**Алієв Е. Б.**

д.т.н., старший дослідник

Черній О.А.здобувач наукового ступеня
доктора філософії ОНП
«Галузеве машинобудування»,
старший викладач**Дніпровський державний
аграрно-економічний
університет****Aliiev E**Doctor of Technical Sciences,
senior researcher**Chernii O.**PhD student in 133 Industrial
mechanical engineering, Senior
Lecturer**Dnipro State Agrarian and
Economic University****УДК 631.362.5:621.867.3****DOI: 10.37128/2306-8744-2025-4-2****АНАЛІТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ
ВЗАЄМОДІЇ КУТА ПІДЙОМУ ЛОТКА
ЧАШІ СПІРАЛЬНОГО
ВІБРОЖИВИЛЬНИКА ДЛЯ
ДОЗУВАННЯ ПООДИНОКОГО
НАСІННЯ СОНЯШНИКУ З ЙОГО
КОНСТРУКТИВНО-
ТЕХНОЛОГІЧНИМИ І РЕЖИМНИМИ
ПАРАМЕРАМИ**

В статті актуалізовано проведення досліджень по оптимізації конструктивно-технологічних параметрів спірального віброживильника для дозування насіння соняшнику в лініях автоматизованого фенотипування. Представлено огляд досліджень по оптимізації значення кута підйому лотка вібраційного живильника. Отримано аналітичну залежність визначення граничного кута підйому лотка віброживильника, що поєднує встановлені конструктивно-технологічні та режимні параметри віброживильника: коефіцієнт тертя насіння f по матеріалу лотка, кут відхилення сили інерції β від вертикалі, амплітуду коливань A чаші та її вимушену колову частоту коливань ω . Встановлено, що зі збільшенням коефіцієнту тертя насіння по лотку віброживильника граничний кут підйому лотка має тенденцію до збільшення, а також виникає збільшення граничного кута при зменшенні значення вимушеної колової частоти коливань чаші віброживильника. Проведено перевірку умови самогальмування насіння соняшнику на спіральному лотку віброживильника при зупиненому стані. У програмному пакеті Simcenter Star-CCM+ створена DEM модель насіння соняшнику та проведено чисельне моделювання її руху по вібруючому лотку. Змінюючи значення незалежних факторів: α – кут підйому жолоба, ψ – кут кидання та δ – кут нахилу вісі доріжки до горизонталі, проведений факторний експеримент за планом 33. Отримана аналітична залежність зміни кута підйому лотка α залежно від значень швидкості руху насіння V , кута кидання ψ та кута нахилу вісі доріжки до горизонталі δ . Встановлено, що при діапазоні швидкостей руху насіння по спіральному лотку віброживильника $V = 0,019 \div 0,028$ м/с, забезпечується задана продуктивність віброживильника. Остаточо прийнято значення кута α рівним $2,4^\circ$. Розраховані конструктивні параметри віброживильника сприятимуть руху насіння в безвідривному режимі з коефіцієнтом перевантаження близько одиниці, що призведе до зменшення ймовірності травмування посівного матеріалу.

Ключові слова: посівний насіннєвий матеріал, лінія фенотипування, насіння соняшнику, чашевий вібраційний живильник, конструктивно-технологічні параметри, кут підйому лотка, кут вібрації, режими роботи віброживильника, робоча частота коливань, DEM модель насіння, швидкість руху, факторний експеримент.



Вступ. Вібраційні живильники, завдяки ряду своїх позитивних характеристик, займають в сучасних автоматизованих лініях транспортування та дозування сипких вантажів, чи не основне місце. А їх вплив на якість виробничого процесу, особливо при взаємодії з делікатними вантажами, важко переоцінити [1].

Тривала практика проектування та експлуатації спіральних віброживильників бункерного (чашевого) типу, дозволила встановити оптимальні значення або діапазони значень їх конструктивно-технологічних та режимних параметрів, які при транспортуванні вантажів, що характеризуються певними фізико-механічними властивостями, надають можливість досягти високих експлуатаційних та економічних показників роботи [2].

В агропромисловому секторі для створення якісного посівного матеріалу потрібно провести обробку та підготовку насіння, залучаючи при цьому велику кількість спеціалізованих підйомно-транспортних та дозувальних машин. Особливе місце в підготовці насіння сільськогосподарських культур займає процес фенотипування. Сучасні лінії фенотипування насіння є автоматизованими з використанням мехатронних складових, що суттєво підвищують їхні якісні показники роботи [3-4].

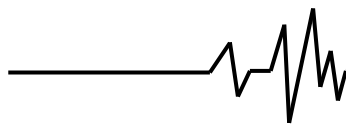
До основного фактору впливу на якість процесу автоматизованого фенотипування насіння, належить рівномірність та точність положення окремих насінин дослідної культури на поверхні, яка сканується високоточними цифровими камерами [5]. Саме виконання рівномірної поодинокі подачі насіння на рухому поверхню дозволяє реалізувати вібраційний спіральний живильник. В режимі безвідривного транспортування, він забезпечить рівномірну подачу насіння для його подальшого аналізу, при цьому чинитиме найменший шкідливий вплив на цілісність насіння, його показники проростання та ін.

Отже, для використання спіральних віброживильників в лініях автоматичного фенотипування насіння соняшнику, потрібно визначити взаємозв'язок між основними конструктивно-технологічними та режимними параметрами вібраційної машини, а також встановити їх числові значення та робочі діапазони. Це надасть можливість підвищити якість процесу фенотипування та знизити ймовірність шкідливого впливу на дослідний насіннєвий матеріал.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Дослідження роботи вібраційних підйомально-транспортувальних машин висвітлено в численних наукових працях. Використання чисельного моделювання роботи

вібромашин значно підвищило точність аналітичних досліджень та при цьому значно розширивши коло спеціальних задач, що піддаються їх вирішенню.

На продуктивність вібромашини чинять вплив велика кількість незалежних факторів. Тому дослідники постійно намагаються визначити функціональну взаємодію факторів, їх чисельні значення або діапазони значень для конкретних умов роботи вібромашини. До числа основних конструктивних параметрів вібраційних конвеєрів та живильників належить кут підйому поверхні робочого органу, по якому транспортується сипкий вантаж. Для спіральних вібраційних живильників практика рекомендує такі кути підйому доріжок, по яким рухатиметься вантаж під дією вібрації або коливань: для руху сталевих деталей по сталевій поверхні доріжки, рекомендоване значення становить $1^\circ \div 3^\circ$, при транспортуванні гумових деталей або деталей з високим коефіцієнтом тертя по сталі рекомендують $3^\circ \div 4^\circ$ [6]. В теоретичних основах вібропереміщення [7] використовуються такі показники: параметр кута нахилу площини транспортування $K_\alpha = \tan \alpha$, що поєднує кут нахилу α площини транспортування та коефіцієнт тертя f вантажу по матеріалу віброуючої поверхні (для спрощення розрахунків в теорії вібропереміщення коефіцієнт тертя спокою дорівнює коефіцієнту тертя ковзання); параметр інтенсивності вібрації $K_\beta = 1/f \cdot \tan \beta$, де β – кут вібрації. Аналітичні дослідження показують, що при збільшенні коефіцієнту тертя вантажу, збільшується величина кута підйому лотка віброживильника. Але зі збільшенням кута підйому лотка, швидкість транспортування знижується до нуля, адже вантаж ковзає по поверхні лотка. Кут підйому лотка, при якому швидкість транспортування дорівнює $v=0$ називається граничним ($\alpha_{гр}$), а відповідний параметр кута нахилу площини транспортування також називається граничним ($K_{агр}$). Експериментальні дані взаємодії параметрів $K_{агр}$ та K_β вказують, що зі збільшенням K_β зменшується $K_{агр}$. В дослідженні [8] наведено залежності зміни коефіцієнта швидкості транспортування вантажу V по робочому органу віброконвеєра при безвідривному способі його руху з параметром $K_\beta \rightarrow \infty$. Досліджувався рух при семи гармоніках прискорень. Залежність $V(K_\alpha)$ є нелінійним графіком, що вказує на зменшення значення коефіцієнту швидкості V при збільшенні значення параметру K_α . Причому коефіцієнт швидкості руху знижувався до нуля при гармоніках прискорення від 1 до 7 при значеннях $K_\alpha = 0,65-0,9$. Також в роботі приведені значення оптимальних та граничних



значень параметрів кута підйому K_α для різних гармонік прискорень робочого органу. Так для 1 гармоніки $K_{\alpha opt} = 0,35$, $K_{\alpha pr} = 0,636$; для 2 гармоніки $K_{\alpha opt} = 0,57$, $K_{\alpha pr} = 0,9$. Для більших гармонік прискорення, граничний параметр $K_{\alpha pr} > 0,9$. Це вказує, що кут підйому лотка α наближається до кута тертя вантажу по контактуючій поверхні. Тому приймати при проектуванні віброконвеєрів значення $K_\alpha > 0,9$ не рекомендовано, через нестабільність коефіцієнту тертя f існує велика ймовірність зупинки руху вантажу вгору.

В роботі [9] досліджувався процес вібротранспортування в двохмасовому лінійному конвеєрі з електромагнітним віброприводом. Встановлена залежність оптимальної частоти вібрації робочого органу при зміні параметру кута підйому K_α . Визначено, що при $K_\alpha = 0$ оптимальна частота дорівнює 70,1 Гц, тоді як при граничному параметрі $K_\alpha = 0,9$, частота становить 66,5 Гц. Частота власних коливань робочого органу при цьому становить 52-53 Гц. Запропонована автором система регулювання жорсткості пружних елементів віброконвеєра, надасть змогу проводити налаштування його режимів роботи при різних кутах підйому робочого органу.

Автори дослідження [10] вказують, що умовою транспортування вантажів в спіральному віброконвеєрі є виконання умови $\tan \beta \geq \tan \alpha / f^2$, а також рекомендують використовувати оптимальний діапазон кутів підйому жолоба чашевого віброживильника в межах $3^\circ \div 4^\circ$.

Чисельне моделювання вібропереміщення з використанням DEM моделей частинок вантажів, дає змогу досліднику перевірити правильність аналітичних розрахунків та оптимізувати конструктивно-технологічні параметри віброживильників. Створені DEM моделі насіння соняшнику [11], рису [12], кукурудзи [13]. Моделювання вібропереміщення сипких вантажів описано в роботах [14-17].

Проектуючи вібраційний спіральний конвеєр, який би працював в складі автоматичних ліній фенотипування насіння соняшнику, виникає потреба в обґрунтуванні його конструктивно-технологічних параметрів. Тому визначення оптимального значення кута підйому спірального лотка, а також його взаємозв'язок з іншими параметрами віброживильника є актуальною задачею.

Мета та завдання дослідження.

Основною метою дослідження являється проведення аналітичного обґрунтування величини кута підйому спірального жолоба чаші вібраційного живильника призначеного для транспортування та дозованої рівномірної

видачі генетичного насіння соняшнику в лініях автоматичного фенотипування його спадкових ознак. Також встановлення теоретичних залежностей між кутом підйому спірального жолоба, коефіцієнтом тертя насіння соняшнику по поверхні жолоба, кутом вібрації та частотою коливань чаші вібраційного живильника. Провести чисельне моделювання руху DEM моделі насіння соняшнику по лотку віброживильника з визначеними конструктивно-технологічними та режимними параметрами проектного віброживильника та провести факторний експеримент, з метою встановлення його оптимальних значень конструктивних параметрів.

Викладення основного матеріалу.

Представимо конструктивно-технологічну схему проектного віброживильника (рис.1).

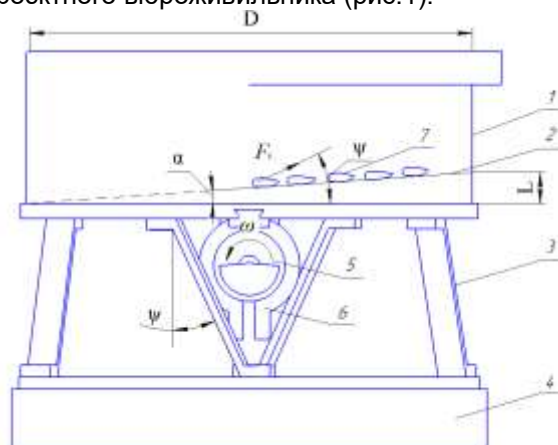
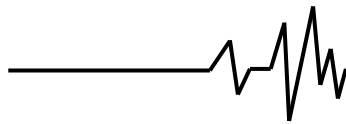


Рис. 1. Конструктивно-технологічна схема віброживильника для дозування поодинокого насіння соняшнику: 1- чаша віброживильника; 2-внутрішня спіральна навивка; 3-пружні елементи; 4-основа; 5-дебалансний вібропривод; 6-клема з'єднання віброприводу та чаші віброживильника.

Проектний віброживильник відноситься до вібраційних транспортувально-дозувальних машин з змінним тиском часток вантажу на дно жолобу по якому вони рухаються. На схемі (рис.1) показано, що чаша віброживильника 1, що має внутрішню спіральну навивку 2 з кутом підйому α встановлена на пружні елементи пластинчастого типу 3, що нахилені до вертикальної осі під кутом $\psi = 25^\circ$. Пружні елементи жорстко закріплені на основі 4. Коливальні рухи по гвинтовій траєкторії чаші 1 створює дебалансний вібропривод 5, що кріпиться до дна чаші за допомогою клеми 6. Насіння соняшнику 7, потрапляючи до спіральної навивки 2, піддається дії гармонійної сили F_k , вектор якої має кут φ з горизонталлю. При дії сили F_k насіння рухається по спіральному лотку вгору до місця вивантаження з чаші.



Розглянемо горизонтальний рух насіння соняшника по лотку віброживильника при дії гармонійної сили F_k (рис.2). При роботі спірального віброживильника швидкість v та прискорення a його лотка, на якому знаходиться насіння, мають протилежний напрям та розташовані перпендикулярно до встановлених пружних елементів. При прямому русі жолоба (вперед по напрямку осі Ox (рис.2)) відбувається піднімання лотка з насінням вгору під кутом ψ , при цьому відхилення лінії дії сили інерції F_{in} від вертикалі відбувається під кутом $\beta=90^\circ - \psi$.

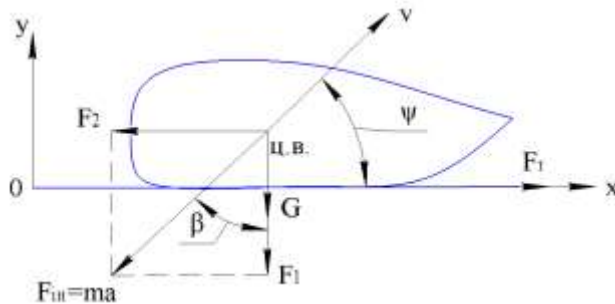


Рис. 2. Схема сил, діючих на насіння соняшнику при прямому ході (вперед по напрямку осі Ox) віброуючої поверхні лотка віброживильника

При цьому на насіння діє сила інерції $F_{in} = ma$, сила тяжіння $G = mg$ та сила тертя F_t . Спроекувавши силу інерції на вісь Oy , отримуємо силу $F_1 = macos\beta$ та на вісь Ox – $F_2 = masin\beta$. Умовою спільного руху насіння з лотком при прямому ході в напрямку транспортування буде нерівність:

$$F_t = (mg + macos\beta)f \geq F_2 = masin\beta$$

$$\text{або скоротивши } m \quad (1)$$

$$(g + acos\beta)f \geq asin\beta,$$

де a – прискорення лотка віброживильника, що має найбільше значення при коливаннях з амплітудою A , m та частотою ω , c^{-1} рівне $A\omega^2$, m/c^2 ; f – коефіцієнт тертя насіння соняшника по поверхні лотка; β – кут відхилення сили інерції від вертикалі, $\beta=90^\circ - \psi$.

При зворотному русі лотка, сила інерції, що діє на насіння отримає зворотній напрям, а отже, насіння буде рухатись вгору під кутом ψ в напрямку його транспортування вздовж осі Ox (рис.2). А отриманої сили тертя F_t буде недостатньо для утримання насіння на лотку. Справедливою буде нерівність:

$$F_{t1} = (G_1 + F_3)f = (mgcos\alpha + macos(\alpha + \beta))f \geq G_2 + F_4 = mgsin\alpha + macos(90 - (\alpha + \beta))$$

$$\text{або}$$

$$(3)$$

$$(gcos\alpha + acos(\alpha + \beta))f \geq gsin\alpha + asin(\alpha + \beta).$$

$$(g - asin\beta)f < acos\beta \quad (2)$$

Таким чином, сили тиску насіння на поверхню лотка при прямому та зворотному його русі отримуються різними по значенню, що й забезпечує можливість безперервного переміщення насіння по горизонталі при гармонійних коливаннях лотка віброживильника.

Отримані нерівності будуть справедливі коли лоток буде розташовано горизонтально.

Проектний спіральний віброживильник характеризується розташуванням лотка чаші, по якому насіння рухається вгору, з деяким кутом підйому α . Розглянемо схему сил діючих на насінину, що рухається по лотку з кутом підйому α (рис. 3).

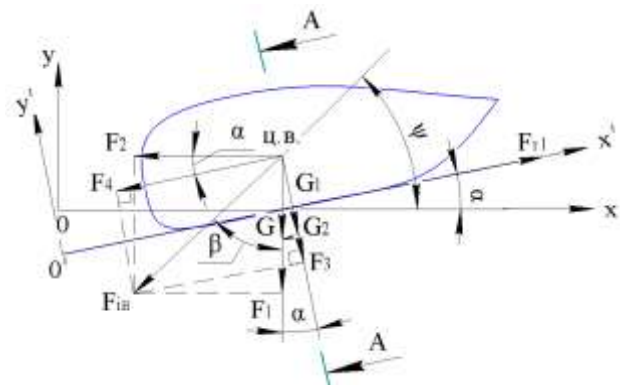
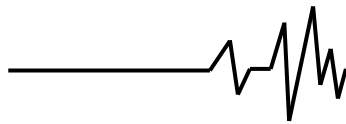


Рис. 3. Схема сил, діючих на насіння соняшнику при прямому ході віброуючої поверхні лотка віброживильника, що має кут підйому α .

Призначимо осі відносної системи координат $x^1O^1y^1$. Вісь O^1x^1 спрямуємо вздовж поверхні лотка. Вісь O^1y^1 буде перпендикулярна осі O^1x^1 . Спроекуємо сили на вказані осі. При незмінному куті β , насінину до поверхні лотка при прямому ході притискатимуть проекції на вісь O^1y^1 сил тяжіння $G_1 = mgcos\alpha$ та інерції $F_3 = macos(\alpha + \beta)$. Ці сили, разом з коефіцієнтом тертя насіння по лотку f , створюватимуть силу тертя $F_{t1} = (G_1 + F_3)f = (mgcos\alpha + macos(\alpha + \beta))f$. Проекція сили інерції насіння на вісь O^1x^1 становитиме $F_4 = macos(90 - (\alpha + \beta)) = masin(\alpha + \beta)$. Також на вісь O^1x^1 проектуватиметься сила тяжіння і її значення становитиме $G_2 = mgsin\alpha$. Разом ці сили намагатимуться зміщувати насіння вниз по лотку. Отже умова спільного руху насіння з лотком, що має кут підйому α виглядатиме:



Лоток проектного віброживильника має власну форму встановлену з попередніх досліджень. Представимо на схемі (рис. 4) лоток з насінням соняшника в поперечному розрізі А-А (рис.3). Як було обґрунтовано раніше, лоток віброживильника має нахил до горизонталі під кутом δ . Така форма лотка забезпечить орієнтування насіння соняшнику в жолобі вздовж його більшої осі. Тобто контакт насіння з поверхнею жолоба відбуватиметься в умовних точках А та В (рис. 4). Діючі сили контакту F_6 створюватимуть з коефіцієнтом тертя, силу тертя насіння по жолобу. На насіння, проти напрямку вісі Ox , також діятиме відцентрова сила F_5 , що створюється в результаті кутових коливань чаші віброживильника. Ця сила притискатиме насіння до стінок чаші. Знайдемо рівнодіючу відцентрової сили F_5 та суми сил F_3+G_1 . Рівнодіяна дорівнюватиме $F_5 = (F_3+G_1)/\sin\varphi$. Кут φ становить $\varphi = \delta + \kappa/2 = 25^\circ + 65^\circ/2 = 57,5^\circ$. В результаті прямого ходу жолоба насіння соняшнику затискається в клин утвореному стінкою чаші та дном жолоба. При цьому сумарна сила тертя між насінням та стінками жолоба становить:

$$F_{\text{т.сум}} = F_5 \cdot f^1 = \left(\frac{mg \cos \alpha + m a \cos(\alpha + \beta)}{\sin \varphi} \right) f^1, \quad (4)$$

де f^1 – приведений коефіцієнт тертя.
 $f^1 = f / \sin(k/2)$.

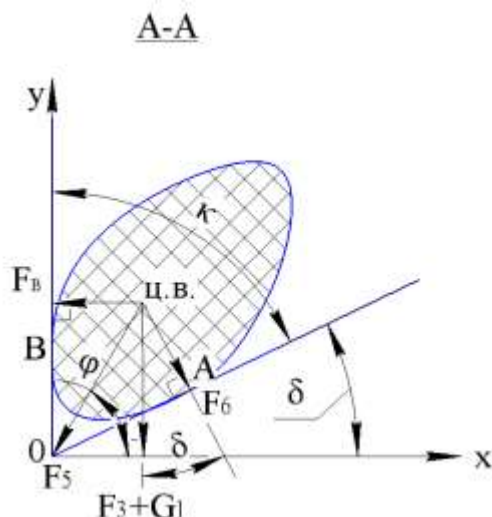


Рис 4. Схема сил в поперечному розрізі А-А, діючих на насіння соняшнику при прямому ході віброуючої поверхні лотка віброживильника, що має кут підйому α

$$\alpha(f, \beta) = \arctg \left(\frac{f(9,81 + 21,07 \cos \beta) - \sin(65^\circ/2) \times \sin 57,5^\circ \times 21,07 \sin \beta}{\sin(65^\circ/2) \times \sin 57,5^\circ \times (9,81 + 21,07 \cos \beta) + f \times 21,07 \sin \beta} \right) \quad (7)$$

Провівши розрахунки, отримуємо графік зміни граничних значень кутів підйому лотка α

Враховуючи вказані доведення, умова спільного руху насіння соняшнику з лотком проектної форми з кутом підйому α матиме вигляд:

$$\left(\frac{mg \cos \alpha + m a \cos(\alpha + \beta)}{\sin \varphi} \right) \frac{f}{\sin(k/2)} \geq mg \sin \alpha + m a \sin(\alpha + \beta)$$

або

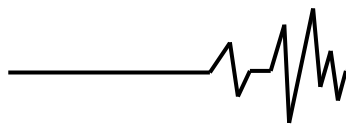
$$\left(\frac{g \cos \alpha + a \cos(\alpha + \beta)}{\sin \varphi} \right) \frac{f}{\sin(k/2)} \geq g \sin \alpha + a \sin(\alpha + \beta). \quad (5)$$

Виразимо з нерівностей 5 змінну α , яка є значенням граничного кута підйому лотка віброживильника, та запишемо утворену функцію $\alpha(f, \beta)$.

$$\alpha(f, \beta) = \arctg \left(\frac{f(g + a \cos \beta) - \sin(k/2) \times \sin \varphi \times a \sin \beta}{\sin(k/2) \times \sin \varphi \times (g + a \cos \beta) + f \times a \sin \beta} \right) \quad (6)$$

Проведемо вирішення функції (6) прийнявши значення попередньо обґрунтованих параметрів проектного спірального віброживильника рівними: α – прискорення лотка віброживильника, що має найбільше значення при коливаннях з амплітудою A , m та частотою ω , s^{-1} рівне $A\omega^2$, m/s^2 . Розрахунки режимів роботи віброживильника вказують, що при робочій частоті $\omega = 153 \text{ s}^{-1}$, амплітуда коливань чаші віброживильника становитиме $A = 0,0009 \text{ м}$. Тоді $a = A\omega^2 = 0,0009 \cdot 153^2 = 21,07 \text{ м/с}^2$; β – кут відхилення сили інерції від вертикалі, $\beta = 90^\circ - \varphi = 90^\circ - 25^\circ = 65^\circ$; δ – кут нахилу лотка чаші до горизонталі, $\delta = 25^\circ$; кут $\kappa = 65^\circ$; f – коефіцієнт тертя насіння соняшника по поверхні лотка. Знайдемо значення кута підйому лотка для діапазону коефіцієнтів тертя 0,4-0,8. Такий прийнятий діапазон значень коефіцієнтів тертя насіння соняшнику охоплюватиме дані, що визначені в попередніх наукових дослідженнях [18-19].

Отримана залежність матиме вигляд:



та лотка при його прямому русі при діапазоні коефіцієнтів тертя 0,4-0,8. На графіку (рис.5) представлено залежності $\alpha(f)$ при частотах роботи віброживильника $\omega=153 \text{ c}^{-1}$, 145 c^{-1} .

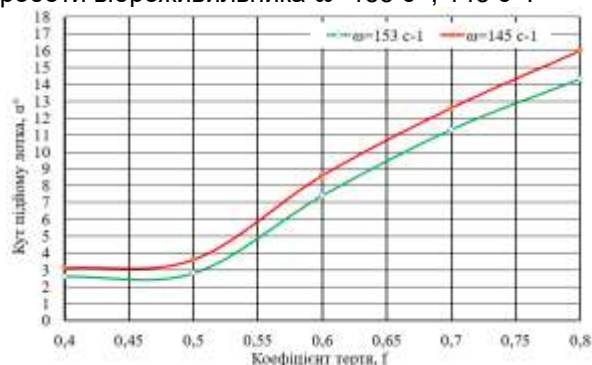


Рис. 5. Графік зміни граничних значень кутів підйому лотка α спірального віброживильника, при яких забезпечується спільний рух насіння соняшнику та лотка при його прямому русі при діапазоні коефіцієнтів тертя 0,4-0,8.

Для наочного представлення взаємодії таких параметрів як α – граничний кут підйому лотка спірального віброживильника, β – кут відхилення сили інерції від вертикалі, f – коефіцієнт тертя насіння соняшника по поверхні лотка, представимо тривимірний графік (рис.6).

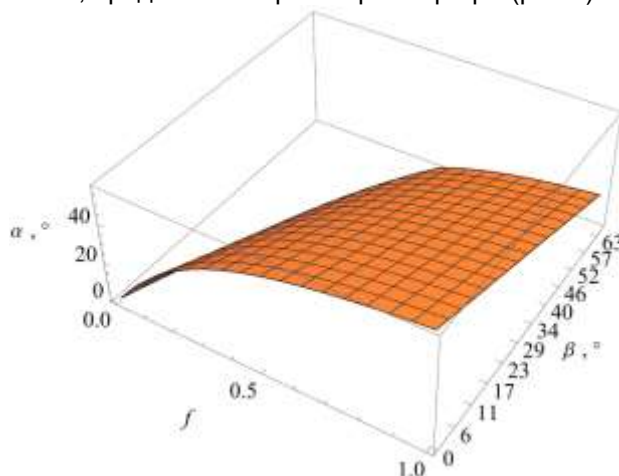


Рис. 6. Графік взаємодії таких параметрів віброживильника як: α – граничний кут підйому лотка спірального віброживильника, β – кут відхилення сили інерції від вертикалі, f – коефіцієнт тертя насіння соняшника по поверхні лотка.

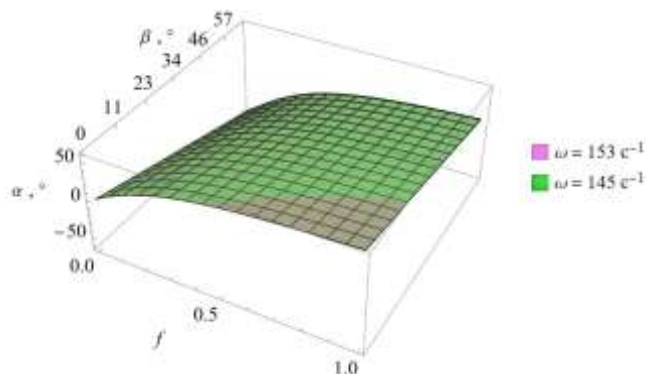


Рис. 7. Графік зміни таких параметрів віброживильника як: α – граничний кут підйому лотка спірального віброживильника, β – кут відхилення сили інерції від вертикалі, f – коефіцієнт тертя насіння соняшника по поверхні лотка, при колових частотах коливання чаші віброживильника: $\omega=153 \text{ c}^{-1}$, 145 c^{-1} .

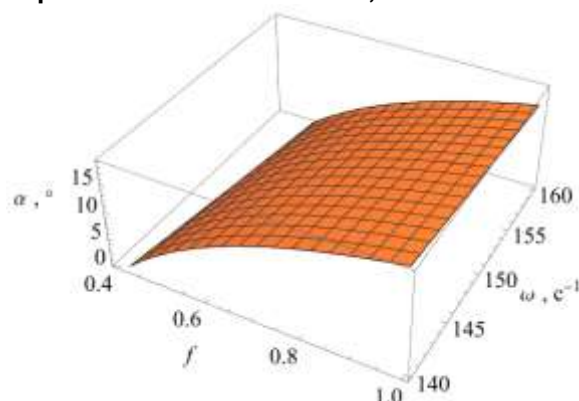
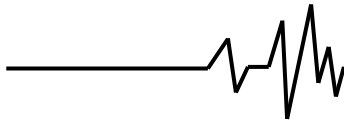


Рис. 8. Графік зміни таких параметрів віброживильника як: α – граничний кут підйому лотка спірального віброживильника, ω – колова частота коливання чаші віброживильника, f – коефіцієнт тертя насіння соняшника по поверхні лотка, при куту відхилення сили інерції від вертикалі $\beta=65^\circ$.

Отже, з графіків (рис.5-8) видно, що зі збільшенням коефіцієнту тертя насіння по лотку віброживильника граничний кут підйому лотка також збільшується. Збільшення кута також відбувається при зменшенні колової частоти коливань чаші віброживильника.

Зважаючи на викладені результати та робочий діапазон зміни коефіцієнту тертя насіння по поверхні лотка в межах 0,4-0,5, попередньо приймаємо граничний кут підйому лотка проектного спірального віброживильника для дозування насіння соняшнику в лініях автоматичного фенотипування рівним $\alpha=2,4^\circ$.

Перевіримо умову самогальмування насіння соняшнику на спіральному лотку віброживильника при зупиненому стані. Відповідно, повинна виконуватись умова, при якій кут підйому лотка повинен бути меншим куту



тертя насіння по ньому: $\alpha < \varepsilon = \arctg(f)$. Прийнятий кут підйому жолобу становить $2,4^\circ$, що є меншим за кут тертя при діапазоні коефіцієнтів тертя $f=0,4-0,5$.

$$\alpha = 2,4^\circ < \varepsilon = \arctg(0,4-0,5) = (21,8^\circ - 26,5^\circ). \quad (8)$$

Отже, насіння соняшнику буде утримуватись на похилому жолобі при зупинці вібропривода.

Визначивши значення кута підйому лотка віброживильника, розрахуємо крок спіральної навівки чаші:

$$L = \pi D t g \alpha = 3,14 \times 150 \times t g 2,4^\circ = 19,74 \text{ мм}, \quad (9)$$

де D – діаметр чаші віброживильника, $D=150$ мм (з попередніх розрахунків), L – крок гвинтової навівки на внутрішній стінці чаші віброживильника.

Приймаємо $L=20$ мм (рис.1).

Методика чисельного моделювання процесу руху насіння соняшнику під дією віброуючої чаші спірального віброживильника.

Першочергово, для проведення чисельного моделювання процесу переміщення по спіральному жолобу насіння соняшнику під дією віброуючої чаші віброживильника, у програмному пакеті Simcenter Star-CCM+ створені моделі: модель $k-\varepsilon$ турбулентності розподіленої течії, поле дії сили тяжіння, фізична модель дискретних елементів, фізична модель багатофазної взаємодії. Створена модель дискретних елементів (DEM), є еквівалентною до розмірів та фізико-механічних характеристик насіння соняшнику. Користуючись попередніми дослідженнями [19, 20, 21] по створенню цифрових моделей насіння соняшнику, проведено визначення розмірних параметрів дослідного насіння соняшнику, створено 3D модель та сформовано DEM модель насінини. DEM модель максимально точно повторює форму насіння соняшнику та складається з 55 сфер різних радіусів (рис. 9).



а



б

Висновки (10/16/2024)



в

Рис. 9. Види: а- насіння соняшнику; б- 3D моделі насінини соняшнику; в- DEM моделі насінини соняшнику.

Беручи до уваги результати досліджень фізико-механічних та морфологічних властивостей насіння соняшнику [19, 20, 21], у відповідні розділи програмного пакету Simcenter Star-CCM+ занесено наступні дані:

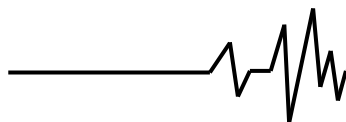
Для насіння соняшника: коефіцієнт Пуассона – 0,35; модуль Юнга – 15 МПа; густина насіння – 400 кг/м^3 , коефіцієнт статичного тертя по матеріалу жолоба віброконвеєра – 0,4; коефіцієнт тертя кочення – 0,02; нормальний та дотичний коефіцієнт відновлення – 0,05.

Матеріал стінок, з яким контактуватиме насіння при переміщенні, є філамент для 3D друку марки ABS+. Дослідженнями [22, 23] встановлено фізико-механічні властивості філаменту марки ABS+. Тому використовуємо такі параметри матеріалу чаші при чисельному моделюванні: коефіцієнт Пуассона – 0,37; модуль Юнга – $2,7 \cdot 10^9 \text{ Па}$; густина – 1100 кг/м^3 .

Середовище, в якому відбувалось вібропереміщення, характеризувалось такими параметрами: вид – повітря; динамічна в'язкість – $1,85508 \cdot 10^{-5} \text{ Па} \cdot \text{с}$; турбулентне число Прандтля – 0,9; прискорення вільного падіння – $9,81 \text{ м/с}^2$; температура – 293 К; тиск – 101325 Па.

Для дослідження переміщення насіння соняшнику по віброуючому жолобу віброживильника, створено область з розрахованими параметрами жолоба. В моделюванні частину спіральної доріжки віброживильника імітовано еквівалентною прямолінійною областю. Метою такого моделювання є дослідження впливу таких параметрів як α – кут підйому жолоба, ψ – кут кидання та δ – кут нахилу вісі доріжки до горизонталі на значення швидкості руху насіння по доріжці.

Моделювання здійснювалось з кроком по часу $1 \cdot 10^{-5} \text{ с}$. Загальна тривалість становила 69 с. Для моделювання руху моделі насіння по жолобу, що має кут підйому α° , вплив сили тяжіння на модель насіння задавався такими координатами $[0,0; -9,81 \cos \alpha; -9,81 \sin \alpha]$. Коливальні рухи жолобу задавались як зсув з



координатами швидкості $[0,0; 2\pi \cdot \omega \cdot A \cdot \cos(2\pi \cdot \omega \cdot t) \cdot \sin\psi; 2\pi \cdot \omega \cdot A \cdot \cos(2\pi \cdot \omega \cdot t) \cdot \cos\psi]$. Де ω – колова частота коливань, с^{-1} , A – амплітуда коливань, м, t – час, с, ψ – кут кидання, $^\circ$. На рис. 10 показано загальний вид вікна протікання процесу чисельного моделювання переміщення насіння соняшнику по вібруючому прямолинійному жолобу в програмному пакеті Simcenter Star-CCM+.

Зображення вікна графіку зміни факторів в часі моделювання при переміщенні моделі при русі по вібруючому жолобі в програмному пакеті Simcenter Star-CCM+ показано на рис. 12.

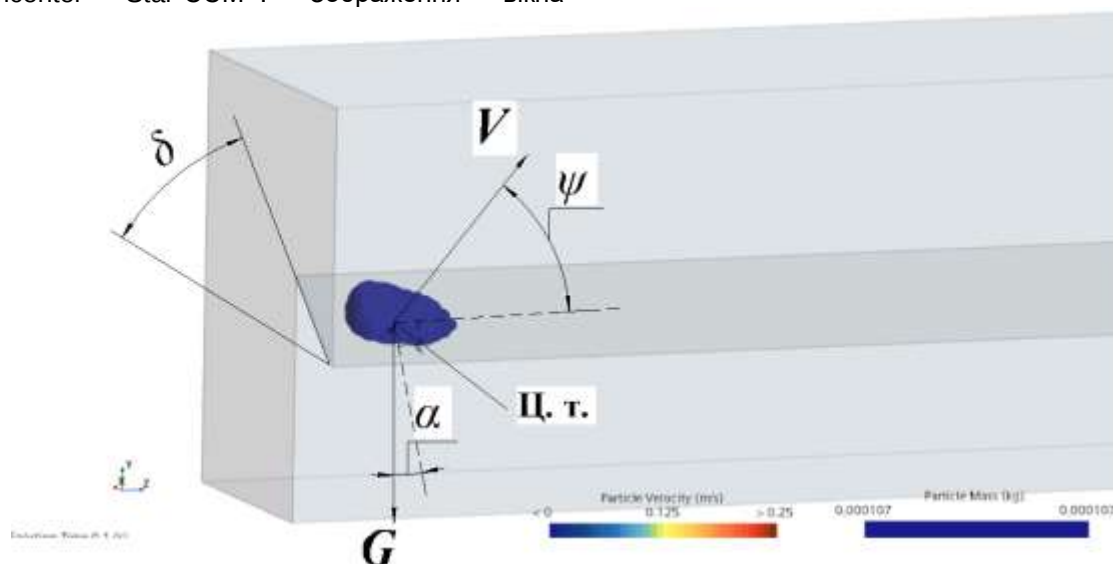


Рис. 10. Зображення вікна протікання процесу чисельного моделювання переміщення насіння соняшнику по вібруючому прямолинійному жолобу в програмному пакеті Simcenter Star-CCM+ з позначеними змінними факторами: α – кут підйому жолоба, ψ – кут кидання та δ – кут нахилу вісі доріжки до горизонталі та G -вектор прискорення вільного падання; Ц.т.-умовний центр тяжіння DEM моделі; V -вектор швидкості моделі при її прямому русі вздовж осі z .

Чисельне моделювання переміщення насіння соняшнику по вібруючому жолобі здійснювалось за планом факторного експерименту типу 3^3 . З загальним числом дослідів 27. Незмінними параметрами були: ω – колова частота коливань, $\omega = 153 \text{ с}^{-1}$, A – амплітуда коливань $A = 0,88 \text{ мм}$, маса моделі насіння соняшника $m = 0,107 \text{ г}$ (розрахована

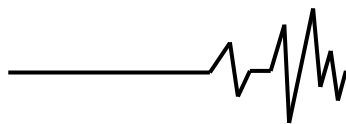
автоматично в пакеті Simcenter Star-CCM+). Змінними факторами обрано: α – кут підйому жолоба, ψ – кут кидання та δ – кут нахилу вісі доріжки до горизонталі. Критерієм оптимізації визначено швидкість руху насіння по жолобу віброживильника. Значення граничних параметрів змінних факторів та інтервалів їх варіювання наведені в таблиці 1.

Таблиця 1 – Границі значень факторів та інтервали їх варіювання при чисельному факторному експерименті

Рівень	Кут нахилу вісі доріжки до горизонталі δ , град. (x1)	Кут підйому жолоба α , град. (x2)	Кут кидання ψ , град. (x3)
Верхній (+1)	40	10	40
Середній (0)	25	5	20
Нижній (–1)	10	0	0
Інтервал	15	5	20

При проведенні чисельного моделювання в кожному експерименті, розраховувалась середня швидкість

переміщення моделі насіння соняшнику по вібруючому жолобі, а також велось спостереження за контактом насіння з



поверхню жолоба з метою встановлення, з яким способом вібропереміщення рухалось насіння з відривом від поверхні або без відриву.

За результатами чисельного моделювання виведено рівняння регресії другого порядку, яке встановлює залежність швидкості руху насіння соняшнику по вібруючому жолобу від величин змінних факторів.

$$V = -14,9554 + 20,6878x_1 + 5,01444x_1^2 - 41,5442x_2 + 13,5133x_1x_2 + 1,17528x_2^2 + 33,3469x_3 + 4,54792x_1x_3 + 4,5025x_2x_3 - 0,326389x_3^2, \quad (10)$$

де x_1 – закодоване значення кута нахилу вісі доріжки віброживильника до горизонталі δ ; x_2 – закодоване значення кут підйому жолоба віброживильника α ; x_3 – закодоване значення кут кидання ψ .

Для визначення значущості коефіцієнтів отриманого рівняння регресії використовувался метод порівняння фактичних значень коефіцієнтів Стюдента коефіцієнтів регресії з табличним значенням критерію Стюдента, яке становить для ступеню вільності $N=27$ та довірчій ймовірності $\alpha=0,95$ рівним $t_{0,95;27}=1,702$.

Результати статистичної обробки коефіцієнтів регресії представлено в таблиці 2. Гіпотеза про значущість коефіцієнта регресії підтверджується, якщо його фактичне значення коефіцієнту Стюдента по модулю більше за табличне значення ($|t_p| > t_{0,95;27}=1,702$). Проаналізувавши таблицю 2, визначено, що коефіцієнти a_{22} та a_{33} є незначущими, а отже, вони можуть бути виключеними з рівняння регресії.

Перевірку гіпотези про значущість рівняння регресії проводили за критерієм Фішера (F-тест). Провівши дисперсійний аналіз отриманої моделі, отримано фактичне значення критерію Фішера $F=196,0$ (таблиця 3). Модель є значущою якщо виконується умова $F > F_{\text{табл}}$. Порівнюючи з табличним значенням критерію Фішера ($F_{\text{табл}}$), який становить для рівня значущості $q=0,05$ та ступеней вільності $f_1=10$; $f_2=17$; $F_{0,05;10;17}=2,45$ можна стверджувати, що рівняння регресії є значущим. Отже, фактори мають суттєвий вплив на критерій оптимізації. Використовуючи Wolfram Cloud, проведено розкодування рівняння регресії (10) та отримано його наступний вигляд.

$$V = 7,29582 - 13,7138\alpha + 1,06323\psi + 0,045025\alpha\psi - 0,939219\delta + 0,180178\alpha\delta + 0,0151597\psi\delta + 0,0222864\delta^2 \quad (11)$$

Таблиця 2 – Результати регресійного аналізу швидкості руху насіння соняшнику по вібруючому жолобу залежно від факторів досліджень

Коефіцієнт регресії	Значення коефіцієнта	Стандартна похибка	Коефіцієнт Стюдента	Асимптотична значимість
a00	-14,9554	2,93044	-5,10345	0,000088301
a10	20,6878	1,35653	15,2505	$2,37989 \cdot 10^{-11}$
a20	-41,5442	1,35653	-30,6253	$2,58795 \cdot 10^{-16}$
a30	33,3469	1,35653	24,5825	$1,00338 \cdot 10^{-14}$
a12	13,5133	1,6614	8,13369	$2,91052 \cdot 10^{-7}$
a13	4,54792	1,6614	2,73739	0,0140338
a23	4,5025	1,6614	2,71006	0,0148596
a11	5,01444	2,34958	2,13419	0,0476876
a22	1,17528	2,34958	0,500208	0,623342
a33	-0,326389	2,34958	-0,138914	0,891151

Таблиця 3 – Дисперсійний аналіз залежності швидкості руху насіння соняшнику по вібруючому жолобу залежно від факторів досліджень

Показники	DF	SS	MS	Критерій Фішера, F
Модель	10	64923,8	6492,38	196,0
Помилка	17	563,093	33,1231	$F_{0,05;10;17}= 2,45$
Нескоригована сума	27	65486,9	-	-
Скоригована сума	26	62192,3	-	-

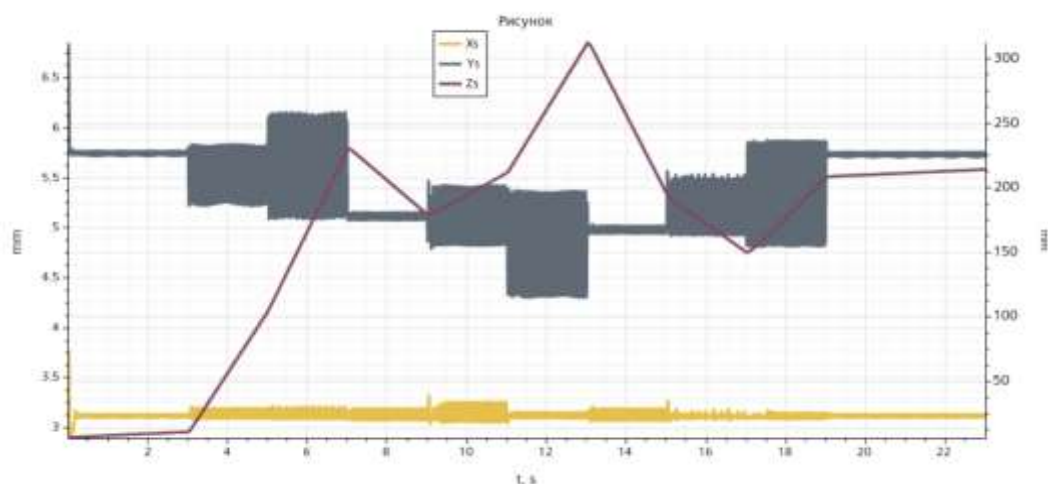
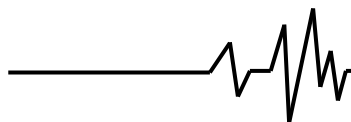


Рис. 11. Зображення вікна переміщення моделі насіння соняшнику по осях x,y,z при русі по вібруючому жолобі в програмному пакеті Simcenter Star-CCM+.

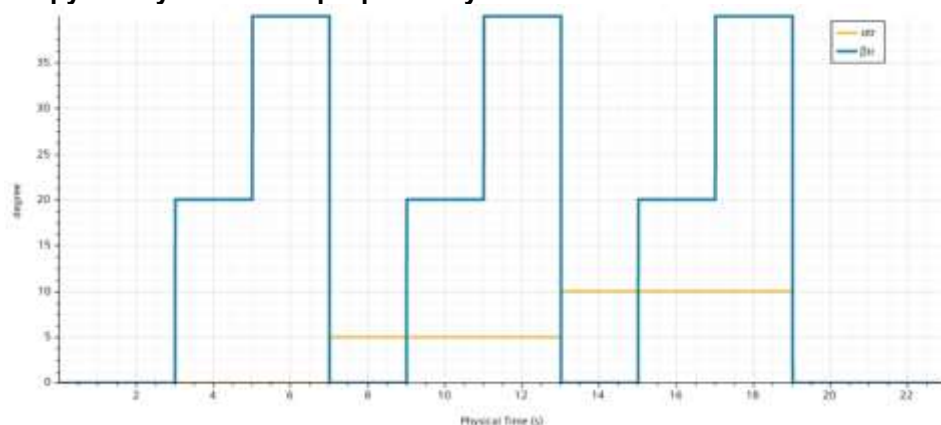


Рис. 12 Зображення вікна графіку зміни факторів в часі моделювання при переміщення моделі при русі по вібруючому жолобі в програмному пакеті Simcenter Star-CCM+.

Отримавши результати факторного експерименту при чисельному моделюванні руху моделі насіння соняшнику по вібруючому жолобі, за допомогою Wolfram Cloud, побудовані тривимірні графіки (рис. 13).

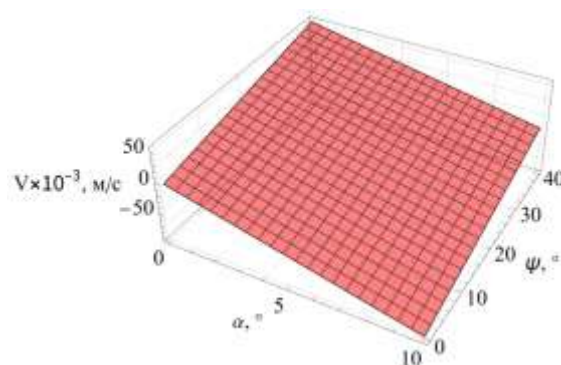
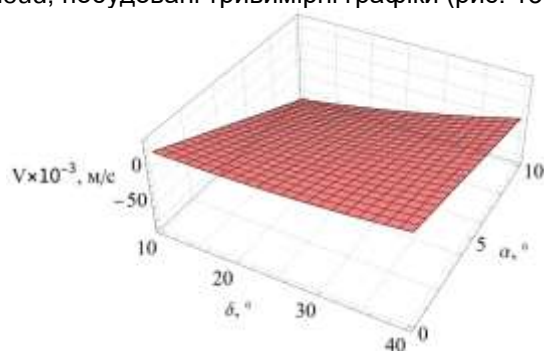
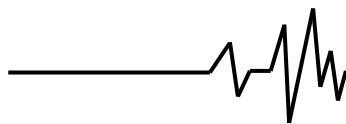


Рис. 13. Графічна залежність швидкості руху V насіння соняшнику по вібруючому жолобу залежно від кута підйому жолоба α , кута кидання ψ та кута нахилу вісі доріжки до горизонталі δ .

А отримані закономірності дали можливість представити залежність (12) кута підйому жолоба α від швидкості руху насіння V , кута кидання ψ та кута нахилу вісі доріжки до горизонталі δ .



$$\alpha(V, \psi, \delta) = \frac{V - 7,29 - 1,06\psi + 0,94\delta - 0,015\psi\delta - 0,02\delta^2}{-13,71 + 0,045\psi + 0,18\delta} \quad (12)$$

Графічна залежність побудована по рівнянню (12) з використанням Wolfram Cloud зображена на рис. 14. Параметр швидкості руху насіння соняшнику V по вібруючому жолобу обмежений трьома значеннями $V=0,01; 0,02; 0,03$ м/с, які становлять робочий діапазон проєктного віброживильника розрахований по формулі (13).

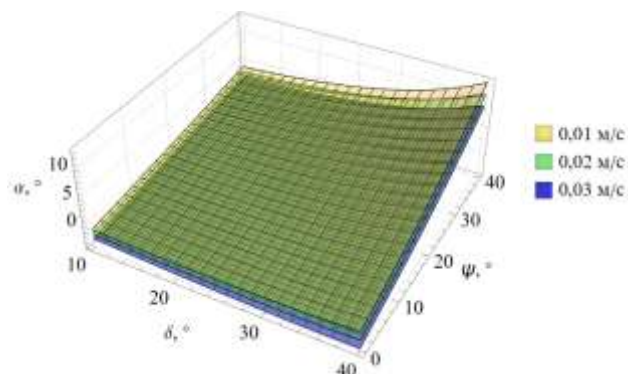


Рис. 14. Графічна залежність кута підйому жолоба α від швидкості руху V насіння соняшнику по вібруючому жолобу, кута кидання ψ та кута нахилу вісі доріжки до горизонталі δ .

Основною функцією проєктного спірального віброживильника являтиметься дозована видача насіння соняшника. Проєктна його продуктивність по випуску насіння соняшнику становитиме 1 шт/с. Встановимо діапазон швидкостей руху насіння по спіральному лотку віброживильника для забезпечення заданої продуктивності.

$$V = \frac{Q \cdot L}{k_{\text{зал}}} = \frac{1 \cdot 0,01385}{0,5 \dots 0,7} = 0,019 \dots 0,028 \text{ м/с}, \quad (13)$$

де Q – продуктивність випуску насіння соняшника, шт/с; L – середньостатистична довжина насінини соняшника, м. Відповідно до [19, 20, 21], приймаємо довжину $L=13,85$ мм. $k_{\text{зал}}$ – коефіцієнт заповнення спірального лотка віброживильника насінням, що рухається. Відповідно до [6] значення $k_{\text{зал}} = 0,3 \div 0,7$. Так як насіння соняшнику буде рухатись під дією вібрації в безвідривному режимі, то передбачувально, що насіння буде щільно заповнювати лоток. Отже, приймаємо значення коефіцієнту заповнення $k_{\text{зал}} = 0,5 \div 0,7$.

Використовуючи отримані в результаті чисельного моделювання закономірності, визначено, що значення кута підйому жолоба α для забезпечення потрібної продуктивності спірального віброживильника повинно міститись в діапазоні від $0,63^\circ$ до $1,5^\circ$.

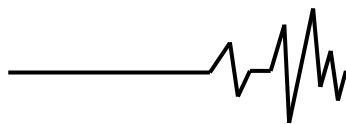
Таким чином, порівнюючи розраховані значення кутів підйому жолоба спірального віброживильника за аналітичними залежностями (7) та (12) та враховуючи попередні судження приймаємо значення кута α рівним $2,4^\circ$. Також встановлено, що завдяки прийнятим конструктивно-технологічним параметрам віброживильника, насіння рухатиметься в безвідривному режимі з коефіцієнтом перевантаження близько одиниці, що сприятиме зменшенню ймовірності травмування посівного матеріалу.

Обґрунтувавши конструктивно-технологічні параметри чаші спірального віброживильника, надалі розробимо робочі креслення чаші та складових деталей та у відповідності до них виготовимо дослідний зразок віброживильника.

Висновки та перспективи подальших досліджень. Спіральний вібраційний живильник дозволить виконувати рівномірну дозовану подачу насіння соняшнику в атоматизованих лініях фенотипування.

Дослідивши рух насіння соняшнику по вібруючій поверхні, отримано аналітичну залежність визначення граничного кута підйому лотка віброживильника, що поєднує встановлені конструктивно-технологічні та режимні параметри віброживильника, коефіцієнт тертя насіння f по матеріалу лотка, кут відхилення сили інерції β від вертикалі, амплітуду коливань A , колову частоту коливань ω . Це дало можливість визначити значення оптимального граничного кута α підйому лотка віброживильника при діапазоні коефіцієнтів тертя $f=0,4-0,8$. Приймавши робочий діапазон коефіцієнтів тертя $f=0,4-0,5$, попередньо визначено граничний кут підйому лотка проєктного спірального віброживильника для дозування насіння соняшнику в лініях автоматичного фенотипування рівним $\alpha = 2,4^\circ$. Також встановлено, що зі збільшенням коефіцієнту тертя f насіння по лотку віброживильника граничний кут підйому лотка також збільшується. Зворотня тенденція відбувається при збільшенні значення кута β . Відмічено збільшення граничного кута α при зменшенні вимушеної колової частоти коливань чаші віброживильника ω . Граничний кут підйому жолобу $\alpha = 2,4^\circ$, є меншим за кут тертя насіння по лотку $\epsilon = (21,8^\circ - 26,5^\circ)$ при діапазоні коефіцієнтів тертя $f=0,4-0,5$. Отже, умова самогальмування насіння соняшнику на спіральному лотку віброживильника при зупиненому стані виконується.

У програмному пакеті Simcenter Star-CCM+ створена DEM модель насіння соняшнику та проведено чисельне моделювання її руху по вібруючому лотку. Обравши незалежними факторами α – кут



підйому жолоба, φ – кут кидання та δ – кут нахилу вісі доріжки до горизонталі, проведений факторний експеримент за планом 3^3 . Отримане рівняння регресії є значущим. Встановлено, що зі збільшенням значення кута підйому лотка α , швидкість руху насіння знижується, а зі збільшенням значень кута кидання φ та кута нахилу вісі доріжки до горизонталі δ швидкість збільшується.

Отримана аналітична залежність зміни кута підйому лотка α залежно від значень швидкості руху насіння V , кута кидання φ та кута нахилу вісі доріжки до горизонталі δ . Встановлено, що зі збільшенням швидкості руху насіння V , значення кута α знижується, а зі збільшенням кутів φ та δ – збільшується. При діапазоні швидкостей руху насіння по спіральному лотку віброживильника $V = 0,019 \div 0,028$ м/с, забезпечується задана продуктивність віброживильника. При цьому діапазон оптимального кута α становить $0,63^\circ \div 1,5^\circ$.

Остаточо прийнято значення кута α рівним $2,4^\circ$. Такі конструктивні параметри віброживильника сприятимуть руху насіння в безвідривному режимі з коефіцієнтом перевантаження близько одиниці, що призведе до зменшення ймовірності травмування посівного матеріалу. За прийнятим значенням кута підйому α лотка чаші віброживильника крок спіральної навивки лотка становитиме $L = 20$ мм.

До послідовних кроків в плані дослідження спірального вібраційного живильника для дозування насіння соняшнику слід віднести створення експериментального зразку віброживильника по прийнятим конструктивно-технологічним параметрам та експериментальне встановлення фактичних показників якості його роботи з метою їх порівняння з теоретичними, що надасть змогу оцінити загальну точність досліджень. Також планується проведення ряду експериментів по впливу на якість дозування таких факторів як маса насіння, що буде знаходитись в чаші віброживильника, напруга живлення вібродвигуна, розмірної фракції насіння соняшнику, яке дозуватиметься.

Список використаних джерел

1. Підйомно-транспортні машини: підручник/ Кобець А.С. та ін.; за ред. проф. А.С. Кобця та В.І. Дирди. Луганськ: ДЗ «ЛНУ імені Тараса Шевченка», 2013, 218с.
2. Алієв Е.Б. Аналіз віброживильників для транспортування та дозування насіння в системі їх автоматичного фенотипування / Е.Б. Алієв, О.А. Черній// Центральноукраїнський науковий вісник. Технічні науки. Вип. 12(43), ч. I. –

Кропивницький, 2025. – С. 147– 163. DOI: [https://doi.org/10.32515/2664-262X.2025.12\(43\).1.147-163](https://doi.org/10.32515/2664-262X.2025.12(43).1.147-163)

3. Pieruschka, R., & Schurr U. Plant Phenotyping: Past, Present, and Future. Plant Phenomics. 2019. Vol. 2019, P. 1–6. DOI: 10.34133/2019/7507131

4. Алієв Е. Б. Автоматичне фенотипування насінневого матеріалу соняшнику: монографія. Київ: Аграрна наука, 2022, 104 с.

5. Алієв, Е. Б., Ведмедєва, К. В. Кількісне фенотипування генотипів соняшнику: монографія. Дніпро: ЛІРА, 2024, 204 с.

6. Ланець, О.С. Основи розрахунку та конструювання вібраційних машин. Книга 1. Теорія та практика створення вібраційних машин з гармонійним рухом робочого органа: навчальний посібник. Львів: Видавництво Львівської політехніки, 2018, 612 с.

7. Іскович-Лотоцький, Р. Д. Обладнання автоматизованих виробництв. Частина 2. Автоматичні лінії. Гнучкі виробничі системи. Транспортно-завантажувальні пристрої : електронний навчальний посібник комбінованого (локального та мережного) використання [Електронний ресурс] / Р. Д. Іскович-Лотоцький, О. Д. Манжілевський. Вінниця : ВНТУ, 2022. 155 с.

8. Vrublevskiy, I. Optimization of vibratory conveying upward by inclined track with polyharmonic normal vibrations. Ukrainian Journal of Mechanical Engineering and Materials Science, 2020, № 6(2), P. 34–42. <https://doi.org/10.23939/ujmeme2020.02.034>

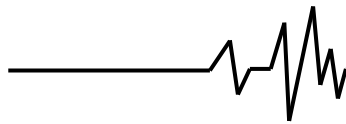
9. Vrublevskiy, I. Y. Increasing of elevation angles in vibratory conveyor with electromagnetic drive. Military Technical Collection, 2020, Vol. 0(22), P.48–52. <https://doi.org/10.33577/2312-4458.22.2020.48-52>

10. Nam, L. G., Mui, N. V., & Tu, D. A. A method to desing vibratory bowl feeder by using FEM modal analysis. Vietnam Journal of Science and Technology, 2019, Vol. 57(1), P.102. <https://doi.org/10.15625/2525-2518/57/1/12859>

11. Zhu, X., Xu, Y., Han, C., Yang, B., Luo, Y., Qiu, S., Huang, X., & Mao, H. Parameter Calibration and Experimental Verification of the Discrete Element Model of the Edible Sunflower Seed. Agriculture, 2025, Vol.15(3),P. 292. <https://doi.org/10.3390/agriculture15030292>

12. Arunyanart, P., & Sudsawat, S. DEM Simulation for the Predicted Model of Total Rice Seeds Mass in a Vibratory Conveyor. International Journal of Engineering and Technology, 2023, Vol. 15(4), P.161–165. <https://doi.org/10.7763/ijet.2023.v15.1240>

13. Xing, J. & Xu, L. & Liu, X. & Chen, J. & Yuan, Q. & Wang, R... Simulation and test of corn seeds' dispersion and arraying transport in



electromagnetic vibration hopper. Nongye Gongcheng Xuebao/Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering. 2017, Vol. 33, P.32-39. 10.11975/j.issn.1002-6819.2017.13.005

14. Schiller, S., Perchtold, D., & Steiner, W. Nonlinear and chaotic dynamics of a vibratory conveying system. *Nonlinear Dynamics*, 2023, Vol. 111(11), P. 9799–9814. <https://doi.org/10.1007/s11071-023-08363-4>

15. Schiller, S., Steiner, W., & Schagerl, M. Extension of the bouncing ball model to a vibratory conveying system. *Nonlinear Dynamics*, 2023, Vol. 111(21), P. 19685–19702. <https://doi.org/10.1007/s11071-023-08911-y>

16. Shevchenko, I., Aliiev, E., Viselga, G., & Kaminski, J. R. Modeling Separation Process for Sunflower Seed Mixture on Vibro-Pneumatic Separators. *Mechanics*, 2021, Vol. 27(4), P.311–320. <https://doi.org/10.5755/j02.mech.27647>

17. Ihor, V. Vibratory Conveying by Harmonic Longitudinal and Polyharmonic Normal Vibrations of Inclined Conveying Track. *Journal of Vibration and Acoustics*, 2021, Vol. 144(1). <https://doi.org/10.1115/1.4051228>

18. Khodabakhshian, R., Emadi, B., Abbaspour Fard, M. H., & Saiedirad, M. H. Modeling the Fracture Resistance of Sunflower Seed and Its Kernel as a Function of Moisture Content, Variety, Size and Loading Orientation. *International Journal of Food Engineering*, 2011, Vol. 7(3). <https://doi.org/10.2202/1556-3758.2118>

19. Wang, S., Yu, Z., Zhang, W., Zhao, D., & Aorigele. Friction Coefficient Calibration of Sunflower Seeds for Discrete Element Modeling Simulation. *Phyton*, 2022, Vol. 91(11), P. 2559–2582. <https://doi.org/10.32604/phyton.2022.021354>

20. Aliiev E. B. Study of the frictional properties of sunflower seed surfaces. *Scientific and Technical Bulletin of the Institute of Oilseed Crops NAAS*. 2024. № 37. C. 127–138. URL: <https://doi.org/10.36710/ioc-2024-37-12> (дата звернення: 11.11.2025).

21. Frascio, M., Avale, M., & Monti, M.. Fatigue strength of plastics components made in additive manufacturing: first experimental results. *Procedia Structural Integrity*, 2018. Vol. 12, P.32–43. <https://doi.org/10.1016/j.prostr.2018.11.109>

22. Domingo-Espin, M., Travieso-Rodriguez, J. A., Jerez-Mesa, R., & Lluma-Fuentes, J. Fatigue Performance of ABS Specimens Obtained by Fused Filament Fabrication. *Materials*, 2018, Vol. 11(12), P. 2521. <https://doi.org/10.3390/ma11122521>

References

1. Kobets, A.S., Dyrda, V.I., Kozub, Yu.G. (2013), *Pidymno-transportni mashyny [Lifting and conveying machines]*, Lugansk, Ukraine. [in Ukrainian].

2. Aliiev, E. (2025). Analiz vibratsiynykh zhyvylynykiv dlya transportuvannya ta dozuvannya nasinnya v systemi yikh avtomatychnoho fenotypuvannya [*Analysis of Vibrating Feeders for Transporting and Dosing Seeds in the System of Their Automatic Phenotyping*]. *Central Ukrainian Scientific Bulletin. Technical Sciences*, 1(12(43)), 147–163. [https://doi.org/10.32515/2664-262x.2025.12\(43\).1.147-163](https://doi.org/10.32515/2664-262x.2025.12(43).1.147-163) [in Ukrainian].

3. Pieruschka, R., & Schurr U. (2019). Plant Phenotyping: Past, Present, and Future. *Plant Phenomics*, 2019, 1–6. doi: 10.34133/2019/7507131

4. Aliiev, E. B. (2022). *Avtomatychne fenotypuvannya nasinnievoho materialu soniashnyku: Monohrafiia*. Kyiv: Ahrarna nauka. [in Ukrainian].

5. Aliiev, E. B., & Vedmedieva, K. V. (2024). *Kil'kisne fenotypuvannya henotypiv soniashnyku: Monohrafiia*. Dnipro: LIRA. [in Ukrainian].

6. Lanets, O. S. (2018). *Osnovy rozrakhunku ta konstruivannya vibratsiynykh mashyn. Knyha 1. Teoriia ta praktyka stvorennia vibratsiynykh mashyn z harmoniynym rukhom robochoho orhana: Navchal'nyi posibnyk*. Lviv: Vydavnytstvo Lvivs'koi politekhniki. [in Ukrainian].

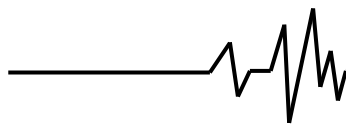
7. Iskovich-Lototsky, R. D. (2022). *Obladnannya avtomatyzovanykh vyrobnytstv. Chastyna 2. Avtomatychni liniyi. Hnuchki vyrobnychi systemy. Transportno-zavantazhuval'ni prystroyi : elektronnyy navchal'nyy posibnyk kombinovanoho (lokal'noho ta merezhnoho) vykorystannya [Elektronnyy resurs]*. Vinnytsia: VNTU. [in Ukrainian].

8. Vrublevskyi, I. (2020). Optimization of vibratory conveying upward by inclined track with polyharmonic normal vibrations. *Ukrainian Journal of Mechanical Engineering and Materials Science*, 6(2), 34–42. <https://doi.org/10.23939/ujmms2020.02.034>

9. Vrublevskyi, I. Y. (2020). Increasing of elevation angles in vibratory conveyor with electromagnetic drive. *Military Technical Collection*, 0(22), 48–52. <https://doi.org/10.33577/2312-4458.22.2020.48-52>

10. Nam, L. G., Mui, N. V., & Tu, D. A. (2019). A method to desing vibratory bowl feeder by using FEM modal analysis. *Vietnam Journal of Science and Technology*, 57(1), 102. <https://doi.org/10.15625/2525-2518/57/1/12859>

11. Zhu, X., Xu, Y., Han, C., Yang, B., Luo, Y., Qiu, S., Huang, X., & Mao, H. (2025). Parameter Calibration and Experimental



Verification of the Discrete Element Model of the Edible Sunflower Seed. *Agriculture*, 15(3), 292. <https://doi.org/10.3390/agriculture15030292>

12. Arunyanart, P., & Sudsawat, S. (2023) DEM Simulation for the Predicted Model of Total Rice Seeds Mass in a Vibratory Conveyor. *International Journal of Engineering and Technology*, 15(4), 161–165. <https://doi.org/10.7763/ijet.2023.v15.1240>

13. Xing, J. & Xu, L. & Liu, X. & Chen, J. & Yuan, Q. & Wang, R. (2017) Simulation and test of corn seeds' dispersion and arraying transport in electromagnetic vibration hopper. *Nongye Gongcheng Xuebao/Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering*. 33, 32–39. 10.11975/j.issn.1002-6819.2017.13.005

14. Schiller, S., Perchtold, D., & Steiner, W. (2023). Nonlinear and chaotic dynamics of a vibratory conveying system. *Nonlinear Dynamics*, 111(11), 9799–9814. <https://doi.org/10.1007/s11071-023-08363-4>

15. Schiller, S., Steiner, W., & Schagerl, M. (2023). Extension of the bouncing ball model to a vibratory conveying system. *Nonlinear Dynamics*, 111(21), 19685–19702. <https://doi.org/10.1007/s11071-023-08911-y>

16. Shevchenko, I., Aliiev, E., Viselga, G., & Kaminski, J. R. (2021). Modeling Separation Process for Sunflower Seed Mixture on Vibro-Pneumatic Separators. *Mechanics*, 27(4), 311–320. <https://doi.org/10.5755/j02.mech.27647>

17. Ihor, V. (2021). Vibratory Conveying by Harmonic Longitudinal and Polyharmonic Normal Vibrations of Inclined Conveying Track. *Journal of Vibration and Acoustics*, 144(1). <https://doi.org/10.1115/1.4051228>

18. Khodabakhshian, R., Emadi, B., Abbaspour Fard, M. H., & Saiedirad, M. H. (2011). Modeling the Fracture Resistance of Sunflower Seed and Its Kernel as a Function of Moisture Content, Variety, Size and Loading Orientation. *International Journal of Food Engineering*, 7(3). <https://doi.org/10.2202/1556-3758.2118>

19. Wang, S., Yu, Z., Zhang, W., Zhao, D., & Aorigele. (2022). Friction Coefficient Calibration of Sunflower Seeds for Discrete Element Modeling Simulation. *Phyton*, 91(11), 2559–2582. <https://doi.org/10.32604/phyton.2022.021354>

20. Aliiev E. B. (2024) Doslidzhennya fryktsiynykh vlastyvostey poverkhon' nasinnya sonyashnyku [Study of the frictional properties of sunflower seed surfaces]. *Scientific and Technical Bulletin of the Institute of Oilseed Crops NAAS.* 37. 127–138. URL: <https://doi.org/10.36710/ioc-2024-37-12> (date of application: 11.11.2025). [in Ukrainian].

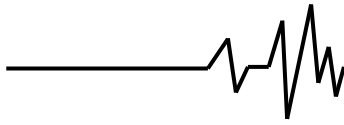
21. Frascio, M., Avalue, M., & Monti, M. (2018). Fatigue strength of plastics components

made in additive manufacturing: first experimental results. *Procedia Structural Integrity*, 12, 32–43. <https://doi.org/10.1016/j.prostr.2018.11.109>

22. Domingo-Espin, M., Travieso-Rodriguez, J. A., Jerez-Mesa, R., & Lluma-Fuentes, J. (2018). Fatigue Performance of ABS Specimens Obtained by Fused Filament Fabrication. *Materials*, 11(12), 2521. <https://doi.org/10.3390/ma11122521>

ANALYTICAL STUDY OF THE INTERACTION OF THE ANGLE OF ELEVATION OF THE BOWL TRAY OF A SPIRAL VIBRATORY FEEDER FOR DOSING A SINGLE SUNFLOWER PRODUCT WITH ITS STRUCTURAL, TECHNOLOGICAL AND OPERATING PARAMETERS

The article updates the research on optimizing the design and technological parameters of a spiral vibrating feeder for dosing sunflower seeds in automated phenotyping lines. A review of research on optimizing the value of the elevation angle of the vibrating feeder tray is presented. An analytical dependence for determining the limiting elevation angle of the vibrating feeder tray is obtained, which combines the established design and technological and operating parameters of the vibrating feeder: the coefficient of friction of the seeds f on the tray material, the angle of deviation of the inertia force β from the vertical, the amplitude of oscillations A of the bowl and its oscillation frequency ω . It was established that with an increase in the coefficient of friction of the seeds on the vibrating feeder tray, the limiting elevation angle of the tray also increases, and there is also an increase in the limiting angle with a decrease in the circular frequency of oscillations of the vibrating feeder bowl. The condition of self-braking of sunflower seeds on the spiral tray of the vibrating feeder in a stopped state was checked. In the Simcenter Star-CCM+ software package, a DEM model of sunflower seeds was created and numerical simulation of its movement along the vibrating tray was performed. By changing the values of the independent factors: α – the angle of elevation of the chute, ψ – the angle of throw and δ – the angle of inclination of the track axis to the horizontal, a factorial experiment was conducted according to plan 3^3 . An analytical dependence of the change in the angle of elevation of the tray α depending on the values of the seed movement speed V , the throw angle ψ and the angle of inclination of the track axis to the horizontal δ was obtained. It was established that with the range of seed movement speeds along the spiral tray of the vibrating feeder $V = 0.019 \div 0.028$ m/s, the specified productivity of the vibrating feeder is ensured. The final value of the angle α was taken to be 2.4° . The calculated design parameters of the vibrating feeder will



contribute to the movement of seeds in a continuous mode with an overload coefficient of about one, which will reduce the likelihood of injury to the seed material. The research steps in the plan for studying a spiral vibrating feeder for dosing sunflower seeds include the creation of an experimental sample of a vibrating feeder according to the adopted design and technological parameters and experimentally established actual indicators of the quality of its work using their

comparison with theoretical ones, which is necessary to assess the overall accuracy of the study.

Key words: Seed material, phenotyping line, sunflower seeds, cup vibratory feeder, design and technological parameters, tray elevation angle, vibration angle, vibratory feeder operating modes, operating oscillation frequency, DEM seed model, movement speed, factorial experiment.

Відомості про авторів

Алієв Ельчин Бахтияр огли – доктор технічних наук, старший дослідник, професор кафедри інжинірингу технічних систем Дніпровського державного аграрно-економічного університету (вул. Сергія Єфремова, 25, м. Дніпро, Україна, 49000, e-mail: aliev@meta.ua, <https://orcid.org/0000-0003-4006-8803>).

Черній Олександр Анатолійович – здобувач вищої освіти третього (освітньо-наукового) рівня вищої освіти зі спеціальністю 133 Галузеве машинобудування, старший викладач кафедри інжинірингу технічних систем Дніпровського державного аграрно-економічного університету (вул. Сергія Єфремова, 25, м. Дніпро, Україна, 49000, e-mail: sanek20.1984@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0003-0691-5829>).

Aliiev Elchyn – Doctor of Technical Sciences, Senior Researcher, Senior Lecturer Department of Engineering of Technical Systems of Dnipro State Agrarian and Economic University (St. S. Efremova, 25, Dnipro, Ukraine, 49000, e-mail: aliev@meta.ua, <https://orcid.org/0000-0003-4006-8803>).

Chernii Olexandr – PhD student in 133 Industrial mechanical engineering, Senior Lecturer Department of Engineering of Technical Systems of Dnipro State Agrarian and Economic University (St. S. Efremova, 25, Dnipro, Ukraine, 49000, e-mail: sanek20.1984@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0003-0691-5829>).

Стаття надійшла 10.11.2025

Стаття прийнята 21.11.2025

Опубліковано 25.12.2025