



Механізація, електрифікація

УДК 658.562.2:635.11:633.63

© 2022

ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ КОЛИВАЛЬНИХ РУХІВ ГИЧКОЗБИРАЛЬНОЇ МАШИНИ, ВСТАНОВЛЕНОЇ СПЕРЕДУ АГРЕГАТУЮЧОГО ТРАКТОРА

В.В. Адамчук¹, В.М. Булгаков², І.В. Головач³,
В.Т. Надикто⁴, Є.І. Ігнат'єв⁵

^{1,2}доктори технічних наук, професори, академіки НААН

^{3,4}доктори технічних наук, професори, члени-кореспонденти НААН

⁵кандидат технічних наук

¹Інститут механіки та автоматики агропромислового виробництва НААН
вул. Вокзальна, 11, смт Глеваха Фастівського р-ну Київської обл., 08631, Україна

^{2,3}Національний університет біоресурсів і природокористування України
вул. Героїв Оборони, 15, м. Київ, 03041, Україна

^{4,5}Таврійський державний агротехнологічний університет імені Дмитра Моторного
просп. Б. Хмельницького, 18, м. Мелітополь Запорізької обл., 72312, Україна
e-mail: ¹vvadamchuk@gmail.com, ²vbulgakov@meta.ua, ³holovach.iv@gmail.com,

⁴volodymyr.nadykto@tsatu.edu.ua, ⁵yevhen.ihnatiev@tsatu.edu.ua
ORCID: ¹0000-0003-0358-7946, ²0000-0003-3445-3721, ³0000-0003-1387-4789,
⁴0000-0002-1770-8297, ⁵0000-0003-0315-1595

Надійшла 10.08.2022

Мета. Підвищити якість збирання гички та надійність роботи гичкозбиральної машини способом мінімізації амплітуди її кутових коливань під час руху по нерівностях поверхні ґрунту. **Методи.** Теоретичні дослідження проведено з використанням основних положень вищої математики і теоретичної механіки, зокрема динаміки механічної системи. Числові розрахунки та графічні залежності отримано із застосуванням ПК за допомогою розроблених і стандартних програм. Експериментальні дослідження проведено згідно зі стандартними методиками польового багатофакторного експерименту. **Результати.** На підставі розробленої еквівалентної схеми фронтально націпленої на колісний трактор гичкозбиральної машини складено диференціальне рівняння кутових коливань гичкозбиральної машини щодо центру миттєвого повороту націпного механізму трактора. Аналітичний розв'язок цього рівняння отриманий завдяки закону коливального руху гичкозбиральної машини у поздовжньо-вертикальній площині. У результаті числових розрахунків на ПК побудовано графічні залежності кута повороту гичкозбиральної машини за різної швидкості її поступального руху і різних

значень коефіцієнта жорсткості та демпфірування шин копіювальних коліс, а також за різних значень основних конструктивних параметрів машини і кроку нерівностей поверхні ґрунту. Висновки. Для зменшення амплітуди кутових коливань гичкозбиральної машини у поздовжньо-вертикальній площині її опорно-копіювальні колеса мають бути розташовані якомога далі від миттєвого центру повороту фронтального начіпного механізму трактора. Центральна тяга цього механізму має бути встановлена також під якомога більшим кутом нахилу до вертикалі. Чим більшим є крок нерівностей поверхні ґрунту, тим стабільнішим буде рух фронтально начіпленої гичкозбиральної машини у поздовжньо-вертикальній площині. Як свідчать експериментальні дослідження, за амплітуди коливань нижніх кінців ножів роторного різального апарата до 5 см втрати гички є незначними. Однак за збільшення амплітуди зазначених коливань до 7 см і більше ці втрати стають вагомими і їхні максимальні значення можуть досягати понад 12%.

Ключові слова: буряк цукровий, гичка, кутові коливання, амплітуда, нерівності поверхні ґрунту, еквівалентна схема, диференціальні рівняння, графічні залежності.

DOI: <https://doi.org/10.31073/agrovisnyk202209-08>

Останнім часом найбільшого поширення набув багатостадійний спосіб збирання гички буряків цукрових, який здійснюється у кілька етапів: спочатку суцільний основний зріз усього масиву гички, потім дообрізування та доочищення головок коренеплодів на корені.

Оскільки суцільний основний зріз гички передувє операції викопування коренеплодів буряку з ґрунту, то гичкозбиральні машини обов'язково начіплюються фронтально на трактор або на передню частину рами самохідних бурякозбиральних комбайнів. Однак експериментальними дослідженнями встановлено, що під час технологічного процесу фронтально начіплена на трактор гичкозбиральна машина здійснює у просторі коливальні рухи. Вони зумовлені нерівностями поверхні поля, поступальною швидкістю руху агрегата, розташуванням копіювальних коліс щодо системи начіплення машини на трактор, тиском у шинах копіювальних коліс та ін. Деформування шин копіювальних коліс призводить до коливання гичкозбиральної машини у вертикальній площині, що найбільше впливає на рівномірність зрізання гички з головок коренеплодів по всій ширині захвату, а отже, і на її збір без значних втрат, тобто істотно знижується якість виконання технологічного процесу.

А тому постає актуальна науково-технічна проблема теоретично дослідити коливальний процес гичкозбиральної машини під час її руху по нерівностях поверхні ґрунту для визначення таких її конструктивних і кінематичних параметрів, які б забезпечували якомога менші значення амплітуди цих коливань у вертикальній площині.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Незважаючи на велике поширення фронтально начіплених гичкозбиральних машин, фундаментальних аналітичних досліджень коливального процесу за їх руху по нерівностях поверхні ґрунту практично немає. У літературі наведено теоретичні дослідження коливань фронтально начіпленої на трактор гичкозбиральної машини на підставі застосування рівнянь у формі Лагранжа 2-го роду [1, 2]. Однак тут враховані не всі сили, які діють на досліджувану динамічну систему, а тому математична модель коливального процесу, отримана в цих роботах, є недостатньо адекватною. Крім того, у цій задачі розглядалися дві узагальнені координати, хоча точніше цю задачу можна розв'язати з використанням лише однієї узагальненої координати, оскільки вони функціонально зв'язані між собою.

Застосовуючи таку саму методику, як і у [3], можна побудувати точнішу математичну модель коливального процесу за руху

цієї машини по нерівностям поверхні поля, а отже, отримати точніші значення її конструктивних і кінематичних параметрів, що забезпечують мінімальні значення амплітуди коливань.

Нами розроблено нову універсальну гичкозбиральну машину, що виконує технологічний процес збирання гички за принципом косарки-подрібнювача та фронтально начіплена на колісний трактор. У цій машині застосовано роторний гичкорізальний апарат, який забезпечує безпідпирний безкопирний зріз основного масиву гички по всій ширині захвату машини [4–8].

Мета досліджень — підвищити якість збирання гички та надійності роботи гичкозбиральної машини способом мінімізації амплітуди її кутових коливань під час руху по нерівностях поверхні ґрунту.

Матеріали та методи досліджень. Теоретичні дослідження проведено з використанням основних положень вищої математики і теоретичної механіки, зокрема динаміки механічної системи. Числові розрахунки та графічні залежності отримано із застосуванням ПК за допомогою розроблених і стандартних програм. Експериментальні дослідження проведені згідно зі стандартними методиками польового багаточинного експерименту.

Результати досліджень та їх обговорення. Для визначення впливу конструктивних і кінематичних параметрів фронтально

начіпленої гичкозбиральної машини на коливання гичкорізального апарата у поздовжньо-вертикальній площині потрібно побудувати математичну модель зазначеного колиального процесу. Для складання диференціальних рівнянь, що описують ці коливання, слід спочатку розробити еквівалентну схему гичкозбирального агрегата (рис. 1).

Гичкозбиральна машина приєднується до трактора (на рисунку не показаний) за допомогою двох нижніх РК і однієї верхньої (центральної) ДМ тяг його переднього начіпного механізму (див. рис. 1). Під час робочого руху гичкозбирального агрегата їхнє положення незаблоковане. Це дає змогу фронтально начіпленій машині за допомогою своїх опорних коліс копіювати нерівності профілю ґрунту.

Вважаємо, що ґрунтові умови переміщення обох копіювальних коліс у міжряддях посівів буряків цукрових однакові. Нерівності профілю поверхні ґрунту, по якому рухається гичкозбиральний агрегат, можна навести у вигляді гармонічної функції [9]:

$$h = h_0 \cdot \left(1 - \cos \frac{2\pi \cdot x}{l_1} \right) = h_0 \cdot \left(1 - \cos \frac{2\pi \cdot V \cdot t}{l_1} \right), \quad (1)$$

де h , h_0 , l_1 — відповідно поточна ордината, амплітуда і період коливань нерівності поверхні ґрунту, м; $x = V \cdot t$ — поточна абсциса поверхні ґрунту, м; V — поступальна

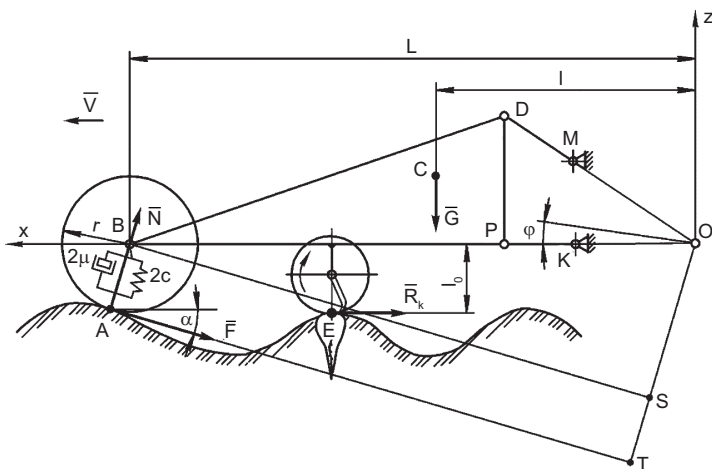


Рис. 1. Еквівалентна схема фронтально начіпленої на трактор гичкозбиральної машини

швидкість руху гичкозбиральної машини, $\text{м} \cdot \text{с}^{-1}$.

На підставі рівності умов руху у міждрядях буряків цукрових обидва копіювальні колеса виразимо у вигляді однієї еквівалентної пружнодемпфірувальної моделі, яка має сумарні коефіцієнти жорсткості $2c$ і демпфірування 2μ .

У поздовжньо-вертикальній площині на гичкозбиральну машину діють такі зовнішні сили: нормальна $\bar{N}$ і дотична $F = f \cdot N$ реакції ґрунту, прикладені в точці А контакту копіювального колеса з ґрунтом (тут f — коефіцієнт опору перекочуванню копіювального колеса по поверхні ґрунту); $\bar{G}$ — сила тяжіння (вага) гичкозбиральної машини, прикладена у її центрі мас; R_k — реакція опору зрізанню гички роторним різальним апаратом.

За наявності нерівностей поздовжнього профілю поверхні ґрунту гичкозбиральна машина під дією зазначених зовнішніх сил здійснює кутові коливання у поздовжньо-вертикальній площині щодо «центру миттєвого повороту» націпного механізму трактора, який міститься у точці О (див. рис. 1). Мірою цього повороту є кут φ — єдина незалежна (узагальнена) координата руху динамічної системи — фронтально націпленої гичкозбиральної машини.

Характер зміни кута φ в аналітичній формі наведемо диференціальним рівнянням у формі Лагранжа 2-го роду [3]:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} \right) - \left(\frac{\partial T}{\partial \varphi} \right) = Q_{\varphi} - \frac{\partial P}{\partial \varphi} - \frac{\partial R}{\partial \dot{\varphi}}, \quad (2)$$

де T — кінетична енергія динамічної системи; Q_{φ} — узагальнена сила; P — потенційна енергія системи; R — дисипативна функція (функція Релея); φ — узагальнена координата; $\dot{\varphi}$ — узагальнена швидкість.

Кінетичну енергію T динамічної системи, що розглядаємо, визначаємо так:

$$T = \frac{I_{oy} \cdot \dot{\varphi}^2}{2}, \quad (3)$$

де I_{oy} — момент інерції гичкозбиральної машини щодо осі Оу, яка є перпендикулярною до поздовжньо-вертикальної площини zOx і проходить через точку О, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$.

Потенційна енергія P цієї динамічної системи формується роботою пружних сил копіювальних коліс гичкозбиральної машини.

За своєю суттю така робота є функцією прогинів шин зазначених рушіїв. В аналітичному розумінні прогини — це різниця між амплітудами z вертикальних коливань центрів коліс гичкозбиральної машини (точка В, див. рис. 1) і поздовжнього профілю поля h , тобто $z - h$.

З урахуванням зазначеного вище вираз для визначення потенційної енергії P коливань гичкозбиральної машини буде таким:

$$P = c \cdot (L \cdot \varphi - h)^2 = c \cdot (L^2 \cdot \varphi^2 - 2L \cdot \varphi \cdot h + h^2), \quad (4)$$

де L — відстань ВО (див. рис. 1) від осі опорно-копіювальних коліс машини (точка В) до миттєвого центру повороту фронтального націпного механізму трактора (точка О).

Дисипативну функцію R динамічної системи, що розглядаємо, визначаємо за таким виразом:

$$R = \mu \cdot (L^2 \cdot \dot{\varphi}^2 - 2L \cdot \dot{\varphi} \cdot \dot{h} + \dot{h}^2). \quad (5)$$

Далі розрахуємо узагальнену силу Q_{φ} за узагальненою координатою φ . Для цього визначаємо елементарну роботу δA_{φ} активних сил (у цьому разі — це моменти сил) на можливому переміщенні $\delta\varphi$, і з отриманого виразу знаходимо узагальнену силу. У підсумку матимемо:

$$Q_{\varphi} = N \cdot \left[L - f(r + L \cdot \alpha) \right] - R_k \cdot I_o - G \cdot l, \quad (6)$$

де r — радіус кочення опорно-копіювальних коліс гичкозбиральної машини, м ; α , I_o та l — конструктивні параметри (див. рис. 1).

Після знаходження відповідних частинних похідних від кінетичної енергії T , потенційної енергії P і дисипативної функції R динамічної системи, подальшої їх підстановки разом з виразами (1) та (6) у вихідне рівняння (2) і проведення відповідних перетворень отримаємо неоднорідне диференціальне рівняння (тобто математичну модель) кутових коливань гичкозбиральної машини у поздовжньо-вертикальній площині:

$$\ddot{\varphi} + a_1 \cdot \dot{\varphi} + a_0 \cdot \varphi = b_2 \cdot \sin(\omega \cdot t) - b_1 \cdot \cos(\omega \cdot t) + b_0, \quad (7)$$

де

$$a_1 = \frac{2\mu \cdot L^2}{I_{oy}}, \quad a_0 = \frac{2c \cdot L^2}{I_{oy}},$$

$$b_2 = \frac{4\pi \cdot \mu \cdot L \cdot h_o \cdot V}{I_{oy} \cdot I_1}, \quad b_1 = \frac{2c \cdot L \cdot h_o}{I_{oy}},$$

$$b_o = \frac{2c \cdot L \cdot h_o + C}{I_{oy}}, \quad \omega = \frac{2\pi \cdot V}{I_1},$$

$$C = N \cdot \left[L \cdot f \cdot (r + L \cdot \alpha) \right] - R_k \cdot I_o - G \cdot I,$$

$$\alpha = \arctan \left(\frac{2\pi \cdot h_o}{I_1} \cdot \sin \frac{2\pi \cdot V \cdot t}{I_1} \right).$$

Розв'язком диференціального рівняння (7) є такий вираз:

$$\varphi = \exp \left(-\frac{a_1 \cdot t}{2} \right) \cdot \left[C_1 \cdot \sin(\omega_1 \cdot t) + C_2 \times \right. \\ \times \cos(\omega_1 \cdot t) \left. \right] + M_2 \cdot \sin(\omega \cdot t) + M_1 \times \\ \times \cos(\omega \cdot t) + M_o. \quad (8)$$

$$\text{де } C_1 = \frac{2 \cdot [a_1 \cdot (M_1 + M_o) - M_2 \cdot \omega]}{\sqrt{4 \cdot a_o - a_1^2}},$$

$$C_2 = -M_1 - M_o, \quad \omega_1 = \sqrt{a_o - \frac{a_1^2}{4}},$$

$$M_1 = \frac{(\omega^2 - a_o) \cdot b_1 - a_1 \cdot b_2 \cdot \omega}{(a_o - \omega^2)^2 + (\omega \cdot a_1)^2},$$

$$M_2 = \frac{b_2 \cdot (a_o - \omega^2) - b_1 \cdot a_1 \cdot \omega}{(a_o - \omega^2)^2 + (\omega \cdot a_1)^2}, \quad M_o = \frac{b_o}{a_o}.$$

Далі проведено числові розрахунки на ПК отриманого розв'язку (8) диференціального рівняння (7). Потрібні конструктивні й кінематичні параметри досліджуваного гичкозбирального агрегата наведено у таблиці.

Для перевірки адекватності теоретичних розрахунків реальному процесу, а також для визначення втрат гички буряків цукрових при збиранні цією гичкозбиральною машиною було проведено експериментальні дослідження в польових умовах безпосередньо на збиранні гички. Для цього гичкозбиральну машину було обладнано відповідними приладами для фіксування амплітуди вертикальних коливань її роторного гичкорізального апарата і поступальної швидкості руху агрегата. Також підготовлено обладнання для виміру і фіксування необрізаних залишків гички на головках корене-

Вихідні дані для чисельного моделювання на ПК

Параметри	Позначення	Одиниця виміру	Значення
Вага машини разом з гичкою	G	Н	9300
Момент інерції машини щодо осі обертання	I_{oy}	кг·м ²	3000–3500
Відстань від осі підвісу машини до осі копіювальних коліс	L	м	3,8–4,8
Відстань від осі підвісу машини до центра мас	I	м	2,5–3,5
Відстань від зони різання гички (точка Е, рис. 1) до рами машини	I_o	м	0,7
Коефіцієнт жорсткості пневматичних шин копіювальних коліс	c	кН·м ⁻¹	115–550
Коефіцієнт демпфірування пневматичних шин копіювальних коліс	μ	Н·с·м ⁻¹	350–1350
Половина висоти нерівності поверхні ґрунту	h_o	м	0,01–0,03
Крок нерівності поверхні ґрунту	I_1	м	0,70
Коефіцієнт опору коченню	f	–	0,12–0,16
Загальна сила зрізання гички	R_k	Н	300
Нормальна реакція в точці контакту копіювального колеса із ґрунтом	N	Н	4200
Радіус копіювального колеса машини	r	м	0,365
Швидкість руху агрегата	V	м·с ⁻¹	1,5–2,5

плодів, розташованих на залікових ділянках поля.

Польові експериментальні дослідження проведено за наведених нижче значень фізико-механічних і природних параметрів. Механічний склад орного горизонту ґрунту поля, на якому був вирощений буряк цукровий, — малогумусний, карбонатний крупнопилювато-легкосуглинистий глибокий чорнозем з умістом гумусу 3,65%.

Місце проведення досліджень характеризувалося нестійким випаданням опадів (у вегетаційний період — 30,7 мм). Під час проведення польових експериментальних досліджень вологість ґрунту становила 18,7–21%; твердість — 2,70–2,80 МПа.

Експериментальні дослідження проводили на ділянці зі щільністю розміщення рослин буряку цукрового до 116 тис. шт.·га⁻¹. За такої щільності насаджень урожай коренеплодів буряку цукрового становив близько 58,0 т·га⁻¹, урожай гички — до 38,1 т·га⁻¹.

Необхідними вимірами було встановлено, що максимальне відхилення коренеплодів від умовної осі рядка посівів не перевищувало 40 мм. Максимальна висота виступання окремих головок коренеплодів над рівнем поверхні поля становила не більше 80 мм. Рельєф ґрунту на дослідній ділянці — рівний. Максимальний нахил поверхні на невеликих проміжках ділянки не перевищував 2–3°.

Відповідно до розробленої методики дослідження показників якості роботи гичкозбиральної машини, фронтально встановленої на колісний трактор, проведено у 5-разовій повторності для кожного режиму роботи.

Коливання роторного гичкорізального апарата гичкозбиральної машини визначали щодо умовного середнього значення рівня поверхні ґрунту, для чого вимірювали висоту виступання головок коренеплодів над рівнем поверхні ґрунту на заліковій ділянці, а також визначали висоту нерівностей поверхні ґрунту в межах цієї ділянки.

Перевіряли отриману математичну модель руху гичкозбиральної машини на адекватність за допомогою критерію Кохрена [10]. Установлено, що максимальне його значення становить 0,3115. Це є меншим за табличне –0,3645 за рівня значущості

5%, тому дисперсія є однорідною, а математична модель — адекватною реальному процесу.

Після аналізу теоретичних та експериментальних даних встановлено, що в усіх 5-ти варіантах налаштування гичкозбиральної машини різниця між дійсною і розрахунковою величинами відхилення від установленої висоти зрізу не перевищувала 5%.

Аналіз даних математичного моделювання свідчить, що за збільшення швидкості V поступального руху цього гичкозбирального агрегата з 1,5 до 2,5 м·с⁻¹ амплітуда коливань кута φ повороту фронтальної гичкозбиральної машини у поздовжньо-вертикальній площині небажано зростає (рис. 2). Якщо судити за першими максимумами цього процесу, то це зростання становить 0,3°: з 0,88° при $V=1,5$ м·с⁻¹ (крива 1) до 1,18°, коли швидкість руху гичкозбирального агрегата — 2,5 м·с⁻¹ (крива 3).

Однак, з іншого боку, зі зростанням швидкості V поступального руху гичкозбирального агрегата зменшується тривалість перехідного процесу виходу досліджуваної динамічної системи на стабільний режим функціонування, оскільки (як свідчить аналіз даних рис. 2) за руху гичкозбирального агрегата зі швидкістю 1,5 м·с⁻¹ тривалість перехідного процесу становить 0,22 с (крива 1). За руху гичкозбирального агрегата

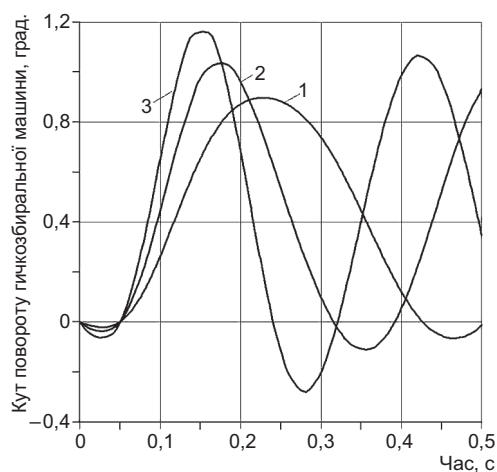


Рис. 2. Динаміка коливань кута φ повороту гичкозбиральної машини за різної швидкості V її робочого руху: 1 — 1,5 м·с⁻¹; 2 — 2,0; 3 — 2,5 м·с⁻¹

зі швидкістю $2,5 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$ тривалість перехідного процесу — $0,14 \text{ с}$, тобто зменшується на 36%.

Як свідчать графіки (див. рис. 2), позитивна амплітуда коливань кута повороту гичкозбиральної машини у поздовжньо-

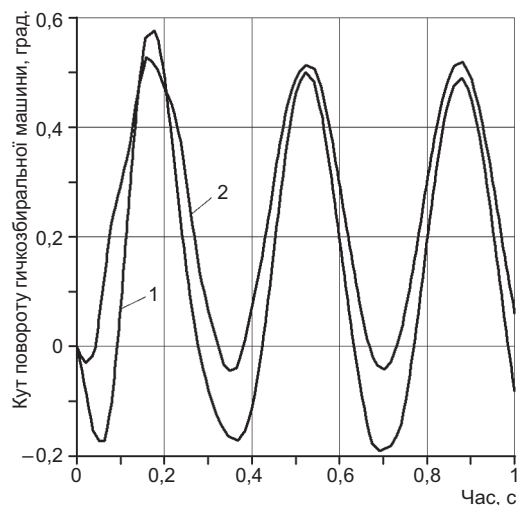


Рис. 3. Динаміка коливань кута φ повороту гичкозбиральної машини за різних значень коефіцієнта жорсткості шин її копіювальних коліс: 1 — $115 \text{ кН} \cdot \text{м}^{-1}$; 2 — $550 \text{ кН} \cdot \text{м}^{-1}$

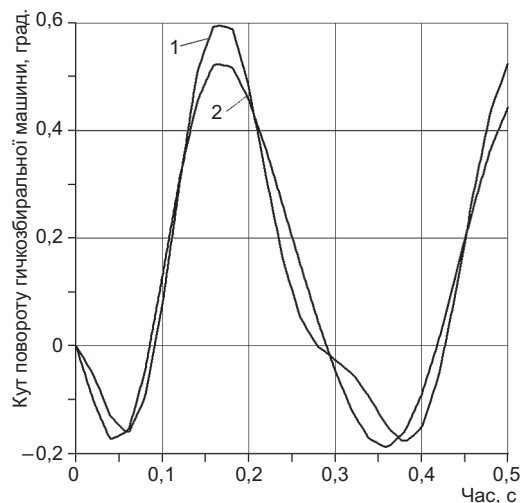


Рис. 4. Динаміка коливань кута φ повороту гичкозбиральної машини за різних значень коефіцієнта демпфірування шин її копіювальних коліс: 1 — $350 \text{ Н} \cdot \text{с} \cdot \text{м}^{-1}$; 2 — $1350 \text{ Н} \cdot \text{с} \cdot \text{м}^{-1}$

вертикальній площині не перевищує $1,2^\circ$, а від'ємна є меншою за $0,3^\circ$. У підсумку розмах коливань процесу, що розглядається, є незначним — не більшим за $1,5^\circ$.

Отже, у діапазоні швидкостей руху цього гичкозбирального агрегата $1,5\text{--}2,5 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$ перевагу слід надавати більшим значенням цього параметра. Це дасть змогу забезпечувати прийнятну продуктивність його роботи за незначного збільшення амплітуди кутових коливань і невеликого (у абсолютному вимірі), але бажаного зменшення тривалості перехідного процесу виходу динамічної системи на стабільний режим технологічного функціонування.

Наявність від'ємної амплітуди коливань кута φ (див. рис. 2) зумовлена впливом пружних властивостей копіювальних коліс машини, які виражаються значенням коефіцієнта жорсткості їх шин. Чим воно менше, тим відчутнішою може бути реакція машини (через опорно-копіювальні колеса) на зовнішнє збурення у вигляді коливань поздовжнього профілю поля, наведених залежністю (1).

Аналіз результатів математичного моделювання повністю це підтверджує. Встановлення коефіцієнта жорсткості шин копіювальних коліс гичкозбиральної машини на рівні $550 \text{ кН} \cdot \text{м}^{-1}$ зумовлює її кутові коливання з меншою від'ємною і дещо більшою позитивною амплітудами (крива 2, рис. 3).

Однак за значення коефіцієнта жорсткості шин копіювальних коліс машини на рівні $115 \text{ кН} \cdot \text{м}^{-1}$ позитивна складова амплітуди її кутових коливань у принципі має тенденцію до зменшення (крива 1). Від'ємна складова амплітуди при цьому зростає відчутніше: порівняно з коефіцієнтом жорсткості шин $550 \text{ кН} \cdot \text{м}^{-1}$ — у 7–8 разів.

Також слід зазначити, що збільшення значення коефіцієнта демпфірування шин коліс гичкозбиральної машини з 350 до $1350 \text{ Н} \cdot \text{с} \cdot \text{м}^{-1}$ дуже мало впливає на зміну від'ємної складової амплітуди коливань кута φ , яка для обох значень коефіцієнта μ фактично не перевищує $0,2^\circ$ (рис. 4).

Щодо позитивної складової амплітуди, то вона на 15–17% менша за більшого значення коефіцієнта демпфірування μ (крива 2, рис. 4). Тобто чим жорсткіші шини копію-

вальних коліс машини, тим на менший кут (у позитивному його вимірі) вона відхиляється від статичного положення. Водночас через відносну малізну цього відхилення можна стверджувати про інваріантність гичкозбиральної машини щодо зміни значень коефіцієнта демпфірування шин її опорно-копіювальних коліс.

У фізичному сенсі гичкозбиральна машина як динамічна система є фізичним маятником, який здійснює кутові коливання щодо точки О (див. рис. 1). Останні безпосередньо залежать від амплітуди вертикальних переміщень осі опорно-копіювальних коліс машини (точка В, див. рис. 1). Амплітуда коливань точки В визначається відстанню L між нею і центром миттєвого повороту усієї динамічної системи — точка О.

Водночас зміна конструктивного параметра L зумовлює одночасну зміну позовжньої координати l центра мас гичкозбиральної машини (точка С, рис. 1). З огляду на це у розрахунках враховували взаємно узгоджену зміну лінійних параметрів L і l .

У підсумку встановлено, що завдяки збільшенню відстані L (а водночас і l) зменшується амплітуда кутових коливань гичкозбиральної машини (рис. 5). До того ж ці зміни в основному стосуються позитивних значень амплітуди. Перші її максимуми свідчать, що зі збільшенням значень параметрів L і l на 1 м значення кута φ зменшується з 0,72 до 0,44°, тобто майже на 39%.

Такий результат свідчить про потребу конструювання гичкозбиральної машини із якомога більшим значенням параметра L . На практиці цього можна досягти таким приєднанням машини до трактора, за якого $\angle MDP$ (див. рис. 1) нахилу центральної тяги MD його фронтального начіпного механізму буде якомога більшим щодо вертикалі. Водночас слід враховувати, що значення параметра DP у будь-якому разі має бути більшим за значення параметра MK — найкоротшої відстані між точками кріплення до трактора центральної і нижніх тяг його фронтального начіпного механізму. За умови $DP = MK$ останній стає паралелограмним, тому піднімання фронтальної машини у транспортне положення здійснюється без її повороту у позовжньо-вертикальний

площині, що з погляду агрегатування є небажаним. Варіант $DP < MK$ неприйнятний взагалі, оскільки в цьому разі піднімання фронтальної машини у транспортне положення стає неможливим [12].

До чинників, які впливають на динаміку кута φ повороту гичкозбиральної машини, також належить період T коливань (крок) нерівностей позовжнього профілю поля. У даному дослідженні розглянуто два значення цього параметра: 0,70 і 1,75 м. Перше із них асоціюється із шириною міжрядь кукурудзи, яка на зрошенні є непоганим попередником для буряку цукрового. Друге значення цього параметра пов'язане із шириною захвата типового для України орного агрегата у складі трактора тягового класу 3 і плуга ПЛН-5-35. Саме такий агрегат досить часто використовують для основного обробітку ґрунту після збирання кукурудзи — попередника буряку цукрового.

Аналіз цих розрахунків свідчить, що збільшення значення періоду T збурювальних коливань з 0,70 до 1,75 м хоч і незначно, але зменшує амплітуду кутових коливань фронтальної гичкозбиральної машини (рис. 6).

Отже, таке бажане зменшення буде тим більшим, чим більше значення параметра l .

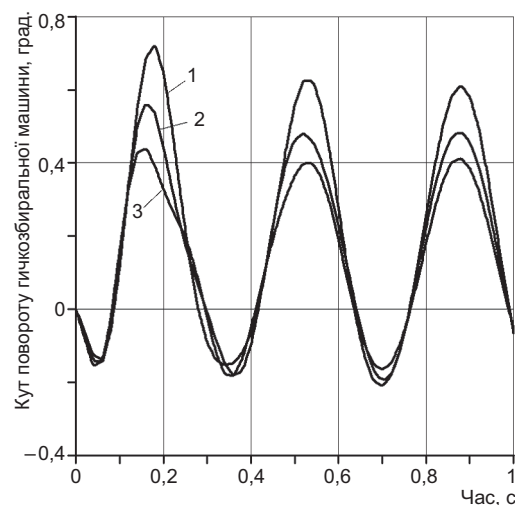


Рис. 5. Динаміка коливань кута φ повороту гичкозбиральної машини за різних значень параметрів L і l : 1 — 3,8 (2,8) м; 2 — 4,3 (3,3) м; 3 — 4,8 (3,8) м

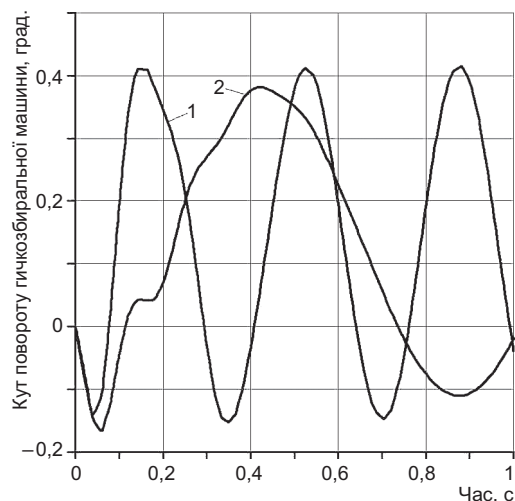


Рис. 6. Динаміка коливань кута φ повороту гичкозбиральної машини за різних значень параметра l ; 1 — 0,70 м; 2 — 1,75 м

На практиці цього можна досягти ретельним вирівнюванням поздовжнього профілю поля під час його підготовки до сівби буряку цукрового.

Вплив значень решти параметрів, наведених у таблиці, на динаміку кутових коливань фронтальної гичкозбиральної машини є незначним.

За результатами значної кількості вимірів параметрів нерівностей поверхні ґрунту в міжряддях посівів буряку цукрового в межах залікових ділянок, у яких рухаються

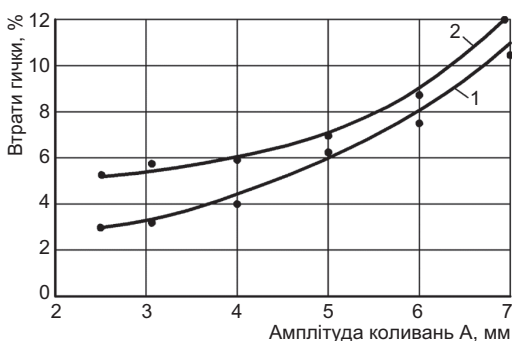


Рис. 7. Залежність втрат гички буряку цукрового від амплітуди вертикальних коливань ножів роторного різального апарата: 1 — середні значення; 2 — максимальні значення

копіювальні колеса гичкозбиральної машини (з урахуванням змінної щільності ґрунту у верхньому шарі ґрунту), встановлено, що амплітуда нерівностей становить у середньому 4 см, крок нерівностей — 0,5–0,7 м.

Визначено залежності втрат гички буряку цукрового від амплітуди вертикальних коливань ножів роторного різального апарата (рис. 7).

Як свідчать графіки на рис. 7, за амплітуди коливань нижніх кінців ножів роторного різального апарата до 5 см втрати гички істотно не зростають. При збільшенні значень амплітуд коливань до 7 см і більше втрати гички значно зростають, а максимальні значення перевищують 12%.

Висновки

За збільшення швидкості поступального руху гичкозбирального агрегата з 1,5 до 2,5 м·с⁻¹ амплітуда коливань кута повороту фронтальної гичкозбиральної машини зростає з 0,88° до 1,18°. Однак за руху гичкозбирального агрегата зі швидкістю 1,5 м·с⁻¹ тривалість перехідного процесу становить 0,22 с, зі швидкістю 2,5 м·с⁻¹ — 0,14 с, тобто зменшується на 36%. Позитивна амплітуда коливань кута повороту гичкозбиральної машини у поздовжньо-вертикальній площині не перевищує 1,2°, а від'ємна — 0,3°, тому розмах коливань є не більшим за 1,5°. Отже, у зазначеному діапазоні швидкостей руху

гичкозбиральної машини 1,5–2,5 м·с⁻¹ перевагу слід надавати більшим значенням цієї швидкості.

За коефіцієнта жорсткості с шин копіювальних коліс гичкозбиральної машини 550 кН·м⁻¹ її кутові коливання відбуваються з меншою від'ємною і дещо більшою позитивною амплітудами. За значення коефіцієнта жорсткості с шин копіювальних коліс 115 кН·м⁻¹ позитивна складова амплітуди її кутових коливань має тенденцію до зменшення. Від'ємна складова амплітуди при цьому зростає відчутніше: порівняно з коефіцієнтом жорсткості с шин 550 кН·м⁻¹ — у 7–8 разів. Крім цього, чим

жорсткіші шини копіювальних коліс машини, тим на менший кут вона відхиляється від статичного положення. Збільшення коефіцієнта демпфірування μ з 350 до $1350 \text{ Н} \cdot \text{с} \cdot \text{м}^{-1}$ дуже мало впливає на зміну амплітуди кута коливань, яка для обох значень коефіцієнта демпфірування фактично не перевищує $0,2^\circ$. Отже, через відносну мализну цього відхилення можна констатувати інваріантність гичкозбиральної машини щодо зміни значень коефіцієнта демпфірування μ шин її опорно-копіювальних коліс.

Для зменшення амплітуди кутових коливань гичкозбиральної машини у поздовжньо-вертикальній площині її опорно-копіювальні колеса мають бути розташовані якомога далі від миттєвого

центра повороту фронтального начіпного механізму трактора. Центральна тяга цього механізму має бути при цьому встановлена також під якомога більшим кутом нахилу до вертикалі.

Чим більшим є крок нерівностей поверхні ґрунту, тим стабільнішим буде рух фронтально начіпленої гичкозбиральної машини у поздовжньо-вертикальній площині.

Як свідчать експериментальні дослідження, за амплітуди коливань нижніх кінців ножів роторного різального апарата до 5 см втрати гички є незначними. Однак за збільшення амплітуди цих коливань до 7 см і вище ці втрати стають вагомими і їхні максимальні значення можуть досягати 12% і більше.

Adamchuk V.¹, Bulhakov V.², Holovach I.³, Nadykto V.⁴, Ihnatiev Ye.⁵

¹, ³National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine, 15 Heroiv Oborony Str., Kyiv, 03041, Ukraine, ²Institute of Mechanics and Automation of Agricultural Production of NAAS, 11 Vokzalna Str., vil. Hlevakha, Fastiv district, Kyiv oblast, Ukraine, 08631, ⁴, ⁵Dmytro Motorny Tavriya State Agrotechnological University, 18 Khmelnytskyi Ave., Melitopol, Zaporizhzhia oblast, 72312, Ukraine; e-mail: ¹vadamchuk@gmail.com, ²bulgakov@meta.ua, ³holovach.iv@gmail.com, ⁴volodymyr.nadykto@tsatu.edu.ua, ⁵yevhen.ihnatiev@tsatu.edu.ua; ORCID: ¹0000-0003-0358-7946, ²0000-0003-3445-3721, ³0000-0003-1387-4789, ⁴0000-0002-1770-8297, ⁵0000-0003-0315-1595

Theoretical study of the oscillatory movements of a top-gathering machine installed in front of an aggregating tractor

Goal. To increase the quality of gathering and reliability of the top-gathering machine by minimizing the amplitude of its angular oscillations during movement on the unevenness of the soil surface.

Methods. Theoretical studies were carried out using the basic principles of higher mathematics and theoretical mechanics, in particular the dynamics of a mechanical system. Numerical calculations and graphical dependences were obtained using a PC with the help of the developed and standard programs. Experimental studies were carried out according to standard methods of field multivariate experiments. **Results.** Based on the developed equivalent scheme of the frontally attached to the wheeled tractor top-gathering machine, the differential equation of the angular oscillations of the top-gathering machine to the center

of instantaneous rotation of the tractor attachment mechanism was compiled. The analytical solution of this equation was obtained thanks to the law of oscillatory motion of the top-gathering machine in the longitudinal-vertical plane. As a result of numerical calculations, graphical dependences were built of the angle of rotation of the top-gathering machine at different speeds of its translational movement and different values of the coefficient of stiffness and damping of the tires of the copying wheels, as well as at different values of the main design parameters of the machine and the step of the unevenness of the soil surface. **Conclusions.** To reduce the amplitude of the angular oscillations of the harvester in the longitudinal vertical plane, its supporting wheels should be located as far as possible from the instantaneous center of rotation of the tractor's front attachment mechanism. The central thrust of this mechanism should also be installed at the greatest possible angle of inclination to the vertical. The greater the step of the unevenness of the soil surface, the more stable will be the movement of the front-mounted top-gathering machine in the longitudinal-vertical plane. According to experimental studies, with amplitudes of oscillations of the lower ends of the knives of the rotary cutting device up to 5 cm, the loss of the sliver is insignificant. However, when the amplitude of these fluctuations increases to 7 cm or more, these losses become more significant and their maximum values can reach more than 12%.

Key words: sugar beet, haulm, angular oscillations, amplitude, soil surface irregularities, equivalent circuit, differential equations, graphical dependencies.

DOI: <https://doi.org/10.31073/agrovisnyk202209-08>

Бібліографія

1. Bulgakov V., Adamchuk V., Nozdrovicky L., Ihnatiev Ye. Theory of Vibrations of Sugar Beet Leaf Harvester Front-Mounted on Universal Traktor. *Acta Technologica Agriculture*. 2017. V. 20. Is. 4. P. 96–103. doi: 10.1515/ata-2017-0019
2. Bulgakov V., Pascuzzi S., Anifantis A.S., Santoro F. Oscillations Analysis of Front-Mounted Beet Topper Machine for Biomass Harvesting. *Energies* 2019. V. 12. P. 2774. doi: 10.3390/en12142774
3. Василенко П.М. Введение в земледельческую механику. Киев: Сельхозобразование, 1996. 252 с.
4. Булгаков В.М. Бурякозбиральні машини: монографія. Київ: Аграрна наука, 2011. 351 с.
5. Ігнат'єв Є.І. Теоретичне моделювання коливального руху фронтально навішеної на інтегральний орно-просапний трактор ХТЗ-16131 гичкозбиральної машини. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин: загальнодерж. міжвід. наук.-техн. зб. Кропивницький: КНТУ, 2016. Вип. 46. С. 44–54.
6. Ihnatiev Ye. Theoretical research and development of new design of beet tops harvesting machinery. *Agricultural machinery: V International scientific Congress (21–24 June 2017, Varna)*. Varna, 2017. V. 19 (205). P. 19–21.
7. Bulgakov V., Adamchuk V., Ivanovs S., Ihnatiev Y. Theoretical investigation of aggregation of top removal machine frontally mounted on wheeled tractor. *Engineering for rural development*. Jelgava, 2017. V. 16. P. 273–280.
8. Bulgakov V.M., Adamchuk V.V., Nozdrovicky L. et al. Properties of the sugar beet tops during the harvest. *Proceeding of 6th International Conference on Trends in Agricultural Engineering 2016*. 7–9 September 2016. Prague, Czech Republic. P. 102–108.
9. Морозов Б.И., Грингауз Н.М. Расчет движения колесной машины по неровной дороге. *Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства*. 1969. № 7. С. 11–14.
10. Доспехов Б.А. Методика полевого опыта (с основами статистической обработки результатов исследований). москва: Агропромиздат, 1985. 351 с.
11. Надикто В.Т. Особливості агрегатування фронтальних знарядь. *Техніка і технології АПК*. 2011. № 8. С. 8–11.
12. Погорелый Л.В., Татьяна Н.В., Брей В.В. и др. Свеклоуборочные машины (конструирование и расчет); под ред. Л.В. Погорелого. Киев: Техника, 1983. 168 с.