1}^6 F_{xj} = F_9 + F_{10} - F_7 - F_8. \quad (24)$$

Розглянемо рух об'єкту регулювання в відхиленнях по відношенню до сталого режиму. При сталій швидкості машини під дією її ваги деформуються рельєф і пневматичні колеса на сталу величину, коливання машини відбуваються під дією відхилень від середнього значення вихідного рельєфу поверхні поля.

Запишемо систему рівнянь, що описують рух об'єкту в відхиленнях від встановленого режиму. Узагальнені координати та вхідні дії наведено в відхиленнях від встановленого режиму, тобто $Z_A = \Delta Z_A \dots \varphi_3 = \Delta \varphi_3$, $Z_1 = \Delta Z_1 \dots Z_{10} = \Delta Z_{10}$. Знак Δ для спрощення запису опустимо:

$$\left\{ \begin{aligned} & Z_A'' M + Z_A' 2(d_n c_n' + d_3 c_3' + 18d_p) + Z_A 2(c_n c_n' + \\ & + c_3 c_3' + 3c_p) + \dot{\psi}_1 M + \psi_1 2(d_3 l_5 c_3' - d_n l_n c_n') + \\ & + \psi_1 2(c_3 l_5 c_3' - c_n l_n c_n') - \psi_2'' M_2 l_2 - \dot{\psi}_2 36l_3 d_p - \\ & - \psi_2 6l_3 c_p = c_n' [d_n (\dot{Z}_7 + \dot{Z}_8) + c_n (Z_7 + Z_8)] + \\ & + c_3' [d_3 (\dot{Z}_9 + \dot{Z}_{10}) + c_3 (Z_9 + Z_{10})] + \\ & + 6d \sum_{j=1}^6 \dot{Z}_j + c_p \sum_{j=1}^6 Z_j, \\ & Z_A'' M + Z_A' 2(d_n c_n' + d_3 c_3' + 18d_p) + Z_A 2(c_n c_n' + \\ & + c_3 c_3' + 3c_p) + \dot{\psi}_1 M + \psi_1 2(d_3 l_5 c_3' - d_n l_n c_n') + \\ & + \psi_1 2(c_3 l_5 c_3' - c_n l_n c_n') - \psi_2'' M_2 l_2 - \dot{\psi}_2 36l_3 d_p - \\ & - \psi_2 6l_3 c_p = c_n' [d_n (\dot{Z}_7 + \dot{Z}_8) + c_n (Z_7 + Z_8)] + \\ & + c_3' [d_3 (\dot{Z}_9 + \dot{Z}_{10}) + c_3 (Z_9 + Z_{10})] + \\ & + 6d \sum_{j=1}^6 \dot{Z}_j + c_p \sum_{j=1}^6 Z_j, \\ & \ddot{\psi}_1 (M_1 r_1^2 + I_{11}) + \dot{\psi}_1 2(d_n l_4^2 c_n' + d_3 l_5^2 c_3') + \\ & + \psi_1 2(c_n l_5^2 c_n' + c_3 l_5^2 c_3') + \ddot{Z}_A M_1 l_1 + \\ & + \ddot{Z}_A 2(d_3 l_5 c_3' - d_n l_4 c_n') + Z_A 2(c_3 l_5 c_3' - c_n l_4 c_n' - \\ & - 3a_4 c_x) + \dot{\psi}_2 6c_x a_4 l_3 = -l_4 c_n' [d_n (\dot{Z}_7 + \dot{Z}_8) + \\ & + c_n (Z_7 + Z_8)] + l_5 c_3' [d_3 (\dot{Z}_9 + \dot{Z}_{10}) + \\ & + c_3 (Z_9 + Z_{10})] - a_3 c_x \sum_{j=1}^6 \dot{Z}_j, \\ & \ddot{\psi}_2 (M_2 r_2^2 + I_{21}) + \dot{\psi}_2 36d_p l_3^2 + \psi_2 6l_3 \times \\ & \times (l_3 c_p - a_3 c_x + c_\omega) + \ddot{Z}_A (-M_2 l_2) + \\ & + Z_A 36(-d_p c_3) + Z_A 6(l_3 c_p + a_3 c_x - c_\omega) = \\ & = (a_3 c_x + c_\omega - l_3 c_p) \sum_{j=1}^6 \dot{Z}_j - 6d_p l_3 \sum_{j=1}^6 \dot{Z}_j, \\ & \ddot{\varphi}_1 I_{12} + \dot{\varphi}_1 2b_2^2 d_3 c_3' + \varphi_1 2b_2^2 c_3 c_3' = \\ & = -b_2 c_3' [d_3 (\dot{Z}_4 - \dot{Z}_{10}) + c_3 (Z_9 - Z_{10})], \\ & \ddot{\varphi}_2 I_{22} + \dot{\varphi}_2 17,5(-c_p s^2) = c_p s [0,5(Z_4 - Z_3) + \\ & + 1,5(Z_5 - Z_2) + 2,5(Z_6 - Z_1)], \\ & \ddot{\varphi}_3 I_{32} + \dot{\varphi}_3 2b_1^2 d_n c_n' + \varphi_3 \cdot 2c_n b_1^2 c_3 c_n' = \\ & = -b_1 c_n' [d_n (\dot{Z}_7 - \dot{Z}_8) + c_n (Z_7 - Z_8)], \end{aligned} \right. \quad (25)$$

де $M = M_1 + M_2$; $c_n' = c_{2n} / (c_n + c_{2n})$; $c_3' = c_{23} / (c_3 + c_{23})$.

У символічній формі система рівнянь (25) має вигляд:

$$\left\{ \begin{aligned} & D_1(P)Z_A + D_2\psi_1 - D_3(P)\psi_2 = \\ & = K_1(T_1P+1)Z_n + K_2(T_2P+1)Z_3 + (T_3P+1) \sum_{j=1}^6 Z_j, \\ & D_4(P)\psi_1 + D_5(P)Z_A + K_3\psi_2 = \\ & = -K_1 l_4 (T_1P+1)Z_n + K_2 l_5 (T_2P+1)Z_3 - K_4 \sum_{j=1}^6 Z_j, \\ & D_6(P)\psi_2 - D_7(P)Z_A = -(T_4P+1) \sum_{j=1}^6 Z_j, \\ & D_8(P)\varphi_1 = -K_2 b_2 (T_2P+1)\Delta Z_3, \\ & D_9(P)\varphi_2 = K_5 F Z_j, \\ & D_{10}(P)\varphi_3 = -K_1 b_1 (T_1P+1)\Delta Z_n, \end{aligned} \right. \quad (26)$$

де $D_i(P) = T_{ij}^2 P^2 + T_{ij} P + 1$ (T_{ij} – сталі, що мають розмірність часу); $Z_n = Z_7 + Z_8$; $Z_3 = Z_9 + Z_{10}$; $\Delta Z_n = Z_7 + Z_8$; $\Delta Z_3 = Z_9 + Z_{10}$; $FZ_j = (Z_4 - Z_3) + (Z_5 - Z_2) + (Z_6 - Z_1)$.

Для визначення передавальних функцій, систему рівнянь (25) представимо в змінних по Лапласу:

$$\begin{cases} Z_A(S) = W_{11}(S)Z_n(S) + W_{12}(S)Z_3(S) + W_{13}(S)\sum_{j=1}^6 Z_j(S), \\ \psi_1(S) = W_{21}(S)Z_n(S) + W_{22}(S)Z_3(S) + W_{23}(S)\sum_{j=1}^6 Z_j(S), \\ \psi_2(S) = W_{31}(S)Z_n(S) + W_{32}(S)Z_3(S) + W_{33}(S)\sum_{j=1}^6 Z_j(S), \\ \varphi_1(S) = W_4(S)\Delta Z_3(S), \\ \varphi_2(S) = W_5(S)FZ_j(S), \\ \varphi_3(S) = W_6(S)\Delta Z_n(S), \end{cases} \quad (27)$$

де W_{ij} – передавальні функції по збурюючим впливам для відповідних узагальнених координат.

Відповідно до рис. 1 та 2, можна записати:

$$\begin{cases} \Delta \psi = \psi_1 - \psi_2, \\ \Delta \varphi = \varphi_1 - \varphi_2. \end{cases} \quad (28)$$

Як зазначалося вище, рухлива рама кріпиться до рами машини за допомогою сферичного шарніра A і двох гідроциліндрів. Гідроциліндри, які є складовими частинами контурів автоматичного регулятора, по командам від відповідних датчиків здійснюють переміщення рухомої рами відносно рами машини. Отже, за відсутності керуючих впливів на гідроциліндри $\Delta \psi = \text{const}$ і $\Delta \varphi = \text{const}$, а при відпрацюванні сигналу від датчика будь-якого з контурів регулятора різниця кутів змінюється.

Висновки. Рівняння (27) і (28), що описують рух об'єкта, застосовані при розрахунку параметрів

рів системи автоматичного регулювання заглиблення робочих органів коренезбиральної машини. Випробування макетних зразків САРЗ підтвердили правильність обраних параметрів регулювання. Характер перехідного процесу системи аперіодичний. Система стійка при робочій швидкості машини в діапазоні 6 - 8 км/год і заданій глибині ходу викопуючих органів в діапазоні 6 - 9 см. Час запізнювання системи складає 0,1 с, а середня споживана потужність від гідросистеми машини – 2,2 кВт. Середньоквадратичне відхилення глибини ходу викопуючих органів від заданої не перевищує 0,6 см. Агротехнічна оцінка показала зменшення кількості втрат коренів на 1,5% в порівнянні з серійною коренезбиральною машиною.

Література

1. Поляшенко С.О. Підвищення якості коренеплодів цукрового буряка в технологічному процесі збирання / Поляшенко С. О., Єсіпов О.В., Жихарев М.В., Поляшенко В.С. // Механізація сільськогосподарського виробництва: Вісник ХДТУСГ – Х.: ХДТУСГ, 2007. – Вип. 59. – т.2. – С. 35 - 41
2. Парфенов В.Я. К вопросу разработки модели объекта для системы автоматического регулирования заглиблення выкапывающих органов корнеуборочной машины / В.Я. Парфенов // Сб. науч. трудов ВИСХОМ – М.: 1987. – С. 22 - 31.
3. Тырнов Ю.А. Повышение эффективности использования агрегатов на возделывании и уборке сахарной свеклы [Текст] / Ю.А. Тырнов. – Воронеж, 1999. – 209 с.
4. Механизация производства сахарной свеклы / под ред. Л.В. Погорелого. – 2-е изд., перераб. и доп. – К: Урожай, 1991. – 184 с.
5. Калінін Є.І. Формування умови стійкості лінійної системи при випадкових збуреннях її параметрів / Є.І. Калінін, В.М. Романченко, Г.П. Юр'єва // Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів – 2017. – № 7. – С. 100 -108.

Анотація

Динамика корнеуборочной машины с системой поддержания глубины хода рабочих органов

Е. И. Калинин, С.А. Поляшенко, А.В. Есипов

Главным критерием дальнейшей интенсификации современного развития сельскохозяйственного производства является материально-техническая база механизации всех производственных процессов на основе внедрения ресурсосберегающих технологий уборки сельскохозяйственных культур. Одним из основных признаков, характеризующим прогрессивную технологию, является значительное уменьшение энергетических ресурсов, которые свойственны технологической операции выкапывания коренеплодов.

С другой стороны, развитие современного машиностроения характеризуется повышением мощностей корнеуборочных машин, что приводит к интенсификации выполнения технологического процесса, и, как следствие, более жестким условиям эксплуатации самих машин. Кроме того, достаточно актуальной остается проблема уменьшения потерь и повреждаемости корнеплодов и обеспечения надежности выполнения операции выкапывания узлами корнеуборочной машин, среди которых особое место занимают диски копачей. Для решения поставленного вопроса необходимо постоянно совершенствовать не только саму систему рабочих органов машин, предназначенных для выкапывания корнеплодов, а и динамику ее функционирования.

В статье на основе уравнений Лагранжа второго рода получена система дифференциальных уравнений, описывающая движение корнеуборочной машины с учетом возможности поддержания заданной глубины хода рабочих органов. Решением полученных уравнений установлено, что при выполнении технологической операции в системе автоматического регулирования заглубления наблюдается переходный процесс, который имеет аперриодический характер. Кроме того, установлено, что система приобретает устойчивость при рабочей скорости машины в диапазоне от 6 до 8 км/ч и при глубине движения выкапывающих органов на уровне 6...9 см (среднее отклонение глубины хода от заданного значения составляет 0,6 см). Время запаздывания системы автоматического регулирования заглубления составляет 0,1 с, а средняя потребляемая от гидросистемы машины мощность не превышает 2,2 кВт. Расчетами установлено, что выход машины на устойчивый технологический процесс позволяет уменьшить количество потерь корнеплодов на 1,5% по сравнению с машиной, которая выполняет технологический процесс с серийными показателями.

Ключевые слова: *корнеуборочная машина, мехатронная система, глубина хода рабочих органов, уменьшение потерь корнеплодов.*

Abstract

Dynamics of a root harvesting machine with a system for maintaining the depth of the working bodies

E.I. Kalinin, S.A. Polyashenko, A.V. Esipov

The main criterion for further intensification of the modern development of agricultural production is the material and technical basis for mechanization of all production processes based on the introduction of resource-saving technologies for harvesting crops. One of the main features characterizing progressive technology is a significant reduction in energy resources, which are characteristic of the technological operation of digging out root crops.

On the other hand, the development of modern machine-building is characterized by an increase in the capacity of root-harvesting machines, which leads to intensification of the technological process and, as a result, to more severe operating conditions of the machines themselves. In addition, the problem of reducing the losses and damage to root crops and ensuring the reliability of the operation by digging out the roots of the root harvesting machines, among which the special place is occupied by the discs of the diggers, remains quite topical. To solve this problem, it is necessary to constantly improve not only the system of working organs of machines intended for excavating root crops, but also the dynamics of its functioning.

In the paper, based on Lagrange's equations of the second kind, a system of differential equations is obtained that describes the motion of the root-harvesting machine, taking into account the possibility of maintaining a given depth of motion of the working organs. The solution of the equations obtained shows that when a technological operation is performed in the system of automatic regulation of burial, a transient process is observed, which has an aperiodic character. In addition, it is established that the system acquires stability at an operating speed of the machine in the range from 6 to 8 km / h and with a depth of movement of the digging organs at a level of 6...9 cm (the average deviation of the stroke depth from the set value is 0.6 cm). The delay time of the automatic depth control system is 0.1 s, and the average power consumed by the hydraulic system of the machine does not exceed 2.2 kW. Calculations established that the output of the machine to a stable technological process can reduce the number of root crop losses by 1.5% compared to the machine that performs the technological process with serial indicators.

Keywords: *root-harvesting machine, mechatronic system, working depth of working bodies, reduction of root crop losses.*

Представлено від редакції: М.А. Подригало / Presented on editorial: M.A. Podrygalo

Рецензент: М.Ю. Шуляк / Reviewer: M.Ju. Shuljak

Подано до редакції / Received: 26.05.2017