



# Механізація, електрифікація

УДК 631.358.44

© 2022

## РОЗРАХУНКОВА МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ РУХУ ЧАСТИНОК ВОРОХУ ПРИ ВІБРАЦІЙНОМУ ОЧИЩЕННІ КАРТОПЛІ ВІД ДОМІШОК

В.М. Булгаков<sup>1</sup>, І.В. Головач<sup>2</sup>, З.В. Ружило<sup>3</sup>,  
В.М. Корнюшин<sup>4</sup>, Є.І. Ігнат'єв<sup>5</sup>, М.А. Андрієвська<sup>6</sup>

<sup>1</sup>доктор технічних наук, професор, академік НААН

<sup>2</sup>доктор технічних наук, професор, член-кореспондент НААН

<sup>3-5</sup>кандидати технічних наук

<sup>1-3, 6</sup>Національний університет біоресурсів і природокористування України  
вул. Героїв Оборони, 15, м. Київ, 03041, Україна

<sup>4</sup>Інститут механіки та автоматики агропромислового виробництва НААН  
вул. Вокзальна, 11, смт Глеваха Фастівського р-ну Київської обл., 08631, Україна

<sup>5</sup>Таврійський державний агротехнологічний університет  
імені Дмитра Моторного, просп. Б. Хмельницького, 18, м. Мелітополь  
Запорізької обл., 72312, Україна

e-mail: <sup>1</sup>vbulgakov@meta.ua, <sup>2</sup>holovach.iv@gmail.com, <sup>3</sup>ruzhylo@nubip.edu.ua,

<sup>4</sup>korn\_vik@ukr.net, <sup>5</sup>yevhen.ihnatiev@tsatu.edu.ua, <sup>6</sup>andrievskam5@gmail.com  
ORCID: <sup>1</sup>0000-0003-3445-3721, <sup>2</sup>0000-0003-1387-4789, <sup>3</sup>0000-0003-3582-8687,  
<sup>4</sup>0000-0002-1974-307X, <sup>5</sup>0000-0003-0315-1595

Надійшла 05.01.2022

**Мета.** Обґрунтувати раціональні конструктивні та кінематичні параметри V-подібного розподільника картопляного вороху запропонованої конструкції комбінованого підкопувально-сепарувального робочого органу картопле-збиральної машини. **Методи.** Теоретичні дослідження проведено з використанням основних положень вищої математики і теоретичної механіки. Числові розрахунки та графічні залежності отримано із застосуванням ПК на основі розроблених і стандартних програм. **Результати.** Досліджено рух картопляного вороху по поверхні крила V-подібного розподільника вороху в процесі його розподілення по всій ширині сепарувального транспортера. Побудовано еквівалентну схему взаємодії частинки картопляного вороху з поверхнею крила розподільника, на підставі якої складено диференціальні рівняння її руху по зазначеній поверхні, які враховують основні конструктивні та кінематичні параметри сепарувального транспортера і V-подібного розподільника. На підставі інтегрування зазначеної системи диференціальних рівнянь у квадратурах отримано аналітичні вирази, що описують закони зміни швидкості та переміщення частинки картопляного вороху в часі за різних значень конструктивних і кінематичних параметрів розподільника

**і сепарувального транспортера. На основі отриманих аналітичних виразів проведено розрахунки на ПК і отримано графічні залежності швидкості руху вороху вздовж крила розподільника від часу за різних значень кута розхилу крил розподільника з урахуванням коливань полотна сепарувального транспортера. Висновки. Визначено допустиму швидкість руху вороху вздовж крила розподільника за умови збереження рівності подачі вороху на розподільник і сходження його з розподільника. Зазначена швидкість становить  $1,62 \text{ м}\cdot\text{с}^{-1}$ . Аналіз графічних залежностей показує, що швидкість вороху вздовж крила розподільника зменшується із зростанням кута розхилу крила. У разі зниження швидкості руху менше допустимої величини відбуватиметься згружування вороху на крилах розподільника, що призведе до порушення технологічного процесу роботи картоплезбиральної машини. За допустимого часу руху вороху вздовж крила розподільника максимального допустимі значення розхилу крила розподільника знаходяться в межах  $40 - 45^\circ$ .**

**Ключові слова:** картопляний ворох, сепарувальний транспортер, розподільник, диференціальні рівняння, конструктивні та кінематичні параметри.

DOI: <https://doi.org/10.31073/agrovisnyk202202-08>

Збирання картоплі є найбільш трудомістким процесом у її виробництві, на який припадає 45–60% загальних витрат праці. Досвід експлуатації картоплезбиральних машин показує, що вони не завжди забезпечують якісне збирання картоплі, мають низьку надійність виконання технологічного процесу, оскільки основний сепарувальний орган незадовільно виконує свою функцію. Для отримання бульб потрібної чистоти збиральні агрегати використовують на знижених швидкостях і виконують доочищення врожаю на картоплезбиральних пунктах, що призводить до збільшення витрат на виробництво картоплі та зумовлює необхідність ручної праці. Тому підвищення якості роботи картоплезбиральних машин є актуальною науково-технічною проблемою, зокрема, з розроблення конструкції та наукового обґрунтування параметрів комбінованого підкопувально-сепарувального органу.

Сепарація підкопаного вороху є основною операцією технологічного процесу збирання врожаю картоплі, оскільки від неї, в першу чергу, залежить якість роботи картоплезбиральних машин. Дослідженню процесу сепарації картопляного вороху присвячено чимало наукових праць [1–20]. Аналіз досліджень і практичного застосування сепараторів різних типів показує, що

в картоплезбиральних машинах для первинної сепарації ґрунту завдяки низькій перевазі (простоті конструкції, можливості здійснення одночасно з сепарацією транспортування бульбоносного пласта, ефективності за сепаруючою здатністю) найбільшого розповсюдження набули пруткові транспортери. За результатами досліджень [3] було обґрунтовано значення параметрів сепарувальних транспортерів: швидкість руху транспортера, його довжина і ширина, кут нахилу до горизонту. Проведені експериментальні дослідження дали можливість установити вплив швидкості транспортера на ефективність просювання ґрунту, що знаходиться у твердому і пластичному стані [4, 6]. В інших роботах [1, 11] досліджено вплив струшувачів полотна, якими обладнують пруткові транспортери для підвищення сепарації картопляного вороху. Застосування струшувачів на пруткових транспортерах дає змогу підвищити ефективність сепарації на 10–15%.

У роботах [2, 16] висвітлено дослідження механізованого збирання картоплі у важких умовах, зокрема на ґрунтах підвищеної вологості. Запропоновано пристрій для підвищення сепарації картопляного вороху в зазначених умовах. У працях [9, 10, 12, 15, 20] запропоновано і досліджено

інтенсифікатори сепарації вороху різних конструкцій. Картопляний ворох проходить через зону дії розпушувача-інтенсифікатора, який забезпечує покращення сепарації ґрунту за рахунок дії відцентрових сил на ґрунт за одночасного вирівнювання і розпушування ґрунтових елементів вороху по ширині транспортера. Для підвищення сепарувальної здатності робочих органів застосовують шатунно-ексцентриковий механізм [2]. Різні конструкції сепарувальних пристроїв і їх теоретичні й експериментальні дослідження наведено у роботах [5–8, 10, 13, 17–19]. Характерними недоліками багатьох із таких пристроїв є їх складність і невисока надійність, особливо під час роботи на важких ґрунтах. Простоту та надійність у роботі забезпечує пропонування нами конструкція V-подібного розподільника [14], розташованого з деяким зазором над поверхнею пруткового сепарувального транспортера. Він розподіляє ворох по транспортеру на 2 потоки. У поєднанні з вертикальними вібраціями, це забезпечує ефективне розподілення картопляного вороху по ширині транспортера.

**Мета досліджень** — обґрунтувати раціональні конструктивні та кінематичні параметри V-подібного розподільника картопляного вороху запропонованої конструкції комбінованого підкопувально-сепарувального робочого органу картоплезбиральної машини.

**Методи досліджень.** Теоретичні дослідження проведено з використанням основних положень вищої математики і теоретичної механіки. Числові розрахунки та графічні залежності отримано із застосуванням ПК на основі розроблених і стандартних програм.

**Результати досліджень.** Аналіз відомих конструкцій картоплезбиральних машин показує, що основним сепарувальним органом є прутковий транспортер, який, особливо у важких умовах збирання врожаю картоплі, незадовільно виконує свою функцію. Поліпшити процес відокремлення ґрунтових і рослинних елементів картопляного вороху на сепарувальних робочих органах і таким чином підвищити показники якості роботи картоплезбиральної машини можна за допомогою введення в конструкцію машини інтенсифікуючих робочих органів, що додатково взаємодіятимуть із підкопанним картопляним ворохом.

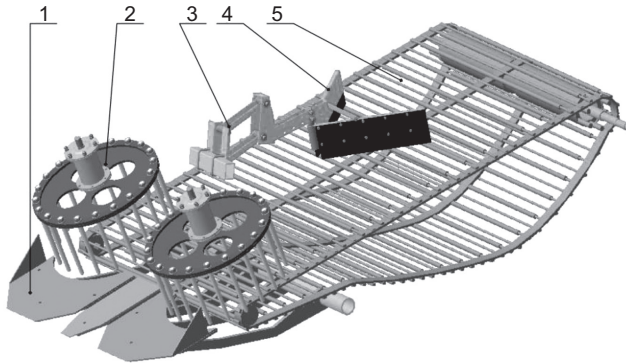
Слід зазначити, що істотним недоліком сепарації картопляного вороху на сепарувальному транспортері є нерівномірне розподілення вороху по ширині сепарувального транспортера. Підкопаний шар вороху не розподіляється на всій ширині полотна транспортера і рухається у вигляді повздовжнього валка, а основна маса вороху знаходиться в центральній частині транспортера. За подальшого руху ворох під динамічною дією струшувачів частково розрівнюється по ширині полотна транспортера, але недостатньо, щоб забезпечити якісну сепарацію.

Інтенсифікувати процес очищення картопляного вороху на сепарувальному транспортері можна способом рівномірного розподілу вороху по ширині транспортера. Оскільки підкопаний пласт перед подачею на основний транспортер добре подрібнюється прутковими барабанами, для рівномірного розподілу вороху доцільно застосувати пасивний робочий орган — розподільник V-подібного типу, який розподіляє ворох на 2 потоки. Загальний вигляд розробленого нами нового підкопувально-сепарувального органу картоплезбиральної машини представлено на рис. 1.

Для якісного технологічного процесу розподілу вороху по ширині транспортера розподільник повинен мати відповідні технологічні та конструкційні параметри. Основним його параметром є кут  $2\alpha$  розхилу крил, утворений їх проєкціями на площину сепарувального транспортера. Неправильний вибір кута призведе або до згужування вороху перед розподільником і, як наслідок, — до порушення технологічного процесу роботи машини, або до того, що ворох не розподілятиметься по ширині транспортера.

Отже, для обґрунтування величини кута  $2\alpha$  розхилу крил розподільника, розглянемо взаємодію частинки потоку картопляного вороху, що переміщується транспортером, з крилом розподільника.

У розрахунках приймаємо, що підкопаний шар вороху під час подачі на транспортер попередньо руйнується (подрібнюється) прутковими барабанами і перетворюється на масу з порушеними структурними зв'язками, в якій зчеплення між частинками

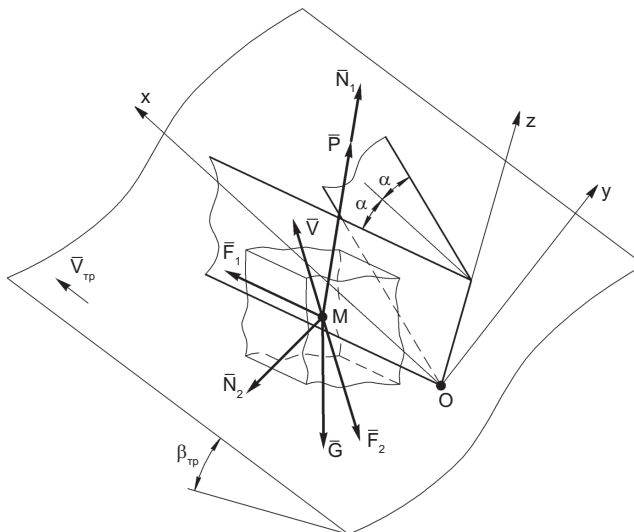


**Рис. 1. Загальний вигляд підкопувально-сепарувального органу картоплезбиральної машини: 1 — підкопувальні лемеші; 2 — пруткові розосереджувальні барабани; 3 — механізм установлення розподільника вороху; 4 — розподільник V-подібного типу; 5 — подавальний прутковий сепарувальний транспортер**

відсутнє. Тому підкопаний картопляний ворох можна вважати однорідним сипучим середовищем.

Для обґрунтування раціонального значення кута розхилу крил розподільника треба скласти диференціальне рівняння руху частинки картопляного вороху, що переміщується сепарувальним транспортером, за її взаємодії з поверхнею крила розподільника. Для цього передусім побудуємо просторову еквівалентну схему взаємодії частинки картопляного вороху з поверхнею розподільника (рис. 2).

На зазначеній еквівалентній схемі показано такі сили, що діють на частинку вороху, позначену літерою  $M$ . У точці  $M$  прикладена сила  $\vec{G}$  — вага частинки вороху, — спрямована вертикально вниз. З боку подавального транспортера на частинку вороху діє нормальна реакція  $\vec{N}_1$ , а з боку поверхні крила розподільника — нормальна реакція  $\vec{N}_2$ . Також на частинку вороху  $M$  діє сила її тертя ковзання  $\vec{F}_1$  по поверхні транспортера, що напрямлена у бік руху транспортера й утримує частинку від зміщення назад, тобто транспортує її.



**Рис. 2. Еквівалентна схема взаємодії частинки картопляного вороху з поверхнею крила розподільника**

У точці контакту частинки вороху  $M$  із поверхнею розподільника на неї діє сила тертя ковзання  $\bar{F}_2$  по поверхні розподільника, напрямлена протилежно вектору  $\bar{V}$  швидкості руху частинки по поверхні розподільника. Уздовж нормалі до поверхні транспортера на частинку вороху  $M$  діє сила  $\bar{P}$  гармонічних коливань транспортера, які виникають під дією струшувального механізму.

Крім зазначених вище сил на еквівалентній схемі показано такі конструктивні й кінематичні параметри:  $\alpha$  — кут розхилу крила розподільника відносно повздовжньої осі транспортера, град.;  $\beta_{\text{тр}}$  — кут нахилу полотна транспортера до горизонту, град.;  $\bar{V}_{\text{тр}}$  — вектор швидкості поступального руху полотна подавального транспортера, м·с<sup>-1</sup>;  $\bar{V}$  — вектор швидкості частинки вороху  $M$  по поверхні крила розподільника в довільний момент часу  $t$  (у загальному випадку цей вектор буде змінним, як за величиною, так і за напрямом), м·с<sup>-1</sup>.

Також на еквівалентній схемі показано просторову декартову систему координат  $Oxyz$ , в якій розглядається рух частинки вороху  $M$ . При цьому її вісь  $Ox$  напрямлена вздовж руху полотна подавального транспортера по його повздовжній осі. Вісь  $Oy$  напрямлена перпендикулярно до осі  $Ox$  вправо по ходу руху подавального транспортера.

Осі  $Ox$  і  $Oy$  розташовуються в площині полотна подавального транспортера. Вісь  $Oz$  напрямлена вгору перпендикулярно до площини полотна транспортера  $xOy$  і проходить уздовж носка розподільника.

Запишемо далі аналітичні вирази для знаходження всіх зазначених сил. Насамперед, сила тяжіння  $\bar{G}$  частинки вороху  $M$  дорівнюватиме:

$$G = mg, \quad (1)$$

де  $m$  — маса частинки вороху  $M$ , кг;  $g$  — прискорення сили тяжіння, м·с<sup>-2</sup>.

Нормальну реакцію  $\bar{N}_1$  і силу тертя ковзання  $\bar{F}_1$  подавального транспортера можна знайти за допомогою таких аналітичних виразів:

$$N_1 = mg \cos \beta_{\text{тр}}, \quad (2)$$

$$F_1 = f_1 N_1 = f_1 mg \cos \beta_{\text{тр}}, \quad (3)$$

де  $f_1$  — коефіцієнт тертя ковзання вороху по поверхні подавального транспортера.

Сила тертя  $\bar{F}_2$  ковзання частинки вороху по поверхні крила розподільника дорівнюватиме:

$$F_2 = f_2 N_2, \quad (4)$$

де  $f_2$  — коефіцієнт тертя ковзання вороху по поверхні крила розподільника.

Силу гармонічних коливань подавального транспортера  $\bar{P}$  можна визначити за допомогою такого виразу:

$$P = m\omega_{\text{тр}}^2 A_{\text{тр}} \sin(\psi_0 + \omega_{\text{тр}} t), \quad (5)$$

де  $\omega_{\text{тр}}$  — колова частота коливань транспортера, рад·с<sup>-1</sup>;  $A_{\text{тр}}$  — амплітуда коливань транспортера, м;  $\psi_0$  — початкове положення кривошипа струшувального механізму, рад;  $t$  — поточний час, с.

Для побудови розрахункової математичної моделі руху частинки вороху  $M$  треба згідно із законом динаміки скласти диференціальне рівняння її руху. Найбільш доречним для цього буде застосування основного закону динаміки матеріальної точки.

Рівняння руху частинки вороху  $M$  за її одночасного контакту, як із поверхнею транспортера, так і з поверхнею крила розподільника у векторній формі згідно з еквівалентною схемою матиме такий вигляд:

$$m\bar{a} = \bar{G} + \bar{N}_1 + \bar{N}_2 + \bar{F}_1 + \bar{F}_2 + \bar{P}, \quad (6)$$

де  $\bar{a}$  — прискорення руху частинки картопляного вороху  $M$ , м·с<sup>-2</sup>.

Спроектувавши далі на осі просторової декартової системи координат  $Oxyz$  складові векторного рівняння (6), отримаємо таку систему диференціальних рівнянь одночасного руху частинки картопляного вороху  $M$  по зазначених поверхнях:

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{x} &= -N_2 \sin \alpha + F_1 \cos \alpha - \\ &- G \sin \beta_{\text{тр}} \cos \alpha - F_2 \frac{\dot{x}}{\sqrt{\dot{x}^2 + \dot{y}^2 + \dot{z}^2}}, \\ m\ddot{y} &= -N_2 \cos \alpha - F_1 \sin \alpha - \\ &- G \sin \beta_{\text{тр}} \sin \alpha - F_2 \frac{\dot{y}}{\sqrt{\dot{x}^2 + \dot{y}^2 + \dot{z}^2}}, \\ m\ddot{z} &= N_1 + P - \\ &- G \cos \beta_{\text{тр}} - F_2 \frac{\dot{z}}{\sqrt{\dot{x}^2 + \dot{y}^2 + \dot{z}^2}}. \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

Підставивши значення сил, що входять у систему диференціальних рівнянь (7), згідно виразів (1)–(5), отримаємо таку систему диференціальних рівнянь:



$$\left. \begin{aligned} m\ddot{x} &= -N_2 \sin \alpha + mg(f_1 \cos \beta_{\text{тр}} - \sin \beta_{\text{тр}}) \cos \alpha - \\ &- f_2 N_2 \frac{\dot{x}}{\sqrt{\dot{x}^2 + \dot{y}^2 + \dot{z}^2}}, \\ m\ddot{y} &= -N_2 \cos \alpha - mg(f_1 \cos \beta_{\text{тр}} + \sin \beta_{\text{тр}}) \sin \alpha - \\ &- f_2 N_2 \frac{\dot{y}}{\sqrt{\dot{x}^2 + \dot{y}^2 + \dot{z}^2}}, \\ m\ddot{z} &= m\omega_{\text{тр}}^2 A_{\text{тр}} \sin(\psi_0 + \omega_{\text{тр}} t) - \\ &- f_2 N_2 \frac{\dot{z}}{\sqrt{\dot{x}^2 + \dot{y}^2 + \dot{z}^2}}. \end{aligned} \right\} (8)$$

У системі диференціальних рівнянь (8) значення нормальної реакції  $N_2$  є невідомим.

Однак оскільки переміщення вороху вздовж осі  $Oy$  відбувається досить повільно, у порівнянні з переміщенням уздовж осі  $Ox$ , то з достатньою для практичних розрахунків точністю можна припустити, що  $\ddot{y} = 0$  і  $\dot{y} = 0$ .

Тоді друге рівняння системи (8) перетвориться у рівняння статичної рівноваги (рівняння рівноваги) такого вигляду:

$$-N_2 \cos \alpha - mg(f_1 \cos \beta_{\text{тр}} + \sin \beta_{\text{тр}}) \sin \alpha = 0. \quad (9)$$

Із рівняння (9) у першому наближенні можна визначити нормальну реакцію  $N_2$ . Вона дорівнюватиме:

$$N_2 = -mg(f_1 \cos \beta_{\text{тр}} + \sin \beta_{\text{тр}}) \tan \alpha. \quad (10)$$

Підставивши вираз (10) у перше і третє рівняння системи (8), після перетворення отримаємо таку систему диференціальних рівнянь:

$$\left. \begin{aligned} \ddot{x} &= g(f_1 \cos \beta_{\text{тр}} + \sin \beta_{\text{тр}}) \tan \alpha \times \\ &\times \left( \sin \alpha + f_2 \frac{\dot{x}}{\sqrt{\dot{x}^2 + \dot{z}^2}} \right) + \\ &+ g(f_1 \cos \beta_{\text{тр}} - \sin \beta_{\text{тр}}) \cos \alpha, \\ \ddot{z} &= \omega_{\text{тр}}^2 A_{\text{тр}} \sin(\psi_0 + \omega_{\text{тр}} t) + \\ &+ f_2 g(f_1 \cos \beta_{\text{тр}} + \sin \beta_{\text{тр}}) \tan \alpha \cdot \frac{\dot{z}}{\sqrt{\dot{x}^2 + \dot{z}^2}}. \end{aligned} \right\} (11)$$

Отримана система диференціальних рівнянь 2-го порядку описує рух частинки вороху  $M$  за наявності розподільника потоку картопляного вороху на сепарувальному транспортері.

Якщо у першому наближенні припустити, що вектор  $\bar{V}$  середньої швидкості руху

частинки  $M$  по поверхні крила розподільника напрямлений під деяким постійним кутом  $\gamma$  до поверхні транспортера, то система диференціальних рівнянь (11) значно спроститься і набуде такого вигляду:

$$\left. \begin{aligned} \ddot{x} &= g(f_1 \cos \beta_{\text{тр}} + \sin \beta_{\text{тр}}) \tan \alpha \times \\ &\times (\sin \alpha + f_2 \cos \gamma \cos \alpha) + \\ &+ g(f_1 \cos \beta_{\text{тр}} - \sin \beta_{\text{тр}}) \cos \alpha, \\ \ddot{z} &= \omega_{\text{тр}}^2 A_{\text{тр}} \sin(\psi_0 + \omega_{\text{тр}} t) + \\ &+ f_2 g(f_1 \cos \beta_{\text{тр}} + \sin \beta_{\text{тр}}) \tan \alpha \sin \gamma. \end{aligned} \right\} (12)$$

Система диференціальних рівнянь (12) є лінійною і її можна проінтегрувати в квадратурах.

Проекції швидкості частинки вороху на осі координат визначаємо інтегруванням системи рівнянь (12) за таких початкових умов: при  $t=0$ ,  $\dot{x}_0 = V_{\text{тр}} \cos \alpha$ ,  $\dot{z}_0 = 0$ .

У результаті отримуємо:

$$\left. \begin{aligned} V_x &= \dot{x} = [g(f_1 \cos \beta_{\text{тр}} + \sin \beta_{\text{тр}}) \tan \alpha \times \\ &\times (\sin \alpha + f_2 \cos \gamma \cos \alpha) + \\ &+ g(f_1 \cos \beta_{\text{тр}} - \sin \beta_{\text{тр}}) \cos \alpha] \cdot t + V_{\text{тр}} \cos \alpha, \\ V_z &= \dot{z} = -\omega_{\text{тр}} A_{\text{тр}} \cos(\psi_0 + \omega_{\text{тр}} t) + \\ &+ [f_2 g(f_1 \cos \beta_{\text{тр}} + \sin \beta_{\text{тр}}) \tan \alpha \sin \gamma] \times \\ &\times t + \omega_{\text{тр}} A_{\text{тр}} \cos \psi_0. \end{aligned} \right\} (13)$$

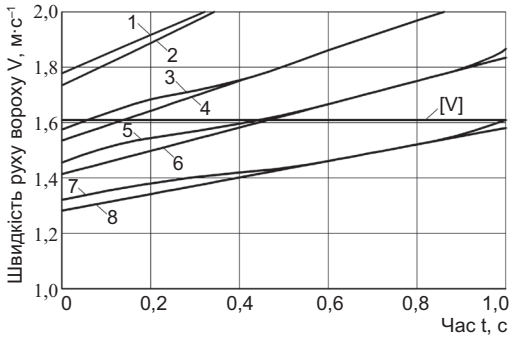
Результуюча швидкість  $V$  частинки вороху  $M$  уздовж крила розподільника становить:

$$V = \sqrt{V_x^2 + V_z^2}. \quad (14)$$

Закон руху частинки вороху вздовж крила розподільника знайдемо інтегруючи рівняння (13) за початкових умов: при  $t=0$ ,  $x_0=0$ ,  $z_0=0$ .

У результаті інтегрування отримуємо:

$$\left. \begin{aligned} x &= [g(f_1 \cos \beta_{\text{тр}} + \sin \beta_{\text{тр}}) \tan \alpha \times \\ &\times (\sin \alpha + f_2 \cos \gamma \cos \alpha) + g(f_1 \cos \beta_{\text{тр}} - \\ &- \sin \beta_{\text{тр}}) \cos \alpha] \cdot \frac{t^2}{2} + V_{\text{тр}} \cos \alpha \cdot t, \\ z &= -A_{\text{тр}} \sin(\psi_0 + \omega_{\text{тр}} t) + [f_2 g(f_1 \cos \beta_{\text{тр}} + \\ &+ \sin \beta_{\text{тр}}) \tan \alpha \sin \gamma] \cdot \frac{t^2}{2} + \omega_{\text{тр}} A_{\text{тр}} \cos \psi_0 \times \\ &\times t + A_{\text{тр}} \sin \psi_0. \end{aligned} \right\} (15)$$



**Рис. 3. Залежність швидкості  $V$  руху частинок вороху вздовж крила розподільника від часу  $t$  за різних значень кута  $\alpha$  розхилу його крила ( $f_1 = f_2 = 0,55$ ,  $V_{тр} = 2,0$  м·с<sup>-1</sup>,  $\beta = 22^\circ$ ): 1 —  $\alpha = 30^\circ$ ,  $\omega_{тр} = 4$  рад·с<sup>-1</sup>,  $A_{тр} = 0,05$  м; 2 —  $\alpha = 30^\circ$ ,  $\omega_{тр} = 0$ ,  $A_{тр} = 0$ ; 3 —  $\alpha = 40^\circ$ ,  $\omega_{тр} = 4$  рад·с<sup>-1</sup>,  $A_{тр} = 0,05$  м; 4 —  $\alpha = 40^\circ$ ,  $\omega_{тр} = 0$ ,  $A_{тр} = 0$ ; 5 —  $\alpha = 45^\circ$ ,  $\omega_{тр} = 4$  рад·с<sup>-1</sup>,  $A_{тр} = 0,05$  м; 6 —  $\alpha = 45^\circ$ ,  $\omega_{тр} = 0$ ,  $A_{тр} = 0$ ; 7 —  $\alpha = 50^\circ$ ,  $\omega_{тр} = 4$  рад·с<sup>-1</sup>,  $A_{тр} = 0,05$  м; 8 —  $\alpha = 50^\circ$ ,  $\omega_{тр} = 0$ ,  $A_{тр} = 0$**

Із використанням виразів (13)–(14) за допомогою розробленої програми числових розрахунків на ПК побудовано графічні залежності швидкості руху частинок картопляного вороху вздовж крила розподільника від часу  $t$  за різних значень кутів  $\alpha$  розхилу крила з урахуванням коливань полотна подавального транспортера. Ці графічні залежності зображено на рис. 3.

Аналіз отриманих графічних залежностей показує, що швидкість  $V$  руху вороху вздовж крила зменшується із зростанням кута  $\alpha$  розхилу крила. У разі зниження швидкості руху вороху менше допустимої величини  $[V]$  відбуватиметься згружування вороху на крилах розподільника, що призведе до порушення технологічного процесу роботи картоплезбиральної машини. Отже, має виконуватися така обов'язкова умова:  $V \geq [V]$ .

Допустиму швидкість руху вороху вздовж крила розподільника, враховуючи процес розподілу вороху по ширині полотна подавального транспортера, можна знайти за умови забезпечення рівності подачі вороху на розподільник і сходження його з розподільника. Ця умова матиме такий аналітичний вигляд:

$$\Delta b_{тр} [V] = A h_b V_{тр}, \quad (16)$$

де  $[V]$  — допустима швидкість руху частинок картопляного вороху вздовж крила розподільника, м·с<sup>-1</sup>;  $\Delta$  — зазор між розподільником і транспортером, м;  $b_{тр}$  — ширина транспортера, м;  $A$  — ствір між прутковими барабанами, м;  $h_b$  — висота шару вороху на транспортері, м.

Отже, згідно виразу (16) швидкість руху частин вороху вздовж крила розподільника не має бути меншою за величину:

$$[V] = \frac{A h_b V_{тр}}{\Delta b_{тр}}. \quad (17)$$

Підррахуємо величину вказаної допустимої швидкості руху частинок вороху вздовж крила розподільника. За заданих конструктивних параметрів:  $A = 0,35$  м,  $h_b = 0,22$  м,  $\Delta = 0,08$  м,  $b_{тр} = 1,2$  м допустима швидкість руху вороху вздовж крила розподільника становить  $[V] = 1,62$  м·с<sup>-1</sup>.

Аналіз отриманих залежностей, зображених на рис. 3, також показує, що за допустимого часу руху частинок вороху вздовж крила розподільника максимально допустимі значення кута його розхилу знаходяться в межах  $\alpha = 40 - 45^\circ$ .

Отже, аналітично обґрунтовано і знайдено конструктивні та кінематичні параметри  $V$ -подібного розподільника картопляного вороху нового комбінованого підкопувально-сепарувального робочого органу картоплезбиральної машини.

## Висновки

Визначено допустиму швидкість руху картопляного вороху вздовж крила розподільника за умови збереження рівності подачі вороху на розподільник і сходження його з розподільника. Зазначена швидкість становить  $1,62$  м·с<sup>-1</sup>. Аналіз отриманих графічних залежностей показує, що

швидкість руху вороху вздовж крила розподільника зменшується зі зростанням кута його розхилу. У разі зниження швидкості руху менше допустимої величини відбуватиметься згружування вороху на крилах розподільника, що призведе до порушення технологічного процесу роботи картопле-

збиральної машини. За допустимого часу руху вороху вздовж крила розподільника

максимально допустимі значення його розхилу знаходяться в межах 40–45°.

**Bulgakov V.<sup>1</sup>, Holovach I.<sup>2</sup>, Ruzhylo Z.<sup>3</sup>, Korniyushyn V.<sup>4</sup>, Ihnatiev Ye.<sup>5</sup>, Andrievska M.<sup>6</sup>**

<sup>1–3</sup>, <sup>6</sup>*National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine, 15 Heroyiv Oborony Str., Kyiv, Ukraine, 03041;* <sup>4</sup>*Institute of Mechanics and Automation of Agricultural Production of NAAS, 11 Vokzalna Str., vil. Hlevakha, Fastiv district, Kyiv oblast, Ukraine, 08631;* <sup>5</sup>*Dmytro Motorny Tavria State Agrotechnological University, 18, B. Khmelnytskyi Ave., Melitopol, Zaporozhzhia oblast, Ukraine, 72310;* e-mail: <sup>1</sup>*vbulgakov@meta.ua,* <sup>2</sup>*holovach.iv@gmail.com,* <sup>3</sup>*ruzhylo@nubip.edu.ua,* <sup>4</sup>*korn\_vik@ukr.net,* <sup>5</sup>*yevhen.ihnatiev@tsatu.edu.ua,* <sup>6</sup>*andrievskam5@gmail.com;* ORCID: <sup>1</sup>*0000-0003-3445-3721,* <sup>2</sup>*0000-0003-1387-4789,* <sup>3</sup>*0000-0003-3582-8687,* <sup>4</sup>*0000-0002-1974-307X,* <sup>5</sup>*0000-0003-0315-1595*

### **Design mathematical model of the movement of heap particles during vibration cleaning of potatoes from impurities**

**Goal.** To substantiate rational constructive and kinematic parameters of the V-shaped distributor of potato heap of the offered design of the combined digging and separating the working body of the potato harvester. **Methods.** Theoretical research was conducted using the basic principles of higher mathematics and theoretical mechanics. Numerical calculations and graphical dependencies are obtained using a PC based on developed and standard programs. **Results.** The movement of the potato heap on the wing surface of the V-shaped heap distributor in the process of its distribution over the entire width of the separating conveyor was studied. An equivalent scheme of interaction of the potato heap particle with the surface of the distributor wing is constructed, based on which differential equations

of its motion on the specified surface are made, which take into account the main structural and kinematic parameters of the separating conveyor and V-like distributor. Based on the integration of this system of differential equations in quadratures, analytical expressions are obtained that describe the laws of change of velocity and displacement of potato heap particles in time at different values of structural and kinematic parameters of distributor and separating conveyor. Based on the obtained analytical expressions, calculations were performed on a PC and graphical dependences of the heap velocity along the distributor wing on time at different values of the angle of the distributor wings taking into account the oscillations of the separating conveyor blade were obtained. **Conclusions.** The allowable speed of movement of the heap along the wing of the distributor is determined, provided that the equality of supply of the heap to the distributor and its ascent from the distributor is maintained. The specified speed is 1.62 m·s<sup>-1</sup>. Analysis of graphical relationships shows that the speed of the heap along the wing of the distributor decreases with increasing angle of inclination of the wing. If the speed is reduced to less than the allowable value, the heap will be unloaded on the wings of the distributor, which will lead to a violation of the technological process of the potato harvester. With the allowable time of movement of the heap along the distributor wing, the maximum allowable values of the deflection of the distributor wing are in the range of 40–45°.

**Key words:** potato heap, separating conveyor, distributor, differential equations, constructive and kinematic parameters.

**DOI:** <https://doi.org/10.31073/agrovisnyk202202-08>

## **Бібліографія**

1. Астрахан Б.М. Изыскание способа увеличения сепарирующей способности элеватора картофелеуборочных машин. *Сб. науч. трудов БСХА.* 1982. Вып. 84. С. 83–88.

2. Верещак Н.И., Пшеченков К.А. Уборка картофеля в сложных условиях. Москва: Колос, 1983. 208 с.

3. Кречко А.Ю. Исследование работы рыхлящих и сепарирующих рабочих органов картофелеуборочных машин. *Сб. трудов по земледельческой механике.* Т. 2. Москва: Сельхозгиз, 1954. С. 210–223.

4. Пермякова А.Е. Исследование подкапывающих и сепарирующих рабочих органов при уборке картофеля на почвах с понижен-

ной влажностью. *Сельхозмашина.* 1957. № 6. С. 7–8.

5. Петров Г.Д. Картофелеуборочные машины. 2-е изд., перераб. и доп. Москва. *Машиностроение.* 1984. 320 с.

6. Радишевский Г.А., Белый С.Р., Фурунжиев Р.И., Мицевич А.В. Экспериментальное исследование процесса сепарации почвы на прутковом элеваторе картофелеуборочной машины. Техническое обеспечение инновационных технологий в сельском хозяйстве: сб. науч. статей Междунар. науч.-практ. конф. Минск, 8–9 июня 2016 г. Минск: БГАТУ, 2016. С. 133–136.

7. Bulgakov V., Holovach I., Ruzhylo Z. et al. Theory of oscillations performed by tools in spiral



potato separator. *Agronomy Research*. 2020, V. 18. № 1. P. 38–52.

8. Булгаков В.М., Адамчук В.В., Ружило З.В., Головач І.В., Ігнатьєв Є.І. Експериментальне дослідження та обґрунтування параметрів сепаратора картопляного вороху. *Вісник аграрної науки*. 2020. №7. С. 60–66. doi.org/10.31073/agrovisnyk202007-08

9. Бышов Н.В., Сорокин А.А. Принципы и методы расчета и проектирования рабочих органов картофелеуборочных комбайнов. Рязань: ГУП Ряз. обл., 1999. 173 с.

10. Воронков В.В. Интенсификация сепарирующей способности прутковых элеваторов картофелеуборочных машин за счет предварительного разрушения клубненосного пласта. *Аграрный вестник Верхневолжья*. 2014. № 2. С. 50–54.

11. Заводнов А.В. Взаимодействие клубней картофеля с рабочими органами совершающими колебательные движения. *Молодые ученые ВИМ — развитию технологического обеспечения растениеводства*. Научные труды ВИМ. Т.134. Ч. 2. Москва. 2001. С. 97–101.

12. Максимов Б.И., Трахтенбройт Г.А. Исследование путей повышения эффективности процесса сепарации на просеивающих рабочих органах картофелеуборочных комбайнов. *Исследование и совершенствование машин для уборки корнеклубнеплодов и овощей*. Сб. научн. тр. Москва: ВИСХОМ. 1982. С. 20–28.

13. Нефедов Б.А., Костенко Н., Бышов Н.В. и др. Новые технические решения сепарирующих органов картофелеуборочных машин. *Научный журнал КубГАУ*. 2016. №124(10). 20 с.

14. Корнюшин В.М., Козаченко Б.О. Патент на винахід № 66901, Україна, А01D 19/16, А01D 17/00. Підкопувально-сепаруючий пристрій коренебульбозбиральної машини. Оpubл. 15.06.2004, Бюл. № 6.

15. Портянко Г.Н., Гурнович Н.П., Радишевский Г.А. и др. Расчет интенсификатора сепарации почвы для картофелеуборочных машин. *Техническое и кадровое обеспечение инновационных технологий в сельском хозяйстве: материалы Международной научно-практической конференции. Минск, 24–25 октября, 2019 г.:* в 2 ч. Ч. 1. Минск: БГАТУ. 2019. С. 94–96.

16. Сорокин А.А. Метод сепарации клубней картофеля на тяжелых влажных почвах. *Тракторы и сельскохозяйственные машины*. № 22. 2007. С. 28–31.

17. Bulgakov V., Nikolaenko S., Adamchuk V., Ruzhylo Z., Olt J. Theory of impact interaction between potato bodies and rebounding conveyor. *Agronomy Research*. 2018. 16(1). P. 52–63.

18. Lili Xin Jihui Liang A dynamic analysis on the potato conveying and separation system considering the acting force of a material. *TRANSACTIONS 35 OF FAMENA XLIII*. Special issue 1. 2019. P. 35–42.

19. Pascuzzi S., Bulgakov V., Santoro F., Sotirios A. et. al. Theoretical study on sieving of potato heap elements in spiral separator. *Agronomy Research*. 2019. 17(1), P. 33–48. Doi: 10.15159/AR.19.073.

20. Sibirev A.V., Aksenov A.G., Dorokhov A.S., Ponomarev A.G. Comparative study of force action of harvester work tools on potato tubers. *CAAS agricultural engineering journal*. 2019. N3(55). P. 85–90.