

Поляшенко С. О.

ORCID 0000-0003-0133-4902

E-mail: s.polyashenko@gmail.com

Єсіпов О. В.

ORCID 0000-0002-7395-2892

Манойло В. М.

ORCID 0000-0003-2208-4404

Державний біотехнологічний
університет, м. Харків, Україна

**ДОСЛІДЖЕННЯ СИСТЕМИ
АВТОМАТИЧНОГО РЕГУЛЮВАННЯ
ЗАГЛИБЛЕННЯ РОБОЧИХ ОРГАНІВ
КОРЕНЕЗБИРАЛЬНОЇ МАШИНИ В
ПРОЦЕСІ ЗБИРАННЯ**

DOI <https://doi.org/10.31359/2311.441X.2026.28.156>

УДК 631.356

Поляшенко С. О., Єсіпов О. В., Манойло В. М. Дослідження системи автоматичного регулювання заглиблення робочих органів коренезбиральної машини в процесі збирання

Анотація. Розвиток сучасного машинобудування характеризується підвищенням потужностей коренезбиральних машин, що призводить до інтенсифікації виконання технологічного процесу і більш жорстких умов експлуатації самих машин. Окрім того, достатньо актуальною залишається проблема зменшення втрат та пошкоджень коренеплодів і забезпечення надійності виконання операції викопуючими органами коренезбиральних машин, серед яких особливе місце займають диски копачів. Обґрунтована функціональна схема системи автоматичного регулювання заглиблення робочих органів. Визначені і обґрунтовані раціональні параметри системи. 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 0,1 с, середня споживана потужність від гідросистеми машини 2,2 кВт, середньоквадратичне відхилення глибини ходу викопуючих органів від заданої складо 0,6 см. Агротехніческая оцінка показала зменшення кількості втрат коренів на 1,5% в порівнянні з серійною коренезбиральною машиною.

Ключові слова: коренезбиральна машина, система автоматичного регулювання заглиблення робочих органів., глибина ходу робочих органів, зменшення втрат коренеплодів.

Polyashenko S. O., Yesipov O. V., Manoilo V. M. Research on the system of automatic regulation of the deepening of the working parts of the root harvesting machine during the harvesting process

Abstract. The development of modern mechanical engineering is characterized by an increase in the capacity of root harvesting machines, which leads to an intensification of the technological process and more stringent operating conditions for the machines themselves. In addition, the problem of reducing losses and damage to root crops and ensuring the reliability of the operation by the digging bodies of root harvesting machines, among which the digging disks occupy a special place, remains quite relevant. The functional scheme of the system for automatic regulation of the deepening of the working bodies is substantiated. The rational parameters of the system are determined and substantiated. The system is stable at the operating speed of the machine in the range of 6 - 8 km/h and the specified depth of the digging tools in the range of 6 - 9 cm. The system delay time is 0,1 s, the average power consumption from the machine's hydraulic system is 2,2 kW, the root mean square deviation of the digging

tools' depth from the specified one was 0,6 cm. The agrotechnical assessment showed a reduction in the number of root losses by 1,5% compared to the serial root harvester.

Keywords: *root harvester, system for automatic adjustment of the working tools' depth, depth of the working tools' depth, reduction of root crop losses.*

Постановка проблеми

Збирання коренеплодів цукрових буряків є одним з найбільш трудомістких агротехнічних процесів сільського господарства. Удосконалення технологічного процесу і машин для збирання цукрових буряків є комплексною науково-технічною проблемою, вирішення якої повинно базуватися не тільки на підставі пошуку нових технічних рішень, а й теоретичному і експериментальному моделюванні технологічних і робочих процесів викопуючих робочих органів з метою аналізу і синтезу їх оптимальних параметрів.

Якісні показники збирання коренеплодів цукрових буряків коренезбиральними машинами в значній мірі залежать від досконалості виконання ними робочих процесів в різних ґрунтово-кліматичних умовах.

В силу недосконалості процесу їх вилучення з ґрунту втрати можуть перевищувати межі, встановлені агротехнічні вимоги в 3 ... 5 разів, пошкодження - в 4 ... 5 разів [1]. Все це викликає необхідність подальшого пошуку і вдосконалення технологічних і робочих процесів та застосування різних типів викопуючих робочих органів бурякозбиральних машин в різних ґрунтово-кліматичних умовах.

Аналіз публікацій

Важливим фактором, який оказує значний вплив на якісні та енергетичні характеристики роботи коренезбиральних машин є підтримання встановленої глибини ходу робочих органів з заданою точністю. Зменшення глибини ходу робочих органів призводить до збільшення пошкодження і втрат збираемого врожаю. Пошкодження і втрати коренеплодів залежать від глибини ходу копачів [1, 2]. Це свідчить про те, що конструкція існуючих кореневикопуючих робочих органів сприяє заклинюванню коренеплодів в звужуючому руслі між дисками (КС-6Б) або вилками (РКС-6 і інші модифікації) і зумовлює їхнє пошкодження. З викопаними коренеплодами поступає значна маса землі, яку необхідно відділити за допомогою сепаруючих пристроїв, що також приводить 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 (5%) до сильнопошкоджених коренеплодів. У роботах [3, 4, 5] розглядаються гідравличні схеми пристроїв для автоматичного підтримання встановленої глибини ходу робочих органів, що дозволяють знизити втрати сировини.

Мета і постановка задачі

З метою зниження втрат коренеплодів цукрового буряку та зменшення його пошкодження створена система автоматичного регулювання заглиблення викопуючих органів для автоматичного підтримання заданої глибини ходу робочих органів коренезбиральної машини і отримані раціональні параметри системи.

Рішення задачі

Важливим фактором, який значно впливає на якісні та енергетичні показники роботи коренезбиральних машин є підтримка встановленої глибини ходу робочих органів із заданою точністю. Зменшення глибини ходу робочих органів викликає

збільшення втрат і пошкоджень зібраного врожаю. При збільшенні глибини ходу робочих органів збільшується навантаження на сепаруючих органах коренезбиральних машин, а також збільшується завантаження двигуна в зв'язку зі збільшенням завантаження сепаруючих органів коренезбиральної машини і опору з боку ґрунту на викопуючі органи.

На коренезбиральних машинах найбільше розповсюдження отримали механічні системи копіювання. Широке розповсюдження цих систем пояснюється їх відносною простотою і дешевизною в виготовленні та експлуатації. При цьому збільшення продуктивності збиральних машин можливо за рахунок збільшення ширини захвату і робочої швидкості. Механічні системи копіювання не в змозі забезпечити необхідні якісні та енергетичні показники роботи. Це пояснюється рядом особливостей механічних систем копіювання, які в основному обумовлені тим, що копіючі катки розташовані на значній відстані від робочих органів і на них прикладена велика частина ваги робочих органів. Отже, виникає необхідність створення систем копіювання, які забезпечують підтримку заданої глибини ходу робочих органів з більшою точністю при підвищених робочих швидкостях і збільшенні ширини захвату.

При аналізі систем автоматичного регулювання заглиблення (САРЗ) робочих органів коренезбиральної машини КС-6В враховано конструктивне виконання. В результаті аналізу варіантів можливого виконання САРЗ було виявлено, що кращим є гідромеханічне виконання системи, система повинна мати два незалежних контури регулювання, живлення яких здійснюється від одного джерела, а управління здійснюється від одного командного елемента.

Схема одного з контурів САРЗ приведена на рис. 1. Другий контур симетричний і розташований на протилежному боці рами копачів.

САРЗ містить датчик 1, гідророзподільник 2, силовий гідроциліндр 3, джерело гідравлічного живлення 4, раму робочих органів 5, раму машини 6. На чутливий елемент (датчик) впливає випадкова функція $f(t)$, що визначається зміною рельєфу в зоні датчика по відношенню до положення рами машини. Вихідним сигналом є глибина ходу робочих органів по відношенню до рельєфу H , пов'язана лінійною залежністю зі зміщенням поршня гідроциліндра S . На датчику відбувається порівняння встановленої глибини H_0 , дійсної глибини ходу робочих органів H і вхідного сигналу $f_1(t)$, в результаті чого сигнал неузгодженості надходить на золотник гідророзподільника. Потік рідини Q від гідророзподільника викликає зміщення штока гідроциліндра S , завдяки чому відбувається зміщення робочих органів у вертикальній площині.

$f(t)$ – поточне значення рельєфу поверхні;

$H(t)$ – дійсне значення глибини ходу робочих органів;

H_0 – встановлена глибина ходу робочих органів;

ΔH – сигнал неузгодженості;

D – датчик;

Δh – переміщення золотника гідророзподільника;

$G.P.$ – гідророзподільник;

Q – подача робочої рідини до гідроциліндра;

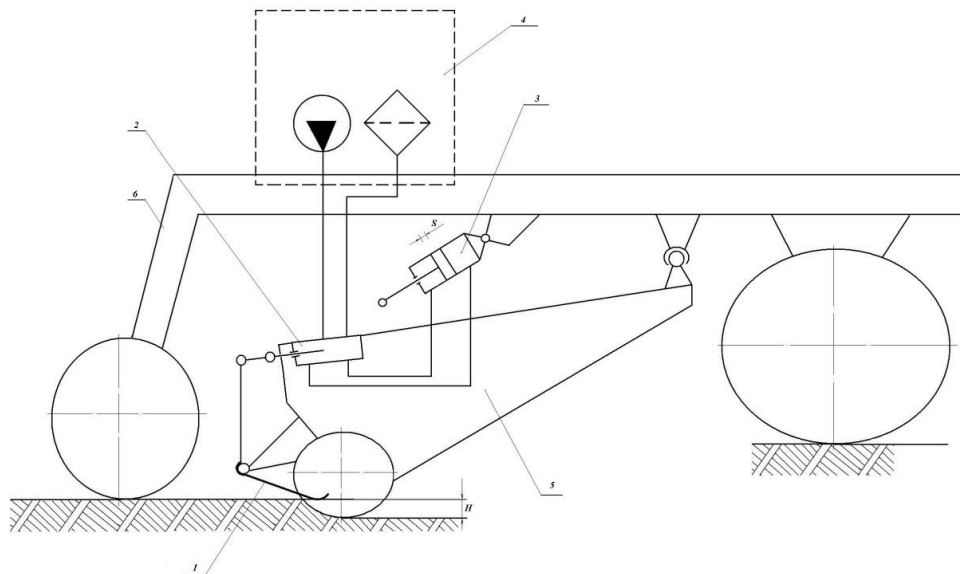


Рис. 1. Схема САРЗ на машині КС-6

На рис. 2 представлена функціональна схема САРЗ. На схемі наведено такі позначення:

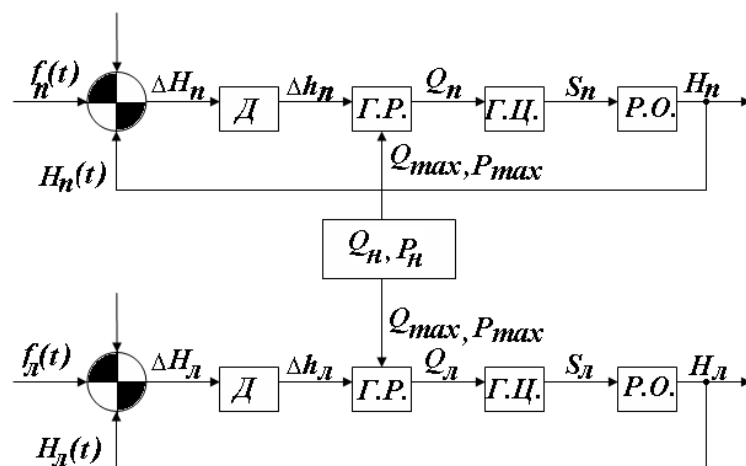


Рис. 2. Функціональна схема САРЗ:

Г.Ц. – силовий орган (гідроциліндр);

S – зміщення штока гідроциліндра;

Р.О. – робочий орган;

Q_{max} – максимальна продуктивність насоса джерела гідравлічного живлення;

P_{max} – максимальний тиск, що розвивається насосом.

Індексом n і l при перехідних величинах відзначаються відповідно правий і лівий контури.

Так як правий і лівий контури працюють незалежно один від одного і не кажуть взаємовпливу, при розробці алгоритму гідропідсилювачу САРЗ розглянемо роботу лише одного контуру. На суматор датчика одночасно надходять поточні значення рельєфу $f(t)$, дійсної глибини ходу робочих органів $H(t)$ і фіксоване значення заданої глибини ходу робочих органів H_0 , тобто сигнал неузгодженості суматора визначається виразом:

$$\Delta H = H_0 + f(t) - H(t) \quad (1)$$

При $\Delta H = 0$ золотник гідророзподільника знаходиться в нейтральному положенні і, отже, робочі органи знаходяться на заданій глибині. Так як чутливий елемент здійснює жорстке копіювання рельєфу і вплив пружності тяг датчика дуже мало, можна сказати, що рівняння датчика є кинематическим і для малих відхилень має вигляд:

$$\Delta h = k_1 \cdot \Delta H \quad (2)$$

Відповідно до схеми, наведеної на рис.1, при збільшенні глибини ходу робочих органів щуп датчика по відношенню до рами копирів переміщається вгору, а золотник гідророзподільника – вліво від нейтрального. Для відновлення заданої глибини ходу робочих органів раму копирів необхідно підняти вгору, для чого робоча рідина подається в штокову порожнину. При зменшенні глибини ходу робочих органів золотник гідророзподільника переміщається вправо, а рідина для відновлення глибини ходу необхідно подати в безштокові порожнини. Домовимося переміщення від нейтрального положення золотника гідророзподільника вліво вважати негативним, а переміщення вправо - позитивним.

Отже:

$$k_3^- = \frac{1}{P_{эф}} = \frac{4}{\pi(D^2 - d^2)} n p u - \Delta h \quad (3)$$

$$k_3^+ = \frac{1}{P_{эф}} = \frac{4}{\pi D^2} n p u + \Delta h$$

З виразів (2) і (3) слід:

$$\frac{dS}{dt} = k_3 k_2 h_2, \quad (4)$$

$$k_2 k_3 = \frac{Q_{max}}{h_1 - \Delta h_1} \cdot \left(\frac{dS}{dt} \right)_{max} = \frac{\left(\frac{dS}{dt} \right)_{max}}{h_1 - \Delta h_1} \quad (5)$$

Отже:

$$\frac{dS}{dt} = \frac{\left(\frac{dS}{dt} \right)_{max}}{h_1 - \Delta h_1} \cdot h_2 \quad (6)$$

Помножимо обидві частини (6) на $\frac{S_{max}}{\left(\frac{dS}{dt} \right)_{max}}$:

$$\frac{S_{max}}{\left(\frac{dS}{dt} \right)_{max}} \cdot \frac{dS}{dt} = \frac{S_{max}}{h_1 - \Delta h_1} \cdot h_2, \quad (7)$$

де S_{max} – максимальний хід поршня при зміщенні золотника гідророзподільника на величину $h_1 \cdot S_{max} = const$, так як в САРЗ є зворотний зв'язок, завдяки якому переміщення рами копачів у вертикальній площині відбувається до тих пір, поки золотник

гідророзподільника встановиться в нейтральному положенні. У той же час $\left(\frac{dS}{dt}\right)_{\max}$ має два фіксованих значення, так як практично постійно і визначається продуктивністю насоса гідросистеми, тобто Q_{\max} , а рідина подається або в штокову, або в безштокову порожнину гідроциліндра.

Вираз (7) можна представити у вигляді:

$$T_{1,2} \cdot \frac{dS}{dt} = k_1 h_2 \quad (8)$$

де $T_{1,2}$ – постійна вимірює часу; k_1 – коефіцієнт посилення.

З (5) впливає:

$$\left(\frac{dS}{dt}\right)_{\max} = \frac{Q_{\max}}{P_{\text{эф}}} \quad (9)$$

Тому:

$$T_{1,2} = \frac{S_{\max} \cdot P_{\text{эф}}}{Q_{\max}} \quad (10)$$

Для двостороннього гідроциліндра при виглиблених робочих органах

$$P_{\text{эф}} = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4},$$

а при заглибленні $P_{\text{эф}} = \frac{\pi D^2}{4}$, де D – діаметр поршня і d – діаметр штока.

З урахуванням знака переміщення штока золотника і $Q_{\max} \cong Q_n$

$$T_{1,2} = F_1(\Delta h) = \begin{cases} \frac{S_{\max} \cdot \pi D^2}{4Q_n} n p u + \Delta h \\ \frac{S_{\max} \cdot \pi(D^2 - d^2)}{4Q_n} n p u - \Delta h \end{cases} \quad (11)$$

На підставі отриманих співвідношень гідропідсилювач, що включає гідророзподільник і двосторонній гідроциліндр, буде описуватися наступною системою рівнянь:

$$h_2 = F(\Delta h),$$

$$T_{1,2} \cdot \frac{dS}{dt} = k_1 h_2 \quad (12)$$

Розрахунок і обґрунтування параметрів САРЗ

Для визначення величини вертикальної складової взаємодії копачів з ґрунтом в якості вихідних використовувалися дані, наведені у [6]. Сила реакції ґрунту з копачами залежить від окружної швидкості дисків, поступальної швидкості агрегату і фактичної

глибини ходу копачів і знаходиться в межах 2,2 – 2,9 кН для однієї пари копачів при щільності ґрунту 1,66 МПа і вологості 21,13%.

Отже, для викопуючої рами машини КС-6 ця величина буде знаходитися в межах 12 – 17 кН. Вага викопуючої рами близько 30 кН.

Характер зміни вертикальної складової взаємодії копачів з ґрунтом в залежності від глибини ходу представлений на графіку, наведеної на рис. 3. По осі ординат

відкладена величина $R_k \cdot \frac{V_q}{V_a}$,

де R_k – реакція ґрунту на копачі, V_q – окружна швидкість диска, V_a – поступальна швидкість агрегату. По осі абсцис відкладена глибина копачів ходу h .

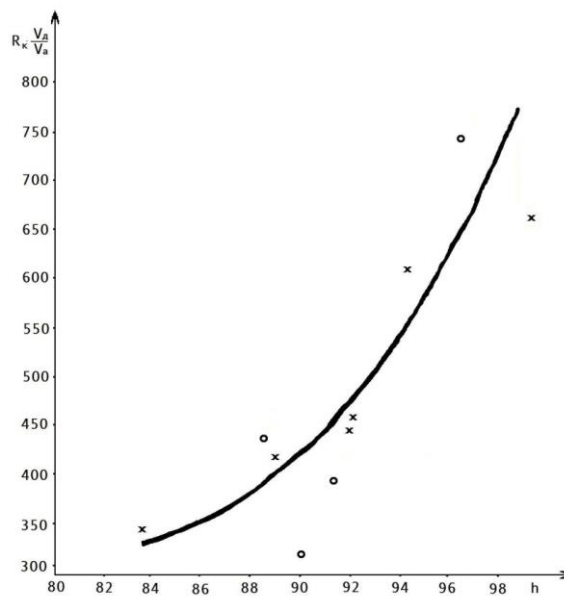


Рис. 3. Графік зміни вертикальної складової взаємодії копачів з ґрунтом в залежності від глибини ходу

З графіка видно, що при постійному відношенні $\frac{V_q}{V_a}$ величина вертикальної складової взаємодії копачів з ґрунтом зростає зі збільшенням глибини ходу копачів, що відповідає фізичному змісту характеру взаємодії копачів з ґрунтом.

Швидкість обробки сигналу від датчика робочим органом визначалася з урахуванням швидкості машини і максимального ухилу ґрунту, який має опрацювати система. Коренезбиральна машина працює на швидкості близько 7 км/год (1,94 м/с). За результатами польових досліджень виявлено, що максимальний кут нахилу ґрунту, який має відстежувати система, становить 10%. На підставі цього максимальна швидкість переміщення робочих органів у вертикальній площині складає 0,33 м/сек.

Тип гідроциліндра для САРЗ визначається з урахуванням продуктивності насоса гідросистеми, зусиль, які необхідно розвивати гідроциліндром для переміщення робочих органів, і швидкості переміщення робочих органів. У гідросистемі машини КС-6 застосований насос НШ-32У, продуктивність якого складає 47 л/хв. З урахуванням вищевказаних чинників в САРЗ застосований гідроциліндр Ц 100-13130011.

Розрахунок параметрів гідрокеруючого вентиля проводився наступним чином. Найбільша площа поперечного перерізу вікна:

$$f = \frac{Q}{\mu \cdot v \sqrt{\zeta}},$$

де Q – витрата через золотник, $Q = 47_{(\text{ном})} \div 57_{(\text{макс})}$ л/хв;
 μ – коефіцієнт витрати, 0,57-0,65;
 v – середня швидкість течії рідини в золотнику, практично $v = 4 \div 8$ м/с;
 ζ – коефіцієнт місцевого опору, для розподільників, $\zeta = 2 \div 4$

Найбільша площа поперечного перерізу вікна $f = 295$ мм²
Діаметр паска плунжера:

$$d = \frac{f}{\pi h},$$

де h – максимальний хід плунжера від відкриття вікна.

Для $h = 4$ мм діаметр паска плунжера складає $d = 25$ мм.
Діаметр шийки плунжера визначається зі співвідношення:

$$f \leq \frac{\pi}{4}(d^2 - d_1^2);$$
$$d_1 = \sqrt{\frac{\left(\frac{\pi d^2}{4} - f\right) \cdot 4}{\pi}} = 15,78 \text{ мм},$$

Діаметр шийки плунжера складає $d_1 = 15$ мм

Час перемикання розподільника Δt при $d = 25$; $2h = 8$;

$Q_{\text{ном}} = 47 \text{ л/мин} = 783 \text{ см}^3/\text{сек}$; $\Delta t = 0,005 \text{ сек}$.

Зусилля, що розвивається джерелом гідроживлення для переміщення плунжера при $d = 25$ мм:

$F = 196,25 \text{ кгс}$ при $P = 4,0$ МПа;

$F = 294 \text{ кгс}$ при $P = 6,0$ МПа.

У САРЗ застосований гідророзподільник ГА-34.000 з переливною і запобіжною секціями, номінальна витрата якого складає 50 л/хв. Зона нечутливості по переміщенню золотника становить ± 4 мм. Зона нечутливості САРЗ по переміщенню датчика для забезпечення якісної характеристики роботи системи повинна становити $\pm 2 \div 4$ мм. Отже, коефіцієнт передачі сигналу в прямому зв'язку повинен складати $K_{np} = 1 \div 2$.

Під час стендових випробувань зняті пролівочні характеристики гідравлічних елементів, застосованих в САРЗ. Перепад тиску для зворотного клапана в прямому напрямку складає $0,3 \div 0,4$ МПа. Перепад тиску на страгивання поршня силового гідроциліндра становить $0,5 \div 1,5$ МПа. Перепад тиску для гидрораспределителя ГО-34.000:

– при нейтральному положенні золотника гідророзподільника між входом і виходом $0,1 \div 0,15$ МПа;

– при зміщенні золотника в крайнє положення між входом і керуючим каналом $0,1 \div 0,15$ МПа.

Проведено порівняльні випробування двох варіантів систем: з гідрокеруючим вентилем в ланцюзі зв'язку гідророзподільників автоматичного регулювання та з використанням гідравлічних замків між гідророзподільниками автоматичного регулювання та відповідними гідроциліндрами. В результаті випробувань виявлено, що кращою є САРЗ з використанням гідравлічних замків.

Висновок

Випробування макетних зразків САРЗ підтвердили правильність обраних параметрів. Характер перехідного процесу системи апериодический. 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 0,1 с, середня споживана потужність від гідросистеми машини 2,2 кВт, середньоквадратичне відхилення глибини ходу викопуючих органів від заданої складало 0,6 см. Агротехніческая оцінка показала зменшення кількості втрат коренів на 1,5% в порівнянні з серійною коренезбиральною машиною.

Список використаних джерел

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 – Харків: ХДТУСГ, 2007. – Вип. 59. – т.2. – С. 35 – 41.
2. Механизация производства сахарной свеклы / под ред. Л.В. Погорелого. – 2-е изд., перераб. и доп. – К: Урожай, 1991. – 184 с.
3. Парфенов В.Я. К вопросу разработки модели объекта для системы автоматического регулирования заглубления выкапывающих органов корнеуборочной машины / В.Я. Парфенов // Сб. науч. трудов ВИСХОМ – М.: 1987. – С. 22 – 31.
4. Устройство для автоматического копирования рельефа грядки рабочими аппаратами А.с. № 307764 СССР, МКИ А01d 45/18; Заявлено 29.01.1968; Опубл. 01.06.1971, Бюл. № 21.
5. Устройство для автоматического поддержания заданой глубины хода рабочих органов корнеклубнеуборочной машины А.с. № 1136756 СССР, МКИ А01В 63/111; Заявлено 20.08.1982; Опубл. 30.01.1985, Бюл. № 4.
6. Звіт по темі № 13-36-80 (Розділ Б «Дослідження викопуючих робочих бурякозбиральних машин з метою вдосконалення і поліпшення якості їх роботи») – Харків, УкрНІСГОМ, 1985. – 132 с.
7. Калинин С.И. Динамика коренезбиральной машины с системой подtrimання заданой глубины хода рабочих органов / Калинин С.И., Поляшенко С.О., Єсіпов О.В. // 36. н. пр. - Инженерия природокористування № 2, Харків: ХДТУСГ, 2017. – С. 63 – 68.
8. Polyashenko S., Iesipov O., Manoylo V., Shushlyapin S., Horuzhenko T. Research of the system of automatic regulation of the deeping of the working bodies of the root harvesting machine in the harvesting process // Science, technology and global challenges. Proceedings of the 7th International scientific and practical conference. CPN Publishing Group. Tokyo, Japan. 2026. Pp. 155-165. URL: <https://sci-conf.com.ua/vii-mizhnarodna-naukovo-praktichna-konferentsiya-science-technology-and-global-challenges-5-7-03-2026-tokio-yaponiya-arhiv>

References

1. Polyashenko S.O. Improving the quality of sugar beet roots in the technological process of harvesting / Polyashenko S. O., Iesipov O. V., Zhikharev M. V., Polyashenko V. S. // Mechanization of agricultural production: Bulletin of the KhDTUSG – Kharkiv: KhDTUSG, 2007. – Issue 59. – Vol. 2. – P. 35 – 41.
2. Mechanization of sugar beet production / edited by L. V. Pogorely. – 2nd ed., revised and supplemented – K: Urozhay, 1991. – 184 p.
3. Parfenov V. Ya. On the issue of developing an object model for a system of automatic regulation of the deepening of the excavating organs of the root harvester machine / V. Ya. Parfenov // Collection of scientific. of works of VYSHOM - M.: 1987. - С. 22 - 31.

4. Device for automatic copying of the relief of the bed by working devices A.s. № 307764 USSR, MKY A01d 45/18; Proclaimed on January 29, 1968; Publ. 01.06.1971, Bull. № 21.

5. Device for automatic maintenance of the specified depth of movement of the working bodies of the root-knot harvesting machine A.S. № 1136756 USSR, MKY A01B 63/111; Announced on August 20, 1982; Publ. 30.01.1985, Bull. № 4.

6. Report on the topic № 13-36-80 (Section B “Research on digging working beet harvesting machines with the aim of improving and improving the quality of their work”) – Kharkiv, UkrNIISGOM, 1985. – 132 p.

7. Kalinin E.I. Dynamics of a root harvesting machine with a system for maintaining a given depth of travel of working bodies / Kalinin E.I., Polyashenko S.O., Iesipov O.V. // Collection of scientific works - Environmental engineering № 2, Kharkiv: KhDTUSG, 2017. – P. 63 – 68.

8. Polyashenko S., Iesipov O., Manoylo V., Shushlyapin S., Horuzhenko T. Research of the system of automatic regulation of the deeping of the working bodies of the root harvesting machine in the harvesting process // Science, technology and global challenges. Proceedings of the 7th International scientific and practical conference. CPN Publishing Group. Tokyo, Japan. 2026. Pp. 155-165. URL: <https://sci-conf.com.ua/vii-mizhnarodna-naukovo-praktichna-konferentsiya-science-technology-and-global-challenges-5-7-03-2026-tokio-yaponiya-arhiv>

Отримано: 07.04.2026. Прийнято: 17.04.2026. Опубліковано: 15.05.2026.