

ДОСЛІДЖЕННЯ КІНЕМАТИКИ ЛАНЦЮГОВО-ПЛУНЖЕРНОГО САДИЛЬНОГО АПАРАТА ЗУБКІВ ЧАСНИКУ

Ярослав Семен¹, к. т. н., Лариса Кузенко², к. т. н., Олег Семен¹

¹Львівський національний аграрний університет,
вул. Володимира Великого, 1, м. Дубляни, Жовківський р-н,
Львівська обл., Україна,
e-mail: jsemen@ukr.net

²Львівський центр професійно-технічної освіти державної
служби зайнятості,
вул. Княгині Ольги, 122, м. Львів, Україна,
e-mail: kuzenko.lm@gmail.com

<https://doi.org/10.31734/agroengineering2019.23.035>

Семен Я., Кузенко Л., Семен О. Дослідження кінематики ланцюгово-плунжерного садильного апарата зубків часнику

У статті подано результати наукових досліджень проблем механізованого садіння часнику і, зокрема, обґрунтування конструкції саджалки. Для умов технологічного процесу садіння зубків часнику з примусовим поштучним їх укладанням у клиноподібну борозенку денцем донизу, а ростком вгору теоретично досліджено взаємодію ролика штока вилки ланцюгово-плунжерного апарата з напрямною, яка має форму дуги кола певного радіуса.

Розглянуто взаємодію ролика, закріпленого на штоці плунжера з напрямною, окресленою по дузі параболи, під час заглиблення вилки з зубком часнику в ґрунт. Встановлено, що для запобігання заклинюванню й усунення надмірного зношування поверхонь, які контактують, у початковий момент взаємодії ролика з напрямною нормаль до неї має проходити вздовж штока вилки. Така умова є обов'язковою незалежно від профілю самої напрямної, яка може мати вигляд дуги кола відповідного радіуса або бути окресленою по дузі параболи.

Дослідженнями підтверджено, що основними кінематичними показниками взаємодії досліджуваних елементів садильного апарата є переміщення, швидкість і прискорення вилки в момент її встромляння разом із зубком часнику в ґрунт.

Отримано теоретичні залежності для визначення основних кінематичних показників характеризованого процесу, які розв'язані числовим методом Рунге – Кутта з наступним графічним відображенням отриманих закономірностей. Виконано порівняльну оцінку взаємодії ролика, закріпленого на штоці плунжера, з поверхнями напрямних різних профілів. Встановлено, що, незалежно від форм поверхонь досліджуваних напрямних, переміщення вилки в часі взаємодії ролика штока ланцюгово-плунжерного садильного апарата з ними описуються теоретичними кривими, що мають поліноміальну закономірність.

Досліджено, що зміна швидкості руху вилки у вертикальному напрямку під час взаємодії ролика з напрямною у вигляді дуги кола має прямо пропорційну залежність від часу їх контакту. Для напрямної у вигляді параболи зміна швидкості вилки в часі відображається графічно у вигляді вигнутої кривої.

Встановлено, що прискорення вилки в момент контакту ролика з напрямними різко зростає незалежно від форм їх поверхонь.

Ключові слова: зубок часнику, садильний апарат, параметри апарата, показники садіння.

Semen Ya., Kuzenko L., Semen O. Research of kinematics of the chain and plunger planting device for garlic bulblet

The article presents the results of scientific researches of the problems concerning the mechanized planting of garlic and, in particular, the substantiation of the parameters of chain and plunger planting device design. The work describes theoretical study for the conditions of technological process of garlic bulblet planting with forced piece-laying of bulblet in the wedge-shaped groove with the bottom down, and with the sprout up, the interaction of the roller of the fork of the chain-plunger apparatus with a guide, which has the shape of an arc of a circle of a certain radius.

Under the conditions of the fork with the garlic tooth deepening in the soil, the interaction of the roller, fixed on the plunger rod with the guide in the form of a parabola arc, is considered in the article. It is revealed that in order to prevent jamming and to avoid of excessive wear of the contacting surfaces at the start of interaction of the roller with the guide, the normal to the guide should extend along the fork rod. This condition is obligatory one, regardless of the profile of the guide itself, which may look like an arc of a circle of the appropriate radius or arc of a parabola.

The studies have confirmed that the movement, velocity and acceleration of the fork at the moment of its insertion with the garlic tooth in the soil are the main kinematic indicators of the interaction of the studied elements of the planting machine.

Theoretical dependences were obtained to determine the main kinematic indices of the characterized process, which are solved by the numerical Runge – Kutta method with the following graphical representation of the obtained regularities.

The comparative evaluation of interaction of the roller, fixed on the plunger stem, and the surfaces of the guide profiles of different profiles is made by the author of the work. It is established that irrespective of the surface shapes of the studied guides, the displacement of the fork during interacting of the roller of the stem of the chain-plunger saddle apparatus with them is described by theoretical curves of a polynomial regularity.

The research investigate the change in speed of the fork movement in the vertical direction during the interaction of the roller with the guide in the form of an arc of a circle, which has a direct proportional dependence on the time of their contact. For a parabola guide, the change in fork speed over time is graphically displayed as a curved curve.

It is established that acceleration of the fork at the moment of the roller's contact with the guides is dramatically increased, regardless of the shape of their surfaces.

Key words: garlic cloves, planting machine, plant parameters, planting indices.

Постановка проблеми. Як відомо, кінематичні дослідження простих плоских механізмів можна проводити графічними методами [1; 2]. Вони доволі точні і за певних допущень застосовуються для практичних розрахунків механізмів підвищеної складності. Проте кожна задача, розв'язана графічно, може бути розв'язана й аналітично [4; 6; 9; 19]. Незважаючи на те, що в результаті часто отримують доволі складні формули, на практиці їх застосовувати зовсім не складно, бо розв'язуються вони за допомогою числових методів та прикладних комп'ютерних програм [5; 10]. Основною перевагою аналітичного дослідження кінематики процесу є можливість з'ясування взаємного впливу окремих ланок, вузлів чи механізмів на його перебіг загалом. Це дозволить у підсумку обґрунтувати параметри робочих органів машини або окремих її складових. При цьому важливо проаналізувати якомога більше можливих варіантів розв'язування конкретної задачі та встановити оптимальні параметри й режими роботи досліджуваних елементів як цілісної системи [3; 7; 11].

Безпосереднє правильно орієнтоване укладання зубків часнику в ґрунт у запропонованій конструкції машини забезпечує ланцюгово-плунжерний садильний апарат [8; 20]. У нижній його частині змонтовано напрямну, яка може мати вигляд дуги кола відповідного радіуса або параболи. Взаємодіючи з напрямною через ролик, шток із вилкою та зубком часнику, защемленим між її пальцями, переміщуються вертикально вниз, які примусово встромляють зубок у клиноподібну борозенку [12; 13].

Серед основних чинників, які впливають на перебіг вказаного процесу, можна виділити швидкість руху саджалки, конструктивні параметри окремих елементів ланцюгово-плунжерного садильного апарата, глибину садіння та розмір і профіль поверхні напрямної. Саме встановлення їх оптимальних параметрів у цілому гарантуватиме

ефективне укладання зубків часнику в борозенку. Цьому повинні передувати теоретичні дослідження, зокрема й кінематики процесу взаємодії між окремими елементами ланцюгово-плунжерного садильного апарата.

Аналіз останніх досліджень і публікацій.

Створенню робочих органів сільськогосподарських машин передують теоретичні та експериментальні дослідження. Основною їхньою метою є узгодження конструктивних чи кінематичних параметрів і режимів роботи кожного об'єкта проектування, адаптованих до фізико-механічних властивостей або розмірних характеристик конкретного технологічного матеріалу [15; 17; 18].

Основними показниками, які характеризують кінематику процесу, є швидкість, переміщення та прискорення певної системи [16]. Для їх дослідження необхідно створити математичні моделі окремих елементів системи, простеживши їх взаємовплив на ефективність її роботи загалом.

Щодо розробленої конструкції саджалки [8; 20], то в науковій праці [14] отримано аналітичні залежності для встановлення сили присмоктування зубків до отворів на поверхні барабана, обґрунтовано його кутову швидкість обертання, узгоджену з конструктивними параметрами ланцюгово-плунжерного садильного апарата та досліджено рух і тривалість падіння зубка часнику після відокремлення його від отвору на поверхні барабана до моменту захоплення пальцями вилки. У публікації [20] проведено теоретичні дослідження взаємодії ролика, закріпленого на штоці плунжера, з напрямною, що має вигляд дуги заданого радіуса, при заглибленні вилки зі зубком часнику в ґрунт. Отримані в ній аналітичні залежності дозволили встановити швидкість V_e , прискорення a_e та глибину h занурення вилки в ґрунт разом із зубком часнику під час її вертикального переміщення вниз, а саме:

$$h = R_1 - R_1 \cos \beta, \quad (1)$$

$$V_6 = V_m \frac{V_m t}{\sqrt{R_1^2 - (V_m t)^2}}, \quad (2)$$

$$a_6 = \frac{V_m^2}{R_1} \cdot \frac{1}{(R_1^2 - (V_m t)^2)^{\frac{3}{2}}}, \quad (3)$$

де R_1 – радіус поверхні напрямної, м; β – центральний кут, на який спирається дуга кола напрямної, град; V_m – швидкість саджалки, м/с; t – час, с.

При цьому час, протягом якого ролик взаємодіє з напрямною, становить [20]:

$$T = \frac{R_1}{V_m} \sin \beta. \quad (4)$$

Попередній аналіз виконаних досліджень вказує на те, що отриманих результатів взаємодії ролика, закріпленого на штоці плунжера, з напрямною, яка має вигляд дуги заданого радіуса, недостатньо, щоб зробити коректні висновки про ефективність вказаного процесу, оскільки розглядалася тільки одна форма поверхні напрямної.

Очевидно, що, досліджуючи кінематику процесу взаємодії ролика штока ланцюгово-плунжерного садильного апарата зубків часнику з напрямною, потрібно врахувати інші можливі форми її поверхні, зокрема у формі параболи. Тільки після цього можна буде зробити порівняльний аналіз отриманих результатів, оцінити характер і встановити основні кінематичні параметри вказаного процесу.

Постановка завдання. Отже, наше завдання – отримати аналітичні залежності, які дають змогу встановити основні кінематичні параметри процесу взаємодії ролика штока ланцюгово-плунжерного садильного апарата зубків часнику з напрямною у вигляді параболи та провести порівняльний аналіз вказаного процесу за різних форм напрямної.

Виклад основного матеріалу. Як відомо з попередніх досліджень [20], напрямна 5 (рис. 1) слугує жорсткою опорою для ролика 6, який, контактуючи з її поверхнею, переміщує в корпусі плунжера 4 шток 2 з вилкою 1 і закріпленим у ній зубком часнику 7 до повного його входження в ґрунт.

У цій же науковій праці була окреслена основна умова взаємодії ролика з напрямною, що має вигляд дуги кола відповідного радіуса, а саме: відсутність явища удару при початковому їх контакті. Залишаючи вказану умову незмінною, розглянемо взаємодію ролика вилки з напрямною

O_1O , яка окреслена по дузі параболи і описується залежністю

$$x = p \cdot y^2, \quad (5)$$

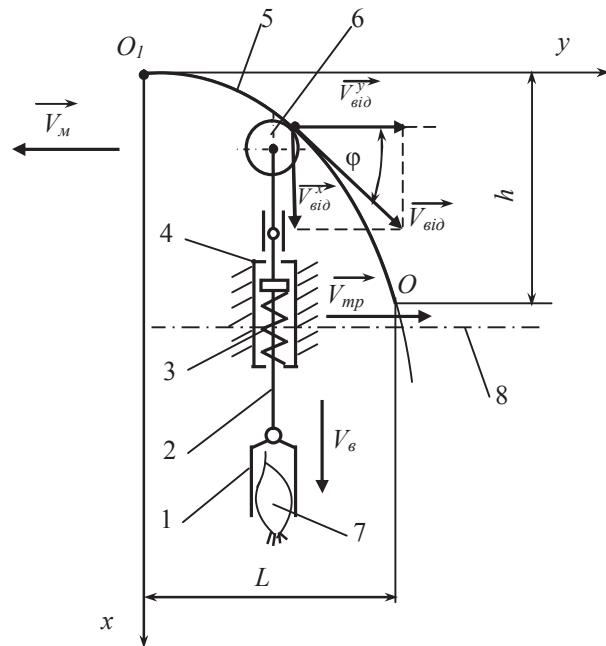


Рис. 1. Схема взаємодії ролика з напрямною, окресленою по дузі параболи:

- 1 – вилка; 2 – шток; 3 – пружина; 4 – плунжер; 5 – напрямна; 6 – ролик; 7 – зубок часнику, 8 – транспортер ланцюговий

Fig. 1. Scheme of interaction of the roller with the guide, outlined on the arc of the parabola:

- 1 – fork; 2 – rod; 3 – spring; 4 – plunger; 5 – roller; 6 – roller; 7 – garlic clove, 8 – conveyor chain.

де p – параметр, який характеризує співвідношення між переміщеннями вилки по вертикалі (h , м) і горизонталі (L , м) в певний період часу.

Максимальне значення h вибираємо з міркувань, що воно не перевищуватиме заданої глибини садіння зубка часнику, а відстань L орієнтовно відповідатиме кроку між плунжерами 4, закріпленими на ланцюговому транспортері 8.

Згідно з поданою схемою точка контакту O_1 є початком відліку системи координат, де вісь O_1y відповідає напрямку руху транспортера, а вісь O_1x – вертикального переміщення вилки вниз. За певний проміжок часу ролик 6 переміститься по напрямній 5 з початкової O_1 у кінцеву точку O . Вважаючи величини h і L відомими, параметр p матиме значення

$$p = \frac{h}{L^2}. \quad (6)$$

З урахуванням (6) рівняння (5) параболи набуває такого вигляду:

$$x = \frac{h}{L^2} \cdot y^2. \quad (7)$$

Під час взаємодії з напрямною у вигляді параболи ролик вилки перебуває в складному русі.

Розглянемо кінематику процесу, коли ролик займе довільне положення, яке визначається змінним кутом φ нахилу дотичної до осі O_1y . Його переносна швидкість дорівнює швидкості руху машини (саджалки), а тому $\vec{V}_{\text{пер}} = \vec{V}_m$. Одночасно ролик рухається з відносною швидкістю $V_{\text{від}}$, проекції якої на осі координат становлять:

$$\begin{aligned} V_{\text{від}}^x &= \frac{dx}{dt} = 2 \frac{h}{L^2} y \frac{dy}{dt}; \\ V_{\text{від}}^y &= \frac{dy}{dt}. \end{aligned} \quad (8)$$

Враховуючи, що відносна швидкість дорівнює підкореневій сумі квадратів її проекцій на відповідні осі координат, будемо мати:

$$V_{\text{від}} = \sqrt{(V_{\text{від}}^x)^2 + (V_{\text{від}}^y)^2} = \sqrt{1 + \left(2 \frac{h}{L^2} y\right)^2} \frac{dy}{dt}. \quad (9)$$

Як відомо [6], тангенс кута φ нахилу дотичної обчислюється за формулою

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{dx}{dy} = 2 \frac{h}{L^2} y. \quad (10)$$

$$\text{Тоді } \cos \varphi = \frac{1}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \varphi}} = \frac{1}{\sqrt{1 + \left(2 \frac{h}{L^2} y\right)^2}}, \quad (11)$$

$$\text{а } \sin \varphi = \frac{2 \frac{h}{L^2} y}{\sqrt{1 + \left(2 \frac{h}{L^2} y\right)^2}}. \quad (12)$$

Відомо, що під час взаємодії ролика з напрямною його абсолютна швидкість \vec{V}_a дорівнює геометричній сумі переносної $\vec{V}_{\text{пер}}$ та відносної $\vec{V}_{\text{від}}$ швидкостей, тобто [20]:

$$\vec{V}_a = \vec{V}_{\text{пер}} + \vec{V}_{\text{від}}. \quad (13)$$

Проектуємо рівність (13) на вісь O_1y , враховуючи при цьому, що проекція абсолютної швидкості на цю вісь дорівнює нулю, оскільки вилка рухається в плунжері, який жорстко закріплений на ланцюговому транспортері та переміщується разом з ним, причому швидкості транспортера $\vec{V}_{\text{тр}}$ і машини \vec{V}_m рівні за значенням, але протилежні за напрямками ($\vec{V}_{\text{тр}} = -\vec{V}_m$):

$$0 = -\vec{V}_m + \vec{V}_{\text{від}} \cos \varphi. \quad (14)$$

З рівності (14), враховуючи (9) і (11), одержимо:

$$\frac{dy}{dt} = V_m. \quad (15)$$

Очевидно, що рівняння відносного руху ролика під час його взаємодії з напрямною, окресленою дугою параболи, матимуть такий вигляд:

$$\begin{aligned} y &= V_m t; \\ x &= \frac{h \cdot V_m^2}{L^2} \cdot t^2. \end{aligned} \quad (16)$$

При цьому тривалість T переміщення (занурення в ґрунт) вилки на глибину h (при $x = h$) згідно з (16) становить:

$$T = \frac{L}{V_m}. \quad (17)$$

Диференціюванням рівняння (16) знаходимо швидкість V_e і прискорення a_e вилки в часі:

$$V_e = \frac{dx}{dt} = 2 \frac{h \cdot V_m^2}{L^2} t; \quad (18)$$

$$a_e = \frac{d^2x}{dt^2} = 2 \frac{h \cdot V_m^2}{L^2}. \quad (19)$$

Розв'язок рівнянь (1) – (3), (16), (18) і (19) з урахуванням (4) й (17) числовим методом Рунге – Кутта в середовищі системи Matlab дав змогу встановити закономірності вертикального переміщення h (рис. 2), швидкості V_e (рис. 3) та прискорення a_e (рис. 4) вилки в часі взаємодії ролика штока ланцюгово-плунжерного садильного апарата з напрямною у вигляді дуги кола і параболи.

Як видно з рис. 2, теоретичні криві зміни переміщення вилки в часі в обидвох випадках досліджень мають поліноміальну закономірність. При цьому тривалість контакту ролика з напрямною змінюється залежно від глибини садіння зубків часнику та швидкості руху машини. Коли саджалка рухатиметься зі швидкістю $V_m = 1$ м/с, а глибина садіння h становитиме 0,05 м, то загальна тривалість занурення вилки в ґрунт $T = 0,12$ с. Якщо швидкість V_m залишити незмінною, а h збільшити до 0,07 м, тривалість T також залишиться на рівні 0,12 с.

Теоретичними дослідження встановлено, що для $h = 0,03$ м і $V_m = 0,5$ м/с загальна тривалість T занурення вилки в ґрунт становить 0,25 с. Для цієї ж глибини садіння і швидкості машини $V_m = 2,0$ м/с тривалість вертикального переміщення вилки при контакті ролика з напрямною є мінімальною – $T = 0,06$ с. Але в такому разі вилка зі зубком часнику має розміщуватися дуже близько до дна наперед утвореної борозенки.

Дослідженнями також визначено час, коли зубок часнику, защемлений між пальцями вилки, яка рухається вертикально вниз, починає контактувати з поверхнею ґрунту (дном борозенки).

Якщо до моменту взаємодії ролика з напрямною зубок у вилці буде розміщуватися на відстані 0,01 м від поверхні ґрунту, то контакт з нею згідно з рис. 2 відбудеться через 0,036 с (відповідає точці *a* напрямної у вигляді параболи) або через 0,048 с (відповідає точці *b* напрямної у вигляді дуги кола) від початку вертикального переміщення вилки. Решту часу зубок часнику з вилкою рухатиметься в ґрунті, долаючи його опір. Якщо зубок буде встановлений на відстані 0,02 м від поверхні, то початок контакту з нею відбудеться відповідно

через 0,06 с (точка *c*) та 0,074 с (точка *d*). У цьому разі, переміщуючись вертикально вниз, більшу частину часу вилка зі зубком рухається над землею. Саме тому важливим є вибір оптимального розміщення елементів ланцюгово-плунжерного садильного апарата над поверхнею ґрунту, а також формування профілю борозенки та її дна.

Знаючи час початку контакту зубка з поверхнею ґрунту, проаналізуємо швидкість вертикального переміщення вилки, скориставшись рис. 3.

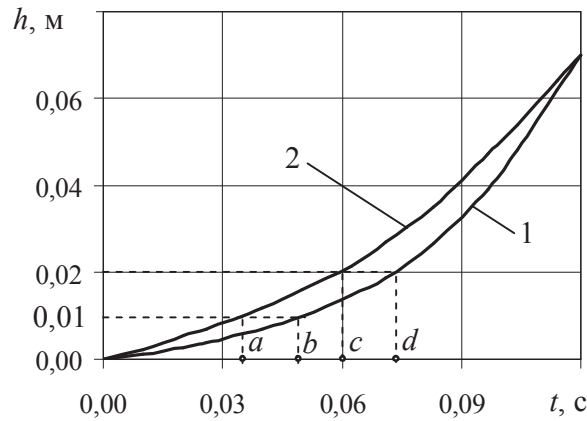


Рис. 2. Закономірність переміщення h вилки в часі t взаємодії ролика з напрямною у вигляді дуги кола (1) і параболи (2) за глибини садіння $H=0,07$ м та швидкості руху саджалки $V_m=1$ м/с

Fig. 2. The dependence of the h displacement of fork in t interaction time of the roller with the guide in the form of the arc of the circle (1) and the parabola (2) for the depth of the planting of $H = 0,07$ m and the velocity of the planter of $V_m = 1$ m/s.

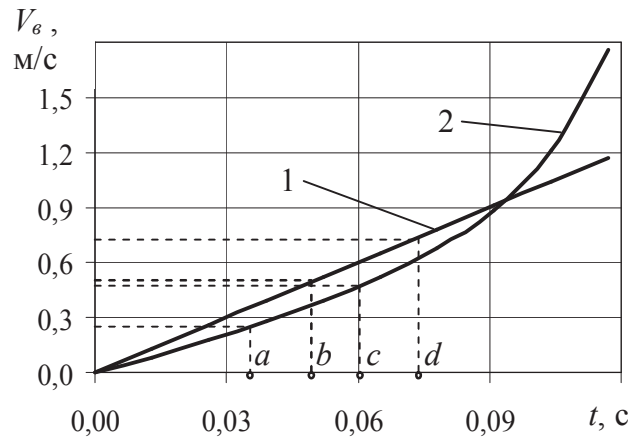


Рис. 3. Закономірність зміни швидкості V_g вилки в часі t взаємодії ролика з напрямною у вигляді дуги кола (1) і параболи (2) за глибини садіння $H=0,07$ м та швидкості руху саджалки $V_m=1$ м/с

Fig. 3. The dependence of the V_g velocity change of the fork in t interaction time of the roller with the guide in the form of the arc of the circle (1) and the parabola (2) for the depth of planting of $H = 0,07$ m and the velocity of the planter of $V_m = 1$ m/s

З отриманих графіків видно, що зміна швидкості V_6 руху вилки у вертикальному напрямку під час взаємодії ролика з напрямною у вигляді дуги кола має прямо пропорційну залежність від часу t їх контакту. Максимального свого значення 1,2 м/с вона досягає за 0,12 с, якщо глибина садіння становить 0,07 м, а швидкість машини $V_m = 1$ м/с. При цьому в момент контакту зубка з поверхнею ґрунту (дном борозенки), що відповідає часу $t = 0,048$ с (позначено точкою b), швидкість руху вилки $V_6 = 0,53$ м/с; відповідно для $t = 0,074$ с (позначено точкою d) швидкість руху вилки V_6 становить 0,73 м/с.

Для таких самих умов роботи ланцюгово-плунжерного садильного апарата, але взаємодії ролика з напрямною у вигляді параболи, зміна швидкості вилки в часі відображається графічно у вигляді вигнутої кривої, причому в останній третині відбувається її доволі різке зростання до максимального значення, що становить 1,8 м/с.

За початкової відстані від зубка, закріпленого у вилці, до поверхні ґрунту 0,01 м, що відповідає часу початку контакту $t = 0,036$ с (позначено точкою a), швидкість руху вилки $V_6 = 0,27$ м/с. Якщо зубок розміщений на відстані 0,02 м над поверхнею поля (дном борозни), а контакт його з ґрунтом відбувся через 0,06 с (відповідає точці c), то швидкість вертикального переміщення вилки V_6 становить 0,51 м/с.

Теоретичними дослідженнями встановлено, що зі збільшення швидкості руху саджалки до 1,5 м/с за незмінної глибини $H = 0,07$ м максимальне значення швидкості вертикального переміщення вилки V_6 сягає 1,74 м/с, якщо ролик взаємодіє з напрямною у вигляді дуги кола. При цьому загальна тривалість руху вилки вниз становить 0,08 с. Для таких самих умов роботи садильного апарата, але взаємодії ролика з напрямною у вигляді параболи, максимальна швид-

кість вилки $V_6 = 2,63$ м/с. Це вказує на те, що зі збільшенням швидкості руху саджалки зростає також швидкість вертикального переміщення вилки. При цьому загальна тривалість процесу садіння зубка, навпаки, зменшується.

Беручи за основу отримані значення часу початку контакту зубка часнику з поверхнею ґрунту, проаналізуємо прискорення a_6 вилки за її вертикального переміщення, відображені графічно на рис. 4.

Згідно з наведеними графіками, очевидним є різке зростання прискорення вилки в момент контакту ролика незалежно від форми поверхні напрямної. Проте подальший перебіг процесу для кожного випадку має суттєві відмінності. Так, для напрямної у вигляді дуги кола прискорення a_6 залишається незмінним протягом усього наступного часу контакту з нею ролика штока ланцюгово-плунжерного садильного апарата і не перевищує 10 м/с^2 . Якщо поверхня напрямної має вигляд параболи, то прискорення вилки, що з нею контактує через ролик, наближено теж мають вигляд параболи. При цьому для початкового положення зубка над поверхнею ґрунту 0,02 м половину часу (відповідає точці c) вилка переміщується з прискоренням, що плавно зростає від 6,1 до 10 м/с^2 . Контакт зубка часнику з ґрунтом і подальше проникнення в нього відбувається з доволі різким зростанням прискорення вилки, яке досягає максимального значення $59,8 \text{ м/с}^2$.

На основі теоретичних досліджень встановлено, що закономірності зміни прискорень a_6 вилки в часі t взаємодії ролика з напрямними залишаються майже незмінними для різних глибин садіння зубків часнику і швидкості руху саджалки. У цих випадках змінюється значення прискорення і загальна тривалість контакту ролика з напрямною.

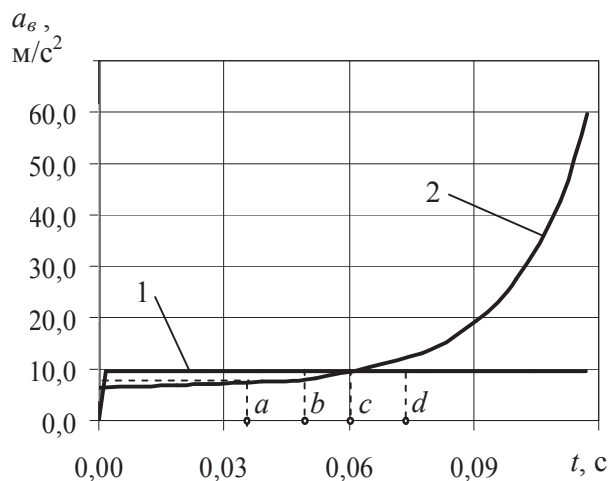


Рис. 4. Закономірність зміни прискорення a_6 вилки в часі t взаємодії ролика з напрямною у вигляді дуги кола (1) і параболи (2) за глибини садіння $H=0,07$ м та швидкості руху саджалки $V_m=1$ м/с

Fig. 4. The dependence of the change of the a_6 fork acceleration in t interaction time of the roller with the guide in the form of the arc of the circle (1) and the parabola (2) for the depth of planting of $H = 0,07$ m and the velocity of the planter of $V_m = 1$ m/s

Висновки. Теоретичними дослідженнями взаємодії ролика штока ланцюгово-плунжерного садильного апарата зубків часнику з напрямною встановлено таке:

1. Якість виконання технологічного процесу саджалки забезпечиться в разі, коли швидкість її руху та швидкість переміщення ланцюгового транспортера садильного апарата будуть однаковими за значенням, але протилежними за напрямками безпосередньо в момент контакту вилки зі зубком часнику поверхні поля (дна борозенки).

2. У початковий момент взаємодії ролика з напрямною у вигляді дуги кола явище удару буде відсутнє, якщо центр її радіуса лежатиме на нормалі, що проходить уздовж осі штока вилки, а для напрямної у вигляді параболи явище удару залежатиме від параметра p , який характеризує співвідношення між переміщеннями вилки по вертикалі (h , м) і горизонталі (L , м) в певний період часу.

3. Незалежно від форм поверхонь досліджуваних напрямних, переміщення вилки в часі взаємодії ролика штока ланцюгово-плунжерного садильного апарата з ними описуються теоретичними кривими, що мають поліноміальну закономірність, а на тривалість їх контакту впливають глибина садіння зубків часнику та швидкість руху машини.

4. Зміна швидкості $V_в$ руху вилки у вертикальному напрямку під час взаємодії ролика з напрямною у вигляді дуги кола має прямо пропорційну залежність від часу t їх контакту; для таких самих умов роботи ланцюгово-плунжерного садильного апарата, але взаємодії ролика з напрямною у вигляді параболи, зміна швидкості вилки в часі відображається графічно у вигляді вигнутої кривої, причому в останній третині відбувається її доволі різке зростання до максимального значення, що становить 1,8 м/с.

5. Прискорення вилки в момент контакту ролика з напрямними різко зростає незалежно від форм їхніх поверхонь, а потім для напрямної у вигляді дуги кола прискорення $a_в$ залишається незмінним протягом усього наступного часу контакту з нею ролика штока ланцюгово-плунжерного садильного апарата і не перевищує 10 м/с^2 , а для поверхні напрямної у вигляді параболи прискорення наближено теж мають параболічну закономірність, причому контакт зубка часнику з грун-

том і подальше проникнення в нього відбуваються з доволі різким зростання прискорення вилки, яке досягає максимального значення $59,8 \text{ м/с}^2$.

Бібліографічний список

1. Артоболевский И. И. Теория механизмов. Москва: Наука, 1965. 776 с.
2. Баранов Г. Г. Курс теории механизмов и машин. Москва: Машиностроение, 1966. 510 с.
3. Василенко П. М., Василенко В. П. Методика построения расчетных моделей функционирования механических систем. Киев: УСХА, 1980. 135 с.
4. Василенко П. М. Основы аналітичних методів землеробської механіки. Київ: НАУ, 1998. 29 с.
5. Вступ до числових методів: навч. посіб. для вищ. закл. освіти / П. І. Каленюк, В. А. Бакалець, І. І. Бакалець, Н. В. Горбачова, П. Л. Сохан; Держ. ун-т «Львівська політехніка». Львів, 2000. 145 с.
6. Горячкин В. П. Собрание починений: в 3 т. Изд. 2-е. Москва: Колос, 1968. Т. 1. 720 с.
7. Заїка П. М. Теорія сільськогосподарських машин. Т. 1, ч. 2: Машини для сівби та садіння. Харків: Око, 2002. 452 с.
8. Кузенко Д. В., Семен О. Я. Машина для садіння зубків часнику. *Вісник Львівського національного аграрного університету: агроінженерні дослідження*. 2017. № 21. С. 115–119.
9. Павловський М. А. Теоретична механіка: підручник. 2-ге вид., стереотип. Київ: Техніка, 2004. 512 с.
10. Самарский А. А., Гулин А. В. Численные методы. Москва: Наука, 1989. 430 с.
11. Севостьянов І. В. Теорія технічних систем: підручник. Вінниця: ВНТУ, 2014. 181 с.
12. Семен О. Я. Обґрунтування способу садіння часнику машиною з ланцюгово-плунжерним садильним апаратом. *Перспективи і тенденції розвитку конструкторії та технічного сервісу сільськогосподарських машин і знарядь*: матеріали IV Всеукр. наук.-практ. конф. (Житомир, 28–29 берез. 2018 р.). Житомир, 2018. С. 27–29.
13. Семен О. Я. Саджалка зубків часнику. *Молодь та сільськогосподарська техніка у XXI сторіччі*: матеріали IV Міжнар. форуму молоді (Харків, 5–6 квіт. 2018 р.). Харків: ХНТУСГ, 2018. С. 17.
14. Семен О. Я., Кузенко Д. В., Семен Я. В. Теоретичні дослідження параметрів системи «барабан – зубок часнику – вилка» саджалки часнику. *Вісник Львівського національного аграрного університету: агроінженерні дослідження*. 2018. № 22. С. 77–85.
15. Семен Я. В., Ніщенко І. О. Аналітична модель підсистеми «гідродвигун – віброзбурювач коливаль». *Вісник Львівського національного аграрного університету: агроінженерні дослідження*. 2005. № 9. С. 222–227.

16. Семен Я. В., Шевчук Р. С., Ріпка І. І., Ніщенко І. О. Теоретичний аналіз взаємодії елементів системи «енергетичний засіб – струшувач – дерево». *Вісник Львівського національного аграрного університету: агроінженерні дослідження*. 2008. № 12, т. 1. С. 291–297.
17. Шевчук Р. С., Миронюк О. С. Модель процесу розгону системи «двигун–струшувач–дерево». *Сільськогосподарські машини*. 2000. Вип. 6. С. 201–208.
18. Kuzenko D., Khrushch O., Semen Ya. Features of mathematical modeling of mechanized operations for corn harvesting. *MOTROL Commission of Motorization and Energetics in Agriculture*. 2017. Vol. 19, No. 2. P. 41–45.
19. Malkov V., Vlasova A., Nosko P., Stavitsky V. Method of the dynamic analysis of the mechanism. *TEKA Commission of Motorization and Energetics in Agriculture*. 2011. Vol. XI A. P. 145–150.
20. Semen O., Kuzenko D., Semen Ya. A machine for oriented planting of garlic teeth. *TEKA Commission of Motorization and Energetics in Agriculture*. 2017. Vol. 17, No. 2. P. 55–60.

Стаття надійшла 26.09.2019