



Механізація, електрифікація

УДК 658.562.2:635.11:633.63

© 2023

ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ТРАНСПОРТУВАННЯ ГИЧКИ БУРЯКІВ ЦУКРОВИХ ЗАВАНТАЖУВАЛЬНИМ МЕХАНІЗМОМ ГИЧКОЗБИРАЛЬНОЇ МАШИНИ

В.В. Адамчук¹, В.М. Булгаков², І.В. Головач³,
Є.І. Ігнат'єв⁴, О.М. Троханяк⁵, І. Белосєв⁶

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

³доктор технічних наук, професор, член-кореспондент НААН

⁴⁻⁶кандидати технічних наук, доценти

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

^{2,3,5}Національний університет біоресурсів і природокористування України

вул. Героїв Оборони, 15, м. Київ, 03041, Україна

⁴Таврійський державний агротехнологічний університет ім. Дмитра Моторного

вул. Жуковського, 66, м. Запоріжжя, 69600, Україна

⁶Русенський університет «Ангел Кинчев»

вул. Студентська, 5, м. Русе, 7017, Болгарія

e-mail: ¹vvadamchuk@gmail.com, ²vbulgakov@meta.ua, ³holovach.iv@gmail.com,

⁴evhen.ihnatiev@tsatu.edu.ua, ⁵klendii_o@ukr.net, ⁶ibeloev@uni-ruse.bg

ORCID: ¹0000-0003-0358-7946, ²0000-0003-3445-3721, ³0000-0003-1387-4789,

⁴0000-0002-1770-8297, ⁵0000-0003-0315-1595, ⁶0000-0003-2014-1970

Надійшла 30.07.2023

Мета. Обґрунтувати раціональні параметри навантажувального механізму гичкозбиральної машини, виконавши теоретичне дослідження процесу переміщення по його лопаті частинки скошеної гички буряків цукрових. **Методи.** Застосовували методи математичного моделювання, вищої математики, теоретичної механіки, а також методи складання комп'ютерних програм та аналізу отриманих результатів розрахунків на ПК і графічних залежностей. **Результати.** Розроблено нову конструкцію гичкозбиральної машини з удосконаленням завантажувальним механізмом, що приймає всю зрізану гичку буряків цукрових та завантажує її у транспортний засіб, який рухається поруч із гичкозбиральною машиною. Для обґрунтування раціональних параметрів зазначеного механізму розроблено математичну модель руху частинки гички по лопаті відцентрової жбурлялки, яка є основним конструктивним елементом цього механізму, та сходження частинки з лопаті з метою подальшого моделювання її руху по внутрішній поверхні вивантажувального патрубку та переміщення до транспортного засобу. Основою цієї математичної моделі є диференціальне рівняння

руху частинки гички по лопаті жбурлялки, яке враховує вплив повітряного потоку, створюваного обертанням її лопаті навколо осі. У зазначене рівняння входять основні конструктивні, кінематичні та силові параметри, що впливають на перебіг досліджуваного процесу вивантаження гички. Розв'язання цього диференціального рівняння на ПК дало змогу обґрунтувати раціональні параметри робочих органів завантажувального механізму гичкозбиральної машини. **Висновки.** Збільшення кутової швидкості ω обертання жбурлялки та довжини l її лопаті приводить до зростання абсолютної швидкості V_a сходження частинки M гички з кінця лопаті. Так, у разі збільшення довжини лопаті жбурлялки з 0,1 до 0,35 м, а її кутової швидкості з 10 до 40 с^{-1} абсолютна швидкість V_a зростає від 1,2 до 16 $\text{м} \cdot \text{с}^{-1}$. За кутової швидкості ω обертання жбурлялки 10 с^{-1} збільшення швидкості повітряного потоку V_n від 5 до 35 $\text{м} \cdot \text{с}^{-1}$ сприяє плавному лінійному зростанню відносної швидкості частинки M від 0,67 до 0,78 $\text{м} \cdot \text{с}^{-1}$. Якщо кутова швидкість ω обертання жбурлялки становить 20 с^{-1} , крива зростання відносної швидкості частинки M має інтенсивніший характер за швидкості повітряного потоку $V_n = 5 - 25 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$ і наближається до лінійного закону за швидкості повітряного потоку понад 25 $\text{м} \cdot \text{с}^{-1}$. Водночас відносна швидкість зростає від 0,9 до 1,4 $\text{м} \cdot \text{с}^{-1}$. За кутової швидкості $\omega = 15 \text{ с}^{-1}$ спостерігається зменшення відносної швидкості частинки M , коли швидкість повітряного потоку V_n не перевищує 30 $\text{м} \cdot \text{с}^{-1}$. Це свідчить про те, що повітряний потік перешкоджає руху частинок гички: лише за швидкості повітряного потоку понад 30 $\text{м} \cdot \text{с}^{-1}$ відбувається поступове збільшення відносної швидкості частинки. Остаточний вибір конструктивних та кінематичних параметрів жбурлялки потребує проводити аналіз вихідних параметрів за допомогою розробленої математичної моделі. Це дасть змогу визначити абсолютну швидкість сходження частинки гички з лопаті і забезпечити подальший її рух по поверхні кожуха завантажувального механізму гичкозбиральної машини.

Ключові слова: буряки цукрові, гичка, навантаження, лопатева жбурлялка, математичне моделювання, диференціальні рівняння, раціональні параметри.

DOI: <https://doi.org/10.31073/agrovisnyk202309-07>

Відомо, що цукрові буряки — одне з основних джерел сировини для виробництва цукру [1–3]. А однією з головних операцій технологічного процесу збирання цукрових буряків є видалення гички з головок коренеплодів на корені. При цьому втрати цукроносної маси не повинні перевищувати агротехнічних вимог, а коренеплоди повинні мати мінімальне забруднення залишками гички, рослинними рештками та ґрунтом [4]. Від цього істотно залежать як кількість і якість виробленого продукту, тобто цукру, так і терміни зберігання коренеплодів у кагатах до їх переробки. Отже, вимоги щодо якості виконання процесу збирання гички з головок коренеплодів досить жорсткі. Сама гичка цукрових буряків є

високоякісним кормом для тварин [5, 6], а останнім часом ще й ефективно використовується як сировина для отримання біогазу. Тому її збирання та транспортування — актуальне завдання галузі механізації сільського господарства, а ефективне та якісне видалення з головок коренеплодів на корені — актуальна наукова проблема.

Вирішення проблеми завантаження гички у транспортний засіб після її скошування різальним апаратом гичкозбиральної машини потребує побудови математичної моделі руху частинки гички по лопаті відцентрової жбурлялки, куди гичка надходить після зрізання. Така модель потрібна для подальшого теоретичного дослідження руху частинки гички по інших елементах

конструкції завантажувального механізму гичкозбиральної машини аж до її потрапляння у транспортний засіб.

Слід зазначити, що теорія руху матеріальної частинки по робочих поверхнях сільськогосподарських машин створена насамперед завдяки фундаментальним роботам П.М. Василенка [7], В.М. Булакова та інших науковців [8, 9]. Однак у зв'язку з розробкою нових типів робочих органів сільськогосподарських машин ця теорія потребує змін і уточнень, що зумовлено конструктивними особливостями цих робочих органів. До того ж існуючі теоретичні розробки часто не розраховані на застосування комп'ютерних методів розрахунку, а тому їх слід зводити до вигляду, зручного для моделювання та проведення практичних розрахунків на ПК. Це, зокрема, стосується і розроблення нової теорії руху частинки зрізаної гички буряків по лопаті жбурлялки завантажувального механізму гичкозбиральної машини. Важливі напрями та методи розробки нових робочих органів сільськогосподарських машин запропоновані також у працях [10–12].

Мета досліджень — обґрунтувати раціональні параметри навантажувального механізму гичкозбиральної машини, виконавши теоретичне дослідження процесу переміщення по його лопаті частинки скошеної гички буряків цукрових.

Матеріали та методи досліджень. Для досягнення поставленої мети використовували методи математичного моделювання, вищої математики, теоретичної механіки, а також методи складання комп'ютерних програм та аналізу отриманих результатів розрахунків на ПК і графічних залежностей.

Авторами розроблено нову гичкозбиральну машину, обладнану механізмом для завантаження гички після її безкопійного зрізу різальним апаратом у транспортний засіб, що рухається поруч із гичкозбиральною машиною. Основним елементом конструкції зазначеного механізму є лопатева жбурлялка з можливістю використання лопатей різної геометричної форми [13]. Конструктивно-технологічну схему гичкозбиральної машини з удосконаленим завантажувальним механізмом подано на рис. 1.

Гичкозбиральна машина здійснює безкопійний безпідпирний зріз гички цукрових

буряків на корені за допомогою роторного гичкорізального апарату 3. Зрізану гичку транспортують у торцеву частину гичкозбиральної машини, де вона захоплюється лопатями жбурлялки 4, які розганяють окремі її порції і направляють їх у вивантажувальний патрубок 5, по якому гичка подається у кузов транспортного засобу, що рухається поруч із гичкозбиральною машиною. Важливим елементом технологічного процесу навантаження гички є те, що лопаті внаслідок обертання жбурлялки створюють повітряний потік, який сприяє ефективнішому переміщенню гички у транспортний засіб, тобто жбурлялка додатково працює як вентилятор.

Для обґрунтування раціональних параметрів завантажувального механізму треба побудувати розрахункову математичну модель процесу навантаження гички з моменту її потрапляння на лопать жбурлялки, розгону частинок гички лопатями, подальшого її переміщення по циліндричній і прямолінійній частинах вивантажувального патрубку і, нарешті, її руху після вильоту з вивантажувального патрубку.

Математична модель переміщення частинки гички вздовж лопаті жбурлялки від моменту її потрапляння на лопать і до сходження з лопаті вже побудована [14], але без урахування сили повітряного потоку, створюваного лопатями внаслідок обертання

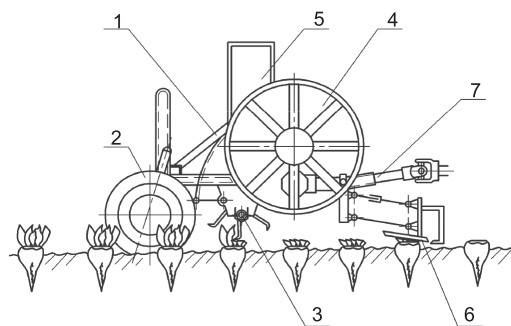


Рис. 1. Конструктивно-технологічна схема гичкозбиральної машини з удосконаленим завантажувальним механізмом:

1 — рама; 2 — копіювальне колесо; 3 — роторний гичкорізальний апарат; 4 — лопатева жбурлялка; 5 — вивантажувальний патрубок; 6 — дообрізувач головок коренеплодів; 7 — привод

жбурлялки, який істотно впливає на відносну швидкість переміщення частинки гички вздовж лопаті. Тож треба побудувати уточнену математичну модель переміщення частинки гички по лопаті, а саме з урахуванням впливу повітряного потоку на процес переміщення частинки гички вздовж лопаті.

Для цього насамперед слід побудувати еквівалентну схему (рис. 2). Розглянемо поперечний переріз завантажувального механізму, який у зоні розміщення жбурлялки має вигляд кожуха циліндричної форми радіуса R , де на приводному валу радіуса r_0 встановлено лопатеву жбурлялку. Остання має чотири закріплені на приводному валу лопаті, розташовані під деяким кутом до радіального напрямку. Під час обертання жбурлялки кожна з лопатей по черзі підходить до зони завантажувального вікна й захоплює певну порцію гички. Гичка починає поступально рухатися вздовж лопаті, одночасно обертаючись разом із нею. Коли лопать досягає зони вивантажувального вікна, розігнана порція гички викидається у завантажувальний патрубок. Отже, рух захопленої лопаттю порції гички відбувається в замкненому просторі, обмеженому двома сусідніми лопатями і кожухом лопатевої жбурлялки. Можна вважати, що процес переміщення гички на всіх чотирьох лопатях відбувається однаково. Тому для зручності та спрощення еквівалентної схеми покажемо на ній лише одну лопать. Позначимо центр обертання жбурлялки точкою O , а саму лопать — відрізком AB . Напрямок обертання жбурлялки на схемі показано стрілкою.

Розглянемо рух частинки M гички вздовж лопаті жбурлялки. За початкове приймемо таке положення лопаті, коли її зовнішній кінець перебуває у нижній точці траєкторії (точка B). Нехай за деякий проміжок часу t лопать разом із гичкою, що переміщується по ній, повернеться на деякий кут φ . У такому разі $\varphi = \omega \cdot t$, де ω — кутова швидкість обертання жбурлялки. При цьому точка B переміститься до точки B' . Покажемо на еквівалентній схемі необхідні кутові параметри досліджуваної механічної системи. Нехай ψ — кут між лопаттю і радіусом, проведеним через вісь обертання (точка O) і точку M частинки гички, що переміщується вздовж лопаті, у довільний

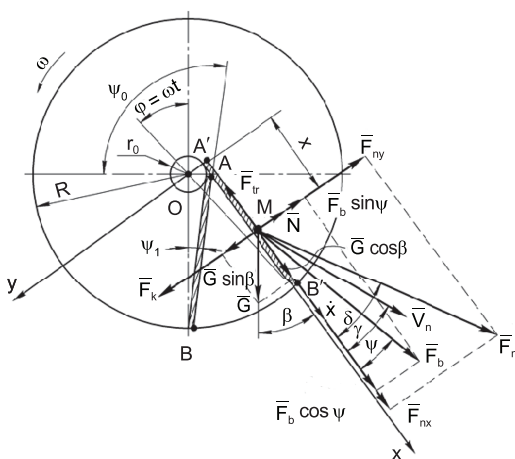


Рис. 2. Еквівалентна схема руху частинки M гички вздовж лопаті завантажувального механізму

момент часу t . Зафіксуємо два крайні значення кута ψ . Так, ψ_0 — значення кута ψ у початковому положенні, коли точка M збігається з точкою A (або з точкою A' за довільного положення лопаті). ψ_1 — значення кута ψ у кінцевому положенні, коли точка M збігається з точкою B (або з точкою B' за довільного положення лопаті). Очевидно, що кути ψ_0 і ψ_1 під час обертання лопаті залишаються сталими. Вони залежать лише від розташування лопаті відносно радіального напрямку у площині жбурляння. Отже, для кута ψ має місце нерівність: $\psi_1 \leq \psi \leq \psi_0$. Позначимо — кут між площиною лопаті та вертикаллю у будь-який момент часу t літерою β . Усі кути — ψ_0 , ψ , ψ_1 та β — показано на еквівалентній схемі. Як бачимо, має місце співвідношення $\beta = \omega t - \psi_1$. Для дослідження відносного руху частинки гички вздовж лопаті AB введемо плоску декартову систему координат xAy , жорстко пов'язану з лопаттю. Вісь Ax спрямуємо вздовж лопаті, а вісь Ay — перпендикулярно до її площини, причому вісь Ay проходитьиме через центр обертання жбурлялки (точка O). Початок системи координат xAy буде розташований у місці закріплення лопаті на приводному валу (точка A). Визначимо необхідні геометричні співвідношення між параметрами жбурлялки. З еквівалентної схеми (див. рис. 2) маємо такі співвідношення:

$$x = r \cdot \cos \psi - r_0 \cdot \cos \psi_0, \quad (1)$$

$$r \cdot \sin \psi = r_0 \cdot \sin \psi_0 = \text{const}, \quad (2)$$

де r — радіус положення точки M відносно точки O у довільний момент часу t .

Перелічимо сили, які діють на частинку M гички під час її руху вздовж лопаті, та знайдемо їх значення.

Вага частинки M гички, яка дорівнює:

$$G = m \cdot g, \quad (3)$$

де m — маса частинки; g — прискорення сили тяжіння.

Відцентрова сила інерції $\bar{F}_b$, яка є основною рушійною силою і становить

$$F_b = m \cdot a_n = m \cdot r \cdot \omega^2, \quad (4)$$

де $a_n = r \cdot \omega^2$ — нормальне прискорення частинки M гички у її переносному русі.

Сила інерції Коріоліса $\bar{F}_k$, що визначається з такого виразу:

$$F_k = m \cdot a_k = 2m \cdot \omega \cdot \dot{x}, \quad (5)$$

де $\dot{x}$ — відносна швидкість руху частинки гички вздовж лопаті; $a_k = 2\omega \cdot \dot{x}$ — прискорення Коріоліса.

Сила тертя $\bar{F}_{tr}$, значення якої розраховується як:

$$F_{tr} = f \cdot N, \quad (6)$$

де N — нормальна реакція поверхні лопаті; f — коефіцієнт тертя.

Сила $\bar{F}_n$ повітряного потоку, складова $\bar{F}_{nx}$ якої спрямована вздовж осі Ax і визначається з виразу:

$$F_{nx} = k \cdot (V_n \cdot \cos \gamma - \dot{x}), \quad (7)$$

де $\bar{V}_n$ — вектор швидкості повітряного потоку, що виникає внаслідок обертання лопатей жбурлялки; γ — кут між вектором швидкості $\bar{V}_n$ та поверхнею лопаті; k — коефіцієнт, який залежить від фізико-механічних властивостей гички.

Складова сили повітряного потоку, що діє на частинку M гички вздовж осі Ay , яка дорівнює:

$$F_{ny} = k \cdot V_n \cdot \sin \gamma. \quad (8)$$

З урахуванням виразів (7) та (8) знаходимо величину сили повітряного потоку:

$$F_n = k \cdot \sqrt{V_n^2 - 2V_n \cdot \cos \gamma \cdot \dot{x} + \dot{x}^2}. \quad (9)$$

Як показано на еквівалентній схемі, напрямки векторів $\bar{F}_n$ та $\bar{V}_n$ не збігаються ($\delta > \gamma$).

Вони збігаються за напрямком лише при $\dot{x} = 0$, тобто в момент потрапляння частинки M гички на лопать.

Відповідно до [7] коефіцієнт k для повітря дорівнює:

$$k = \frac{a \cdot d \cdot F}{g}, \quad (10)$$

де a — стала, що залежить від форми частинки та її міделевого перерізу; F — міделевий переріз; d — щільність повітря.

Вважатимемо, що частинка гички потрапляє на лопать жбурлялки з початковою швидкістю $V_0 = 0$. Швидкість повітряного потоку за усталеного режиму обертання жбурлялки можна вважати постійною, тобто $V_0 = \text{const}$. Кут γ між вектором швидкості $\bar{V}_n$ і площиною лопатки також змінюватиметься незначно — коливатиметься навколо свого середнього значення.

Тому в першому наближенні можна вважати, що складова швидкості повітряного потоку $V_n \cdot \cos \gamma = \text{const}$.

Аналізуючи вираз (7), можна стверджувати, що в момент потрапляння частинки на лопать жбурлялки і на початковому етапі переміщення частинки вздовж лопаті, поки її відносна швидкість $\dot{x}$ досить мала, різниця $V_n \cdot \cos \gamma - \dot{x}$ досить велика, а тому сила F_{nx} буде максимальною або близькою до максимальної. Тому на початковому етапі руху частинки вздовж лопаті вплив повітряного потоку на розгін частинки буде найефективнішим. Згодом відносна швидкість $\dot{x}$ частинки зростатиме, а тому різниця $V_n \cdot \cos \gamma - \dot{x}$ зменшуватиметься, а отже, згідно з (7), зменшуватиметься сила F_{nx} , тобто вплив повітряного потоку слабшатиме.

Цілком імовірно, що різниця $V_n \cdot \cos \gamma - \dot{x}$ в якийсь момент часу стане від'ємною, а отже, сила F_{nx} тиску повітряного потоку перетвориться на силу опору переміщенню частинки. Проте такий варіант можливий лише наприкінці переміщення частинки вздовж лопаті, і, на нашу думку, це неістотно вплине на швидкість руху частинки.

Для складання диференціального рівняння відносного руху частинки гички вздовж лопаті жбурлялки застосуємо основний закон динаміки матеріальної точки в такому вигляді:

$$m \cdot \ddot{x} = \sum_{k=1}^n F_{kx}, \quad (11)$$

де $\ddot{x}$ — відносне прискорення частинки М під час її руху вздовж осі Ax ; $\sum_{k=1}^n F_{kx}$ — сума проєкцій усіх сил, що діють на частинку М у довільний момент часу t .

Для отримання правої частини рівняння (11) спроектуємо всі сили, що діють на частинку М гички, на вісь Ax . У такому разі сума проєкцій усіх сил на вісь Ax дорівнюватиме:

$$\sum_{k=1}^n F_{kx} = m \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \cos \psi + m \cdot g \cdot \cos \beta + k \cdot (V_n \cdot \cos \gamma - \dot{x}) - f \cdot N. \quad (12)$$

Визначимо силу тертя F_n частинки М гички за її руху по поверхні лопаті з урахуванням нормальної реакції N поверхні лопаті, скориставшись умовою рівності нулю суми проєкцій усіх сил на вісь Ay :

$$\sum_{k=1}^n F_{ky} = 2m \cdot \omega \cdot \dot{x} + m \cdot g \cdot \sin \beta - m \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \sin \psi - k \cdot V_n \cdot \sin \gamma - N = 0. \quad (13)$$

Звідси знаходимо:

$$N = 2m \cdot \omega \cdot \dot{x} + m \cdot g \cdot \sin \beta - m \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \sin \psi - k \cdot V_n \cdot \sin \gamma. \quad (14)$$

Отже, шукана сила тертя становитиме:

$$F_{tr} = f \cdot N = f \cdot (2m \cdot \omega \cdot \dot{x} + m \cdot g \cdot \sin \beta - m \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \sin \psi - k \cdot V_n \cdot \sin \gamma). \quad (15)$$

Результати досліджень. Підставивши вираз (15) у (12), а отриманий результат у рівняння (11), запишемо диференціальне рівняння відносного руху частинки М гички вздовж лопаті жбурлялки:

$$m \cdot \ddot{x} = m \cdot r \cdot \omega^2 \cos \psi + m \cdot g \cdot \cos \beta + k \cdot (V_n \cdot \cos \gamma - \dot{x}) - f \cdot (2m \cdot \omega \cdot \dot{x} + m \cdot g \cdot \sin \beta - m \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \sin \psi - k \cdot V_n \cdot \sin \gamma). \quad (16)$$

Скориставшись виразом (1), знаходимо:

$$r \cdot \cos \psi = x + r_0 \cdot \cos \psi_0. \quad (17)$$

Підставивши (2) та (17), а також співвідношення $\beta = \omega \cdot t - \psi_1$ у рівняння (16), після низки перетворень матимемо:

$$\begin{aligned} \ddot{x} + \left(2f \cdot \omega + \frac{k}{m} \right) \cdot \dot{x} - \omega^2 \cdot x = & g \cdot \cos \omega t \cdot (\cos \psi_1 + f \cdot \sin \psi_1) + \\ & + g \cdot \sin \omega t \cdot (\sin \psi_1 - f \cdot \cos \psi_1) + \\ & + r_0 \cdot \omega^2 \cdot (\cos \psi_0 + f \cdot \sin \psi_0) + \\ & + \frac{k}{m} \cdot V_n \cdot (\cos \gamma + f \cdot \sin \gamma). \end{aligned} \quad (18)$$

Введемо такі позначення:

$$\begin{aligned} K &= g \cdot (\cos \psi_1 + f \cdot \sin \psi_1), \\ L &= g \cdot (\sin \psi_1 - f \cdot \cos \psi_1), \\ C &= \cos \gamma + f \cdot \sin \gamma, \\ D &= \cos \psi_0 + f \cdot \sin \psi_0. \end{aligned} \quad (19)$$

Враховуючи позначення (19), рівняння (18) легко звести до такого вигляду:

$$\begin{aligned} \ddot{x} + \left(2f \cdot \omega + \frac{k}{m} \right) \dot{x} - \omega^2 \cdot x = & L \cdot \sin \omega t + \\ & + K \cdot \cos \omega t + C \cdot \frac{k}{m} \cdot V_n + r_0 \cdot \omega^2 \cdot D. \end{aligned} \quad (20)$$

Вираз (20) є лінійним диференціальним рівнянням другого порядку із сталими коефіцієнтами з правою частиною [6].

Загальний розв'язок однорідного рівняння

$$\ddot{x} + \left(2f \cdot \omega + \frac{k}{m} \right) \cdot \dot{x} - \omega^2 \cdot x = 0 \quad (21)$$

має такий вигляд:

$$x_1 = C_1 \cdot e^{\lambda_1 t} + C_2 \cdot e^{\lambda_2 t}, \quad (22)$$

$$\text{де } \lambda_1 = - \left(f \cdot \omega + \frac{k}{2m} \right) + \sqrt{\left(f \cdot \omega + \frac{k}{2m} \right)^2 + \omega^2}, \quad (23)$$

$$\lambda_2 = - \left(f \cdot \omega + \frac{k}{2m} \right) - \sqrt{\left(f \cdot \omega + \frac{k}{2m} \right)^2 + \omega^2} \quad (24)$$

— корені характеристичного рівняння; C_1 та C_2 — довільні сталі.

Частинний розв'язок диференціального рівняння (20) знаходимо за виглядом його правої частини:

$$x_2 = S \cdot \sin \omega t + T \cdot \cos \omega t + Q, \quad (25)$$

де S , T та Q — невідомі коефіцієнти, що підлягають визначенню.

Для визначення цих коефіцієнтів використаємо метод невизначених коефіцієнтів. В результаті отримаємо:

$$S = \frac{2K \cdot f \cdot \omega + \frac{k \cdot K}{m} - 2L \cdot \omega}{4\omega^3 + \omega \cdot \left(2f \cdot \omega + \frac{k}{m}\right)^2}, \quad (26)$$

$$T = \frac{-2L \cdot f \cdot \omega - \frac{k \cdot L}{m} - 2K \cdot \omega}{4\omega^3 + \omega \cdot \left(2f \cdot \omega + \frac{k}{m}\right)^2}, \quad (27)$$

$$Q = -\frac{C \cdot k \cdot V_n}{m \cdot \omega^2} - r_0 \cdot D. \quad (28)$$

Отже, загальний розв'язок рівняння (20) має такий вигляд:

$$x = C_1 \cdot e^{\lambda_1 t} + C_2 \cdot e^{\lambda_2 t} + S \cdot \sin \omega t + T \cdot \cos \omega t + Q, \quad (29)$$

де S , T та Q — коефіцієнти, що визначаються за формулами (26), (27) і (28) відповідно.

Довільні сталі C_1 та C_2 визначаються з таких початкових умов: при $t = 0$ — $\dot{x} = 0$, $x = 0$.

Використовуючи зазначені початкові умови, знаходимо:

$$C_1 = \frac{\lambda_2 \cdot (T + Q) - S \cdot \omega}{\lambda_1 - \lambda_2},$$

$$C_2 = \frac{-\lambda_1 \cdot (T + Q) + S \cdot \omega}{\lambda_1 - \lambda_2}. \quad (30)$$

Загальний розв'язок рівняння (20), що задовольняє зазначеним початковим умовам, має такий вигляд:

$$x = \frac{\lambda_2 \cdot (T + Q) - S \cdot \omega}{\lambda_1 - \lambda_2} \cdot e^{\lambda_1 t} - \frac{\lambda_1 \cdot (T + Q) - S \cdot \omega}{\lambda_1 - \lambda_2} \cdot e^{\lambda_2 t} + S \cdot \sin \omega t + T \cdot \cos \omega t + Q. \quad (31)$$

Вираз (31) є законом відносного руху частинки M гички вздовж лопаті жбурлялки у довільний момент часу t .

Диференціюючи вираз (31) за часом t , отримуємо закон зміни відносної швидкості частинки M гички за її руху вздовж лопаті жбурлялки у довільний момент часу t :

$$\dot{x} = \frac{\lambda_1 \cdot \lambda_2 \cdot (T + Q) - S \cdot \lambda_1 \cdot \omega}{\lambda_1 - \lambda_2} \cdot e^{\lambda_1 t} - \frac{\lambda_2 \cdot \lambda_1 \cdot (T + Q) - S \cdot \lambda_2 \cdot \omega}{\lambda_1 - \lambda_2} \cdot e^{\lambda_2 t} + S \cdot \omega \cdot \cos \omega t - T \cdot \omega \cdot \sin \omega t. \quad (32)$$

Для подальшого моделювання руху частинки M гички по поверхні циліндричної

та прямолинійної частин кожуха завантажувального механізму після її сходження з лопаті жбурлялки слід обчислити відносну швидкість сходження частинки з лопаті.

Якщо задана довжина лопаті, а саме $AB = l$, то, скориставшись залежністю (31), за допомогою ПК можна визначити час t_1 сходження частинки гички з лопаті при $x = l$. Підставивши отримане значення часу t_1 у вираз (32), можна знайти відносну швидкість $\dot{x}_1 = \dot{x}(t_1)$ сходження частинки M гички з кінця лопаті жбурлялки.

Для подальшого моделювання руху частинки M гички по поверхні циліндричної та прямолинійної частин кожуха вивантажувального патрубку потрібно визначити абсолютну швидкість сходження частинки гички з кінця лопаті жбурлялки. Оскільки переносна швидкість частинки M гички спрямована по дотичній до диска у точці сходження з лопаті і дорівнює $\omega \cdot R$, де R — радіус диска, а кут між вектором відносної та переносної швидкостей дорівнює $(90^\circ - \psi_1)$, то за теоремою косинусів можна визначити величину абсолютної швидкості V_a руху частинки M гички під час її сходження з диска:

$$V_a = \sqrt{\dot{x}_1^2 + \omega^2 \cdot R^2 - 2\dot{x}_1 \cdot \omega \cdot R \cdot \sin \psi_1}. \quad (33)$$

Отже, знайдено закон руху частинки гички цукрових буряків вздовж лопаті та закон зміни відносної швидкості її руху як функцій від часу, а також від конструктивних, кінематичних та динамічних параметрів лопатей жбурлялки з урахуванням впливу повітряного потоку, створюваного її обертанням, на рух частинки гички. Також отримано аналітичний вираз для визначення абсолютної швидкості сходження частинки гички з кінця лопаті. Ці аналітичні залежності становлять суть побудованої математичної моделі.

Для чисельного моделювання отриманої математичної моделі на ПК було складено програму числових розрахунків у середовищі MathLAB.

За результатами числових розрахунків на ПК побудовано графіки залежностей абсолютної швидкості V_a сходження частинки M гички з кінця лопаті від довжини l лопаті та від кутової швидкості ω обертання лопатей жбурлялки. Також отримано графічні залежності відносної швидкості $\dot{x}$ переміщення частинки M по лопаті від швидкості

повітряного потоку V_n за різної кутової швидкості ω обертання жбурлялки. При проведенні числових розрахунків на ПК треба задати значення кута γ . З огляду на еквівалентну схему (рис. 2) значення цього кута не може бути більшим за 90° . Враховуючи обставини, за яких внутрішня порожнина жбурлялки майже заповнена гичкою, але рух її частинок гарантовано відбувається вздовж лопаті від центра до сходження, значення кута γ приймаємо таке, що не перевищує 15° .

Залежність абсолютної швидкості V_a сходження частинки M гички з кінця лопаті від кутової швидкості ω обертання жбурлялки та довжини l лопаті подано на рис. 3.

Графічні залежності на рис. 3 свідчать про те, що збільшення кутової швидкості ω обертання жбурлялки та довжини l її лопаті викликає збільшення абсолютної швидкості V_a сходження частинки M гички з кінця лопаті. Подану тут інформацію можна використовувати для вибору швидкості обертання і довжини лопаті жбурлялки, за яких досягається необхідна абсолютна швидкість сходження частинки гички з лопаті, при подальшому моделюванні її руху по кожуху вивантажувального механізму гичкозбиральної машини.

Залежність відносної швидкості $\dot{x}$ частинки M під час її руху по лопаті від швидкості повітряного потоку V_n за різної кутової швидкості ω обертання жбурлялки подано на рис. 4.

Аналізуючи отримані залежності (крива 1, рис. 4), можна зробити висновок, що за

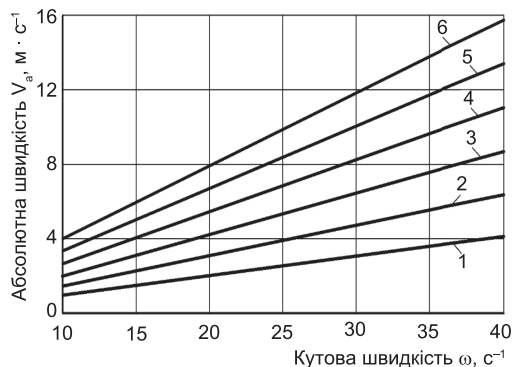


Рис. 3. Залежність абсолютної швидкості V_a сходження частинки M гички з кінця лопаті від кутової швидкості ω обертання жбурлялки і довжини l лопаті: $l = 0,1$ м (1); $0,15$ (2); $0,2$ (3); $0,25$ (4); $0,3$ (5); $0,35$ м (6)

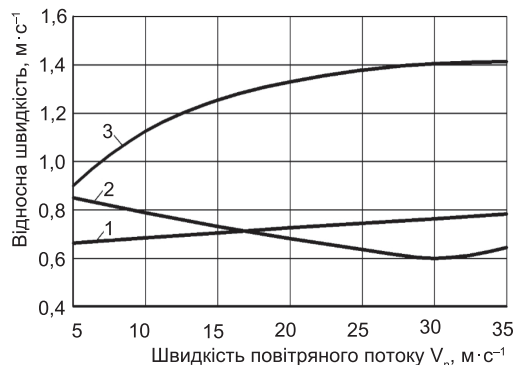


Рис. 4. Залежність відносної швидкості $\dot{x}$ частинки M гички від швидкості повітряного потоку V_n і кутової швидкості ω обертання жбурлялки (при $l = 0,15$ м): $\omega = 10$ с $^{-1}$ (1); 15 (2); 20 с $^{-1}$ (3)

кутової швидкості обертання жбурлялки $\omega = 10$ с $^{-1}$ збільшення швидкості повітряного потоку V_n від 5 до 35 м $\cdot$ с $^{-1}$ приводить до плавного та рівномірного збільшення за лінійним законом відносної швидкості частинки M при її русі по лопаті від 0,67 до 0,78 м $\cdot$ с $^{-1}$. Для більшої кутової швидкості ω обертання жбурлялки, а саме 20 с $^{-1}$, залежність має інтенсивніший характер за швидкості повітряного потоку V_n в діапазоні від 5 до 25 м $\cdot$ с $^{-1}$ і наближається до лінійного закону впливу на відносну швидкість частинки M за швидкості повітряного потоку понад 25 м $\cdot$ с $^{-1}$ (крива 3). Водночас відносна швидкість змінюється від 0,9 до 1,4 м $\cdot$ с $^{-1}$.

За кутової швидкості $\omega = 15$ с $^{-1}$ (крива 2) спостерігається зменшення відносної швидкості частинки M за швидкості повітряного потоку V_n до 30 м $\cdot$ с $^{-1}$. Це свідчить про те, що повітряний потік перешкоджає руху частинок гички, і лише за швидкості повітряного потоку V_n понад 30 м $\cdot$ с $^{-1}$ відбувається поступове збільшення відносної швидкості частинки. Як було зазначено раніше, різниця $V_n \cdot \cos \gamma - \dot{x}$ в якийсь момент часу може стати від'ємною, а отже, сила F_{nx} тиску повітряного потоку може перетворитися на силу опору переміщенню частинки.

Розроблена нова математична модель є доволі універсальною. Її можна застосовувати, зокрема, для розрахунку раціональних параметрів вивантажувальних механізмів машин для кошування інших коренеплідних культур і трав.

Остаточний вибір конструктивно-кінематичних параметрів жбурлялки слід проводити на підставі аналізу вихідних параметрів за допомогою розробленої математичної моделі. Це дасть можливість визначити необхідну абсолютну швидкість сходження

частинки гички з лопаті і забезпечити подальший її рух по поверхні кожуха завантажувального механізму гичкозбиральної машини. Ці дослідження також слід провести з урахуванням впливу повітряного потоку, що діятиме в кожусі.

Висновки

Складено нове диференціальне рівняння відносного руху частинки зрізаної гички буряків цукрових по лопаті завантажувального механізму гичкозбиральної машини з урахуванням впливу повітряного потоку, створюваного обертанням жбурлялки, на процес переміщення частинки вздовж лопаті. У результаті аналітичного розв'язання отриманого рівняння знайдено закон переміщення та зміни відносної швидкості руху частинки як функцій від часу, а також конструктивних, кінематичних та динамічних параметрів вивантажувального механізму. Отримано аналітичний вираз для визначення абсолютної швидкості сходження частинки гички з кінця лопаті жбурлялки, який дав змогу встановити, що збільшення кутової швидкості ω обертання жбурлялки та довжини l її лопаті викликає збільшення абсолютної швидкості V_a сходження частинки M гички з кінця лопаті. За збільшення довжини лопаті жбурлялки від 0,1 до 0,35 м та її кутової швидкості від 10 до 40 с^{-1} абсолютна

швидкість V_a зростає від 1,2 до 16 $\text{м} \cdot \text{с}^{-1}$.

За кутової швидкості ω обертання жбурлялки 10 с^{-1} збільшення швидкості повітряного потоку V_n від 5 до 35 $\text{м} \cdot \text{с}^{-1}$ приводить до плавного лінійного зростання відносної швидкості частинки M від 0,67 до 0,78 $\text{м} \cdot \text{с}^{-1}$. Якщо кутова швидкість ω обертання жбурлялки становить 20 с^{-1} , крива зростання відносної швидкості частинки M гички має інтенсивніший характер за швидкості повітряного потоку V_n 5–25 $\text{м} \cdot \text{с}^{-1}$ і наближається до лінійного закону за швидкості повітряного потоку понад 25 $\text{м} \cdot \text{с}^{-1}$. Водночас відносна швидкість змінюється від 0,9 до 1,4 $\text{м} \cdot \text{с}^{-1}$.

За кутової швидкості $\omega = 15 \text{ с}^{-1}$ спостерігається зменшення відносної швидкості частинки M , якщо швидкість повітряного потоку V_n не перевищує 30 $\text{м} \cdot \text{с}^{-1}$, і це свідчить про те, що повітряний потік перешкоджає руху частинок гички. Лише за швидкості повітряного потоку V_n понад 30 $\text{м} \cdot \text{с}^{-1}$ відбувається поступове збільшення відносної швидкості.

Adamchuk V.¹, Bulgakov V.², Holovach I.³, Ignatiev Ye.⁴, Trokhanyak O.⁵, Beloev I.⁶

¹Institute of Mechanics and Automation of Agricultural Production National Academy of Agrarian Sciences of Ukraine, 11 Vokzalna Str., Glevakh village, Fastiv district, Kyiv region, 08631, Ukraine; ^{2,3,5}National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine, 15 Heroiv Oborony Str., Kyiv, 03041, Ukraine;

⁴Dmytro Motorny Tavrii State Agrotechnological University, 66 Zhukovsky Str., Zaporizhzhia, 69600, Ukraine; ⁶«Angel Kanchev» University of Ruse, 8 Studentska Str., Ruse, 7017, Bulgaria; e-mail: ¹vadamchuk@gmail.com, ²bulgakov@meta.ua, ³holovach.iv@gmail.com, ⁴yevhen.ihnatiev@tsatu.edu.ua, ⁵klendij_o@ukr.net, ⁶beloev@uni-ruse.bg; ORCID: ¹0000-0003-0358-7946, ²0000-0003-3445-3721, ³0000-0003-1387-4789, ⁴0000-0002-1770-8297, ⁵0000-0003-0315-1595, ⁶0000-0003-2014-1970

Theoretical study transportation of beet plugs sugar loader mechanism of ychkozbyralna cars

Goal. Justification of the rational parameters of the loading mechanism of the sugar beet harvester through a theoretical study of the movement process of the mowed sugar beet husk particles along its blade. **Methods.** In the theoretical research of this work, the methods of mathematical modelling, higher mathematics, and theoretical mechanics, as well as the methods of compiling computer programs and analyzing the obtained results of PC calculations and graphic dependencies, were used.

Results. A new design of the sugar beet harvester with an improved loading mechanism has been developed, which accepts the entire volume of cut sugar beet husks and loads it into a vehicle that moves next to the sugar beet harvester. To substantiate the rational parameters of the specified mechanism, a mathematical model of the movement of a grain particle along the blade of a centrifugal winch, which is the main structural element of this mechanism, and its descent from the blade was developed with the aim of further modelling its

movement along the inner surface of the discharge nozzle and subsequent movement to the vehicle.

The basis of this mathematical model is the differential equation of the motion of a particle of gin on the blade of a winder, which considers the influence of the air flow created by its rotation around an axis. This differential equation includes the main structural, kinematic, and power parameters that affect the course of the studied process of unloading the scum. The solution of these differential equations on the PC made it possible to substantiate the rational parameters of the working bodies of the loading mechanism of the picker. **Conclusions.** An increase in the angular speed ω of rotation of the winder and the length l of its blade leads to an increase in the drift particle's absolute velocity from the blade's end. For example, with an increase in the length of the excavator blade from 0.1 m to 0.35 m and its angular speed from 10 s^{-1} to 40 s^{-1} , the absolute speed V_a increases from $1.2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ to $16 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. At an ω angular velocity of rotation of the blower of 10 s^{-1} , an increase in the air flow speed V_a from 5 to $35 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ lead to a smooth linear increase in the relative velocity of the M particle from 0.67 to $0.78 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. For a higher angular speed ω

of rotation of the blower, equal to 20 s^{-1} , the growth curve of the relative velocity of the particle has a more intense character at air flow speeds V_a from 5 to $25 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ and approaches a linear law at air flow speeds above $25 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. At the same time, the relative speed changes from 0.9 to $1.4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. At angular velocity $\omega = 15 \text{ s}^{-1}$, there is a decrease in the relative velocity of the M particle at an air flow speed of up to $30 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, which indicates that the air flow prevents the movement of the particles of chaff, and only at an air flow speed of more than $30 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ a gradual decrease V_a is observed increasing the relative speed of the particle. For the final selection of the design and kinematic parameters of the scraper, it is necessary to analyze the initial parameters with the help of a developed mathematical model to obtain the necessary absolute rate of descent of the chaff particle from the blade to ensure its further movement along the surface of the casing of the loading mechanism of the chaff harvester.

Key words: sugar beets, ghee, load, bladed rake, mathematical modelling, differential equations, rational parameters.

DOI: <https://doi.org/10.31073/agrovisnyk202309-07>

Бібліографія

1. Погорелый Л.В., Татьянако Н.В. Свеклоуборочные машины: история, конструкция, теория, прогноз. Киев: Феникс, 2004. 232 с.
2. Bulgakov V., Ivanovs S., Ruzhylo Z., Golovach I. Theoretical investigations in cleaning sugar beet heads from remnants of leaves by cleaning blade. *Engineering for Rural Development. Proceedings.* 2016. V. 15. P. 1090–1097.
3. Merkes R. 50 Jahre Produktionstechnik im Zuckerr. *Benbau in Deutschland.* Zuckerr. 2001. № 4. P. 214–217.
4. Bulgakov V., Ivanovs S., Adamchuk V., Boris A. Experimental laboratory investigations of operating element for sugar beet top removal. *Engineering for Rural Development. Proceedings.* 2014. V. 13. P. 24–30.
5. Максаков В. Ботва, жом и мелиса при кормлении животных. Киев: Урожай, 1993. 145 с.
6. Василенко П.М. Введение в земледельческую механику. Киев: Сільгоспосвіта, 1996. 252 с.
7. Василенко П.М. Теория движения частицы по шероховатым поверхностям сельскохозяйственных машин. Под ред. М.И. Медведева. Киев: Изд-во УАСХН, 1960. 284 с.
8. Bulgakov V., Ivanovs S., Adamchuk V., Boris A. Mathematical model for determination of losses of sugar bearing-mass when sugar beet tops are removed. *Engineering for Rural Development. Proceedings.* 2015. V. 14. P. 41–45.
9. Bulgakov V., Boris A., Ivanovs S. Mathematical model of interaction of operating element of top remover with head of root crop. *Engineering for Rural Development. Proceedings.* 2013. V. 12. P. 115–120.
10. Хелемендик М.М. Напрями і методи розробки робочих органів сільськогосподарських машин: монографія. Київ: Аграрна наука, 2001. 280 с.
11. Bulgakov V., Ivanovs S., Adamchuk V., Boris A. Experimental laboratory investigations of operating element for sugar beet top removal. *Engineering for Rural Development. Proceedings.* 2014. V. 13. P. 24–30.
12. Kibble T., Berkshire F. Classical Mechanics: 5th ed. London: Imperial College Press. 2004. 478 p.
13. Булгаков В.М., Супливец А.О. и др. Универсальная косилка-измельчитель для фермерских хозяйств. *Технический прогресс в сельскохозяйственном производстве: материалы международного науч.-техн. конф. Секция 3: Технический прогресс в животноводстве.* Глваха: ИМЭСХ УААН, 1997. С. 14–16.
14. Holovach I. Development of mathematical model of cut haulm movement along working tool of loading mechanism. 18th International Scientific Conference «Engineering for rural development». (Jelgava, May 22–24 2019). Jelgava, 2019. P. 264–271.