



Механізація, електрифікація

УДК 658.562.2:635.11:633.63

© 2023

ДИНАМІКА КОЛИВАНЬ ОЧИСНИКА ГОЛОВОК КОРЕНЕПЛІДНИХ КУЛЬТУР ВІД ЗАЛИШКІВ ГИЧКИ НА КОРЕНІ

В.М. Булгаков¹, В.В. Адамчук², В.Т. Надикто³, М.І. Будзанівський⁴

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

³доктор технічних наук, професор, член-кореспондент НААН

¹Національний університет біоресурсів і природокористування України
вул. Героїв Оборони, 15, м. Київ, 03041, Україна

^{2,4}Інститут механіки та автоматики агропромислового виробництва НААН
вул. Вокзальна, 11, смт Глеваха Фастівського р-ну Київської обл., 08631, Україна

³Таврійський державний агротехнологічний університет ім. Дмитра Моторного
пр. Б. Хмельницького, 18, м. Мелітополь Запорізької обл., 72312, Україна

e-mail: ¹vbulgakov@meta.ua, ²vvadamchuk@gmail.com

³volodymyr.nadykto@tsatu.edu.ua, ⁴mir4ik@hotmail.com

ORCID: ¹0000-0003-3445-3721, ²0000-0003-0358-7946,

³0000-0002-1770-8297, ⁴0000-0002-0508-3816

Надійшла 21.12.2022

Мета. Дослідити вплив конструктивних параметрів очисника головок коренеплідних культур від залишків гички на корені на основі аналізу математичної моделі, яка описує його плоскопаралельний рух у поздовжньо-вертикальній площині за умови дії зовнішнього збурення у вигляді коливань ординат поздовжнього профілю поля. **Методи.** Теоретичні розрахунки математичної моделі функціонування задньоначіпного очисника головок коренеплідних культур проводили на комп'ютері із застосуванням програмного середовища PTC Mathcad 15.0 і сформованих для цього вихідних числових даних. **Результати.** Із застосуванням математичного моделювання визначено вплив коливань нерівностей поздовжнього профілю поля на кутові коливання очисника головок коренеплідних культур у поздовжньо-вертикальній площині проєкцій за різних значень коефіцієнтів жорсткості та демпфірування його опорно-копіювальних коліс, а також вплив поздовжньої координати розміщення цих коліс на рамі очисника. **Висновки.** Коефіцієнт жорсткості шин (7.50R16) опорно-копіювальних коліс очисника коренеплідних культур має перебувати на рівні $315 \text{ кН} \cdot \text{м}^{-1}$, що забезпечується за рахунок установлення тиску повітря у цих шинах 135 кПа . Значення коефіцієнта демпфірування шин опорно-копіювальних коліс очисника в діапазоні $350 - 1350 \text{ Н} \cdot \text{с} \cdot \text{м}^{-1}$ не впливає на амплітудні і фазові частотні характеристики його кутових коливань за умови, коли коливання

ординат позовжнього профілю поля діють у діапазоні частот $0-24\text{ с}^{-1}$, і мало залежить від зміни значення позовжньої координати розміщення його опорно-копіювальних коліс. З урахуванням характеру функціонування очисника головок коренеплідних культур під впливом коливань ординат позовжнього профілю поля у визначальному діапазоні частот $0-24\text{ с}^{-1}$ місце фактичного розміщення його опорно-копіювальних коліс має визначатися з урахуванням особливостей конструкції машини.

Ключові слова: коренеплідні культури, гичка, збирання, залишки, очищення, кутові коливання, жорсткість, демпфірування, диференціальне рівняння руху, розв'язок на ПК.

DOI: <https://doi.org/10.31073/agrovisnyk202302-06>

Сучасні технології збирання гички на корені коренеплідних культур, зокрема буряку цукрового, передбачають суцільне її видалення на заданій висоті зрізу та подальше очищення головок від залишків у вигляді зелених і міцних коротких черешків (стебел) або сухих і полеглих окремих листків та стебел, що перебувають у міжряддях посівів.

З метою зменшити кількість рослинних решток на головках коренеплідних культур після зрізу основної маси гички використовують очисники різноманітних конструкцій. Найбільшого поширення набули лопатеві очисники з приводними горизонтальними валами [1, 2]. Щоправда, вони мають низку істотних недоліків, основними серед яких вважаються нерівномірне очищення головки плоду від залишків гички, підвищена енергоємність процесу, вибивання коренеплідних культур із ґрунту та інтенсивне зношування еластичних очисних лопатей.

Загалом очищення головок коренеплідних культур від залишків гички на корені після основного зрізання апаратами гичкозбиральних машин є одним із найактуальніших завдань у галузі механізації промислового вирощування та збирання коренеплідів. Пошуку способів його ефективного розв'язання присвячена низка наукових праць. Наприклад, у роботах [3–9] викладено результати теоретичних і експериментальних досліджень роботи очисників головок буряку цукрового та інших коренеплідних культур різних конструкцій: лопатевого, кільцевого, секторного, барабанного типів, а також очисника, виконаного у вигляді параболоїда [3]. Також розглядаються [4] зразки технічних пристроїв, що дають змогу не зрізати, а вивиривати гичку таких культур, як картопля.

Проте слід підкреслити, що більшість дослідників основну увагу зосереджують переважно на виборі й обґрунтуванні робочих органів бурякозбиральних машин, без розгляду динаміки їх руху в позовжньо-вертикальній площині [5–8]. Водночас теоретичними дослідженнями доведено, а експериментальними підтверджено, що характер коливань очисника головок коренеплідних культур у цій площині суттєво впливає на якість виконання ним технологічного процесу [9, 10]. Насамперед у тих випадках, коли конструкції очисників мають більш ніж один очисний вал із розташованими на кожному з них еластичними лопатями [11, 12], а рама опирається на колеса з пневматичними шинами.

Цілком зрозуміло, що обґрунтований вибір коефіцієнтів жорсткості і демпфірування пневматичних шин опорно-копіювальних коліс є одним зі способів згладжування впливу коливань нерівностей позовжнього профілю поверхні поля на раму очисника, а отже, і на вертикальні переміщення його очисних лопатей. Якщо такі вертикальні переміщення будуть значними, то це однозначно призведе до погіршення якості очищення головок коренеплідних культур. Можливе навіть певне механічне пошкодження коренеплідів у результаті вибивання їх із ґрунту лопатями очисника.

Вплив коефіцієнтів жорсткості і демпфірування пневматичних шин опорно-копіювальних коліс на динаміку коливань агрегатованої сільськогосподарської техніки із колісним ходом проаналізовано досить предметно. Проте певну частину результатів такого аналізу було отримано в стаціонарних стендових умовах [13]. Інша частина

результатів стосується автомобілів [14, 15] або колісних тракторів [16, 17], в яких параметри коліс і діючі на них сили неспівставні з аналогічними показниками опорно-копіювальних коліс очисника головок коренеплідних культур.

У роботі [18] розглянуто динаміку вертикальних коливань як фронтальної, так і навішеної позаду агрегатуючого трактора машини із пневматичними опорно-копіювальними колесами. При цьому як одне із зовнішніх збурень розглядалися гармонійні коливання поздовжнього профілю нерівностей поверхні поля.

Водночас автори зазначених досліджень не враховують той факт, що вертикальні переміщення центрів мас використовуваних знарядь — це функції кутових коливань їхніх рам відносно точок, які є полюсами центрів миттєвих поворотів переднього і заднього навісних механізмів агрегатуючого трактора. У роботі [18] навіть не обґрунтовано вибір поздовжніх координат розміщення центру мас і точки встановлення опорно-копіювальних коліс агрегатованої машини. Такий стан речей не дає можливості узагальнити отримані раніше результати з метою здійснення аргументованого вибору конструктивних параметрів і режимів функціонування бурякозбиральних машин.

Мета роботи — дослідити вплив конструктивних параметрів очисника головок коренеплідних культур від залишків гички на корені на основі аналізу математичної моделі, що описує його плоско-паралельний рух у поздовжньо-вертикальній площині за умови дії зовнішнього збурення у вигляді коливань ординат поздовжнього профілю поля.

Матеріали та методи. Теоретичні розрахунки математичної моделі функціонування задньоначіпного очисника головок коренеплідних культур проводили на комп'ютері із застосуванням програмного середовища PTC Mathcad 15.0 і сформованих для цієї мети вихідних числових даних (таблиця).

Дослідний зразок очисника обладнаний колесами із пневматичними шинами розміром 7.50R16. Саме для таких пневматичних шин приймали значення коефіцієнтів жорсткості c і демпфірування μ , а також радіус їх кочення r .

Вагу G очисника визначали безпосередньо у польових умовах, зважуючи його за допомогою динамометра ДПУ-1-2 10 кН (Україна). Межа зважування цим приладом становить 10 кН, а похибка вимірювань не перевищує $\pm 0,05$ кН. Значення моменту інерції I_{oz} очисника розраховували із застосуванням основних відомих аналітичних виразів.

На даному етапі досліджень розраховували й аналізували відповідні амплітудно-частотні та фазово-частотні характеристики розглядуваної динамічної системи при відпрацюванні нею зовнішніх збурень за заданої зміни значень параметрів (таблиця), що входять до математичної моделі її руху. Оптимальним вважали таке значення параметра, за якого дійсні амплітудно-частотні характеристики очисника були максимально близькими до нуля, а фазово-частотні — максимально великими.

Результати досліджень та їх обговорення. Розрахункову схему руху задньоначіпного на орно-просапний трактор очисника за умови представлення його переміщення тільки у поздовжньо-вертикальній площині подано на рис. 1.

Вихідні дані для числового моделювання на ПК

Параметр	Позначення	Одиниця виміру	Значення
Вага очисника коренеплідних культур	G	Н	9100
Момент інерції очисника щодо осі обертання	I_{oz}	$\text{Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2$	3000–3500
Відстань від осі підвісу до осі копіювальних коліс	l	м	2,8–3,8
Коефіцієнт жорсткості пневматичних шин копіювальних коліс	c	$\text{кН} \cdot \text{м}^{-1}$	115–515
Коефіцієнт демпфірування пневматичних шин копіювальних коліс	μ	$\text{Н} \cdot \text{с} \cdot \text{м}^{-1}$	350–1350
Радіус копіювального колеса	r	м	0,370

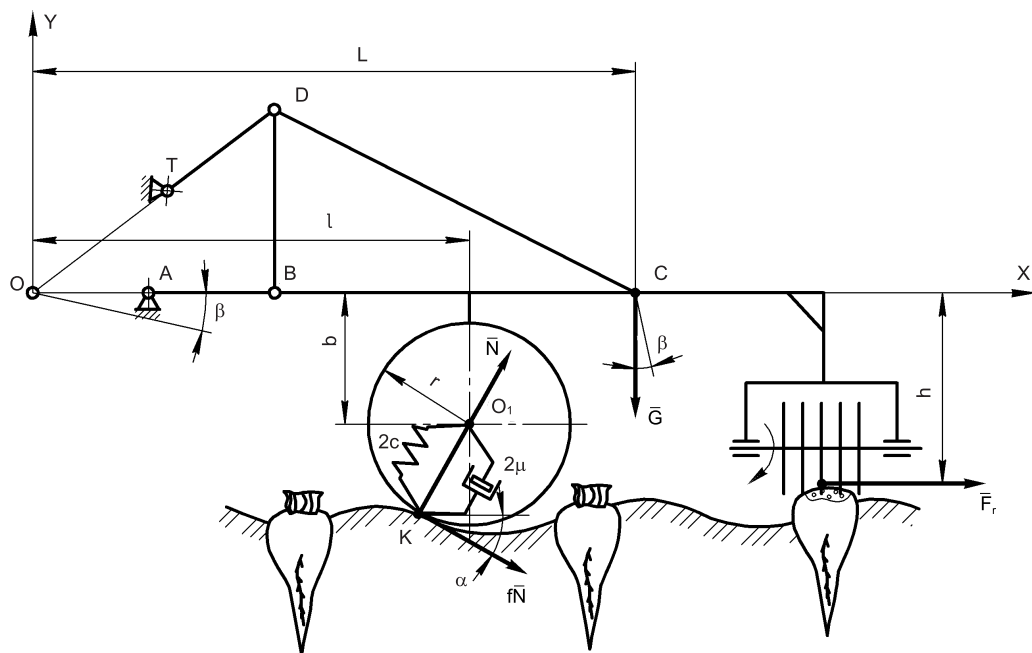


Рис. 1. Розрахункова схема руху задньоначепленого очисника головок коренеплідних культур

Проаналізуємо рух одного з копіювальних коліс радіусом r з огляду на те, що друге перебуває у такому самому положенні. Припустимо, що у процесі роботи на опорно-копіювальне колесо, яке переміщується у міжряддях посівів буряку по поверхні ґрунту з постійною швидкістю V ($\text{м} \cdot \text{с}^{-1}$), діють:

а) сила ваги очисника головок корене-
плідних культур $\bar{G}$;

б) сила опору $\bar{F}_r$ доочищення головок коренеплідних культур від залишків гички на корені;

в) нормальна $\bar{N}$ і дотична $f\bar{N}$ (f — коефіцієнт опору перекочуванню) реакції ґрунту.

Під впливом зазначених сил очисник здійснює кутові коливання відносно центру системи декартових координат XOY — точки O, яка до того ж є полюсом центру миттєвого повороту центральної TD і нижніх АВ тяг заднього навісного механізму агрегатуючого колісного трактора (див. рис. 1). Мірою цього повороту буде кут β , який утворює єдину незалежну координату відносного руху очисника у поздовжньо-вертикальній площині.

Пневматичні копіювальні колеса очисника подамо у вигляді пружно-демпфірувальних моделей, які мають коефіцієнт

пружності c ($\text{H} \cdot \text{м}^{-1}$) і коефіцієнт демпфірування μ ($\text{H} \cdot \text{с} \cdot \text{м}^{-1}$). Оскільки копіювальних коліс двоє, то зазначені коефіцієнти у подальшому подвоюватимуться.

Вважаємо, що копіювальні колеса у загальному випадку під час руху деформують верхній шар поверхні ґрунту, але загалом продовжують рухатися по його нерівностях, які можуть змінюватися за певним гармонійним законом.

Складемо диференціальні рівняння руху цієї коливальної системи, скориставшись вихідними рівняннями в формі Лагранжа 2-го роду [19]:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\beta}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \beta} = Q_{\beta} - \frac{\partial P}{\partial \beta} - \frac{\partial R}{\partial \dot{\beta}}, \quad (1)$$

де T — кінетична енергія системи; Q_β — узагальнена сила; P — потенційна енергія системи; R — дисипативна функція; β — узагальнена координата; $\dot{\beta}$ — узагальнена швидкість.

Кінетична енергія Т динамічної системи, що розглядається, тобто очисника головок коренеплідних культур, визначається за формулою:

$$T = \frac{I_{oz} \cdot \dot{\beta}^2}{2}, \quad (2)$$

де I_{oz} — момент інерції очисника відносно осі, яка є перпендикулярною до поздовжньо-вертикальної площини проєкцій XOY і проходить крізь точку O ($\text{Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2$).

Потенційна енергія Р такої динамічної системи формується роботою пружних сил пневматичних опорно-копіювальних коліс очисника. Фактично ця робота є функцією прогинів пневматичних шин зазначених рушіїв. Аналітично ці прогини можна подати як різницю між амплітудами вертикальних коливань y_1 центрів копіювальних коліс очисника (рис. 1, точка O_1) і поздовжнього профілю нерівностей поверхні поля у: тобто $y_1 - y$.

Оскільки $y_1 = l \cdot \beta$, вираз для розрахунку потенційної енергії Р коливань цієї динамічної системи буде таким:

$$P = \frac{2 \cdot c \cdot (y_1 - y)^2}{2} \cdot c \cdot (y_1 - y)^2. \quad (3)$$

Дисипативна функція R динамічної системи за умови, що $\dot{y}_1 = l \cdot \dot{\beta}$, визначається аналогічним чином:

$$R = \frac{2\mu \cdot (\dot{y}_1 - \dot{y})^2}{2} = \mu \cdot (\dot{y}_1 - \dot{y})^2. \quad (4)$$

Далі розрахуємо узагальнену силу Q_β , скориставшись узагальненою координатою β . Алгоритм цієї процедури полягає у визначенні елементарної роботи δA_β активних сил (у нашому випадку — це моменти сил) на можливому кутовому переміщенні $\delta\beta$. У підсумку отримаємо:

$$Q_\beta = \frac{\delta A_\beta}{\delta\beta} = G \cdot L + N \times \\ \times [f \cdot r \cdot a^2 - (b + f \cdot l) \cdot a + 2r \cdot f \cdot l] - F_r \cdot h. \quad (5)$$

Продиференціювавши вирази (2)–(4) і підставивши отримані результати разом із (5) у вихідне рівняння (1), після проведення відповідних перетворень отримаємо диференціальне рівняння руху очисника у поздовжньо-вертикальній площині:

$$a_2 \cdot \ddot{\beta} + a_1 \cdot \dot{\beta} + a_0 \cdot \beta = b_1 \cdot \dot{y} + b_0 \cdot y + C, \quad (6)$$

де $a_2 = I_{oz}$; $a_1 = 2\mu \cdot l^2$; $a_0 = 2c \cdot l^2$;

$b_1 = 2\mu \cdot l$; $b_0 = 2c \cdot l$;

$C = G \cdot L + N \times$

$\times [f \cdot r \cdot a^2 - (b + f \cdot l) \cdot a + 2r \cdot f \cdot l] - F_r \cdot h.$

Рівняння (6) є математичною моделлю відтворення розглядуваною динамічною системою двох вхідних впливів на один вихідний. Першим таким впливом буде збурення у вигляді:

1) коливань ординат у поздовжнього профілю поля;

2) дискретної зміни значень тих параметрів системи, що належать до складових виразу для коефіцієнта С. Вихідним параметром динамічної системи слугує кут β .

Для числового розв'язання диференціального рівняння (6) використовуватимемо методи операційного числення, заснованого на перетворенні Лапласа. Для цього перейдемо від оригіналів функції до їхніх відображень, увівши оператор $s = \frac{d}{dt}$. Це дасть нам змогу перейти від диференціального рівняння (6) до алгебраїчного, що матиме вигляд

$$(a_2 \cdot s^2 + a_1 \cdot s + a_0) \cdot \beta(s) = \\ = (b_1 \cdot s + b_0) \cdot y(s) + C \cdot 1(s). \quad (7)$$

Характер функціонування очисника як динамічної системи відображають дві передавальні функції. Перша з них — $[W_1(s)]$ — характеризує якість перетворення системою вхідного збурення $y(s)$ у вихідний параметр $\beta(s)$ і є такою:

$$W_1(s) = \frac{b_1 \cdot s + b_0}{a_2 \cdot s^2 + a_1 \cdot s + a_0}. \quad (8)$$

Друга передавальна функція — $[W_2(s)]$ — відтворює збурювальний вплив на очисник дискретної зміни значень величин коефіцієнта С:

$$W_2(s) = \frac{C}{a_2 \cdot s^2 + a_1 \cdot s + a_0}. \quad (9)$$

Оскільки рівняння (6) має лінійний характер, щодо нього буде справедливим принцип суперпозиції. Згідно з цим принципом, чисельником функції (9) може бути будь-яка із величин коефіцієнта С (див. вираз (6)).

Проаналізуємо характер відпрацювання розглядуваною динамічною системою коливань ординат поздовжнього профілю нерівностей поверхні поля за зміни таких параметрів:

а) коефіцієнт жорсткості c і коефіцієнт демпфірування μ шин опорно-копіювальних коліс очисника;

б) поздовжня координата l розміщення опорно-копіювальних коліс (див. рис. 1).

Як свідчать результати математичного моделювання, у певному діапазоні значень частоти коливань збудовального впливу дійсні амплітудно-частотні характеристики кутових коливань очисника зростають, що є небажаним ефектом. За умови використання шин зі значенням коефіцієнта C на рівні $115 \text{ кН} \cdot \text{м}^{-1}$ цей діапазон становить $0-28 \text{ с}^{-1}$ (рис. 2, крива 1). Резонансний пік дійсної амплітудно-частотної характеристики у такому разі припадає на частоту 28 с^{-1} і дорівнює $1,54 \text{ рад} \cdot \text{м}^{-1}$. За висоти нерівностей поверхні поля $0,01-0,03 \text{ м}$ це відповідає повороту очисника на кут $0,86-2,58$ град.

Підкреслимо, що діапазон частот коливань розглядуваного збудовального впливу $0-28 \text{ с}^{-1}$ у нашому випадку є визначальним. Ось як це можна пояснити. Приймаємо, що сучасні технології вирощування коренеплідних культур (наприклад, буряку цукрового) на момент їх збирання дають змогу сформувати поля якщо не з легкими, то принаймні із середньої важкості умовами руху збиральної техніки. До них належать, зокрема, агротехнічні фони, на яких максимальна частота коливань ординат їхнього поздовжнього профілю не перевищує 12 м^{-1} . У нашому випадку за середньої швидкості поступального переміщення очисника $2,0 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$ частота коливань становить 24 с^{-1} . Тому, розглядаючи діапазон частот коливань збудовання $0-40 \text{ с}^{-1}$, основні висновки із подальшого аналізу результатів математичного моделювання формулюватимемо на підставі оцінювання тих зон амплітудно-частотних і фазово-частотних характеристик кутових переміщень очисника, які зосереджені у діапазоні частот коливань зовнішнього впливу $0-24 \text{ с}^{-1}$.

Повертаючись до аналізу рис. 2, підкреслимо, що за частоти коливань збудовального впливу понад 28 с^{-1} і значенні коефіцієнта c , приблизно рівному $115 \text{ кН} \cdot \text{м}^{-1}$, дійсна амплітудно-частотна характеристика розглядуваної динамічної системи різко спадає у напрямі до ідеального свого значення. Крім того, за частоти коливань збудовального впливу до 40 с^{-1} амплітудно-частотні характеристики очисника зі значенням коефіцієнта c жорсткості пневматичних шин

його копіювальних коліс на рівні не менш як $315 \text{ кН} \cdot \text{м}^{-1}$ резонансних піків не мають (рис. 2, криві 2 і 3).

Загалом аналіз отриманих амплітудно-частотних характеристик дає змогу стверджувати, що для забезпечення бажанішого характеру відпрацювання даною динамічною системою зовнішнього збудовання у вигляді коливань ординат профілю нерівностей поверхні поля з частотою $0-24 \text{ с}^{-1}$ значення коефіцієнта c (у прийнятному діапазоні його змін $115-515 \text{ кН} \cdot \text{м}^{-1}$) має бути максимально великим.

Водночас за частоти збудовального впливу на рівні 24 с^{-1} застосування шин коліс очисника з коефіцієнтом жорсткості $315 \text{ кН} \cdot \text{м}^{-1}$ замість $115 \text{ кН} \cdot \text{м}^{-1}$ забезпечує бажане зменшення дійсної амплітудно-частотної характеристики динамічної системи з $1,00$ (рис. 2, крива 1) до $0,42 \text{ рад} \cdot \text{м}^{-1}$ (рис. 2, крива 2), тобто на 42% . Подальше збільшення значення цього коефіцієнта до позначки $515 \text{ кН} \cdot \text{м}^{-1}$ хоча й обумовлює бажане зменшення амплітудно-частотної характеристики з $0,42$ до $0,38 \text{ рад} \cdot \text{м}^{-1}$ (рис. 2, крива 3), але навіть за частоти збудовального впливу 24 с^{-1} воно не перевищує 10% .

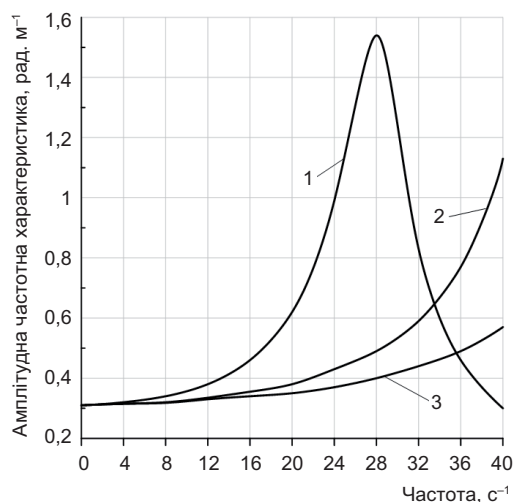


Рис. 2. Амплітудно-частотні характеристики відпрацювання динамічною системою коливань профілю поля за різних значень коефіцієнта c жорсткості шин опорно-копіювальних коліс очисника: $115 \text{ кН} \cdot \text{м}^{-1}$ (1), 315 (2), $515 \text{ кН} \cdot \text{м}^{-1}$ (3)

Що ж стосується фазово-частотних характеристик, які репрезентують запізнення реакції динамічної системи на дію збурювального впливу, то отримуємо абсолютно протилежний результат. Суть його полягає в тому, що збільшення значення коефіцієнта с жорсткості шин опорно-копіювальних коліс очисника сприяє поліпшенню дійсних фазово-частотних характеристик (рис. 3). Проте слід зазначити, що такий результат спостерігається лише за частоти збурювального впливу понад 12 c^{-1} . Коли ж цей показник перебуває на рівні 32 c^{-1} , а коефіцієнт с становить не менш як $315 \text{ кН} \cdot \text{м}^{-1}$, запізнення реакції розглядуваної динамічної системи на зовнішнє збурення практично близьке до нуля, що є вкрай небажаним ефектом (рис. 3, криві 2 і 3).

Натомість за умови зменшення значення коефіцієнта с до $115 \text{ кН} \cdot \text{м}^{-1}$ при тій самій частоті збурювального впливу 32 c^{-1} (рис. 3, крива 1) запізнення реакції динамічної системи збільшується — сягає позначки 230° , або 4 рад. , що, звісно, є бажаним результатом. І хоча в часовому вимірі це становить лише $0,125 \text{ с}$, у науковому сенсі — це тенденція, що цілком справедлива для оцінювального збурювального діапазону частот $0\text{--}24 \text{ c}^{-1}$.

Разом із тим, якщо виходити з прикладного аспекту, то навіть на верхній межі цього діапазону різниця між отриманими фазово-частотними характеристиками у кількісному вираженні не перевищує 29° , або $0,5 \text{ рад.}$ У часовому вимірі вона становить лише $0,02 \text{ с}$.

Такий результат дає нам підставу стверджувати, що запізнення реакції очисника на дію збурювального впливу дуже мало залежить від розглядуваних значень коефіцієнта с жорсткості шин його копіювальних коліс ($115\text{--}515 \text{ кН} \cdot \text{м}^{-1}$).

У підсумку, оцінивши значення отриманих амплітудно-частотних і фазово-частотних характеристик, доходимо висновку, що очисник має бути обладнаний опорно-копіювальними колесами, коефіцієнт с жорсткості пневматичних шин яких повинен становити приблизно $315 \text{ кН} \cdot \text{м}^{-1}$. Таке компромісне рішення є інваріантним по відношенню до фазового зсуву і цілком прийнятним до рівня зміни амплітуди розглядуваною динамічною системою за

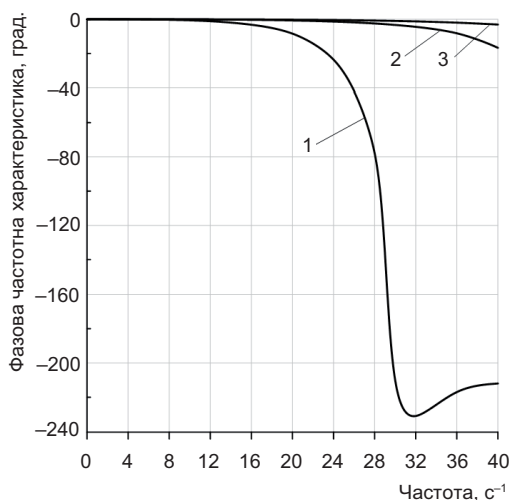


Рис. 3. Фазово-частотні характеристики відпрацювання динамічною системою коливань профілю поля за різних значень коефіцієнта с жорсткості шин опорно-копіювальних коліс очисника: $115 \text{ кН} \cdot \text{м}^{-1}$ (1), 315 (2), $515 \text{ кН} \cdot \text{м}^{-1}$ (3)

умови відпрацювання нею зовнішнього впливу у вигляді коливань ординат поздовжнього профілю поля у діапазоні частот $0\text{--}24 \text{ c}^{-1}$.

Згідно із формулою Хейдекеля, коефіцієнт с є функцією тиску повітря p_a у пневматичній шині колеса, Па:

$$c = 2\pi \cdot p_a \cdot \sqrt{r_o \cdot r_c}, \quad (10)$$

де r_o , r_c — вільний радіус кочення і радіус поперечного перетину профілю шини (м) відповідно.

Оскільки для розглядуваного очисника $r_o \approx r_c = 0,37 \text{ м}$, то із виразу (10) знаходимо, що за умови $c = 315 \text{ кН} \cdot \text{м}^{-1}$ тиск повітря в шинах його опорно-копіювальних коліс p_a має бути не нижчим за 135 кПа .

Методом математичного моделювання встановлено, що зі збільшенням частоти коливань ординат поздовжнього профілю поля амплітудно-частотні і фазово-частотні характеристики їх впливу на очисник зростають. Характер зміни цих характеристик дуже мало залежить від значення коефіцієнта демпфірування μ шин коліс очисника. Особливо це відчутно за частот коливань збурювального впливу, що відповідають визначеному нами діапазону $0\text{--}24 \text{ c}^{-1}$.

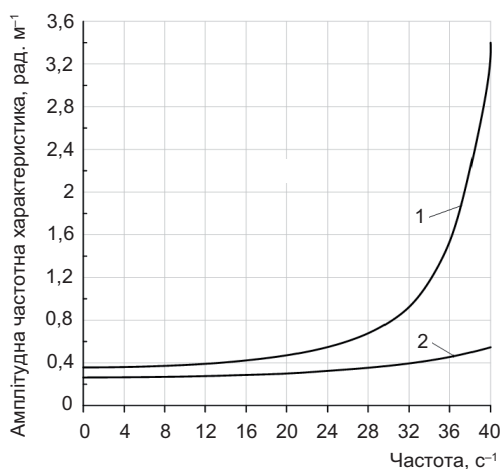


Рис. 4. Амплітудно-частотні характеристики відпрацювання динамічною системою коливань профілю поля за значень параметра l : 2,8 м (1), 3,8 м (2)

Покращенню амплітудно-частотних характеристик відпрацювання розглядуваною динамічною системою збурювального впливу сприяє збільшення поздовжньої координати встановлення опорно-копіювальних коліс очисника (див. рис. 1, параметр l). У фізичному сенсі цей параметр репрезентує відстань від центру мас фізичного маятника до його осі підвісу. І чим більша ця відстань, тим стійкішим буде стан маятника.

Згідно з результатами математичного моделювання, збільшення параметра l з 2,8

до 3,8 м обумовлює бажане зменшення амплітудно-частотної характеристики динамічної системи при відтворенні нею збурювальних коливань (рис. 4).

За умови таких коливань у діапазоні частот $0-24 \text{ с}^{-1}$ різниця між отриманими амплітудно-частотними характеристиками сягає $0,22 \text{ рад.} \cdot \text{м}^{-1}$, що за висоти нерівностей поздовжнього профілю поля $0,01-0,03 \text{ м}$ становить $0,13-0,39^\circ$.

Теоретично збільшення значення параметра l на 1 м обумовлює небажане зменшення фазово-частотної характеристики коливань очисника. На практиці ж навіть за частоти коливань збурювального впливу 40 с^{-1} таке зменшення становить близько 1 рад. Якщо говорити про часовий вимір, то різниця між реакціями розглядуваної динамічної системи на збурення не перевищує $0,025 \text{ с}$. Ще меншою ця різниця буде у діапазоні частот коливань зовнішнього впливу $0-24 \text{ с}^{-1}$.

З урахуванням викладеного правомірним є висновок, що характер функціонування динамічної системи у вигляді очисника головок коренеплідних культур мало залежить від зміни поздовжньої координати місця встановлення його опорно-копіювальних коліс. Загалом місце фактичного розміщення коліс у конкретних конструкціях очисників має визначатися залежно від їхніх конструктивних особливостей (рядності, габаритів, координат центру маси тощо).

Висновки

Методом математичного моделювання встановлено, що для послаблення дії коливань нерівностей поздовжнього профілю поверхні поля на кутові коливання очисника головок коренеплідних культур (зокрема, буряку цукрового) у поздовжньо-вертикальній площині проєкцій значення коефіцієнта s жорсткості пневматичних шин (7.50R16) його опорно-копіювальних коліс має перебувати на рівні $315 \text{ кН} \cdot \text{м}^{-1}$. Цього неважко досягти, встановивши тиск повітря у шинах рівним 135 кПа .

Значення коефіцієнта μ демпфірування шин опорно-копіювальних коліс очисника у діапазоні $350-1350 \text{ Н} \cdot \text{с} \cdot \text{м}^{-1}$ практично не

впливає на амплітудні і фазові частотні характеристики його кутових коливань за умови дії коливань ординат поздовжнього профілю нерівностей поверхні поля у визначальному діапазоні частот $0-24 \text{ с}^{-1}$.

Характер функціонування очисника під впливом коливань ординат поздовжнього профілю поля у визначальному діапазоні частот $0-24 \text{ с}^{-1}$ мало залежить від зміни значення поздовжньої координати розміщення його опорно-копіювальних коліс. З огляду на це місце фактичного їх розміщення в очисникові конкретної конструкції має визначатися з урахуванням його функціонального призначення та особливостей використання.

Bulgakov V.¹, Adamchuk V.², Nadykto V.³,
Budzanivskiy M.⁴

¹National University of Bioresources and Nature Management of Ukraine, 15 Heroiv Oborony Str., Kyiv, 03041, Ukraine; ^{2,4}Institute of mechanics and automation of agro-industrial production National Academy of Agrarian Sciences of Ukraine, 11 Vokzalna Str., Glevakh village, Fastiv district, Kyiv region, 08631, Ukraine; ³Tavrii State Agrotechnological University named after Dmytro Motorny, 18 B. Khmelnytskyi Ave., Melitopol, Zaporizhzhia Region, 72312, Ukraine; e-mail: ¹vbulgakov@meta.ua, ²vvadamchuk@gmail.com, ³volodymyr.nadykto@tsatu.edu.ua, ⁴mir4ik@hotmail.com; ORCID: ¹0000-0003-3445-3721, ²0000-0003-0358-7946, ³0000-0002-1770-8297, ⁴0000-0002-0508-3816

Fluctuations dynamics of the root crops cleaner heads from the remnants of tops on the root

Goal. The study of the influence of the design parameters of the cleaner of the heads of root crops from the remains of the chaff on the basis of the analysis of a mathematical model that describes its plane-parallel movement in the longitudinal-vertical plane under the influence of external disturbance in the form of fluctuations of the ordinates of the longitudinal profile of the field. **Methods.** Theoretical calculations of the mathematical model of the operation of the rear-mounted cleaner of the heads of root crops were performed on a computer using the PTC Mathcad 15 software environment and the initial numerical data generated for this purpose. The optimal value of the parameter was considered, for which the actual amplitude-frequency characteristics of the root crop cleaner were as close as possible to

zero, and the phase-frequency characteristics were as large as possible. **Results.** By means of mathematical modeling, the influence of the fluctuations of the longitudinal profile of the field on the angular oscillations of the cleaner of root crop heads in the longitudinal-vertical plane of projections for different values of the stiffness and damping coefficients of its support-copying wheels, as well as the longitudinal coordinates of their placement on the cleaner frame, was determined. **Conclusions.** The value of the stiffness coefficient of the tires (7.50R16) of the supporting and copying wheels of the root crop cleaner should be at the level of 315 kN·m⁻¹, which is ensured by setting the air pressure in the indicated tires at the level of 135 kPa. A change in the value of the damping coefficient of the tires of the support-copying wheels of the root crop head cleaner in the range of 350...1350 N·s·m⁻¹ practically does not affect the amplitude and phase frequency characteristics of its angular oscillations under the condition of the effect of oscillations of the ordinates of the longitudinal profile of the field in the determining frequency range 0...24 s⁻¹ depends little on the change in the value of the longitudinal coordinate of the location of its supporting and copying wheels. Taking into account the nature of the operation of the head cleaner of root crops under the influence of fluctuations of the ordinates of the longitudinal profile of the field in the defining frequency range of 0...24 s⁻¹, the place of actual placement of its supporting and copying wheels should be determined taking into account the features of the machine design.

Key words: root crops, ghee, harvesting, residues, cleaning, angular oscillations, stiffness, damping, differential equation of motion, solution on PC.

DOI: <https://doi.org/10.31073/agrovisnyk202302-06>

Бібліографія

1. Погорельий Л.В., Татьяна Н.В. Свеклоуборочные машины: история, конструкция, теория, прогноз. Киев: Феникс, 2004. 232 с.
2. Булгаков В.М. Бурякозбиральні машини. Монографія. Київ: Аграрна наука, 2011. 352 с.
3. Хелемендик М.М. Напрями і методи розробки робочих органів сільськогосподарських машин. Київ: Аграрна наука, 2001. 280 с.
4. Kainuma H., Aoki J., Suzuki T. et al. Development of potato haulm remover (Part 1) — state of potatoes at harvest and the effects of different haulm removal methods on potato quality. *J. of the Japanese Society of Agricultural Machinery*. 2013. V. 75. Is. 6. P. 434–439.
5. Гевко Р.Б., Синій С.В., Паньків М.Р., Варголяк М.А. Розробка та аналіз роботи машин для енергоощадних технологій збирання коренеплідних культур. *Вісник інженерної академії України*. 2014. № 3–4. С. 46–52.
6. Hevko R., Brukhanskyi R., Flonts I. et al. Advances in Methods of Cleaning Root Crops. *Bulletin of the Transilvania University of Braşov. Series II. Braşov: Transilvania University Press Braşov (Romania)*. 2018. V. 11 (60) № 1. P. 127–138.
7. Wang F. Optimization and field experiment of an adjustable device for sugar beet digger. *International J. of Agricultural and Biological Engineering*. 2021. V. 14. № 6. P. 68–74. doi: 10.25165/IJABE.20211406.6667
8. Titiwa K.P. et al. Development of potato (*Solanum Tuberosum* L.) haulm cutter. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*. 2019. V. 301. 012009. doi: 10.1088/1755-1315/301/1/012009
9. Ігнат'єв Є.І. Теоретичне моделювання колісального руху задньонавішеного на інтегральний орно-просапний трактор доочищувача головок коренеплідів. *Механізація та електрифікація*

сільського господарства: загальнодержавний зб., 2017. Вип. 4 (103). С. 47–56.

10. Булгаков В.М., Головач І.В., Ружи́ло З.В. та ін. Теорія і технічні засоби для збирання гички буряків цукрових: монографія. Київ: Аграрна наука, 2021. 212 с.

11. Булгаков В.М., Адамчук В.В., Кюрчев В.М. та ін. Очисник головок коренеплодів. Патент України № 115942, МПК А01D 23/02. Заявл. 07.09.2016; опубл. 10.01.2018. Бюл. № 1.

12. Булгаков В.М., Адамчук В.В., Головач І.В. та ін. Експериментальні дослідження двовалового очисника головок коренеплодів. *Вісник аграрної науки*. 2022. № 7. С. 53–61.

13. Acosta E.C., Aguilar J.J.C., Aguilar J.J.C. et al. Modeling of Tire Vertical Behavior Using a Test Bench. *IEEE Access*. 2020. V. 8. P. 106531–106541. doi 10.1109/ACCESS. 2020. 3000533

14. Deng L., Yan W., Zhu Q. Vehicle impact on the deck slab of concrete box-girder bridges due to damaged expansion. *J. of Bridge Engineering*. 2016. V. 21. № 2. 13 p. ID 06015006.

15. Friedl R., Mangerig I. Dynamic amplification of bridge-expansion-joints considering roughness induced vehicle vibrations. *Procedia Engineering*. 2017. V. 199. P. 2651–2656.

16. Zheng E., Zhong X., Zhu R. et al. Investigation into the vibration characteristics of agricultural wheeled tractor-implement system with hydro-pneumatic suspension on the front axle. *J. of Terramechanics*. 2019. V. 186. P. 14–33.

17. Yoo H., Oh J., Chung W-J. et al. Measurement of stiffness and damping coefficient of rubber tractor tires using dynamic cleat test based on point contact model. *International J. of Agricultural and Biological Engineering*. 2021. V. 14(1). P. 157–164.

18. Bulgakov V., Adamchuk V., Arak M. et al. Theory of vertical oscillations and dynamic stability of combined tractor-implement unit. *Agronomy Research*. 2016. V. 14. Is. 3. P. 689–710.

19. Васи́ленко П.М. Введение в земледельческую механику. Киев: Сельхозобразование, 1996. 252 с.