МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ДНІПРОВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРАРНО-ЕКОНОМІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

ЧЕРНІЙ ОЛЕКСАНДР АНАТОЛІЙОВИЧ

УДК 631.363.22:621.867.5/.7 (043.5)

ДИСЕРТАЦІЯ

ОБҐРУНТУВАННЯ КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ВІБРАЦІЙНОГО СПІРАЛЬНОГО ЖИВИЛЬНИКА ДЛЯ СИСТЕМ ФЕНОТИПУВАННЯ ТА ВІДБОРУ НАСІННЯ СОНЯШНИКУ

Галузь знань 13 – Механічна інженерія
133 – Галузеве машинобудування

Подається на здобуття освітньо-наукового ступеня доктора філософії

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело


_____ Олександр ЧЕРНІЙ

Науковий керівник: Алієв Ельчин Бахтияр огли, доктор технічних наук, старший дослідник

Дніпро – 2026

АНОТАЦІЯ

Черній О.А. Обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів вібраційного спірального живильника для систем фенотипування та відбору насіння соняшнику. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття освітньо-наукового ступеня доктора філософії (PhD) за спеціальністю 133 Галузеве машинобудування (13 «Механічна інженерія») – Дніпровський державний аграрно-економічний університет, Міністерство освіти та науки України, Дніпро, 2026.

Метою дослідження є підвищення ефективності процесів поодинокого транспортування, дозування та підготовки насіння соняшнику до автоматизованого фенотипування та відбору шляхом застосування вібраційного спірального живильника з обґрунтованими конструктивно-технологічними та режимними параметрами.

Задачі дослідження:

– проаналізувати сучасний стан конструкцій і технологічних схем вібраційних спіральних живильників, визначити особливості їх застосування для поштучного дозування насіння та обґрунтувати вимоги до живильника для автоматизованих систем фенотипування та відбору насіння соняшнику;

– розробити конструктивну схему та обґрунтувати принцип роботи вібраційного спірального живильника для забезпечення рівномірної та регульованої поштучної подачі насіння соняшнику до систем автоматизованого фенотипування;

– теоретично дослідити процес руху насіння соняшнику по вібруючому спіральному лотку, встановити залежності граничного кута підйому лотка від конструктивних, режимних і фізико-механічних параметрів та визначити його раціональне значення;

– розробити DEM-модель насіння соняшнику та провести чисельне моделювання його руху по вібруючому спіральному лотку, встановити вплив його конструктивних параметрів на швидкість транспортування насіння та визначити раціональні геометричні параметри спірального лотка;

– провести чисельне моделювання процесу поштучного дозування насіння соняшнику у чаші вібраційного живильника, встановити залежності продуктивності та рівномірності дозування від його конструктивних і режимних параметрів, а також визначити їх раціональні значення;

– експериментально дослідити амплітудно-частотні характеристики та процес роботи спірального віброживильника, встановити залежності амплітуди, віброшвидкості, віброприскорення, продуктивності та рівномірності дозування від режимних і технологічних параметрів, перевірити адекватність результатів чисельного моделювання та визначити раціональні режими роботи живильника;

– здійснити виробничу перевірку та оцінити техніко-економічну ефективність застосування вібраційного спірального живильника в автоматизованій системі фенотипування та відбору насіння соняшнику та визначити доцільність його практичного використання.

Об'єкт дослідження: технологічний процес вібраційного транспортування та поштучного дозування насіння соняшнику у системах його автоматизованого фенотипування та відбору.

Предмет дослідження: закономірності руху та поодинокого дозування насіння соняшнику у вібраційному спіральному живильнику залежно від його конструктивно-технологічних і режимних параметрів для забезпечення ефективного функціонування систем автоматизованого фенотипування та відбору.

Методи дослідження. Теоретичні дослідження базуються на методах чисельного моделювання в програмному середовищі Simcenter Star-CCM+ з використанням фізико-математичних моделей взаємодій багатофазних середовищ, основних положень теоретичної механіки, матеріалознавства, законів і явищ теорії коливань механічних систем. При цьому застосовували методи інтегрального та диференційного числення, які реалізовані у програмному середовищі Wolfram Cloud.

Експериментальні дослідження включали методику планування багатофакторних експериментів, що виконували як у виробничих, так і в лабораторних умовах, із використанням розроблених і стандартних методик, фізичних моделей, експериментальних зразків робочих органів, сертифікованих

приладів і обладнання. Для аналізу отриманих даних застосовували статистичні методи обробки з використанням програмних середовищ Wolfram Cloud і Microsoft Excel.

Наукова новизна досліджень. Уперше :

− встановлено закономірності руху робочого органу (чаші) спірального вібраційного живильника систем фенотипування та відбору насіння та визначено його конструктивні параметри з урахуванням морфологічних властивостей насіння соняшнику;

− обгрунтовані теоретичні і дослідні закономірності, використовуючи властивості рівняння регресії другого порядку, що пов'язують швидкість руху насіння соняшнику по вібруючому жолобу залежно від кута нахилу вісі доріжки віброживильника систем фенотипування та відбору насіння до горизонталі, кута підйому жолоба віброживильника та кута кидання;

− отримана аналітична залежність, що дозволяє визначити граничний кут підйому спірального лотка віброживильника систем фенотипування та відбору насіння залежно від режимних параметрів його роботи, конструктивних параметрів робочого органу та фізико-механічних властивостей як насіння соняшнику так і матеріалу, з якого виготовлено робочий орган віброживильника;

− обґрунтовано теоретичні та експериментальні закономірності зміни параметрів вібраційного руху робочого органу спірального віброживильника систем фенотипування та відбору насіння − амплітуди коливань, віброшвидкості та віброприскорення − залежно від маси насіння соняшнику в чаші та напруги живлення електродвигуна дебалансного віброприводу, що дало змогу встановити амплітудно-частотні характеристики та визначити раціональні режимні параметри роботи віброживильника;

− обґрунтовано теоретичні та експериментальні закономірності зміни продуктивності та рівномірності поштучного дозування насіння соняшнику, оцінюваної коефіцієнтом варіації часових інтервалів між послідовними насінинами, залежно від маси насіння в чаші, колової частоти обертання дебалансів віброприводу та кута розташування звужувача потоку, що дало змогу визначити раціональні

конструктивно-режимні параметри віброживильника систем фенотипування та відбору насіння для забезпечення необхідної продуктивності та якості дозування поодинокого насіння соняшнику.

Практичне значення одержаних результатів. Виробничу перевірку системи автоматичного фенотипування та відбору насіння соняшнику з розробленим блоком дозування проводили в Інституті олійних культур Національної академії аграрних наук України (ІОК НААН). Результатом є дотримання основних вимог та значень виробничих показників, що ставлять до машин, які задіяні в технологічних лініях підготовки та обробки насіннєвого матеріалу в процесі селекції. Зібрані та налаштовані системи автоматичного фенотипування насіння соняшнику впроваджені і використані на виробництві в ТОВ НВО «Сортувальні машини». Також в курс навчальної дисципліни «Деталі машин і підйомно-транспортні машини» для здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти освітньо-професійної програми «Агроінженерія» спеціальності H7 «Агроінженерія» за результатами дисертаційного дослідження, розроблено й впроваджено практичну роботу на тему «Вивчення роботи та розрахунок конструктивно-технологічних параметрів вібраційного спірального живильника насіння сільськогосподарських культур».

Одним із сучасних методів селекційного аналізу насіння є фенотипування, яке передбачає автоматичне визначення його кольору, розміру та форми за допомогою цифрових камер. Для ефективної роботи таких систем необхідна рівномірна та регульована подача насіння на стрічковий конвеєр. Перспективним рішенням для цього є вібраційні спіральні живильники, які мають переваги над традиційними лотковими вібротранспортерами. Аналіз їх конструкцій показав, що найбільш поширеними пружними елементами є полімерні та металеві ресори, а також гіперболоїдні торсіони. Для систем автоматичного фенотипування та відбору найбільш доцільним віброприводом спірального живильника є дебалансний відцентровий віброзбуджувач, який забезпечує необхідну рівномірність і регульованість подачі насіння.

Огляд конструкцій і патентних рішень спіральних віброживильників показав, що більшість із них призначені для підрахунку насінин, їх порційного дозування та

фасування, а окремі конструкції використовують як висівні апарати сівалок точного висіву. Конструкцій, здатних забезпечувати рівномірний і регульований потік насіння, практично не представлено. Наявні промислові віброживильники характеризуються високою продуктивністю та вартістю, що обмежує їх використання у системах фенотипування. Тому для забезпечення вимог лінії фенотипування насіння соняшнику розроблено конструктивну схему вібраційного спірального живильника з бункером, спіральною доріжкою, вихідним лотком, чотирма похилими пружними елементами та дебалансним віброприводом. Запропонована конструкція забезпечує рівномірну та регульовану поштучну подачу насіння соняшнику, що відповідає вимогам автоматизованих систем фенотипування та точного підрахунку насіння.

Дослідивши рух насіння соняшнику по вібруючий 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 А, частоту коливань ω. Це дало можливість визначити значення оптимального граничного кута підйому лотка віброживильника при діапазоні коефіцієнтів тертя 0,4–0,8. Прийнявши робочий діапазон коефіцієнтів тертя 0,4–0,5, попередньо визначено граничний кут підйому лотка проєктного спірального віброживильника для дозування насіння соняшнику в лініях автоматичного фенотипування та відбору рівним $\alpha = 2{,}4°$. 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 $\alpha = 2{,}4°$, є меншим за кут тертя насіння по лотку $\varepsilon = (21{,}8°–26{,}5°)$ 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. 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. При діапазоні швидкостей руху насіння по спіральному лотку віброживильника V = 0,019÷0,028 м/с, забезпечується задана продуктивність віброживильника. При цьому діапазон оптимального кута α становить 2,4°. За прийнятим значенням кута підйому α лотка чаші віброживильника крок спіральної навивки лотка становитиме L = 20 мм.

На платформі Simcenter STAR-CCM+ створено модель чаші вібраційного живильника та проведено чисельне моделювання руху DEM-моделей насіння соняшнику по спіральному лотку чаші. Незмінними параметрами моделі були амплітуда коливань чаші віброживильника A = 0,95 мм, вертикальна проєкція якої за кута кидання ψ = 25° становить A_v = 0,4 мм, а також конструктивні параметри чаші: кут підйому жолоба α = 2,4°, кут нахилу осі доріжки до горизонталі δ = 25° та кут кидання ψ = 25°. За результатами чисельного моделювання отримано регресійні рівняння другого порядку, які характеризують залежність продуктивності віброживильника n, що визначається кількістю дозованого насіння за хвилину, та рівномірності дозування ν, що оцінюється коефіцієнтом варіації часових інтервалів між послідовними насінинами, від режимних і технологічних параметрів: колової частоти вимушених коливань чаші ω, маси насіння в чаші m та кута розташування звужувача потоку θ, встановленого на останньому витку спірального жолоба. Максимальну продуктивність n_{max} > 100 шт./хв отримано за режимних параметрів ω_{max} = 153 $с^{-1}$, θ_{max} = 240° та m = 10 г. Стабільна продуктивність на рівні n = 50–60 шт./хв у широкому діапазоні маси насіння в чаші m = 10–116 г та зміни кута розташування звужувача θ = 0–240° забезпечується за ω = 177 $с^{-1}$ та θ = 240°. Найбільш рівномірне дозування насіння, що відповідає мінімальному значенню коефіцієнта варіації ν, у діапазоні зміни маси насіння m = 10–116 г досягається за оптимальних режимних параметрів ω_{opt} = 177 $с^{-1}$ та θ_{opt} = 240°.

З метою дослідження амплітудно-частотних характеристик та параметрів спроєктованого спірального віброживильника створено дослідну установку. За результатами факторного експерименту отримано регресійні рівняння другого порядку, які характеризують залежність параметрів оптимізації – вертикальної амплітуди коливань чаші A, вертикальної віброшвидкості V та віброприскорення a – від незалежних факторів: маси насіння в чаші m та напруги живлення вібродвигуна U. Також встановлено емпіричні регресійні залежності продуктивності віброживильника n, що визначається кількістю дозованого насіння, та коефіцієнта варіації ν, який характеризує рівномірність часових інтервалів між послідовними насінинами, від маси насіння в чаші m, колової частоти обертання дебалансів віброприводу ω та кута розташування звужувача потоку θ. Встановлено, що оптимальна швидкість транспортування насіння соняшнику забезпечується за колової частоти вимушених коливань ω = 150–170 $с^{-1}$ та вертикальної амплітуди коливань чаші A_{ver} = 0,35–0,60 мм. За результатами оптимізації конструктивно-технологічних параметрів спірального віброживильника прийнято раціональні значення ω = 177 $с^{-1}$ та θ = 240°. За цих режимних параметрів продуктивність віброживильника n змінюється в межах 11,29–52,04 шт./хв, що відповідає допустимому діапазону швидкості дозування насіння для забезпечення якісного процесу фенотипування. Коефіцієнт варіації ν, який характеризує рівномірність дозування, становить 0,21–0,45. Порівняння результатів чисельного моделювання та фізичного експерименту показало, що похибка визначення продуктивності n та коефіцієнта варіації ν не перевищує 15,3%, що підтверджує адекватність розробленої моделі та можливість використання отриманих результатів для обґрунтування режимів роботи спірального віброживильника.

Розрахунки техніко-економічної ефективності використання системи автоматичного фенотипування та відбору насіння соняшнику з удосконаленим блоком дозування в порівнянні з базовою конструкцією такої системи показали, що при зниженні продуктивності установки в середньому на 71,1% позитивна економічна динаміка відмічена в таких показниках як: зниження загальної потужності установки на 11,6%; малопотужність установки (100,74 Вт) і, як

результат, затрати на електроенергію в структурі загальних витрат становлять лише 4,78%; зменшення трудомісткості праці оператора установки та витрат на оплату його праці на 54,17%; термін окупності при додаткових капіталовкладеннях, які становлять 20% від вартості нової установки становитиме в середньому 1,42 роки.

Ключові слова: насінництво, селекція, олійні культури, соняшник, насіння, насіннєва суміш, сипкі матеріали, зерно, зернова суміш, зернова маса, фізико-механічні властивості, властивості, фенотипування, якість, ефективність, дослідження, технологічна схема, розділення, сепарація, сортування, дозування, автоматизація, машина, обладнання, вібраційна машина, вібротранспортування, вібраційний живильник, спіральний вібраційний живильник, віброзбудник, привід, конструкції, рух, розподіл, частота коливань, амплітуда коливань, кінематичні параметри, динамічні характеристики, коливальна система, гармонічні коливання, передрезонансний режим, резонансні явища, динамічна діаграма, динамічний коефіцієнт, жорсткість, сила, пружний елемент, напруження, згинальний момент, геометричні параметри, власні частоти, форми коливань, амплітудно-частотна характеристика, продуктивність, оптимізація, моделювання, чисельне моделювання, симуляція, обчислювальна механіка, експериментальна механіка, метод дискретних елементів, модель Герца–Міндліна, пружність, метод скінченних елементів, лінійний динамічний аналіз, континуальна ділянка, візуалізація, проєктування, фактори, економічна ефективність.

ANNOTATION

Cherniy O.A. Justification of the design and technological parameters of a vibrational spiral feeder for sunflower seed phenotyping and selection systems. – Qualifying scientific work on the rights of the manuscript.

Dissertation for the degree of Doctor of Philosophy (PhD) in specialty 133 «Industrial Engineering» (13 «Mechanical Engineering») – Dnipro State Agrarian and Economic University, Ministry of Education and Science of Ukraine, Dnipro – 2026.

The aim of the research is to increase the efficiency of the processes of singulation conveying, dosing, and preparation of sunflower seeds for automated phenotyping and selection by applying a vibratory spiral feeder with substantiated design, technological, and operating parameters.

Research objectives:

– to analyze the current state of designs and technological schemes of vibratory spiral feeders, identify the specific features of their application for singulation dosing of seeds, and substantiate the requirements for a feeder intended for automated sunflower seed phenotyping and selection systems;

– to develop a design scheme and substantiate the operating principle of a vibratory spiral feeder to ensure uniform and adjustable singulation feeding of sunflower seeds to automated phenotyping systems;

– to theoretically investigate the motion of sunflower seeds along a vibrating spiral track, establish the relationships between the limiting track inclination angle and the design, operating, and physical-mechanical parameters, and determine its rational value;

– to develop a DEM model of sunflower seeds and perform numerical simulation of their motion along a vibrating spiral track, determine the influence of its design parameters on seed conveying velocity, and establish the rational geometric parameters of the spiral track;

– to perform numerical simulation of the singulation dosing process of sunflower seeds in the bowl of the vibratory feeder, establish the relationships between feeder capacity

and dosing uniformity and its design and operating parameters, and determine their rational values;

– to experimentally investigate the amplitude–frequency characteristics and operating process of the spiral vibratory feeder, establish the relationships between amplitude, vibration velocity, vibration acceleration, capacity, and dosing uniformity and the operating and technological parameters, verify the adequacy of the numerical simulation results, and determine the rational operating modes of the feeder;

– to carry out production testing and evaluate the technical and economic efficiency of applying the vibratory spiral feeder in an automated sunflower seed phenotyping and selection system, and determine the feasibility of its practical application.

Object of the research: the technological process of vibratory conveying and singulation dosing of sunflower seeds in automated phenotyping and selection systems.

Subject of the research: the patterns of motion and singulation dosing of sunflower seeds in a vibratory spiral feeder depending on its design, technological, and operating parameters to ensure the effective functioning of automated phenotyping and selection systems.

Research methods. Theoretical studies are based on numerical simulation methods implemented in the Simcenter STAR-CCM+ software environment, using physical and mathematical models of multiphase interactions, the fundamental principles of theoretical mechanics and materials science, and the laws and phenomena of mechanical vibration theory. Integral and differential calculus methods implemented in the Wolfram Cloud software environment were also applied.

Experimental studies included multifactor experimental design methods, conducted under both production and laboratory conditions using developed and standard methodologies, physical models, experimental working-organ prototypes, certified measuring instruments, and equipment. Statistical methods were used to process and analyze the experimental data using the Wolfram Cloud and Microsoft Excel software environments.

Scientific novelty of the research. For the first time:

– the patterns of motion of the working body (bowl) of a vibratory spiral feeder and the determination of its design parameters were established with consideration of the morphological properties of sunflower seeds;

– theoretical and experimental relationships describing the velocity of sunflower seed motion along the vibrating track as a function of the track-axis inclination angle to the horizontal, the track inclination angle, and the throwing angle were substantiated;

– an analytical relationship was obtained for determining the limiting inclination angle of the spiral feeder track depending on its operating and design parameters, as well as the physical and mechanical properties of sunflower seeds and the material of the working track;

– theoretical and experimental relationships describing changes in the vibration-motion parameters of the working body of the spiral vibratory feeder – vibration amplitude, vibration velocity, and vibration acceleration – depending on the mass of sunflower seeds in the bowl and the supply voltage of the unbalanced vibration-drive motor were substantiated, making it possible to establish the amplitude–frequency characteristics and determine rational operating parameters of the feeder;

– theoretical and experimental relationships describing changes in feeder capacity and singulation dosing uniformity, evaluated by the coefficient of variation of the time intervals between successive seeds, depending on the mass of seeds in the bowl, the rotational angular frequency of the unbalanced vibration drive, and the position angle of the flow restrictor were substantiated, making it possible to determine rational design and operating parameters of the vibratory feeder to ensure the required capacity and quality of singulation dosing of sunflower seeds in phenotyping and selection systems.

Practical significance of the obtained results. Production testing of the automated sunflower seed phenotyping and selection system with the developed dosing unit was carried out at the Institute of Oilseed Crops of the National Academy of Agrarian Sciences of Ukraine (IOC NAAS). The results confirmed compliance with the main requirements and production performance indicators applicable to machines used in technological lines for the preparation and processing of seed material in breeding processes. The assembled and

configured automated sunflower seed phenotyping systems were implemented and used in production at LLC “NVO “Sorting Machines”.

Based on the results of the dissertation research, a practical laboratory exercise entitled “Study of the operation and calculation of the design and technological parameters of a vibratory spiral feeder for seeds of agricultural crops” was developed and introduced into the course “Machine Elements and Lifting and Conveying Machines” for first-cycle (Bachelor’s) students of the educational and professional program “Agroengineering”, specialty H7 “Agroengineering”.

One of the modern methods of seed breeding analysis is phenotyping, which involves the automated determination of seed color, size, and shape using digital cameras. Effective operation of such systems requires uniform and adjustable seed feeding onto a belt conveyor. A promising solution is the use of vibratory spiral feeders, which offer several advantages over conventional tray-type vibratory conveyors. Analysis of their designs showed that the most common elastic elements are polymeric and metal springs, as well as hyperboloid torsion elements. For automated phenotyping and selection systems, the most appropriate drive for a spiral feeder is an unbalanced centrifugal vibration exciter, which provides the required uniformity and adjustability of seed feeding.

A review of existing designs and patented solutions for spiral vibratory feeders showed that most are intended for seed counting, batch dosing, and packaging, while some designs are used as precision seeding mechanisms in planters. Designs capable of providing a uniform and adjustable seed flow are practically absent. Existing industrial vibratory feeders are characterized by high productivity and cost, which limits their application in phenotyping systems. Therefore, to meet the requirements of an automated sunflower seed phenotyping line, a design scheme of a vibratory spiral feeder was developed, comprising a hopper, spiral track, outlet chute, four inclined elastic elements, and an unbalanced vibration drive. The proposed design provides uniform and adjustable singulation feeding of sunflower seeds, meeting the requirements of automated phenotyping and accurate seed counting systems.

Investigation of sunflower seed motion on a vibrating surface resulted in an analytical relationship for determining the limiting inclination angle of the feeder track, incorporating

the design, technological, and operating parameters of the feeder, the coefficient of friction f between the seeds and the track material, the angle β of deviation of the inertial force from the vertical, the vibration amplitude A, and the vibration frequency ω. This relationship made it possible to determine the limiting inclination angle of the feeder track for friction coefficients in the range of 0.4–0.8. For the operating friction coefficient range of 0.4–0.5, the limiting inclination angle of the designed spiral vibratory feeder for sunflower seed dosing in automated phenotyping and selection lines was determined as $\alpha = 2.4°$.

It was also established that an increase in the coefficient of friction f between the sunflower seeds and the feeder track leads to an increase in the limiting inclination angle, whereas an increase in the angle β produces the opposite effect. The limiting angle α increases with decreasing forced angular vibration frequency ω of the feeder bowl. The limiting track inclination angle $\alpha = 2.4°$ is lower than the angle of friction between the seeds and the track, $\varepsilon = 21.8°–26.5°$, for friction coefficients f = 0.4–0.5. Thus, the self-locking condition for sunflower seeds on the spiral feeder track in the stopped state is satisfied.

A DEM model of sunflower seeds was developed in the Simcenter STAR-CCM+ software environment, and numerical simulation of their motion along the vibrating track was performed. An analytical relationship describing the variation of the track inclination angle α as a function of sunflower seed velocity V, throwing angle ψ, and track-axis inclination angle δ to the horizontal was obtained. At sunflower seed velocities of V = 0.019–0.028 m/s along the spiral feeder track, the required feeder capacity is achieved. The optimal track inclination angle was determined as $\alpha = 2.4°$. At this inclination angle, the pitch of the spiral track of the feeder bowl is L = 20 mm.

On the Simcenter STAR-CCM+ platform, a model of the vibratory feeder bowl was developed, and numerical simulation of the motion of DEM models of sunflower seeds along the spiral track of the bowl was performed. The constant model parameters were the vibration amplitude of the feeder bowl, A = 0.95 mm, whose vertical projection at a throw angle of $\psi = 25°$ was $A_v = 0.4$ mm, as well as the structural parameters of the bowl: track inclination angle $\alpha = 2.4°$, track axis inclination angle to the horizontal $\delta = 25°$, and throw angle $\psi = 25°$. Based on the numerical simulation results, second-order regression equations were obtained describing the dependence of the feeder capacity n, defined as the number of

seeds dosed per minute, and dosing uniformity ν, evaluated by the coefficient of variation of the time intervals between successive seeds, on the operating and technological parameters: angular frequency of forced bowl oscillations ω, mass of seeds in the bowl m, and position angle of the flow restrictor θ installed on the last turn of the spiral track. The maximum capacity, $n_{max} > 100$ seeds/min, was obtained at the operating parameters $\omega_{max} = 153$ s^{-1}, $\theta_{max} = 240°$, and m = 10 g. Stable capacity at the level of n = 50–60 seeds/min over a wide range of seed mass in the bowl, m = 10–116 g, and flow restrictor position angle, θ = 0–240°, was achieved at ω = 177 s^{-1} and θ = 240°. The most uniform seed dosing, corresponding to the minimum coefficient of variation ν, over the seed mass range m = 10–116 g was achieved at the optimal operating parameters $\omega_{opt} = 177$ s^{-1} and $\theta_{opt} = 240°$.

To investigate the amplitude-frequency characteristics and parameters of the designed spiral vibratory feeder, an experimental setup was developed. Based on the results of the factorial experiment, second-order regression equations were obtained describing the dependence of the optimization parameters – vertical vibration amplitude of the bowl A, vertical vibration velocity V, and vibration acceleration a – on the independent factors: seed mass in the bowl m and power supply voltage of the vibration motor U. Empirical regression relationships were also established describing the dependence of feeder capacity n, defined as the number of dosed seeds, and coefficient of variation ν, characterizing the uniformity of time intervals between successive seeds, on the seed mass in the bowl m, angular frequency of rotation of the vibration drive eccentric weights ω, and flow restrictor position angle θ. It was established that the optimal sunflower seed conveying velocity is achieved at an angular frequency of forced oscillations of ω = 150–170 s^{-1} and a vertical bowl vibration amplitude of $A_{ver} = 0.35–0.60$ mm. Based on the optimization of the structural and technological parameters of the spiral vibratory feeder, the rational values of ω = 177 s^{-1} and θ = 240° were adopted. Under these operating conditions, the feeder capacity n varies from 11.29 to 52.04 seeds/min, which corresponds to the permissible dosing rate required to ensure a high-quality phenotyping process. The coefficient of variation ν characterizing dosing uniformity ranges from 0.21 to 0.45. Comparison of the numerical simulation and physical experiment results showed that the error in determining the feeder capacity n and coefficient of variation ν does not exceed 15.3%, confirming the adequacy of the developed

model and the possibility of using the obtained results to substantiate the operating modes of the spiral vibratory feeder.

The technical and economic efficiency assessment of an automated sunflower seed phenotyping and selection system with an improved dosing unit, compared with the basic system design, showed that despite an average 71.1% reduction in system capacity, positive economic effects were achieved in several indicators: a 11.6% reduction in total system power consumption; low system power consumption of 100.74 W, resulting in electricity costs accounting for only 4.78% of total operating costs; a 54.17% reduction in operator labor requirements and labor costs; and an average payback period of 1.42 years for additional capital investments amounting to 20% of the cost of a new system.

Keywords: seed production, breeding, oilseed crops, sunflower, seeds, seed mixture, bulk materials, grain, grain mixture, grain mass, physical and mechanical properties, properties, phenotyping, quality, efficiency, research, technological scheme, separation, separation process, sorting, dosing, automation, machine, equipment, vibrating machine, vibratory conveying, vibratory feeder, spiral vibratory feeder, vibration exciter, drive, structures, motion, distribution, oscillation frequency, oscillation amplitude, kinematic parameters, dynamic characteristics, oscillatory system, harmonic oscillations, pre-resonance mode, resonance phenomena, dynamic diagram, dynamic coefficient, stiffness, force, elastic element, stress, bending moment, geometric parameters, natural frequencies, vibration modes, frequency response characteristic, productivity, optimization, modeling, numerical modeling, simulation, computational mechanics, experimental mechanics, discrete element method, Hertz–Mindlin model, elasticity, finite element method, linear dynamic analysis, continuum region, visualization, design, factors, economic efficiency.

СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА, В ЯКИХ ОПУБЛІКОВАНІ ОСНОВНІ НАУКОВІ РЕЗУЛЬТАТИ ДИСЕРТАЦІЇ

Статті у наукових виданнях, включених до переліку наукових фахових видань України зі спеціальності 133 Галузеве машинобудування:

1. Алієв Е.Б., ***Черній О.А.*** Аналіз віброживильників для транспортування та дозування насіння в системі їх автоматичного фенотипування. *Центральноукраїнський науковий вісник. Технічні науки*. 2025. Вип. 12(43), ч. I. С. 147–163. https://doi.org/10.32515/2664-262X.2025.12(43).1.147-163 – *категорія Б (Здобувачу належить огляд конструкцій сучасних спіральних вібраційних живильників)*

2. Алієв Е.Б., ***Черній О.А.*** Аналітичне обґрунтування конструктивних і режимних параметрів спірального віброживильника для дозування поодинокого насіння соняшнику. *Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин*. 2025. Вип. 55. С. 63–79. https://doi.org/10.32515/2414-3820.2025.55.63-79 – *категорія Б (Здобувачу належить аналітичне обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів пружних елементів проєктного спірального віброживильника)*

3. Алієв Е.Б., ***Черній О.А.*** Аналітичне дослідження взаємодії кута підйому лотка чаші спірального віброживильника для дозування поодинокого насіння соняшнику з його конструктивно-технологічними і режимними параметрами. *Вібрації в техніці і технологіях*. 2025. Вип. 4(119). С. 13-27. https://doi.org/10.37128/2306-8744-2025-4-2 – *категорія Б (Здобувачу належить аналітичне визначення величини кута підйому лотка чаші спірального віброживильника для дозування поодинокого насіння соняшнику)*

4. Алієв Е.Б., ***Черній О.А.*** Експериментальні дослідження спірального віброживильника для дозування поодинокого насіння соняшнику. *Центральноукраїнський науковий вісник. Технічні науки*. 2026. Вип. 13(44). С. 140–150. https://doi.org/10.32515/2664-262X.2026.13(44).140-150 – *категорія Б (Здобувачу належить створення експериментального стенда та налаштування його до проведення випробувань дослідного спірального вібраційного живильника для дозування поодинокого насіння соняшнику)*

5. Алієв Е. Б., ***Черній О.А.*** Чисельне моделювання спірального віброживильника для дозування поодинокого насіння соняшнику. *Механіка та автоматика агропромислового виробництва*. 2026. Вип. 8 (122). С. 64–77. https://doi.org/10.37204/2786-7765-2026-8-7 – *категорія Б (Здобувачу належить створення моделі чаші спірального вібраційного живильника та проведення чисельного моделювання процесу дозування поодинокого насіння соняшнику)*

Патент України на корисну модель:

6. Алієв Е.Б., ***Черній О.А.***, Калганков Є.В. Патент України на корисну модель 1162537, МПК (2026.01) B65G 27/00, B65G 27/02 (2006.01). Спіральний віброживильник. Заявка № u202504740, заявл. 29.09.2025 р. Опубл. 01.04.2026, бюл. № 13. *(Здобувачу належить проєктування конструктивної схеми спірального віброживильника)*

Тези і матеріали конференцій:

7. Алієв Е.Б., ***Черній О.А.*** Розробка модуля для визначення морфологічних властивостей насіння соняшнику. Олійні культури: сьогодення та перспективи. Збірник тез Міжнародної наукової інтернет-конференції (26 березня 2025 р.). Запоріжжя. ІОК НААН, 2025. С. 135–136 *(Здобувачу належить розробка вібраційного живильника насіння соняшнику у модулі)*

8. ***Черній О.А.*** Використання віброживильників в лініях фенотипування насіння сільськогосподарських культур. Збірник тез доповідей XI Міжнародної науково-практичної конференції «Перспективи і тенденції розвитку конструкцій та технічного сервісу сільськогосподарських машин і знарядь» з нагоди 30-річчя започаткування підготовки ОС «Бакалавр» за спеціальністю «Агроінженерія» 11 квітня 2025 року м. Житомир / МОН України, Житомирський агротехнічний фаховий коледж. Київ. Видавничий центр ЖАТФК України, 2025. С. 203–204.

9. Aliiev, E., ***Chernii, O.*** Research into the use of spiral vibratory feeders for seed dosing in automatic phenotyping systems. Збірник тез доповідей XXVI Міжнародної наукової конференції «Сучасні проблеми землеробської механіки», м. Київ 17–18 жовтня 2025 р., Національний університет біоресурсів і природокористування України, 2025. С. 90–94

(Здобувачу належить аналіз та обґрунтування ефективності використання спіральних віброживильників в системах автоматичного фенотипування насіння)

10. ***Черній О.А.*** Актуальність впровадження та розробки систем автоматичного фенотипування насіння соняшнику. Матеріали VII Міжнародної науково-практичної конференції «Технічне забезпечення інноваційних технологій в агропромисловому комплексі». м. Запоріжжя 03–28 листопада 2025 р., ТДАТУ, 2025. С. 1–6.

11. ***Черній О.А.*** Огляд існуючих конструкцій приладів обліку та дозування насіння сільськогосподарських культур. Інжиніринг технологій і технічних систем агропромислового комплексу. Збірник тез IV Всеукраїнської науково-практичної конференції молодих вчених (21 листопада 2025 р.). Частина 1. Інжиніринг технічних систем агропромислового виробництва. Дніпро. ДДАЕУ, 2025. С. 6–11.

12. ***Черній О.А.*** Оптимізація режимів роботи спірального віброживильника для поодинокого дозування насіння соняшнику в автоматизованих системах фенотипування. Тези XXIII Міжнародної науково-технічної конференції «Потураївські читання» (13 лютого 2026 р.) присвячена 104-й річниці з дня народження академіка НАН України В.М. Потураєва. Дніпро. НТУ «Дніпровська політехніка», 2026. С. 92–94.

13. ***Черній О.А.*** Методика проєктування та виготовлення спірального вібраційного живильника для дозування поодинокого насіння соняшнику. Матеріали Всеукраїнської науково-практичної конференції імені В. А. Дідура. «Науково-практичні аспекти сталого розвитку малотоннажних підприємств агропромислового виробництва» (м. Умань, 19–20 травня 2026 р.) / Редкол.: В.В.Дідур (від. Ред.) та ін. Умань: Уманський НУ, 2026. С. 35–37.

Депонований звіт:

14. Розробка наукових засад ризик-орієнтованого керування складними людино-технічними сільськогосподарськими системами: звіт про НДР (остаточний). МОН, ДДАЕУ; кер. Толстенко О.В.; виконавці: Толстенко О.В., Дирда В.І., Васильєв Д.Л., Мельянцов П.Т., Калганков Є.В., ***Черній О.А.***, Павлюченко В.О., Безверхній П.Є. Дніпро, 2025. 277 с. № ДР 0120U104862. *(Здобувачу належать пункти 2.1, 2.5 розділу 2 і висновки).*

ЗМІСТ

ВСТУП 22
1 СУЧАСНИЙ СТАН ПРОБЛЕМИ І ВИБІР НАПРЯМІВ ДОСЛІДЖЕНЬ 29
1.1 Стан виробництва посівного насіння соняшнику в світі та Україні 29
1.2 Аналіз процесів вібротранспортування та дозування насіння сільськогосподарських культур 33
1.3 Характеристика процесу автоматичного фенотипування та відбору насіння сільськогосподарських культур та його технологічне забезпечення 41
1.4 Аналіз сучасного устаткування для транспортування та дозування насіннєвих сумішей на основі вібрації 43
1.5 Огляд досліджень процесу вібротранспортування та дозування сипких вантажів 60
1.6 Висновки до розділу 66
1.7 Мета і завдання досліджень 68
2 ТЕОРЕТИЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ВІБРАЦІЙНОГО СПІРАЛЬНОГО ЖИВИЛЬНИКА НАСІННЯ 70
2.1 Обґрунтування конструктивно-технологічної схеми 70
2.2 Розрахунок конструктивно-технологічних параметрів віброживильника 74
2.3 Фізико-математичний апарат чисельного моделювання 100
2.4 Методика чисельного моделювання 105
2.5 Результати чисельного моделювання 108
2.6 Висновки до розділу 132
3 МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ВІБРАЦІЙНОГО СПІРАЛЬНОГО ЖИВИЛЬНИКА НАСІННЯ 135
3.1 Мета і програма експериментальних досліджень 135
3.2 Проєктування і виготовлення експериментального зразка спірального вібраційного живильника 136
3.3 Створення експериментального стенду і налаштування додаткового обладнання 140

3.4 Методика експериментальних досліджень 151
3.4.1 Методика визначення емпіричних амплітудно-частотних характеристик дослідного спірального віброживильника 151
3.4.2 Методика визначення точності дозування насіння соняшнику дослідним спіральним віброживильником 152
3.5 Методика статистичної обробки експериментальних даних 154
3.6 Висновки до розділу 158
4 РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ СПІРАЛЬНОГО ВІБРАЦІЙНОГО ЖИВИЛЬНИКА НАСІННЯ 160
4.1 Визначення амплітудно-частотних характеристик 160
4.2 Результати експериментальних досліджень якості роботи спірального віброживильника 167
4.3 Порівняння результатів чисельного моделювання та експериментальних досліджень віброживильника для дозування поодинокого насіння соняшнику 178
4.4 Висновки до розділу 183
5 РЕАЛІЗАЦІЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ 186
5.1 Випробування системи автоматичного фенотипування та відбору насіння соняшнику 186
5.2 Впровадження результатів досліджень 190
5.3 Техніко-економічна ефективність використання системи автоматичного фенотипування та відбору насіння соняшнику з удосконаленим блоком дозування на основі спірального вібраційного живильника 191
5.4 Висновки по розділу 195
ВИСНОВКИ 197
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ 201
ДОДАТКИ 218

ВСТУП

Актуальність теми. Сучасний розвиток аграрного виробництва та селекції сільськогосподарських культур потребує впровадження автоматизованих і мехатронних систем, здатних забезпечувати швидке та об'єктивне оцінювання властивостей насіннєвого матеріалу і їх подальшу сепарацію. Одним із перспективних напрямів є автоматизоване фенотипування і відбір насіння, що передбачає цифрове визначення його морфологічних та інших зовнішніх характеристик із використанням систем машинного зору, цифрових камер та засобів обробки зображень. Ефективність таких систем значною мірою залежить від якості підготовки та подачі насіннєвого матеріалу. Для достовірного сканування параметрів кожної насінини і подальшої сепарації необхідно забезпечити її поштучне, рівномірне та регульоване переміщення до зони контролю. Водночас під час технологічної підготовки насіння важливим є його розділення за відповідними ознаками, що зумовлює необхідність поєднання операцій транспортування, дозування, позиціювання та відбору. Особливого значення ці завдання набувають для насіння соняшнику, яке характеризується значною варіацією геометричних, вагових і фізико-механічних властивостей. Такі особливості безпосередньо впливають на характер його руху робочими органами машин та рівномірність поштучної подачі.

Для реалізації зазначених технологічних операцій перспективним є використання вібраційних спіральних живильників, які характеризуються компактністю, можливістю регулювання режимів роботи, високою точністю дозування та здатністю забезпечувати транспортування насіннєвого матеріалу по спіральній траєкторії. Проте ефективність їх роботи визначається сукупністю конструктивних і режимних параметрів, зокрема геометрією спірального лотка, амплітудно-частотними характеристиками коливань, параметрами віброприводу та елементами регулювання потоку насіння. З огляду на це виникає необхідність обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів вібраційного спірального живильника, здатного забезпечувати необхідну продуктивність, рівномірність

поштучної подачі та стабільність руху насіння соняшнику в автоматизованих системах його фенотипування та відбору.

Таким чином, актуальним науково-технічним завданням є підвищення ефективності технологічних процесів фенотипування та відбору насіння соняшнику шляхом застосування вібраційного спірального живильника з обґрунтованими конструктивно-технологічними та режимними параметрами.

Зв'язок роботи з науковими програмами. Дисертаційна робота виконана на базі Дніпровського державного аграрно-економічного університету (ДДАЕУ) на кафедрі інжинірингу технічних систем відповідно до науково-дослідних тем: «Розробка наукових засад ризик-орієнтованого керування складними людино-технічними сільськогосподарськими системами» (№ ДР 0120U104862, 2021–2025 рр.); «Інжиніринг технічних систем в агропромисловому комплексі» (№ ДР 0126U002469, 2026–2030 рр.).

Метою дослідження є підвищення ефективності процесів поодинокого транспортування, дозування та підготовки насіння соняшнику до автоматизованого фенотипування та відбору шляхом застосування вібраційного спірального живильника з обґрунтованими конструктивно-технологічними та режимними параметрами.

Для досягнення поставленої мети сформульовано **наукову гіпотезу**, відповідно до якої якість роботи автоматизованих систем фенотипування та відбору насіння соняшнику залежить від стабільності його транспортування, рівномірності поодинокої подачі та точності позиціювання в зоні технологічного контролю. Передбачається, що необхідні характеристики процесу можуть бути забезпечені вібраційним спіральним живильником за умови раціонального співвідношення його конструктивних, технологічних і режимних параметрів. При цьому ефективність процесу поштучного дозування доцільно оцінювати продуктивністю живильника та коефіцієнтом варіації часових інтервалів між послідовними насінинами, що характеризує рівномірність їх подачі до системи фенотипування.

Задачі дослідження:

– проаналізувати сучасний стан конструкцій і технологічних схем вібраційних спіральних живильників, визначити особливості їх застосування для поштучного

дозування насіння та обґрунтувати вимоги до живильника для автоматизованих систем фенотипування та відбору насіння соняшнику;

– розробити конструктивну схему та обґрунтувати принцип роботи вібраційного спірального живильника для забезпечення рівномірної та регульованої поштучної подачі насіння соняшнику до систем автоматизованого фенотипування;

– теоретично дослідити процес руху насіння соняшнику по вібруючому спіральному лотку, встановити залежності граничного кута підйому лотка від конструктивних, режимних і фізико-механічних параметрів та визначити його раціональне значення;

– розробити DEM-модель насіння соняшнику та провести чисельне моделювання його руху по вібруючому спіральному лотку, встановити вплив його конструктивних параметрів на швидкість транспортування насіння та визначити раціональні геометричні параметри спірального лотка;

– провести чисельне моделювання процесу поштучного дозування насіння соняшнику у чаші вібраційного живильника, встановити залежності продуктивності та рівномірності дозування від його конструктивних і режимних параметрів, а також визначити їх раціональні значення;

– експериментально дослідити амплітудно-частотні характеристики та процес роботи спірального віброживильника, встановити залежності амплітуди, віброшвидкості, віброприскорення, продуктивності та рівномірності дозування від режимних і технологічних параметрів, перевірити адекватність результатів чисельного моделювання та визначити раціональні режими роботи живильника;

– здійснити виробничу перевірку та оцінити техніко-економічну ефективність застосування вібраційного спірального живильника в автоматизованій системі фенотипування та відбору насіння соняшнику та визначити доцільність його практичного використання.

Об'єкт дослідження: технологічний процес вібраційного транспортування та поштучного дозування насіння соняшнику у системах його автоматизованого фенотипування та відбору.

Предмет дослідження: закономірності руху та поодинокого дозування насіння соняшнику у вібраційному спіральному живильнику залежно від його конструктивно-технологічних і режимних параметрів для забезпечення ефективного функціонування систем автоматизованого фенотипування та відбору.

Методи дослідження. Теоретичні дослідження базуються на методах чисельного моделювання в програмному середовищі Simcenter Star-CCM+ з використанням фізико-математичних моделей взаємодій багатофазних середовищ, основних положень теоретичної механіки, матеріалознавства, законів і явищ теорії коливань механічних систем. При цьому застосовували методи інтегрального та диференційного числення, які реалізовані у програмному середовищі Wolfram Cloud.

Експериментальні дослідження включали методику планування багатофакторних експериментів, що виконували як у виробничих, так і в лабораторних умовах, із використанням розроблених і стандартних методик, фізичних моделей, експериментальних зразків робочих органів, сертифікованих приладів і обладнання. Для аналізу отриманих даних застосовували статистичні методи обробки з використанням програмних середовищ Wolfram Cloud і Microsoft Excel.

Під час підготовки дисертації, зокрема стилістичного редагування, уточнення формулювань, оформлення списку використаних джерел, перекладу англійською мовою тощо, використовувався інструмент штучного інтелекту (ШІ) ChatGPT (OpenAI, GPT-5.2) [157]. Його застосування обмежувалося мовною підтримкою, спрямованою на покращення чіткості, читабельності та мовної якості рукопису. Використання ШІ не вплинуло на результати дослідження, їх інтерпретацію чи наукові висновки.

Наукова новизна одержаних результатів. Уперше:

− встановлено закономірності руху робочого органу (чаші) спірального вібраційного живильника систем фенотипування та відбору насіння та визначено його конструктивні параметри з урахуванням морфологічних властивостей насіння соняшнику;

− обгрунтовані теоретичні і дослідні закономірності використовуючи

властивості рівняння регресії другого порядку, що пов’язують швидкість руху насіння соняшнику по вібруючому жолобу залежно від кута нахилу вісі доріжки віброживильника систем фенотипування та відбору насіння до горизонталі, кута підйому жолоба віброживильника та кута кидання;

– отримана аналітична залежність, що дозволяє визначити граничний кут підйому спірального лотка віброживильника систем фенотипування та відбору насіння залежно від режимних параметрів його роботи, конструктивних параметрів робочого органу та фізико-механічних властивостей як насіння соняшнику так і матеріалу, з якого виготовлено робочий орган віброживильника;

– обґрунтовано теоретичні та експериментальні закономірності зміни параметрів вібраційного руху робочого органу спірального віброживильника систем фенотипування та відбору насіння – амплітуди коливань, віброшвидкості та віброприскорення – залежно від маси насіння соняшнику в чаші та напруги живлення електродвигуна дебалансного віброприводу, що дало змогу встановити амплітудно-частотні характеристики та визначити раціональні режимні параметри роботи віброживильника;

– обґрунтовано теоретичні та експериментальні закономірності зміни продуктивності та рівномірності поштучного дозування насіння соняшнику, оцінюваної коефіцієнтом варіації часових інтервалів між послідовними насінинами, залежно від маси насіння в чаші, колової частоти обертання дебалансів віброприводу та кута розташування звужувача потоку, що дало змогу визначити раціональні конструктивно-режимні параметри віброживильника систем фенотипування та відбору насіння для забезпечення необхідної продуктивності та якості дозування поодинокого насіння соняшнику.

Практичне значення одержаних результатів. Виробничу перевірку системи автоматичного фенотипування та відбору насіння соняшнику з розробленим блоком дозування проводили в Інституті олійних культур Національної академії аграрних наук України (ІОК НААН). Результатом є дотримання основних вимог та значень виробничих показників, що ставляться до машин, які задіяні в технологічних лініях підготовки та обробки насіннєвого матеріалу в процесі селекції. Зібрані та

налаштовані системи автоматичного фенотипування насіння соняшнику впроваджені і використані на виробництві в ТОВ НВО «Сортувальні машини». Також в курс навчальної дисципліни «Деталі машин і підйомно-транспортні машини» для здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти освітньо-професійної програми «Агроінженерія» спеціальності H7 «Агроінженерія» за результатами дисертаційного дослідження, розроблено й впроваджено практичну роботу на тему «Вивчення роботи та розрахунок конструктивно-технологічних параметрів вібраційного спірального живильника насіння сільськогосподарських культур».

Особистий внесок здобувача. Планування та проведення теоретичних і експериментальних досліджень, що висвітлені у дисертаційній роботі, виконувались особисто автором. Пошук наукових методів, вирішення поставлених задач, аналіз результатів отриманих емпіричних даних, їхня статистична обробка та візуалізація проводились особисто та у спільній праці з науковим керівником. У наукових публікаціях, що підготовлені до друку колективно, автору належать такі результати: [144] – огляд конструкцій сучасних спіральних вібраційних живильників; [145] – аналітичне обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів пружних елементів проєктного спірального віброживильника; [146] – аналітичне визначення величини кута підйому лотка чаші спірального віброживильника для дозування поодинокого насіння соняшнику; [147] – створення експериментального стенда та налаштування його до проведення випробувань дослідного спірального вібраційного живильника для дозування поодинокого насіння соняшнику; [156] – створення моделі чаші спірального вібраційного живильника та проведення чисельного моделювання процесу дозування поодинокого насіння соняшнику.

Апробація результатів дисертації. Основні результати дисертації доповідались та отримали позитивну оцінку на: Міжнародній науковій інтернет-конференції «Олійні культури: сьогодення та перспективи» (26 березня 2025 р. Запоріжжя: ІОК НААН); XI Міжнародній науково-практичній конференції «Перспективи і тенденції розвитку конструкцій та технічного сервісу сільськогосподарських машин і знарядь» з нагоди 30-річчя започаткування підготовки ОС «Бакалавр» за спеціальністю «Агроінженерія» (11 квітня 2025 року, м.

Житомир, Житомирський агротехнічний фаховий коледж); XXVI Міжнародній науковій конференції «Сучасні проблеми землеробської механіки» (17–18 жовтня 2025 р., Київ: НУБІП); VII Міжнародній науково-практичній конференції «Технічне забезпечення інноваційних технологій в агропромисловому комплексі» (3–28 листопада 2025 р., ТДАУ ім. Д. Моторного); IV Всеукраїнській науково-практичній конференції молодих вчених «Інжиніринг технологій і технічних систем агропромислового комплексу» (21 листопада 2025 р., Дніпро: ДДАЕУ); Міжнародній науково-технічній конференції «Потураївські читання» присвячена 104-й річниці з дня народження академіка НАН України В.М. Потураєва. (13 лютого 2026 р., Дніпро: НТУ «Дніпровська політехніка»); Всеукраїнській науково-практичній конференції імені В. А. Дідура «Науково-практичні аспекти сталого розвитку малотоннажних підприємств агропромислового виробництва» (19-20 травня 2026 р., м. Умань: Уманьський НУ).

Публікації. Основні результати дисертації висвітлено в 13 наукових публікаціях, зокрема: 5 статей у фахових наукових журналах України (категорія Б); 1 патент на корисну модель, зареєстрований в Україні; 7 матеріалів і тез, опублікованих у збірниках конференцій та інших наукових виданнях; 1 депонований звіт.

Структура та обсяг дисертації. Дисертація включає вступ, п'ять розділів, висновки, список використаних джерел та додатки. Загальний обсяг роботи становить 255 сторінок, з яких 12 додатків займають 38 сторінок. Основний текст дисертації містить 217 сторінок, що включає 99 рисунків та 28 таблиць. Список використаних джерел налічує 157 найменувань на 17 сторінках.

1 СУЧАСНИЙ СТАН ПРОБЛЕМИ І ВИБІР НАПРЯМІВ ДОСЛІДЖЕНЬ

1.1 Стан виробництва посівного насіння соняшнику в світі та Україні

Важливість такої сільськогосподарської рослини як соняшник (*Helianthus annuus* L.) важко переоцінити. Завдяки своїм позитивним властивостям та селекційній роботі вчених, світове виробництво цієї культури має тенденцію до зростання [1]. На рис. 1.1 приведено динаміку валового збору насіння соняшнику (млн. т) по рокам (1974−2025 роки) у світі.

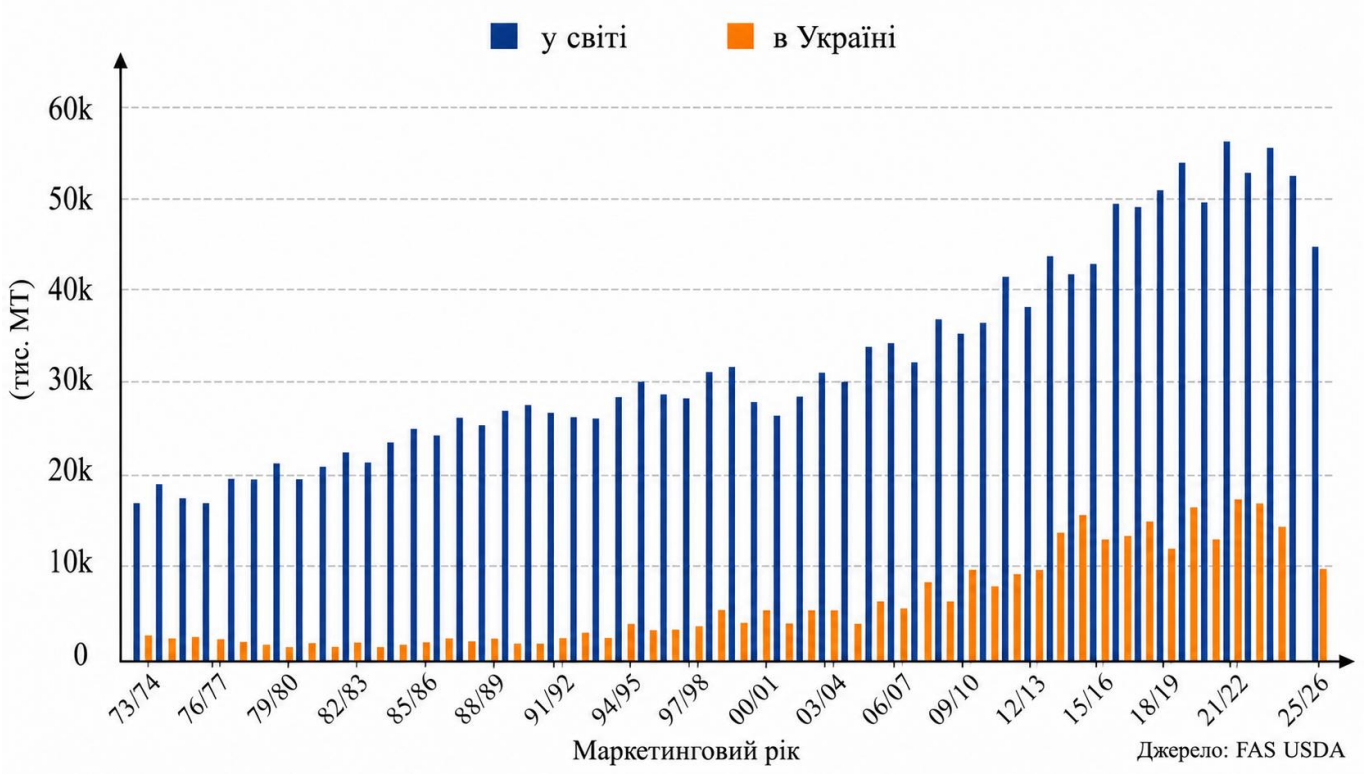


Рисунок 1.1 − Динаміка валового збору насіння соняшнику у світі і Україні (млн.т) [1]

Серед десятки країн світу, що найбільше виробляють насіння соняшнику, знаходиться і Україна. Валовий збір насіння соняшнику (млн. т) в Україні по роках представлено на рис. 1.1.

Аналізуючи приведені статистичні дані, можна стверджувати, що Україна при 19,0% світової площі вирощування соняшнику виробляє 20,2% світового валового збору насіння соняшнику. У країнах Європейського Союзу (ЄС) ці дані відповідно становлять 15,6% та 16,5%. Однією з причин таких показників є збільшення врожайності та підвищення ефективності вирощування соняшника. Україна має великий потенціал для зростання врожайності за рахунок якості ґрунтів, умов клімату та селекційної роботи з виготовлення якісного насіннєвого матеріалу. Тому насінництво щодо культури соняшнику в Україні має великі перспективи та потребує розвитку. На сьогодні, Україна, на жаль, відстає від інших країн світу по виробництву високоякісного насіннєвого матеріалу соняшника [2]. Аграрії України забезпечені якісним кондиційним посівним матеріалом власного виробництва лише на 5−8%. Натомість в Польщі цей показник становить 18%, Німеччині − 43%, Данії, Нідерландах, Швеції − 75−90% [3]. Щоб сприяти розвитку насінництва в Україні, розроблено ряд Законів України : «Про насіння та садивний матеріал», «Про охорону прав на сорти рослин», «Про карантин рослин»; державні стандарти: ДСТУ 2240-93 «Насіння сільськогосподарських культур. Сортові та посівні якості» [4], ДСТУ 4138-2002 «Насіння сільськогосподарських культур. Методи визначення якості» [5]; створено «Державний реєстр сортів, придатних для поширення в України» та «Державний реєстр суб'єктів насінництва та розсадництва». За для гармонізації з ЄС (Європейським Союзом) законодавства у сфері насінництва, Верховною Радою України прийнято у 2023 році Закон України «Про охорону прав на сорти рослин».

В Україні у 2024 році, з середньорічною посівною площею соняшнику близько 7 млн. га [6], задекларовано виробництво близько 34,6 тис. т, або 9,6 млн п.о. насіннєвого матеріалу цієї культури [7]. На сьогодні зберігається тенденція зменшення виробництва посівного насіння соняшнику української селекції. Так, з 2020 року по 2022 рік частка насіння соняшнику вітчизняної селекції в структурі загального виробництва в Україні знижувалась з 7,4% (3,4 тис. т) до 4,5% (1,5 тис. т) [7]. Натомість стрімко зростає виробництво посівного насіння соняшнику іноземної селекції. Відомі фірми-виробники насіння проводять розведення посівного матеріалу, засіваючи ділянки в Україні і перероблюючи його на власних насіннєвих заводах.

Державний реєстр сортів, придатних для поширення в України містить більше 1548 сортів та гібридів соняшнику, але сортів вітчизняної селекції близько 30% [7−8].

Національна академія аграрних наук (НААН) є головною науково-дослідною установою України з селекції та дослідження насіння сільськогосподарських культур та садивного матеріалу. Серед ряду основних завдань, результати вирішення яких сприятимуть розвитку вітчизняного насінництва, науковці НААН вказують на створення регіональних систем насінництва сільськогосподарських культур, селекційно-насінницького центру, насіннєвого заводу і регіонального кооперативного об'єднання виробників насіння. Кабінет Міністрів України своїм розпорядженням від 15 листопада 2024 р. № 1163-р та доповненими до нього «ЗМІНАМИ» (затвердженими 20 серпня 2025 р. № 880-р), затвердив «Стратегію розвитку сільського господарства та сільських територій в Україні на період до 2030 року» [9]. Серед завдань вказаних в «Стратегії» стоїть розробка і розвиток вітчизняного насінництва.

Для виготовлення кондиційного насіння соняшнику потрібно використовувати спеціальні технології та сучасне обладнання. На сьогодні розроблена схема (рис. 1.2) раціональної прецизійної технологічної лінії процесів сепарації насіннєвого матеріалу соняшнику розсадників та схема раціональної прецизійної технологічної лінії процесів сепарації суперелітного насіннєвого матеріалу соняшнику, розроблені Алієвим Е.Б. (рис. 1.2) [10−11].

Серед численного обладнання, яке задіяне в представлених схемах, особливої уваги заслуговує пристрій для автоматичного фенотипування та відбору насіння соняшнику (рис. 1.3) [12−13].

Автором досліджень також розроблено сучасний пристрій для фенотипування насіння соняшнику, який працює в повністю автоматичному режимі. Хоча в його будові використовуються найсучасніші мехатронні системи, але ще є потреба в проведенні досліджень задля підвищення показників якості роботи даного пристрою. І серед основних задач є розробка та впровадження засобу дозованої поодинокої рівномірної подачі дослідного насіння соняшнику на рухому поверхню з метою його подальшого сканування й збереження спадкових ознак в електронному вигляді.

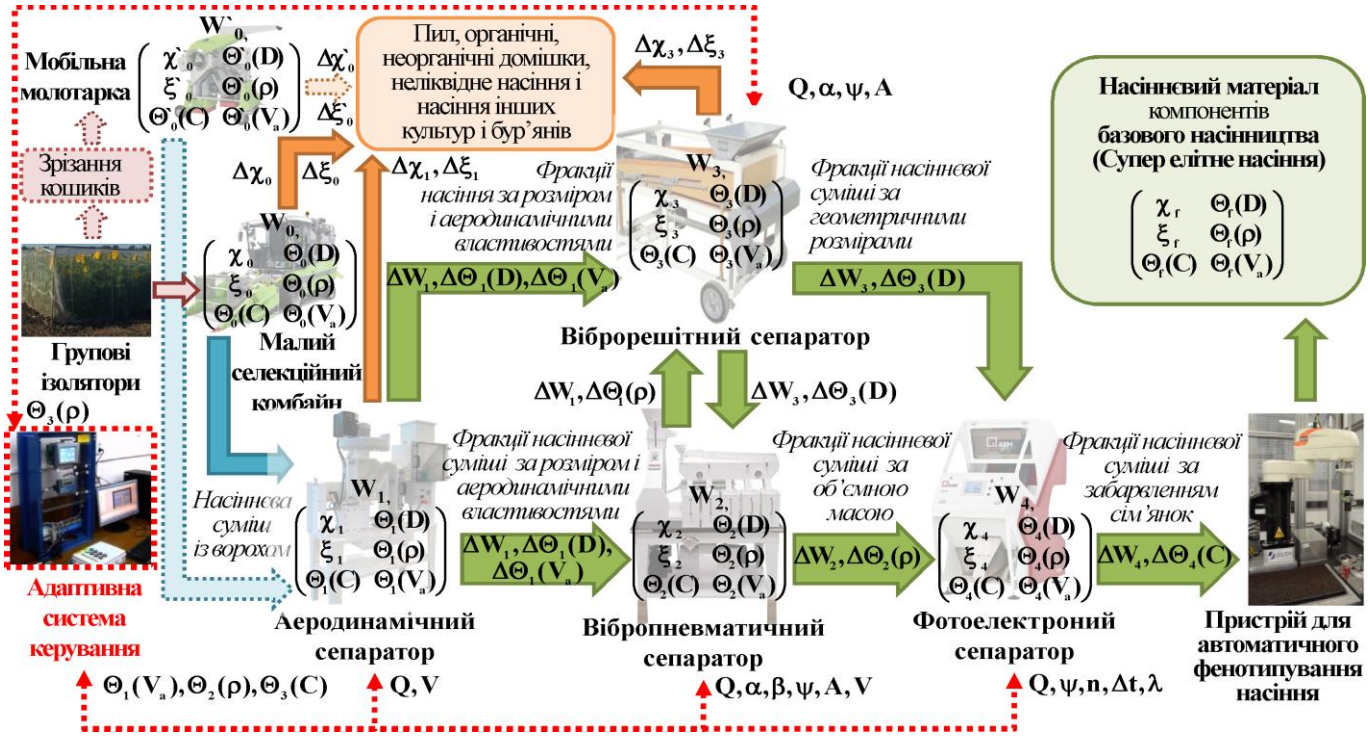
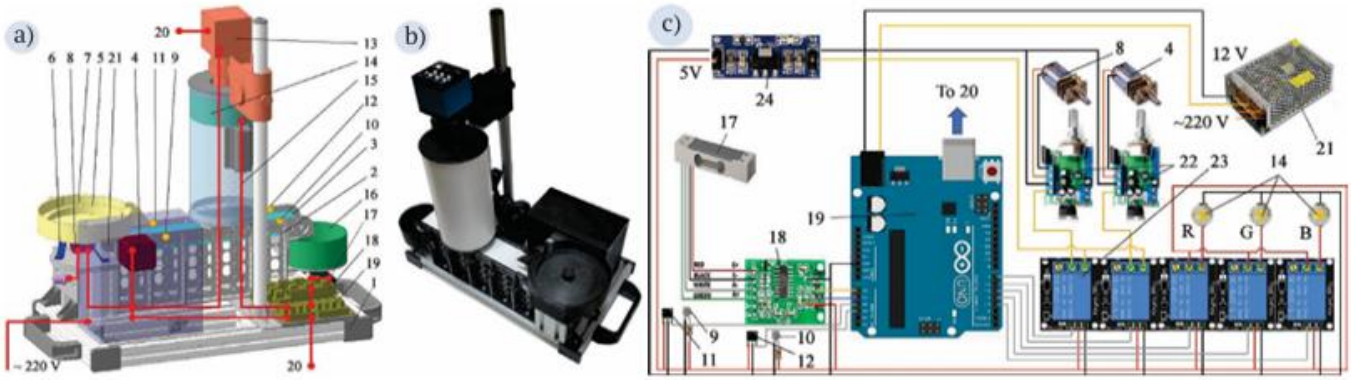


Рисунок 1.2 – Схема раціональної прецизійної технологічної лінії процесів сепарації суперелітного насіннєвого матеріалу соняшнику [10–11]



1 – рама; 2 – транспортер; 3 – стрічка; 4 – електродвигун; 5 – гвинтоподібна доріжка; 6 – пружна підвіска; 7 – заслінка; 8 – вібродвигун; 9, 10 – інфрачервоні світлодіоди; 11, 12 – фотодатчики; 13 – камера; 14 – RGB-світлодіоди; 15 – світлонепроникна труба; 16 – тензодатчик; 17 – датчик навантаження; 18 – підсилювач (датчик ваги HX711); 19 – блок керування (Arduino Uno ATmega328P-PU); 20 – персональний комп'ютер; 21 – блок живлення; 22 – PWM контролер; 23 – блок реле; 24 – перетворювач напруги; R,G,B – червоний, зелений, синій

Рисунок 1.3 – Конструктивно-технологічна схема (a), зовнішній вигляд (b), електронна схема (c) пристрою для автоматичного фенотипування та відбору насіння соняшнику [12–13]

Отже, проведення удосконалення технічних пристроїв в системах прецизійної сепарації насіннєвого матеріалу соняшника являється доволі необхідною й актуальною задачею.

1.2 Аналіз процесів вібротранспортування та дозування насіння сільськогосподарських культур

Транспортування та дозування насіння сільськогосподарських культур засобами вібраційної техніки має свої особливості та тонкощі. Кожний вид насіння характеризується різноманітністю геометричних, механіко-технологічних та морфологічних параметрів. Це вносить суттєвий вплив на продуктивність та точність дозування вібротранспортерів. Адже під кожний вид насіння потрібно оптимізувати конструктивно-технологічні показники вібраційних живильників.

У різних галузях промисловості застосовують велике число вібромашин, які відрізняються конструктивним виконанням і своїми технологічними функціями. Професорами А. А. Співаковським і І. Ф. Гончаревичем [14] запропонована класифікація вібромашин (рис. 1.4) по їх виробничому призначенню. У промисловості найбільш широко поширені наступні вібромашини: конвеєри, грохоти, живильники, живильники-грохоти, бункери-дозатори, спонукачі і ін. Віброживильники випускають і доставляють сипкі вантажі з бункерів, кузовів та інших акумулюючих ємностей при невеликій довжині транспортування. По конструктивних ознаках віброконвеєри та віброживильники розділяють відповідно до режиму роботи на резонансні і зарезонансні; за числом мас, що коливаються – на одномасні і багатомасні; за типом приводу – на машини з ексцентриковим, інерційним, електромагнітним, електромеханічним, пневматичним, п’єзоелектричним та п’єзокерамічним приводом; за напрямом транспортування – на горизонтальні, похилі спадні, похилі підіймаючі, вертикальні, по криволінійній траєкторії; за типом пружньої підвіски – з підвіскою у вигляді пакету плоских металевих або полімерних пружин, з підвіскою у вигляді круглих стержнів, з підвіскою у вигляді ґратчастих гіперболоїдних торсіонів, з підвіскою гумовими

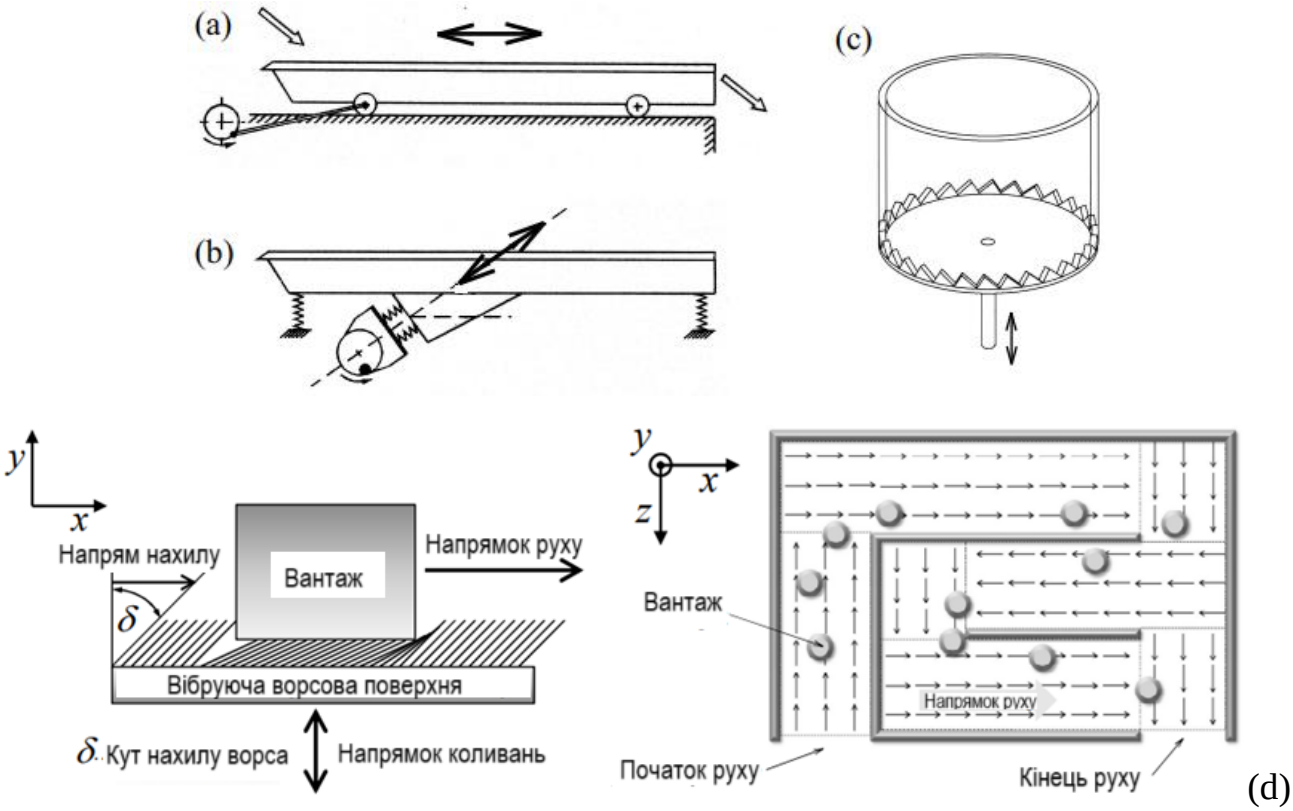
віброізоляторами; за способом зміни резонансних налаштувань вібрації робочих органів – зміною кількості пружних елементів, зміною жорсткісних характеристик підвіски, зміною робочої маси віброживильника, зміною робочої частоти коливань; за формою робочих органів – лоткового типу, чашоподібного типу (циліндрична, конічна, комбінована).



Рисунок 1.4 – Класифікація вібромашин для випуску, доставки, навантаження і транспортування сипких та штучних вантажів [14]

Є чотири основні способи переміщення сипких вантажів вібраційними конвеєрами (рис. 1.5): ковзання (рис. 1.5, а) − частинки сипкого вантажу знаходяться у постійному контакті з поверхнею жолоба; підкидування (рис. 1.5, b) − переміщення частинок відбувається за допомогою мікрокидків, створюваних вібруванням жолоба; храпове транспортування (рис. 1.5, с) − переміщення частинок матеріалу відбувається за рахунок лише вертикальної вібрації жолоба, що має спеціальний профіль поверхні;

поверхневе переміщення частинок сипкого вантажу по ворсовій поверхні (рис. 1.5, d) − напрямок та швидкість руху частинок вантажу регулюється напрямом та кутом нахилу ворсинок на жолобі вібротранспортера, при цьому жолоб вібрує тільки в вертикальній площині.



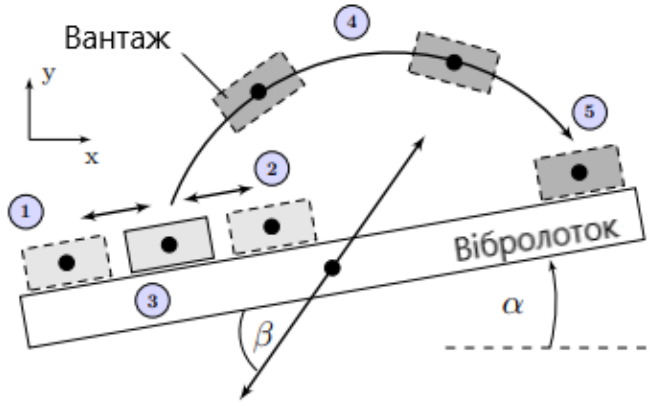
a − ковзання; b − підкидування; c − храпове транспортування; d − поверхневе переміщення частинок сипкого вантажу по ворсовій поверхні

Рисунок 1.5 − Схеми способів переміщення вантажів у віброконвеєрах

Найбільш поширеними та такими, що краще реалізуються на практиці є способи переміщення вантажів мікрокидками (рис. 1.6) та ковзанням (рис. 1.7).

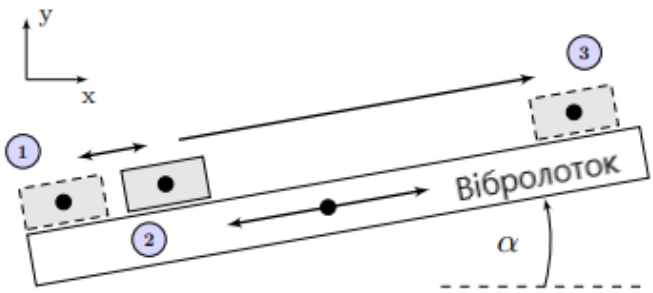
Важливими параметрами, при оптимізації транспортування сипких вантажів вібраційними конвеєрами, є: гранулометричний склад та форма частинок сипкого вантажу (при експериментах відмічено, що частинки сипкого вантажу більших розмірів під вібраційним впливом виштовхуються на поверхню транспортуємого шару вантажу. Цей феномен названо «ефектом бразильського горіха» [15]).

Також важливим є тертя між частинками вантажу та частинок з стінками робочого органу конвеєра, модуль пружності частинок вантажу або транспортуємого шару сипкого вантажу, когезія, товщина шару транспортуємого сипкого вантажу та його проникність повітрям.



фаза 1 − мікроковзання вантажу вверх по лотку до точки початку вільного польоту; фаза 2 − мікроковзання вантажу вниз по лотку до точки початку вільного польоту; фаза 3 − початок вільного польоту вантажу; фаза 4 − вільний політ частинки вантажу («мікрокидок»); фаза 5 − падіння вантажу на поверхню вібролотка після вільного польоту; α − кут підйому поверхні лотка; β − кут вібрації

Рисунок 1.6 − Схема руху частинок вантажу при способі руху мікрокидками



фаза 1 − початок ковзання вантажу в напрямку транспортування; фаза 2 − ковзання вантажу по лотку без його відриву; фаза 3 − кінець ковзання вантажу в напрямку його транспортування; α − кут підйому поверхні лотка

Рисунок 1.7− Схема руху частинок вантажу при безвідривному способі руху

Однією з найбільш уживаних вібраційних машин при транспортуванні сипких вантажів є спіральний конвеєр або живильник. На рис. 1.8 представлено основні конструктивні параметри чаші вертикальних спіральних віброживильників.

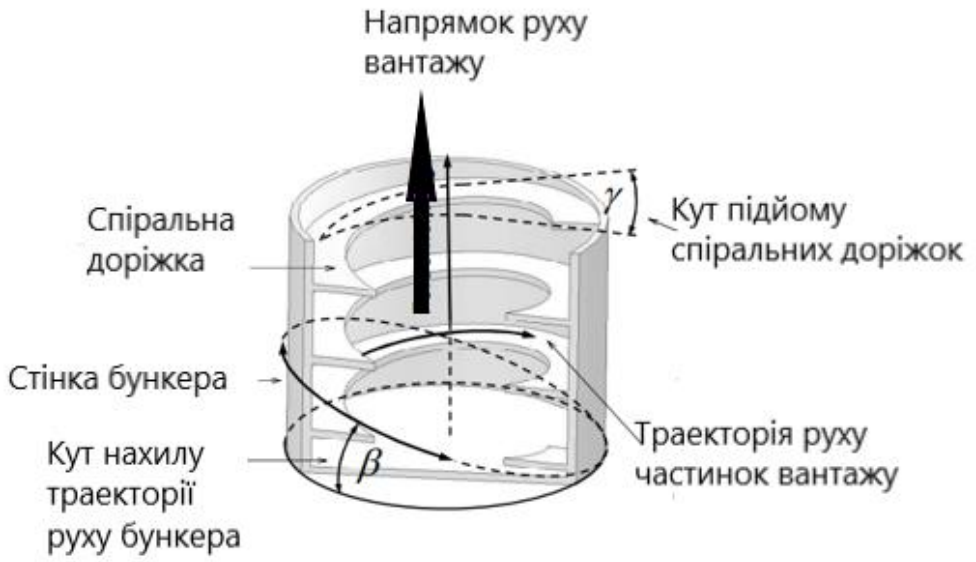


Рисунок 1.8 − Схема будови та конструктивних параметрів робочого органу вібраційного бункерного живильника

Основними перевагами вертикальних спіральних чашових віброконвеєрів в порівнянні з горизонтальними віброконвеєрами є [14−15]:

− невелика займаєма площа у виробничих приміщеннях;

− завдяки більшому часу транспортування вантажів, паралельно з процесом транспортування можна виконувати процеси сушіння, охолодження, а також орієнтування вантажів для наступного технологічного процесу;

− забезпечує плавне транспортування вантажів, які важко транспортувати іншими видами конвеєрів. Наприклад, вантажі, що мають складну форму а також вантажі сферичної форми;

− забезпечує постійну швидкість транспортування вантажів, що позитивно впливає на якість послідуючих технологічних процесів обробки вантажу-сировини;

− може легко змінювати свою продуктивність за рахунок зміни параметрів віброприводу (маса дебалансів, частота обертання ротора, частота вхідного електричного струму живлення електромагніту та ін.);

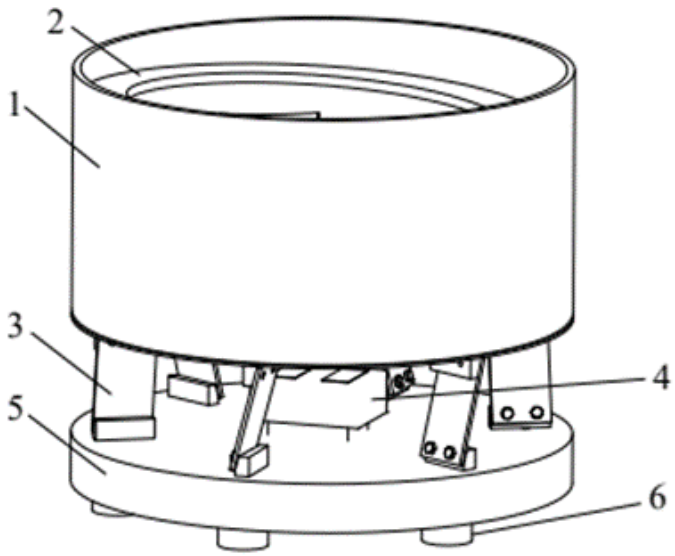
− може використовуватись у якості віброживильників для рівномірної подачі штучних вантажів для їх подальшої обробки на технологічних машинах;

− при транспортуванні утворення пилу з частинок вантажу мінімальне;

− простота конструкції забезпечує низьку трудомісткість робіт при технічному сервісі механізмів конвеєра;

− чинить мінімальний шкідливий вплив (подрібнення, пошкодження від тертя тощо) на транспортуємий матеріал.

На рис. 1.9 та 1.10 представлено конструктивну схему та загальну будову чашевого вібраційного конвеєра та спірального живильника.



1 – вібраційний бункер; 2 – жолоби, по яким рухаються частинки вантажу;
3 – пружна підвіска бункера; 4 – електромагніт; 5 – реактивна маса; 6 – віброізолятори

Рисунок 1.9 – Будова спірального вібраційного бункерного живильника

Використання вібраційних машин в промисловості має давню історію. Методика синтезу вібротранспортуючих машин викладена в Директиві VDI 2333 Schwingförderer für Schüttgut [16]. Цей документ на сьогодні є основою в країнах ЄС для промислового конструювання вібраційних конвеєрів призначених для транспортування сипких вантажів.

Тривала практика використання методики Директиви VDI 2333 показала, що найбільшої точності мають розраховані параметри швидкості руху сипкого вантажу при значенні коефіцієнту часу вільного польоту n частинки вантажу в межах $0,7 < n < 0,9$ та значеннях кута нахилу вектора збурюючої сили віброприводу до поверхні жолоба $20° \leq \beta \leq 30°$.



а б

а – вібраційний конвеєр: 1 – вібраційний лоток; 2 – місце випуску транспортованої сировини; 3 – накопичувальний лоток сипких вантажів; 4 – вібропривод електричний; 5 – опорна рама; 6 – пружні елементи; б– спіральний вібраційний живильник

Рисунок 1.10 – Загальний вигляд вертикальних спіральних вібраційних машин

Експериментальні дослідження руху гранульованого сипкого вантажу по вібруючій поверхні лотка вібраційного конвеєра вказують на те, що при певних режимах роботи конвеєра відмічається нерівномірність швидкості руху частинок вантажу по жолобу конвеєра [17].

Нестабільні рухи сипких вантажів по робочих органах, що можуть знижувати якісні показники транспортування, можуть використовуватись у сучасному вібраційному обладнанні у якості позитивних для процесу факторів. Так, в сучасних роботизованих системах транспортування та сепарації вантажів (рис. 1.11), у якості площини, на якій розміщено сипкий або штучний вантаж використовується вібруюча тонка діафрагма. Конструктивно така вібромашина подібна до конструкції вібраційних чашевих живильників. У такій конструкції робочим органом є тонка металева або полімерна діафрагма, на якій транспортується або перемішується сипкий або штучний вантаж. Поверхня, вібруючи з певною частотою та амплітудою, переміщує та перемішує частинки вантажу, що знаходяться на ній в заданому напрямку. У певний момент вібрація припиняється, система сканує зображення вантажу та подає команди на роботизований маніпулятор, який може брати вантаж та переміщувати його далі по технологічній лінії.



Рисунок 1.11 – Зовнішній вигляд роботизованого сортувального комплексу фірми FlexiBowl

Проаналізувавши ряд основних факторів, що чинять вагомий вплив на протікання процесу вібротранспортування саме насіння соняшнтку, їх можна класифікувати та представити у вигляді схеми (рис. 1.12).

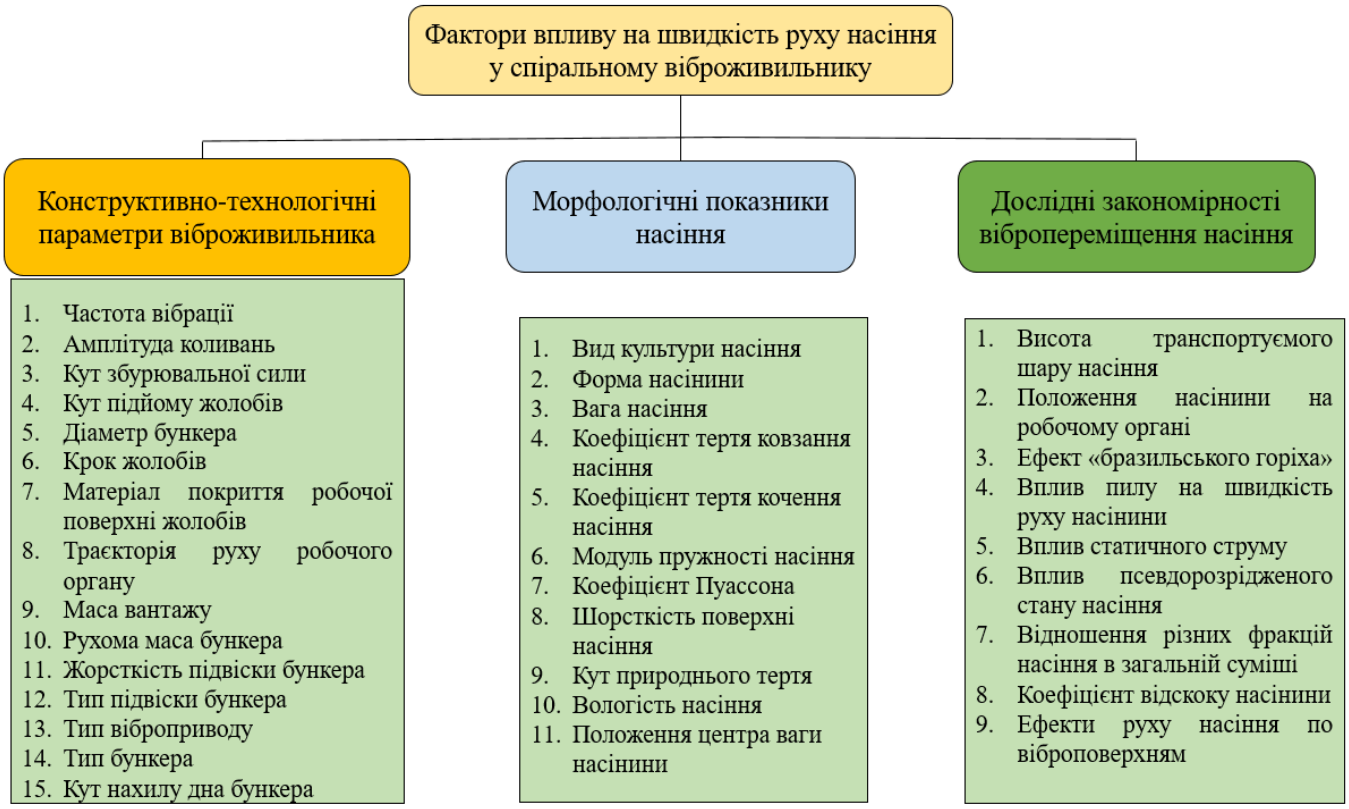


Рисунок 1.12 – Схема факторів впливу на процес вібротранспортування насіння соняшнику спіральним віброживильником

1.3 Характеристика процесу автоматичного фенотипування та відбору насіння сільськогосподарських культур та його технологічне забезпечення

Фенотипування − це спосіб виокремлення насіння сільськогосподарських культур різних видів та сортів в окремі групи за їх спадковими ознаками [18–23]. Серед основних спадкових ознак насіння є його забарвлення, комбінація кольорів на поверхні насінини, форма насінини та її розміри. Це селекційний процес, що вимагає великих трудових затрат, в особливості ручної праці. На сьогодні, є актуальною задача автоматизації процесу фенотипування насіння. Розроблені пристрої та засоби, що використовують у технологічних лініях автоматичного фенотипування та відбору потребують постійного удосконалення та розвитку. Адже, вимоги до обладнання є високими, а числові значення показників якості потребують забезпечення виконання

операції фенотипування на 99,9%. На схемі (рис. 1.13) представлено основні етапи, що проходить насіння в процесі автоматичного його фенотипування.

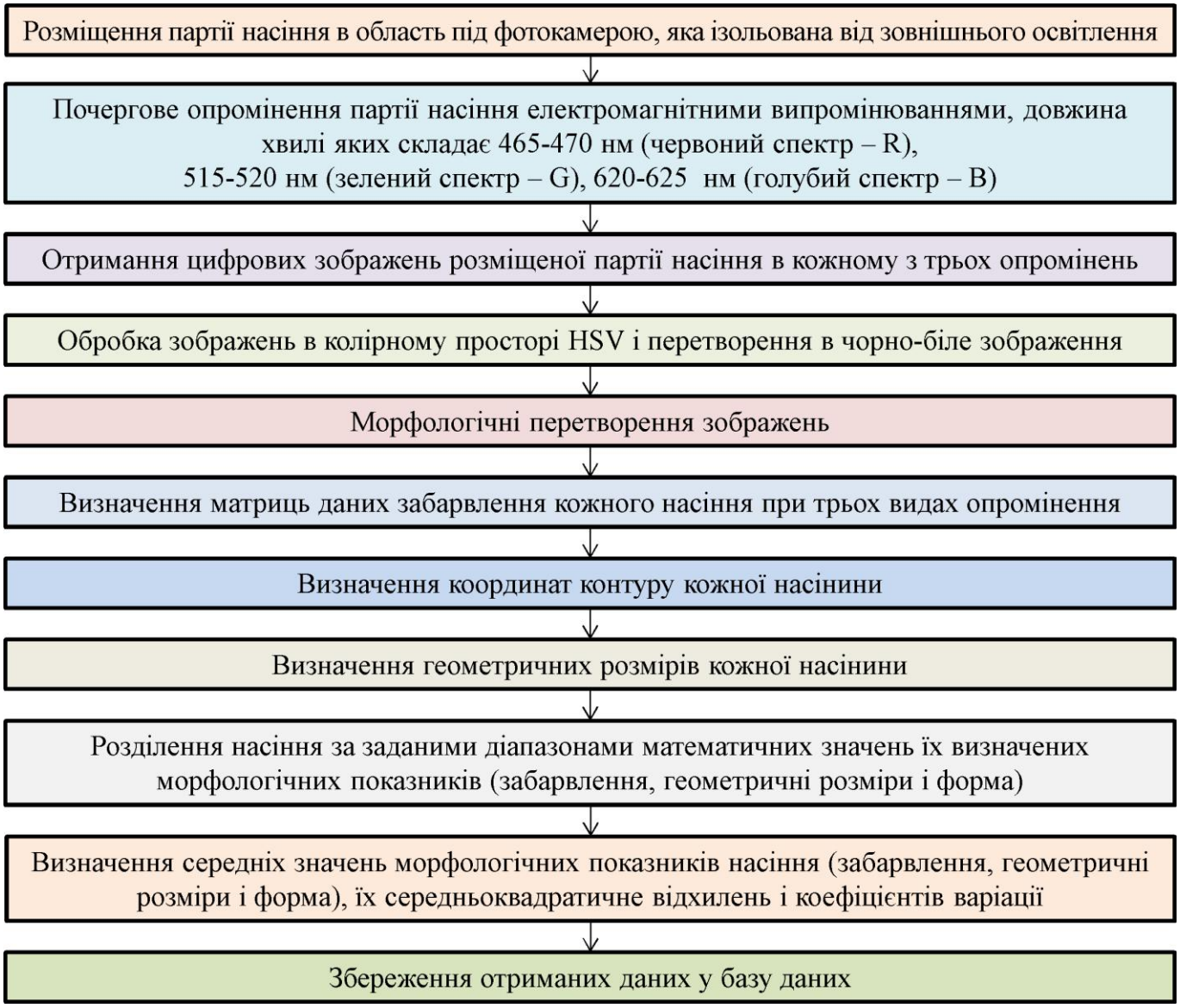


Рисунок 1.13 – Схема етапів при автоматичному фенотипуванні насіння сільськогосподарських культур [21, 23]

Автоматичне фенотипування насіння соняшнику забезпечує розроблена технологічна лінія (рис. 1.3). Для підвищення ефективності функціонування системи автоматичного фенотипування і відбору насіння потрібно забезпечувати високу рівномірність подачі насіння на стрічковий транспортер. Основним засобом, що це виконує є віброживильник. Отже, є потреба в дослідженнях взаємодії часток

рухомого вантажу з вібруючим робочим органом для визначення оптимальних конструктивно-технологічних параметрів віброживильника.

1.4 Аналіз сучасного устаткування для транспортування та дозування насіннєвих сумішей на основі вібрації

Перш ніж розглядати сучасне устаткування для транспортування та дозування насіннєвих сумішей, які використовують вібрацію, проведемо огляд історії виготовлення та використання таких вібраційних машин. З винайденням та широким розвитком методу помелу насіння рослин в борошно за допомогою жорнових каменів, постала задача забезпечення регулювання потоку насіння, що подавали в зону помелу. І саме використання позитивних якостей вібрації дало змогу вирішити цю задачу. Це можна побачити аналізуючи будову перших зразків млинів на основі жорнових каменів [15].

З розвитком науки та техніки, звичайно, проводили вдосконалення системи дозування та видачі насіння з бункерів для його подальшого подрібнення. На рис. 1.14 представлено вигляд удосконаленої системи подачі насіння з бункера до жорнових каменів млинів з вітряним, водяним, гужовим або паровим приводом. У таких системах живильники виконані як окремі вузли, що встановлюються між жорновими каменями та бункером.

Основною характеристикою роботи будь-якої транспортуючої машини є її продуктивність, а отже, швидкість переміщення часток вантажу по поверхні робочого органу. Звичайно, що ця швидкість повинна бути оптимальною в економічному плані, робота машини на таких швидкостях не повинна знижувати показники технічної надійності і, основне, не травмувати й не пошкоджувати вантаж при транспортуванні. Факторів, що впливають на продуктивність віброконвеєрів є досить багато.

Серед основних є тип вібропривода, використання пружних та демпфуючих елементів в конструкції вібраційної машини [14−15]. Найбільш простими у будові є двомасні віброконвеєри. Але при їх роботі отримуються порівняно невеликі значення швидкостей руху вантажу по робочому органу. Такі бункерні вібраційні живильники

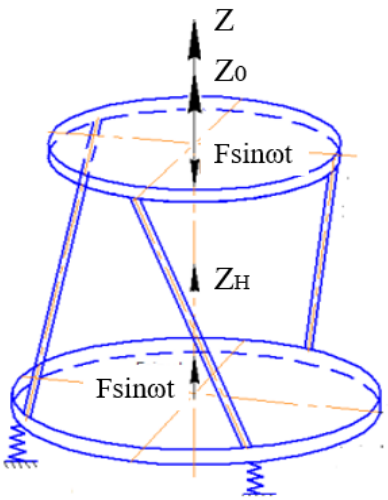
використовують у якості привода електромагніти з робочими частотами струму 50-100 Гц та характеризуються пружною підвіскою робочого органа у вигляді пруткових або плоских пружинних елементів (рис. 1.15), що нахилені під певним кутом до горизонту. У цьому конструктивному рішенні реалізуються коливання чаші за способом направленої підвіски і найоптимальнішим режимом транспортування сипких вантажів є білярезонансне налаштування віброживильника.



Рисунок 1.14 – Вигляд найбільш розповсюдженої в країнах Європи будови вібраційного живильника насіння млинів для виготовлення борошна

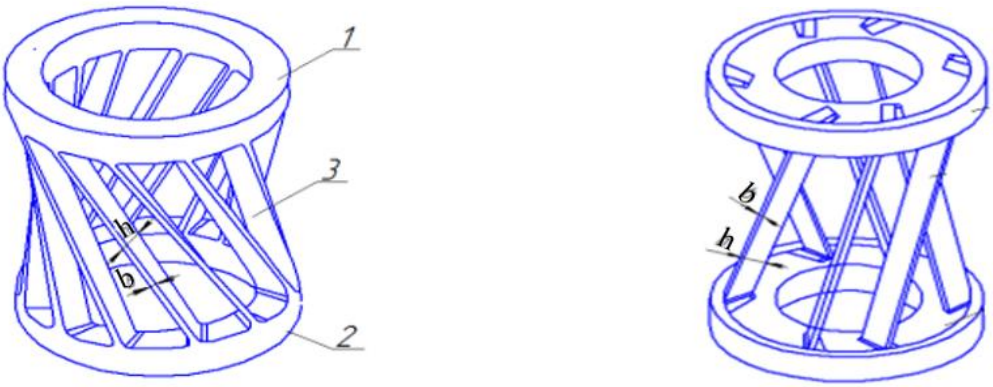
Хоча така пружна підвіска й характеризується простотою будови та високою експлуатаційною надійністю, але має ряд недоліків таких, як немонолітність конструкції, складність організації системи кріплення пружних елементів, необхідність частої технічної перевірки справності підвіски тощо.

Завдяки монолітності конструкції та відсутності різьбових з’єднань, поширення набули пружні елементи у вигляді торсіону гіперболоїдного виду (рис. 1.16) [24]. Такі елементи легко монтувати та забезпечувати стабільність параметрів вібрації. Основним недоліком торсіонів гіперболоїдного виду є великі затрати на їх виготовлення та складність конструкції.



Z − вісь дії збурюючої сили електромагніта; Z_0 – вісь переміщення робочого органу віброживильника; Z_H − вісь переміщення врівноважуючої маси; Fsinωt − вектор дії та закон гармонійної збурювальної сили електромагніта

Рисунок 1.15 − Конструктивна схема пружної підвіски віброживильників у складі трьох пружних (пруткових або плоских) елементів

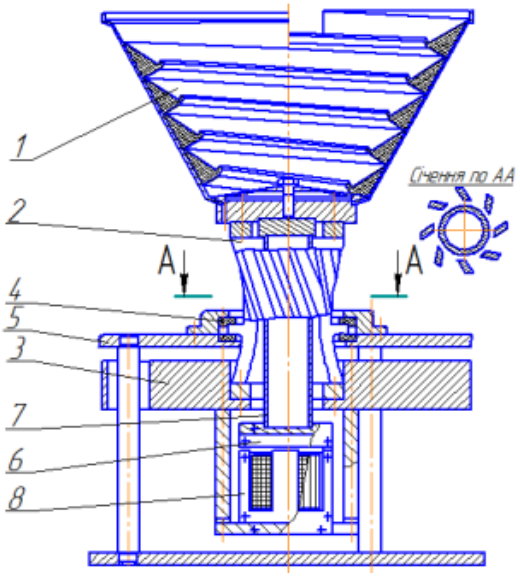


а б

а − монолітний, б − набірної конструкції: 1− верхній фланець; 2 – нижній фланець; 3 − пружний елемент; h − ширина плоского пружного елемента; b − товщина пружного елемента

Рисунок 1.16 − Торсіони гіперболоїдного виду [24]

На рис. 1.17 наведено типову конструкцію бункерного спірального вібраційного живильника з пружним органом у вигляді торсіону гіперболоїдного виду. Робочий орган має спіральні жолоби 1 (рис. 1.17), по яким під дією коливань переміщуються частинки сипкого вантажу.



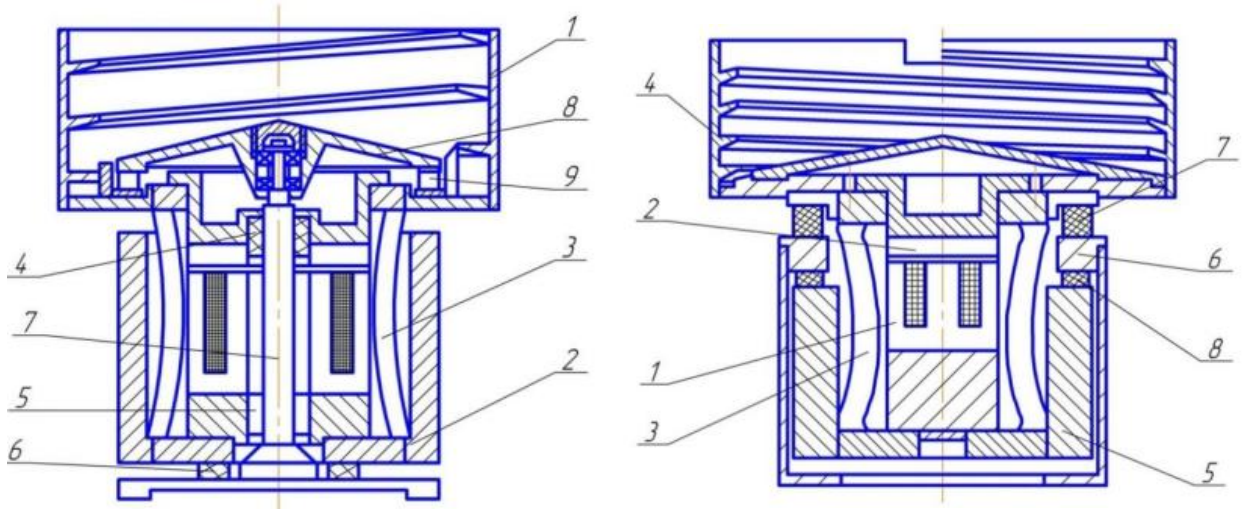
1 – конусний бункер з спіральними жолобами; 2– верхній фланець гіперболоїдного торсіону; 3– реактивна маса; 4– втулки; 5– рама; 6– якір електромагнітного вібропривода; 7– передавальна труба; 8 – корпус електромагнітного вібропривода

Рисунок 1.17 − Віброживильник з гіперболоїдним торсіонним пружним елементом та конусною чашею [24]

Існують конструкції, що мають в складі пружної підвіски як гумові деталі так і металеві. Приклад такого віброживильника наведено на рис. 1.18, а. Пошук оптимальних параметрів вібрації в таких конструкціях дають змогу забезпечити гумові віброізолятори 7, 8 з різними жорсткісними характеристиками.

Важливим при роботі вібраційних бункерних живильників є збереження їх продуктивності при зміні їх експлуатаційних параметрів. Наприклад, ваги вантажу, що перебуває у бункері. Адже при його зменшенні зменшується вага робочого навантаження, а отже, і вібраційний режим конвеєра. Конструкція бункерного віброживильника представлена на рис.1.18, б має таку ознаку, як рухоме конусне дно

бункера 8. Це дає змогу зменшити вплив на продуктивність віброконвеєра зміни маси вантажу при транспортуванні, знизити затрати на електроенергію та знизити рівень робочого шуму.



а б

а – віброживильник з гумово-металевою пружною підвіскою: 1 – електромагніт; 2 – якір електромагніта; 3 – стальний торсіон гіперболоїдного виду; 4 – бункер з спіральними жолобами; 5 – реактивна маса; 6 – корпус; 7, 8 – гумові пружні елементи;
б – вібраційний бункерний живильник з обертовим днищем: 1 – бункер; 2 – реактивна маса; 3– стальний торсіон гіперболоїдного виду; 4, 5, 6 – гумові пружні елементи; 7 – нерухома стійка; 8 – обертове дно бункера; 9 – механізм передавання обертання

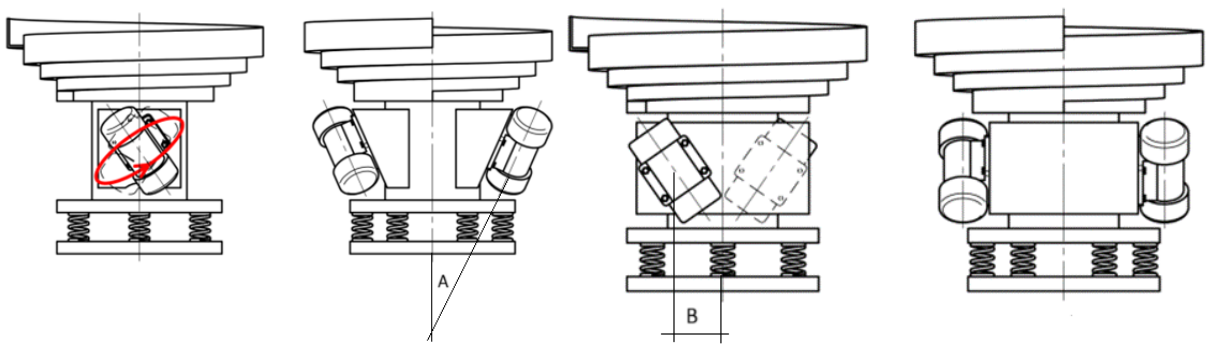
Рисунок 1.18 – Віброживильники з циліндричною чашею [24]

Перспективними є двомасні і багатомасні віброконвеєри, що завдяки своїй конструкції можуть створювати еліптичні траєкторії руху при коливаннях робочого органу. Такі коливання сприяють збільшенню значень робочих швидкостей руху часток вантажу по робочому вібруючому органі. Створюючи еліптичні коливання, ускладнюється конструкція вібромашин, підвісок робочих органів та будови вібропривода. Тому, основною задачею конструкторів є отримання якісної, продуктивної та надійної вібромашини. Складною задачею є створення еліптичних траєкторій руху робочих органів вертикальних спіральних віброконвеєрів. Для цього

необхідно змінювати не тільки будову і віброприводів і пружних підвісок, а також прискіпливо визначати параметри пружності і в’язкості елементів підвіски віброконвеєра.

Провівши аналіз сучасних досягнень в сфері розвитку машин для вібротранспортування, встановлено, що є декілька основних технічних способів, що сприяють утворенню еліптичних траєкторій руху робочого органу вертикальних віброживильників. Першим способом є розрив жорсткого зв’язку робочого органу віброконвеєра з віброприводом та введення демпфуючих та пружних елементів між ними. Це дає змогу змінювати амплітуди вертикальних та горизонтальних коливань робочого органу, утворювати зсув фаз коливань і, як наслідок, створення руху точок робочого органу по еліптичній траєкторії.

Другим способом отримання еліптичної траєкторії руху матеріальної точки робочого органу вертикального віброконвеєра є спеціальне розміщення віброприводів. Такий спосіб захищений патентом на винахід Чеської республіки [25−26]. На рис. 1.19 схематично представлено способи розміщення віброприводів у вертикальних віброживильників, що дають змогу отримувати еліптичні траєкторії руху матеріальних точок робочого органу машини. Встановлення дебалансних віброприводів під деяким кутом А до вертикальної осі віброконвеєра (рис. 1.19, а), а також зміщення осей віброприводів по горизонталі на величину В (рис. 1.19, б) є конструктивно простими та малозатратними способами створення еліптичних траєкторій руху робочого органу. Основною перевагою таких способів є також можливість встановлення сервоприводів, які б змінюючі параметри встановлення віброприводів (кут нахилу та зміщення), створювали еліптичну траєкторію руху змінної характеристики. Це дає змогу проводити налаштування продуктивності віброконвеєра при транспортуванні сипких вантажів аграрного виробництва. Наприклад, насіння різних культур, насіння з різною вологістю та іншими морфологічними параметрами.



а б

а – осі дебалансних віброприводів нахилені під кутом А до вертикалі; б – дебалансні віброприводи зміщені на величину В від центральної вертикальної осі віброконвеєра

Рисунок 1.19 – Варіанти розміщення віброприводів у вертикальному вібраційному конвеєрі для отримання еліптичних траєкторій руху робочого органу [25−26]

Аналіз приводів віброконвеєрів. Найбільш застосованими у практиці проєктування віброконвеєрів є електромагнітні, дебалансні відцентрові та відцентрові направленої дії типи віброприводів [14–17, 26]. Розповсюдження набувають сучасні п’єзоелектричні та п’єзокерамічні віброприводи [27−28]. Але частка застосування таких віброприводів невелика так як для їх використання потрібно включення в систему складної регулювально-керуючої апаратури.

Електромагнітні приводи (рис. 1.20) дозволяють регулювати параметри вібрації безступенево. Дають миттєве максимальне значення потужності при ввімкненні та швидкий час зупинки робочого органу конвеєра при вимкненні. Таким чином транспортуємий матеріал швидко припиняє рух. Це дозволяє використовувати їх у вібраційних дозаторах. Приводи таких типів мають високу довговічність, магнітний вібратор захищений від перегріву. Завдяки простоті конструкції швидко вводяться в дію та налаштовуються на параметри системи. Недоліком таких приводів є суттєва залежність амплітуди та частоти вібрацій від напруги електричної мережі. Як наслідок, зменшення продуктивності віброконвеєра при коливаннях напруги електричного струму. Також постійність частоти та малі амплітуди (0,5−2,0 мм)

обмежують можливість використання електромагнітних віброзбуджувачів для транспортування пилевидних насипних вантажів.



Рисунок 1.20 – Загальний вигляд електромагнітних вібропривoдів [29−30]

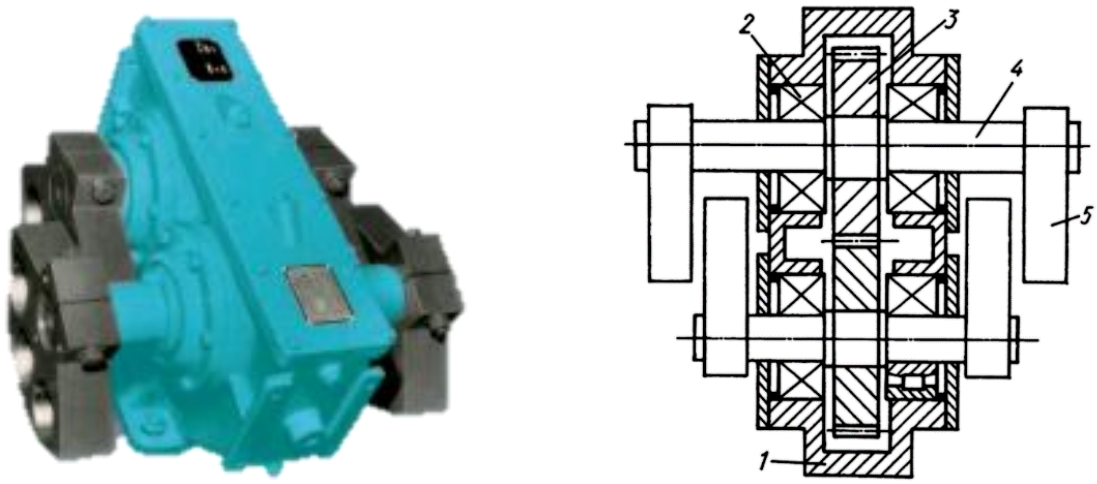
Дебалансні відцентрові віброзбуджувачі (рис. 1.21) використовують в якості генерування вібрації в таких машинах, як віброконвеєри, віброживильники, вібросита та ін. Можуть створювати направлені коливання з максимальним зусиллям поштовху до 119 кН та переміщувати вагу вантажу до 5000 кг. Такі вібропривoди відомі своєю високою надійністю, продуктивністю, економічністю у використанні. Безшумність при роботі (до 76 дБ) та повна герметичність забезпечує санітарні та протипожежні вимоги промислових приміщень.



Рисунок 1.21 – Дебалансні відцентрові віброзбуджувачі [29−30]

Відцентровий привод направленої дії (рис. 1.22) використовують для вібромашин високої продуктивності та транспортування вантажів з великим значенням насипної щільності при одночасному завантаженні більше 4000 кг. Може

створювати коливання з зусиллям до 424 кН. Приводиться в дію від електричних асинхронних двигунів через карданний вал, пружну муфту або пасову передачу. Має тривалий технічний ресурс, строк використання, безшумність при роботі та широкий діапазон регулювання параметрів вібрації.



1 – корпус; 2 – підшипники; 3 – зубчасті колеса; 4 – вали; 5 – дебаланси

Рисунок 1.22 – Відцентровий привід направленої дії [29−30]

П’єзоелектричні та п’єзокерамічні віброприводи (рис. 1.23) використовують у конструкціях чашевих та лоткових віброживильників, що використовують для вібротранспортування та дозування сипких вантажів. Такий сучасний тип приводу використовує п’єзоефект для створення мікродеформацій пружних елементів при подачі електричного струму на п’єзоелемент. П’єзорезонатори, що складаються з тонкого керамічного елемента виконаного з титанату свинця та цирконату свинця, вмонтовані в пружні пластинчасті елементи віброживильників. Основними перевагами такого приводу є непотрібність регулювання пружних елементів при налаштуванні необхідної робочої частоти віброживильника; відсутність дії паразитної магнітної сили, що виникає у електромагнітних вібропривода, яка діє на вантаж з феромагнітними властивостями; зниження споживання електроенергії на 70% і більше в порівнянні з електромагнітними вібропривода. Недоліком такого

типу вібропривода є складність виготовлення п’єзорезонаторів та обов’язковість використання електронного контролера частоти струму.



Рисунок 1.23 – Зовнішній вигляд та конструкція віброприводу з п’єзорезонаторами чашевого віброживильника фірми SANKI

Основні технічні характеристики віброприводів та їх опційні пропозиції представлено в табл. 1.1.

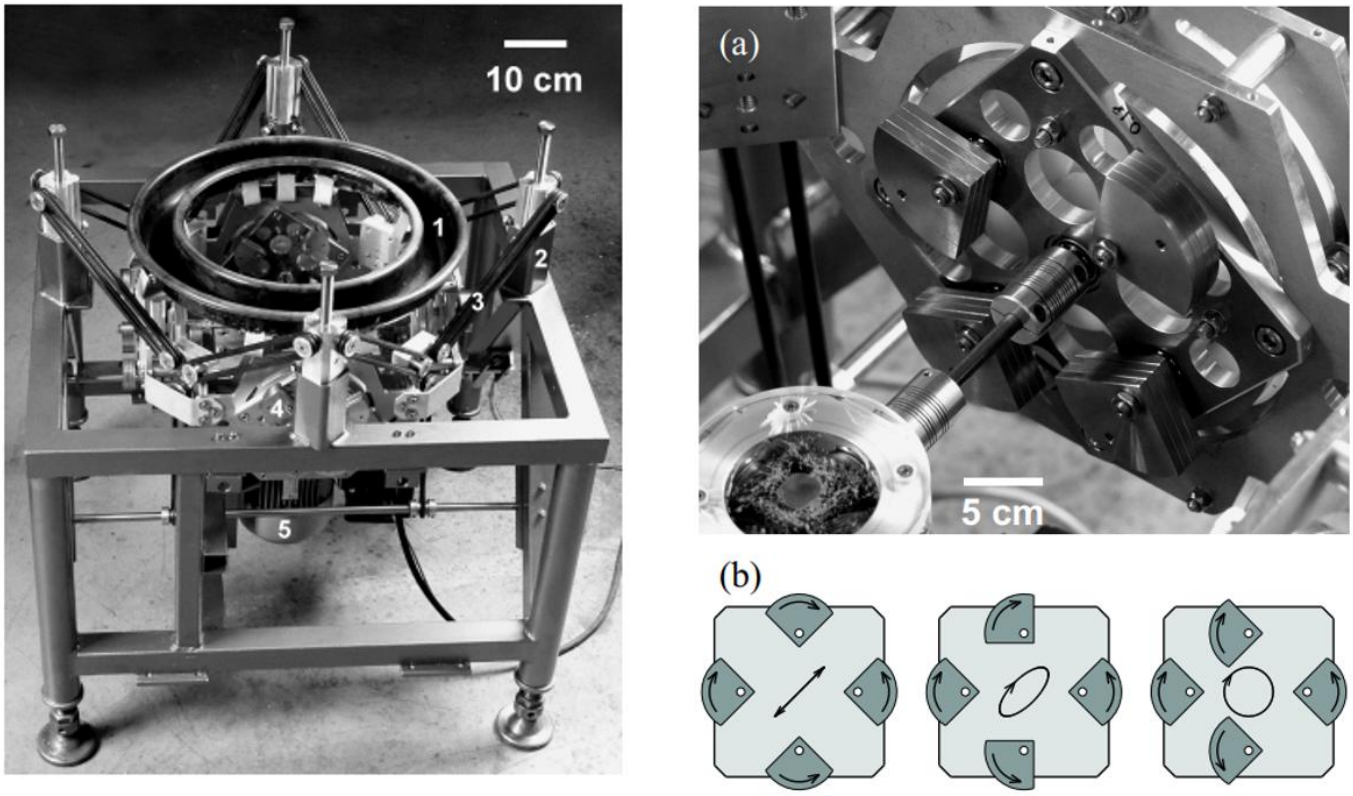
Оригінальну конструкцію вібраційного транспортера описано в науковій роботі [31]. Вібромашина має робочий орган 1 (рис. 1.24) у вигляді тороїда з радіусом 22,5 см та шириною 5 см, який підвішений на регульованій еластичній підвісці 2 у вигляді гумових шнурів 3. Вібропривод 4 з’єднаний з валом асинхронного електродвигуна 5.

Заслуговує на увагу конструкція вібраційного модуля (рис. 1.24, а) даної вібромашини. У його основі лежать чотири приводні дебаланси, вага яких може змінюватись. Змінюючи положення дебалансів (рис 1.24, б), отримують задані траєкторії руху точок робочого органу конвеєра. Регулюванням повертають дебаланси для отримання лінійної (кут зсуву фаз горизонтальних та вертикальних коливань $\varphi = 0$), еліпсної (кут зсуву фаз горизонтальних та вертикальних коливань $\varphi = \pi/4$) та колової (кут зсуву фаз горизонтальних та вертикальних коливань $\varphi = \pi/2$) траєкторій руху робочого органу віброконвеєра.

Таблиця 1.1 – Технічні характеристики віброприводів [29−30]

Технічний параметр	Вид віброприводa			
	Електромагнітні приводи	Дебалансні відцентрові	Відцентровий привід направленої дії	П'єзо-керамічний *
Відцентрова сила	–	40 ÷ 119 кН	28 ÷ 424 кН	–
Синхронна частота обертання ротора / частота	50 Гц мережі: 25, 33, 50, 100 Гц; 60 Гц мережі: 30, 40, 60, 120 Гц	50 Гц мережі: 750, 1000, 1500, 3000 $хв^{-1}$; 60 Гц мережі: 900, 1200, 1800, 3600 $хв^{-1}$	750 ÷ 1500 $хв^{-1}$	Резонансні частоти: 100 ÷255 Гц
Електро-живлення	Змінний однофазний струм, 50 або 60 Гц	Змінний трьохфазний струм 50 або 60 Гц	Змінний трьохфазний струм 50 або 60 Гц	Змінний однофазний струм, 50 або 60 Гц
Потужність	120 ÷ 700 Вт	0,02 ÷ 10,5 кВт	1,8 ÷ 90,0 кВт	2÷50 Вт
Напруга	50 Гц мережі: 230, 400, 500 В; 60 Гц мережі: 220, 440, 460 В	50 Гц мережі: 230, 400, 500 В; 60 Гц мережі: 220, 440, 460 В	50 Гц мережі: 230, 400, 500 В; 60 Гц мережі: 220, 440, 460 В	100÷230 В
Діапазон робочих температур	–25 ÷ +40°С	–25 ÷ +40°С	–25 ÷ +50°С	0 ÷ +40°С
Клас захисту	IP 55 (DIN EN 60529)	IP 66 (DIN EN 60529)	IP 66 (DIN EN 60529)	IP 55 (DIN EN 60529)
Робоча амплітуда	0 ÷ 4 мм	0 ÷ 20 мм	1 ÷ 25 мм	-
Вага вантажу, що транспортується	Від 2 до 1200 кг	До 5000 кг	900 ÷ 20000 кг	Від 0,2 до 5 кг
Необхідне додаткове обладнання	Електронний контроллер	–	Приводні карданні вали та електродвигун	Електрон ний контроллер частоти
Опційні пропозиції	Фазовий захист	Гальмівний вузол, контроллер швидкості обертання ротора, фазовий покажчик	Гальмівний вузол, регулятор швидкості обертання	П'єзо-датчик для авто-матичного регулю-вання швидкості

* − дані взято з каталогу фірми sanki «PIEZO SERIES: SANKI PARTS FEEDING SYSTEM CATALOG»



1 − тороїдний лоток; 2 − регулюєма еластична підвіска; 3 − гумові шнури; 4 −вібропривод; 5 −асинхронний електродвигун з частотним перетворювачем частоти струму; а – загальний вигляд вібропривода з дебалансами; б – положення встановлення дебалансів на валах для отримання лінійної, еліпсної та колової траєкторій руху робочого органу віброконвеєра

Рисунок 1.24 – Вигляд дослідного вібраційного конвеєра з оригінальними віброприводом [31]

Використання вібраційних живильників для підрахунку насіння в лабораторних умовах. Серед численного обладнання лабораторій з оцінки якості насіння сільськогосподарських культур важливе місце займають вібраційні машини. Часто при дослідженні властивостей насіння потрібно вести підрахунок кількості насінин. Такі пристрої називають лічильниками насіння. Зачасту вони мають бункер, з якого рівномірно подається насіння до датчиків або лічильників, що виконують підрахунок пройдених крізь їх поле дії насінин. Саме завдяки позитивним якостям процесу вібротранспортування забезпечується рівномірна подача насіння до

контрольних елементів. Історія виробництва вібромашин, що використовують в засобах обліку насіння сільськогосподарських культур досить вагома. У роботі [32] приведено конструкцію та основні характеристики лічильника насіння виробництва компанії Syntron (Канада) моделі EB-001957 (рис. 1.25) 1957 року виготовлення. У конструкції лічильника використано бункерний спіральний вертикальний вібраційний живильник. Чаша віброживильника була виготовлена з алюмінієвого сплаву. При загальній потужності приладу 10 Вт його швидкість обліку насіння становила від 200 до 300 штук за хвилину.



Рисунок 1.25 – Лічильник насіння компанії Syntron (Канада) моделі EB-001957 [32]

Використання спіральних вібраційних живильників в конструкціях точних приладів обліку насіння сільськогосподарських культур актуальна й на сьогодні. Неможливо представити сучасну лабораторію з контролю якості насіння або науково-дослідний відділ з селекції рослин без наявного приладу обліку кількості насіння або приладу по розфасовуванню насіння в різну тару. Майже всі зразки таких приладів використовують вібрацію для створення рівномірного регульованого потоку насіння. Проаналізувавши конструкції та технічні характеристики сучасних приладів для обліку насіння, до найбільш застосовуваних слід віднести наступних представників.

Прилад для вимірювання кількості насіння Contador (Німеччина) (рис. 1.26) [33]. У конструкції приладу у якості дозувального пристрою використовується вібраційний бункерний живильник. Розроблено три види бункерних живильників:

вид 1 використовують для рівномірної подачі дрібного за розмірами насіння (ріпак, гірчиця, просо та ін.); вид 2 – для середнього насіння (пшениця, жито, горох та ін); вид 3 − для великого насіння (кукурудза, соняшник, насіння гарбуза та ін). Основні технічні характеристики приладу наведені в таблиці 1.2.

Таблиця 1.2 − Основні технічні характеристики приладу для вимірювання кількості насіння Contador (Німеччина) [33]

Назва показника	Величина показника та одиниці вимірювання
Діапазон діаметрів насіння	0,3−15 мм
Продуктивність	До 2500 насінин/хв
Напруга та частота живлення	115−230 В, 50/60 Гц
Споживана потужність	50 Вт
Габаритні розміри	430×235×380 мм
Вага	16 кг



а − зовнішній вигляд приладу; б − різновиди змінних вібробункерів для різної фракції насіння; в − різновиди вібробункерів для швидкого підрахунку насіння

Рисунок 1.26 – Прилад для вимірювання кількості насіння Contador (Німеччина) [33]

Прилад для вимірювання кількості насіння Seedburo 901 Count-A-Pak® Carousel Seed CountersCounter w/10" Bowl, 110V/60Hz (США) (рис. 1.27) [34]. Установка складається з блоку керування, що містить панель для вводу регулювальних

параметрів, спірального вібраційного живильника, датчика обліку насіння та пристрою для фасування. Прилад можна використовувати як загальний лічильник, лічильник окремих партій або лічильник повторних партій. Точність підрахунку насіння становить ±1 на 1000 або 1%. Залежно від розмірів насіння пропонується три види чаш вібраційного живильника: 7 дюймів, 10 дюймів для середнього насіння, 10 дюймів для великого насіння.



Рисунок 1.27 – Прилад для вимірювання кількості насіння виробника Seedburo 901 [34]

Лічильник насіння Automatic seed counter LASC-A10 має компактну конструкцію (рис. 1.28) [35]. Використовується для вимірювання кількості насіння різних сільськогосподарських культур. Завдяки регулюванню частоти вібрації чаші спірального вібраційного живильника, можна регулювати швидкість руху насіння різного розміру. Його основні технічні характеристики наведено в таблиці 1.3.



Рисунок 1.28 – Лічильник насіння Automatic seed counter LASC-A10 [35]

Таблиця 1.3 − Основні технічні характеристики приладу для вимірювання кількості насіння LASC-A10 [35]

Назва показника	Величина показника та одиниці вимірювання
Діапазон діаметрів насіння	0,7−10 мм
Продуктивність	більше 1000 насінин за 3 хв
Напруга та частота живлення	220 В, 50/60 Гц
Споживана потужність	< 20 Вт
Габаритні розміри	380x260x220 мм
Вага	4,7 кг
Точність при роботі з середнім насінням	2/1000
Точність при роботі з великим насінням	4/1000
Ємкість бункера	До 99999 насінин
Тривалість безперебійної роботи	≥ 5 год

Оригінальну будову має лічильник насіння моделі 750-2C (рис. 1.29) [36]. Прилад використовуєть для рахунку насіння сільськогосподарських культур та для порційної видачі насіння. Може оснащуватись спіральними вібраційними живильниками з розмірами чаш: для великого насіння діаметром 10 дюймів та шириною спірального лотка 1 ½ дюйма; для середнього насіння діаметром 7 дюймів низької висоти та доступною шириною спірального лотка ¼ та 7/16 дюйма; для дрібного насіння діаметром 7 дюймів та доступною шириною спірального лотка ¼ та ½ дюйма.

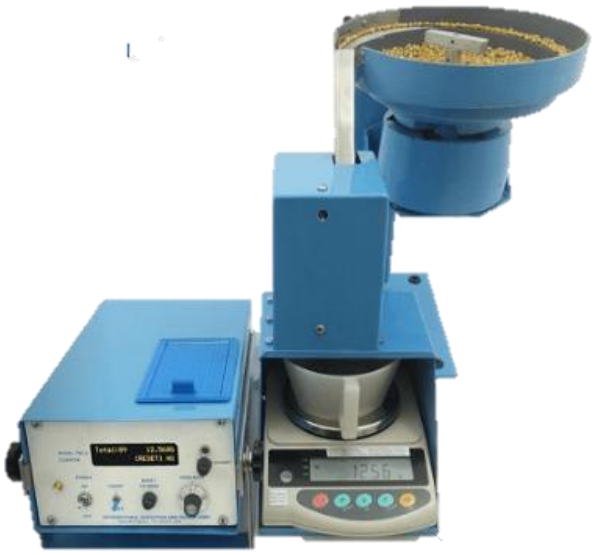


Рисунок 1.29 – Лічильник насіння моделі 750-2C [36]

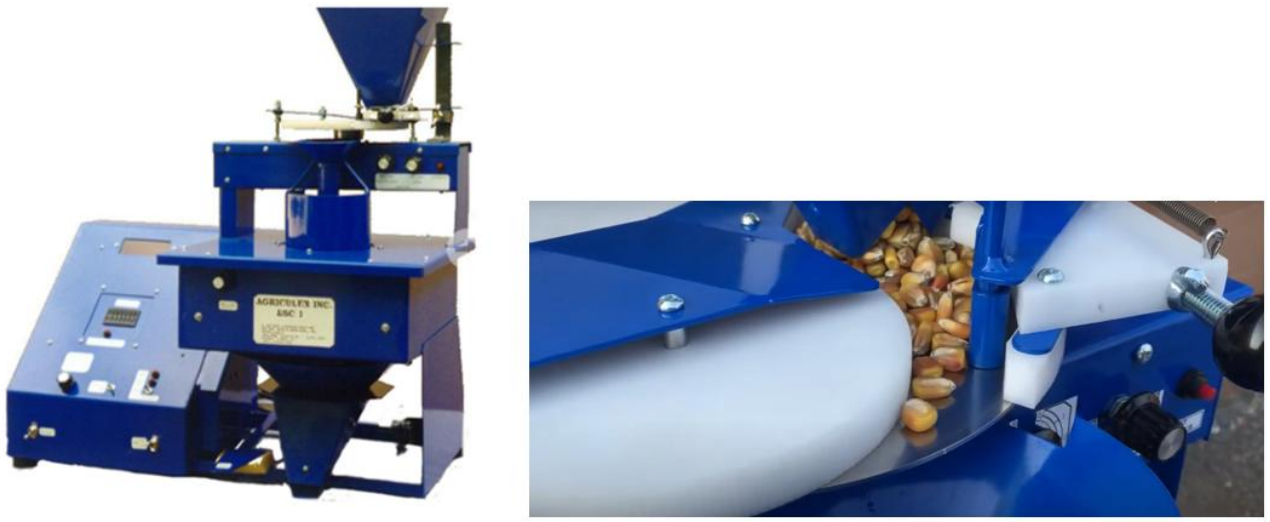
Технічна характеристика лічильника насіння моделі 750-2С представлена в таблиці 1.4.

Таблиця 1.4 − Основні технічні характеристики приладу для вимірювання кількості насіння моделі 750-2С [36]

Назва показника	Величина показника та одиниці вимірювання
Діапазон діаметрів насіння	0,015−0,5 дюймів
Продуктивність	4−2000 насінин/хв
Напруга та частота живлення	220 В, 50/60 Гц
Точність при роботі з дрібним насінням	Менше ніж +0,1%/-0,01%
Точність при роботі з крупним насінням	Менше ніж ±0,01%

Вібраційний живильник використовується в електронному лічильнику насіння ESC-1 компанії Agriculex Inc. (Канада) (рис.1.30, а) [37]. У конструкції лічильника насіннєвий матеріал з накопичуального бункера видається з регулюємою швидкістю вібраційним лотком оригінальної форми (рис.1.30, б).

Технічна характеристика лічильника насіння ESC-1 компанії Agriculex Inc. (Канада) представлена в таблиці 1.5.



а б

а – вид загальний; б – вид роботи вібраційного живильника насіння

Рисунок 1.30 – Електронний лічильник насіння ESC-1 компанії Agriculex Inc. [37]

Таблиця 1.5 − Основні технічні характеристики електронного лічильника насіння ESC-1 компанії Agriculex Inc. (Канада) [37]

Назва показника	Величина показника та одиниці вимірювання
Діапазон діаметрів насіння	0,7−10 мм
Продуктивність	До 100 насінин за секунду
Напруга та частота живлення	220 В, 50/60 Гц
Габаритні розміри	720х460х630 мм
Вага	51 кг

1.5 Огляд досліджень процесу вібротранспортування та дозування сипких вантажів

Пошуком оптимальних параметрів процесу вібротранспортування різного роду сипких вантажів присвячено наукові роботи [38−47].

У роботі [38] досліджували швидкість транспортування мінеральної сировини по поверхні лотка віброживильника покритого гумовою футерівкою спеціальної конструкції. Експериментально встановлено, що при параметрах вібрації (частота 50 Гц, кут підйому лотка 5°) вантаж не рухається при діапазоні амплітуд до 0,3 мм, а при збільшенні амплітуди коливань від 0,3 до 1,0 мм швидкість руху вантажу стрімко зростає.

У праці [39] чисельно проводили аналіз параметрів роботи вертикальних спіральних віброконвеєрів. Шляхом введення в теоретичні залежності контролера нелінійної пропорційної похідної, отримані оптимізовані параметри вібрації віброконвеєра.

Чисельне моделювання руху частинки по вібруючій поверхні з футерівкою досліджували в роботі [40]. Створені моделі часток вантажу у вигляді сфер з середнім радіусом 0,5 мм. Результати моделювання руху часток показали, що факторами, які найбільше впливають на швидкість транспортування є статичний коефіцієнт тертя та коефіцієнт тертя кочення часток по футерівці конвеєра.

Вертикальні вібраційні конвеєри завдяки своїм перевагам, активно використовують не тільки як транспортуючі машини, а й машини для додаткової обробки рухомого вантажу. Так в роботі [41] автори обґрунтовують можливість

використання вертикального віброконвеєра, як машини для сушіння вологого гранульованого органічного матеріалу. Варіант використання вертикальних вібраційних конвеєрів для дезінфекції та пастеризації зерен ячменю та пшеничного борошна висвітлено у роботах [42−43]. Було досліджено вплив параметрів віброприводу (кут нахилу осі вібромотора до горизонту, частота обертання ротора) на час перебування транспортуємого матеріалу в лотку конвеєра. Встановлено, що для зерен ячменю найбільша стабільність тривалості високотемпературної обробки (як фактора якості дезінфекції) відбуватиметься при кутах нахилу осі ротора вібромотора до горизонту 20° та 30° та частоті обертання ротора 600 хв$^{-1}$. Для борошна було встановлено, що тривалість транспортування, а отже і дезінфекція зменшується зі збільшенням кута нахилу осі ротора вібромотора до горизонту. Частота обертання ротора вібромотора також вливає на час транспортування. Автори вказують, що покриття поверхні робочого органу вібротранспортера в процесі роботи шаром пилевидних часток транспортуємого матеріалу, зумовлює зменшення швидкості транспортування часток вантажу. Також досліджували вплив статичного струму, що виникає між частинками вантажу та поверхнею лотка при їх взаємному терті.

Математичне обґрунтування нової конструкції бункерного живильника (в літературі можна зустріти саме таку назву вертикальних вібраційних конвеєрів) досліджували в роботі [44]. Автори пропонують модель руху робочого органу по еліптичній траєкторії. При цьому в горизонтальній площині створювали вібрацію електромагнітним приводом, а вертикальну вібрацію − за рахунок кінематичних збуджувачів у вигляді нахилених до горизонту плоских пружин. Експериментально визначено коефіцієнт пружності пружин та коефіцієнт дисипації, при яких відмічається оптимальний зсув фаз між вертикальною та горизонтальною амплітудами коливань робочого органу бункера живильника.

Основні шляхи збільшення продуктивності вертикальних вібраційних конвеєрів при транспортуванні гранульованих сипких вантажів висвітлено в статті [31]. Автори представили дослідну установку з вібраційним приводом оригінальної конструкції. Регулюючи розміщення дебалансів, можна забезпечити рух робочого

органу вібротранспортера по прямій, коловій та еліптичній траєкторіям. Використовуючи у якості імітації гранульованого сипкого вантажу скляні кульки з діаметром 1 мм в кількості 300 000 шт., було встановлено, що їх найбільша швидкість транспортування виникає при лінійній траєкторії руху робочого органу (близько 90% амплітудного значення швидкості руху жолоба), а при коловій траєкторії руху максимально отримали близько 50% амплітудного значення швидкості руху жолоба. Також найоптимальніше вібромашина працювала зі значенням коефіцієнту режиму роботи інерційного віброконвеєра Г = 3,0 при куті нахилу лінії сил вібрації до горизонту 31°. Важливим результатом досліджень є вплив товщини шару транспортуємого матеріалу на швидкість його переміщення. Встановлено, що швидкість руху гранульованого вантажу зростає до значення висоти шару, що дорівнює десятьом діаметрам часток вантажу. Цікавим є дослідження авторів щодо появи при вібротранспортуванні сипкого вантажу хвиль з псевдозрідженим шаром частинок вантажу. Встановлена емпірична залежність довжини хвилі сипкого вантажу з псевдозрідженим шаром при зміні коефіцієнту Г у вигляді $\lambda(\Gamma) = 1.3\ cm + 20\ cm \cdot \Gamma^{-1.9}$ (при сталій амплітуді коливань 1,47 мм). Також експерименти показали, що найбільшою швидкістю руху жолоба вібраційного конвеєра, при якій вантаж переходить в псевдозріджений стан, становить 0,2 м/с (при діапазоні частот коливання 20-60 Гц). Перехід частинок вантажу в псевдозріджений стан відбувається при встановленні коефіцієнту Г режиму роботи інерційного віброконвеєра, що дорівнює значенню 5. При подальшому підвищенні значення цього коефіцієнта суттєво знижується продуктивність вібротранспортера.

У роботі [45] представлено наукові результати чисельного моделювання з використанням платформи STAR-CCM + руху насіння соняшнику по вібруючій поверхні, яка обдувається стисненим повітрям. А проведені експериментальні дослідження дозволили визначити оптимальні значення параметрів, що впливають на продуктивність машини та затрати потужності на привод. Так доведено, що для отримання максимальної продуктивності вібраційної машини 1029 кг/год, потрібно дотриматися таких значень параметрів машини: кути нахилу вібруючої поверхні $\alpha = 3,8°$, $\beta = 4,0°$; робоча частота вібрації ψ=5 Гц; швидкість руху повітря v = 4 м/с.

У роботі [46] запропоновано створювати дослідні траєкторії (лінійну, еліпсну, колову) руху робочого органу віброконвеєра шляхом втілення в його конструкції віброприводу, який створює гармонійні коливання поверхні у вертикальному напрямку роликами, що обертаються навколо центру з ексцентриком, а коливання у горизонтальному напрямку створює ролик зі зміщеним центром обертання. Отримання різних траєкторій руху робочого органу залежить від кута зсуву фаз обертання роликів.

У науковій статті [47] представлено аналіз руху окремої зернини кукурудзи в чашовому спіральному віброконвеєрі. Теоретичні та експериментальні дослідження показали, що рух насіння кукурудзи по робочий поверхні вібраційної машини можна розділити на чотири стани: прямий рух по коловій траєкторії, зворотній рух по коловій траєкторії, рух мікрокидками та відцентровий рух. Кожному виду руху відповідає критичне значення кутової амплітуди. Причому критичні значення кутових амплітуд всіх видів руху, окрім руху мікрокидками, зменшувались при збільшенні радіусу траєкторії руху зернівки. При аналізі саморуху насінини під дією вібрації встановлено, що положення насінини чинить суттєвий вплив на закон руху. Так, при початковому положенні насінини зародком догори, при вібрації зернятко оберталось навколо свого центру та займало стабільне положення, коли воно рухалось по коловій траєкторії зародком вперед. Коли ж при початковому положенні насінини зародком донизу, вібрація спричинювала його рух, як зародком вперед так і назад. Положення насіння також впливає на швидкість руху його по робочому органу віброживильника. Так, при положенні насінин зародком догори, його швидкість більша ніж в положенні зародком донизу. Втановлено експериментами критичне значення кутової амплітуди коливання робочого органу віброконвеєра. Так, при значенні кутової амплітуди 0,008 рад швидкість руху насіння починає зменшуватись. Оптимальне значення кутової амплітуди становить 0,008 рад. Це забезпечувало кутову швидкість руху зернівки кукурудзи 4,15°/с коли насіння мало положення зародком догори, та 4,03°/с, коли насіння мало поження зародком донизу.

Теоретичні та експериментальні дослідження руху насіння кукурудзи по робочому органу чашевого віброконвеєра відображені в праці [48−49]. У теоретичних

дослідженнях по механізму руху насіння, автори визначили, що до основних конструктивних параметрів віброконвеєра, які чинять суттєвий вплив на продуктивність вібромашини належать: кут нахилу дна чаші віброконвеєра, крок навивки спіральних жолобів, по яких рухаються насінини та електричну напругу, що подається на котушку електромагнітного вібратора. Вплив кожного з вказаних факторів на продуктивність віброконвеєра встановлено методом чисельного моделювання EDEM. Результати показали, що продуктивність віброконвеєра зростала до значення кроку спіральної навивки 35 мм. Подальше збільшення кроку призводило до зменшення швидкості руху насіння. При збільшенні електричної напруги на котушках вібропривода продуктивність збільшувалась, але після 220 В швидкість руху насіння спадала й воно рухалось нестабільно. Зважаючи на ці дані, оптимальними конструктивними параметрами чашевого віброконвеєра для транспортування насіння кукурудзи встановлені: кут нахилу дна чаші віброконвеєра 4°, крок навивки спіральних жолобів, по яких рухаються насінини 35 мм, електрична напруга, що подається на котушку електромагнітного вібратора, 220 В.

У роботі [50] представлено результати теоретичних та експериментальних досліджень руху насіння кукурудзи по лотку похилого лінійного віброконвеєра. Метою роботи є пошук оптимальних конструктивно-технологічних параметрів віброконвеєра, при яких забезпечувався б рух насіння по лотку з максимальною швидкістю та положенням насіння зародком донизу. Основними конструктивно-технологічними параметрами, які чинять суттєвий вплив на якість процесу направленого посіву, прийняті кут напряму вібрації, амплітуда коливань робочого органу та частота коливань. Провівши комплекс експериментальних досліджень на дослідній установці, визначені оптимальні значення обраних параметрів: кут напряму вібрації становив 34,42°, амплітуда коливань робочого органу 0,14 мм та частота коливань 51,77 Гц.

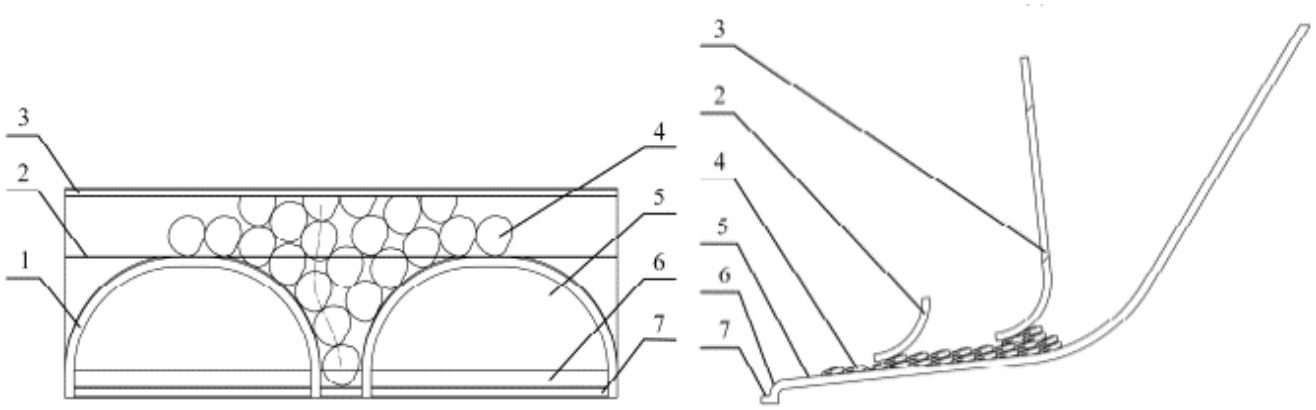
Проєктуванню точних вібраційних висівних апаратів для проса присвячено роботу [51]. Спроєктований та досліджений висівний апарат сівалки для висіву проса має конструкцію похилого вібраційного віброконвеєра з електромагнітним віброприводом. Експериментальні дослідження показали, що при електричній

напрузі на котушці віброприводу 80−160 В, коефіцієнти варіації розміщення насіння проса в рядку і в загальному процесі посіву відповідно становлять не більше, чим 3,57% та 2,39% та пошкодженість насіння менше 0,5%. Зберігаючи агротехнічну швидкість посіву, розроблений вібраційний висівний апарат дає змогу встановлювати норми висіву проса 6, 7,5, 9 кг/га з коефіцієнтами варіації рівномірності висіву в рядках не більше 4,63%, 2,48% та 23,38% відповідно.

У науковій роботі [52] досліджували процес сушіння насіння соняшнику. Автори запропонували поєднати процес вібротранспортування насіння з процесом сушіння. Експериментальна установка складається з двоярусного похилого віброконвеєра. На насіння, яке рухається по верхньому лотку віброконвеєра, подається інфрачервоне світло з встановлених ламп. Завдяки підкидуванню насінин в процесі транспортування, відбувається рівномірне теплове опромінення насіння, а отже і якість сушіння покращується. У якості приводів, що створюють направлені коливання, у віброконвеєрі слугували дебалансні відцентрові віброзбуджувачі. Конструкційні параметри вібраційної сушки такі: кут нахилу вектору збурюючої сили $\beta = 30°$, кут нахилу лотків віброконвеєра $\alpha = 0–20°$, діапазон частот обертання роторів дебалансів $n = 900–990$ хв$^{-1}$. У експерименті досліджувались швидкість переміщення та швидкість втрати вологості насіння соняшнику з початковою вологістю W = 20,7%, 23% та 25%. Так, оптимальною амплітудою руху робочих органів віброконвеєра є А = 1,6 мм, частотою вібрації − f = 100 Гц, частотами обертання роторів дебалансів − $n = 950–970$ хв$^{-1}$.

Точному дозуванню насіння перцю при висіві у ґрунт присвячено роботу [53]. Дослідники запропонували дозування насіння виконувати вібраційним висівним апаратом оригінальної конструкції. Рівномірну подачу насіння перцю до транспортуючого барабану забезпечує вібраційний бункер-лоток (рис. 1.31). Насіння під дією вібрації виконує рівномірний рух по лотку. Обмежувальні заслінки, що встановлені на задану висоту, регулюють висоту шару насіння, що рухається по лотку. До факторів, що впливають на точність висіву були віднесені: кут нахилу лотка, кутова частота обертання ексцентрикового колеса, величина ексцентриситету. Провівши чисельне моделювання та ряд експериментальних досліджень, встановлено

такі оптимальні значення факторів. Кут нахилу лотка становив 14°, кутова частота обертання ексцентрикового колеса − 4,5 $с^{-1}$, величина ексцентриситету − 2 мм. При таких параметрах розподіл ймовірних випадків висіву насіння становив: однозерновий висів 89,28%, багатозерновий висів 3,89%, пропуски 6,83%.



а б

а − схема секції вид зверху; b − схема роботи висівної секції у розрізі: 1 − U-подібна напрямна; 2 − другий обмежувач висоти проходу насіння; 3− перший обмежувач висоти проходу насіння; 4 − бункер насіння; 5 − вібруючій жолоб; 6 − похила пластина; 7 − утримувач насіння

Рисунок 1.31− Схема роботи вібраційного висівного апарату для насінин перцю [53]

1.6 Висновки до розділу

1. Одним з найбільш ефективних сучасних способів селекційного аналізу насіння сільськогосподарських культур по спадковим ознакам є спосіб фенотипування. Одним з важливих завдань забезпечення високоефективної роботи систем автоматичного фенотипування та відбору насіння є організація рівномірної, регульованої подачі насіннєвого матеріалу на стрічковий конвеєр з метою сканування його параметрів (кольору, розміру, форми) автоматичними цифровими датчиками-відеокамерами.

2. Серед великого різноманіття конструкцій дозаторів, живильників, висівних пристроїв та ін, як засобів видачі насіння з акумулюючих ємностей (бункерів), особливої уваги заслуговують вібраційні бункерні спіральні живильники. Характеризуючись великою кількістю переваг в конструкції та техніко-економічних показниках та маючи тривале практичне застосування, спіральні віброживильники розглядаються як основні пристрої дозування насіння в сучасних автоматичних лініях фенотипування та відбору.

3. Проведено аналіз наукових досліджень процесів транспортування та дозування сипких вантажів з використанням вібраційних живильників. Встановлено, що вібраційні спіральні живильники мають ряд переваг перед лотковими віброконвеєрами. Аналіз конструкцій вібраційних живильників для транспортування насіння надав змогу виділити основні тенденції в їх розвитку та визначити конструктивно-технологічні параметри. Огляд показав, що пружними елементами віброживильників для дозування сипких та дрібно-штучних вантажів є полімерні або металеві ресори у вигляді нахилених під кутом до горизонту стержнів або пластин. Широкого розповсюдження має пружня підвіска бункера живильника у вигляді гіперболоїдного торсіону. Актуальним напрямом розвитку конструкцій вібраційних спіральних живильників є забезпечення коливання робочого органу по еліптичній траєкторії. Досягти це можливо такими способами: створення спеціальної конструкції пружних елементів віброживильника, раціональне розміщення віброприводів відносно робочого органу, використання віброприводів, що можуть змінювати траєкторію руху робочого органу на лінійну, колову та еліптичну. Зважаючи на результати наукового огляду, можна стверджувати, що найоптимальнішим видом віброприводу в спіральних вібраційних живильниках, які можуть використовуватись в системах автоматичного фенотипування та відбору насіння, є дебалансні відцентрові віброзбуджувачі.

4. Провівши огляд існуючих конструкцій та патентних конструктивних рішень спіральних віброживильників, відмічено, що більшість з них використовуються в приладах та машинах для підрахунку кількості насінин та для проведення їх поділу на певні порції з метою фасування. Лише деякі конструкції розроблено для створення

рівномірного дозування насіння з бункерів і використовуються як висівні апарати в сівалках точного висіву. Конструкції, які б давали змогу створювати рівномірний регулюємий потік насіння відсутні. Представлені на ринку віброживильники характеризуються високою продуктивністю та вартістю. Тому для забезпечення вимог лінії фенотипування насіння соняшнику є потреба в створенні нової оригінальної конструкції віброживильника з обґрунтованими конструктивно-технологічними параметрами. Так, як лінія передбачає роботу з насіннєвим посадковим матеріалом, то вимоги по травмуванню насіння є дуже високими. Отже, наслідки впливу вібраційної машини повинні бути мінімізовані. Окрім того, вібромашина повинна бути простої конструкції та мати низьку собівартість виготовлення.

1.7 Мета і завдання досліджень

Мета дослідження: полягає у підвищенні ефективності процесів поодинокого транспортування, дозування та підготовки насіння соняшнику до автоматизованого фенотипування та відбору шляхом застосування вібраційного спірального живильника з обґрунтованими конструктивно-технологічними та режимними параметрами.

Задачі дослідження:

– проаналізувати сучасний стан конструкцій і технологічних схем вібраційних спіральних живильників, визначити особливості їх застосування для поштучного дозування насіння та обґрунтувати вимоги до живильника для автоматизованих систем фенотипування та відбору насіння соняшнику;

– розробити конструктивну схему та обґрунтувати принцип роботи вібраційного спірального живильника для забезпечення рівномірної та регульованої поштучної подачі насіння соняшнику до систем автоматизованого фенотипування;

– теоретично дослідити процес руху насіння соняшнику по вібруючому спіральному лотку, встановити залежності граничного кута підйому лотка від конструктивних, режимних і фізико-механічних параметрів та визначити його раціональне значення;

– розробити DEM-модель насіння соняшнику та провести чисельне моделювання його руху по вібруючому спіральному лотку, встановити вплив його конструктивних параметрів на швидкість транспортування насіння та визначити раціональні геометричні параметри спірального лотка;

– провести чисельне моделювання процесу поштучного дозування насіння соняшнику у чаші вібраційного живильника, встановити залежності продуктивності та рівномірності дозування від його конструктивних і режимних параметрів, а також визначити їх раціональні значення;

– експериментально дослідити амплітудно-частотні характеристики та процес роботи спірального віброживильника, встановити залежності амплітуди, віброшвидкості, віброприскорення, продуктивності та рівномірності дозування від режимних і технологічних параметрів, перевірити адекватність результатів чисельного моделювання та визначити раціональні режими роботи живильника;

– здійснити виробничу перевірку та оцінити техніко-економічну ефективність застосування вібраційного спірального живильника в автоматизованій системі фенотипування та відбору насіння соняшнику та визначити доцільність його практичного використання.

Основні наукові результати розділу опубліковано в працях автора [144, 150, 151, 152, 153].

2 ТЕОРЕТИЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ВІБРАЦІЙНОГО СПІРАЛЬНОГО ЖИВИЛЬНИКА НАСІННЯ

2.1 Обґрунтування конструктивно-технологічної схеми

До технічних засобів, що використовуються в селекційній насіннєвій роботі ставиться ряд основних вимог:

– технічні засоби для виконання технологічних операцій повинні повністю очищуватись від генетичного матеріалу, що попередньо оброблювався;

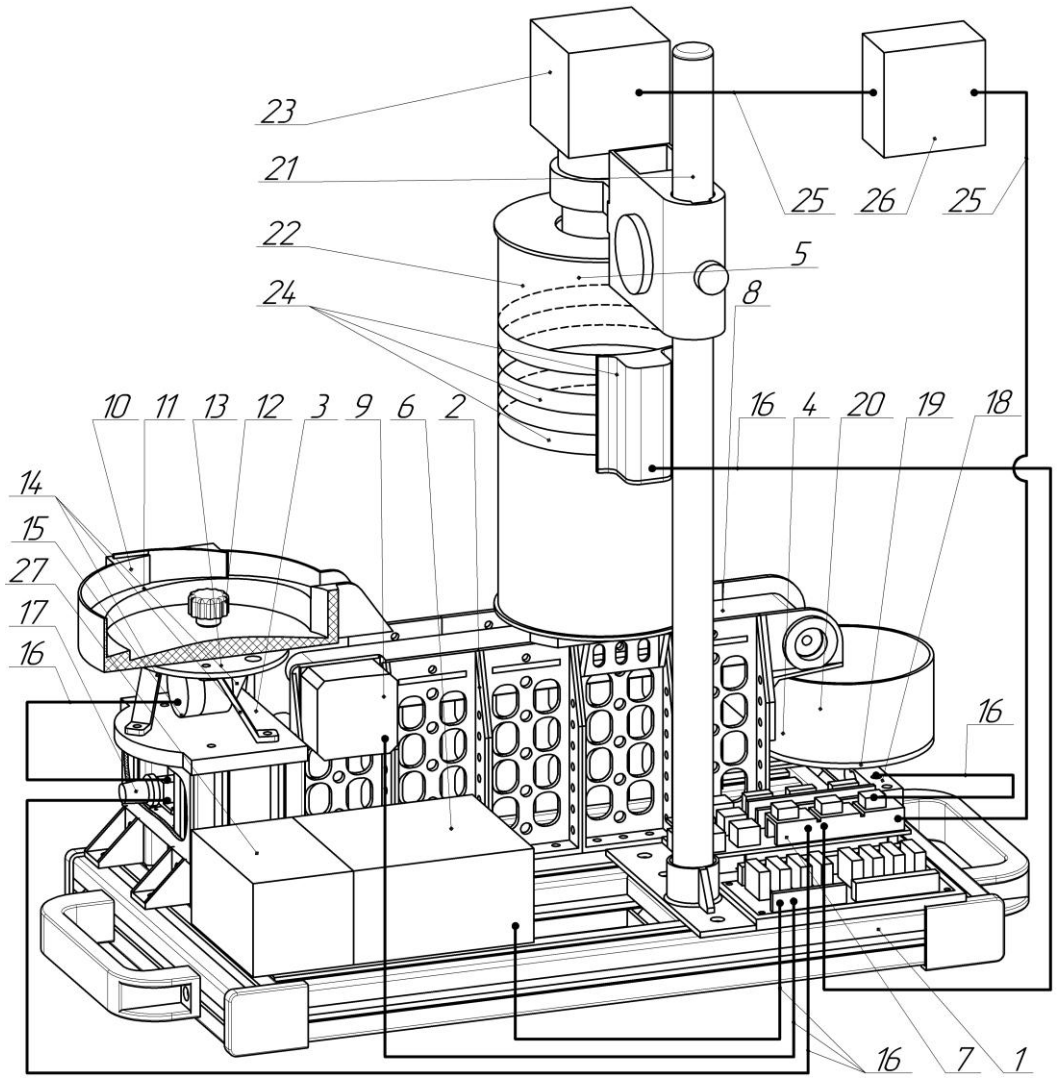
– машини повинні мати високу виборчу продуктивність, оснащені системою автоматизованого керування та контролю показників якості процесу;

– матеріали, з яких виготовляються деталі обладнання, повинні бути безпечними, екологічно чистими та не шкодити якісним показникам насіннєвого матеріалу.

Згідно попередніх досліджень [12–17] розроблена конструктивно-технологічна схема системи автоматичного фенотипування та відбору насіння соняшнику, яка представлена на рис. 2.1.

Автоматична лінія фенотипування насіння працює наступним чином. У накопичувач 10 завантажується певна порція насіння. Вмикається блок живлення 6 і блок керування 7 подає напругу на вібродвигун 15, який створює коливання чаші 10. Насіння, рухаючись по гвинтоподібній доріжці 11, порційно потрапляє на стрічковий транспортер 2. Стрічка 8 огинає натяжний ролик та приводний барабан, що з’єднується з валом крокового електродвигуна 9. Поступово стрічка 8 переміщує насіння до блоку фотофіксації 5 в закритий світлонепроникною трубою 22 простір. У цей момент насіння опромінюється світлом, створеним RGB-світлодіодами 24. Розміщена на штативі 21 фотокамера 23 сприймає зображення насіння під світлом та передає сигнал на персональний комп’ютер 26. Далі насіння переміщує стрічковий транспортер і накопичує його в бюксі 20, яка встановлена на рамі 1 і обладнана

тензодатчиком, що створює блок вимірювання маси 4. Сигнал від блоку маси подається на блок керування 7.



1 – рама; 2 – стрічковий транспортер; 3 – блок для подачі насіння; 4 – блок для вимірювання маси; 5 – блок фотофіксації; 6 – блок живлення; 7 – блок керування; 8 – стрічка; 9 – кроковий двигун; 10 – чаша; 11 – гвинтоподібна доріжка; 12 – гвинт; 13 – вібруюча поверхня; 14 – пружні пластини; 15 – вібродвигун; 16 – електричні проводи; 17 – широтно-імпульсний модулятор; 18 – тензодатчик; 19 – пластина; 20 – бюкса; 21 – штатив; 22 – світлонепроникна труба; 23 – фотокамера; 24 – RGB-світлодіоди; 25 – USB-інтерфейс; 26 – персональний комп’ютер; 27 – акумулятор

Рисунок 2.1 – Конструктивно-технологічна схема системи автоматичного фенотипування та відбору насіння соняшнику [12]

Отримані дані передаються також на персональний комп’ютер 26. Таким чином формується база даних спадкових ознак генетичного матеріалу (насіння) для кожного сорту та гібриду. Блок керування 7 через дроти 16 автоматично управляє вібродвигуном 15, коровим електродвигуном 9 та RGB-світлодіодами 24.

У складі приведеної системи автоматичного фенотипування та відбору насіння важливу роль відіграє блок подачі насіння 3 (рис. 2.1), виконаний у вигляді віброживильника. Він складається з чаші 10 з гвинтоподібною доріжкою 11, змонтованої на вібруючій поверхні 13 з вібродвигуном 15 і пружними пластинами 14. Така конструкція забезпечує рівномірну подачу насіння для точного позиціювання на стрічковому транспортері перед фотофіксацією. Керування вібродвигуном здійснюється через широтно-імпульсний модулятор 17, підключений до блоку керування 7. Оптимізація параметрів віброживильника дозволяє досягти стабільного потоку насіння, що необхідно для точного зчитування морфологічних характеристик за допомогою системи машинного зору.

Створення вібраційного спірального чашевого живильника для дозування поодинокого насіння соняшнику в автоматичних лініях фенотипування та відбору будемо проводити дотримуючись алгоритму (рис. 2.2).

Процес проєктування вібраційного спірального живильника для дозування поодинокого насіння ілюстровано на рисунку 2.3.

Перший етап було присвячено патентно-інформаційному пошуку та аналізу існуючих конструкцій подібного обладнання (розділ 1), була спроєктована і запатентована конструктивно-технологічна схема спірального живильника для дозування поодинокого насіння соняшнику (розділ 2, пункт 2.1). Проведені проєктні розрахунки елементів віброживильника, обґрунтовані форми робочих органів та режими його роботи. Роботоздатність пружних елементів перевірена по критерію втомної міцності (розділ 2, пункт 2.2). Другий етап роботи заключався в створенні робочих креслень деталей віброживильника. Змістом третього етапу було проведення 3D-моделювання робочих елементів за допомогою програмного пакету Siemens NX CAD (розділ 2, пункт 2.4). За результатом чисельного моделювання руху насіння соняшнику по вібруючим доріжкам віброживильника оптимізовано конструктивні

параметри спірального жолоба віброживильника.



Рисунок 2.2 – Алгоритм створення спірального чашевого віброживильника

Також проведено чисельне моделювання з метою встановлення продуктивності проєктного чашевого віброживильника. Моделювання проводили на базі програмного забезпечення Simcenter Star-CCM+ (четвертий етап, розділ 2, пункт 2.5). Змістом п’ятого етапу було проєктування та виготовлення складових елементів віброживильника за допомогою програмного продукту Siemens NX CAM та 3D принтера (розділ 3, пункт 3.2). Шостий етап включав виготовлення експериментального зразка віброживильника (розділ 3, пункт 3.3) та його

експериментальне дослідження (розділ 4).



Рисунок 2.3 – Етапи проєктування експериментального зразка вібраційного спірального живильника для дозування поодинокого насіння

2.2 Розрахунок конструктивно-технологічних параметрів віброживильника

Проаналізувавши існуючі сучасні конструктивно-технологічні рішення, впроваджені у вібраційних машинах, призначених для дозування та видачі насіння [12–37], спроєктована конструктивна схема вібраційного спірального живильника (рис. 2.4) для потреб автоматизованих ліній фенотипування насіння соняшнику та приладів точного підрахунку кількості насіння. На основі 1 (рис. 2.4), яка є реактивною масою, приєднані чотири похилі пластинчасті пружні елементи 2. Верхнім своїм кінцем пружні елементи закріплені на пластині 3, що має паз з поперечним перерізом типу «ластохвіст» 4. Циліндрична чаша бункера 5 має всередині спіральну навивку 6, по доріжкам якої під дією вібрації рухатиметься

насіння соняшнику. Видача поодинокого насіння з чаші проводиться вихідним лотком 7. До центру пластини 3 приєднано електродвигун 8, на вихідних кінцях валу якого встановлені два дебаланси 9. Вібродвигун 8 кріпиться до пластини 3 за допомогою клеми 10 (додаток А).

Принцип дії віброживильника наступний. Дослідник-селекціонер формує наважку насіння соняшнику та засипає його в чашу 5 віброживильника. Вмикається інерційний вібропривод 8 на певних режимах роботи. Збуджуюча сила вібропривоу передається на чашу 5, яка за рахунок закріплення на похилих пружних елементах 2 починає вібрувати по спіральній траєкторії. Насінини соняшнику під дією кругової вібрації та конусності днища чаші 5, переміщуючись до внутрішніх вертикальних стінок бункера, потрапляють на доріжки спіральної навивки 6 та поступово рухаються по ним вгору формуючи рівномірний потік. Піднявшись вгору, насіння потрапляє на горизонтально розташований вихідний лоток 7. Остаточно формуючись в задану рівномірність потоку та орієнтацію, насінини соняшнику подаються на послідуючу обробку.

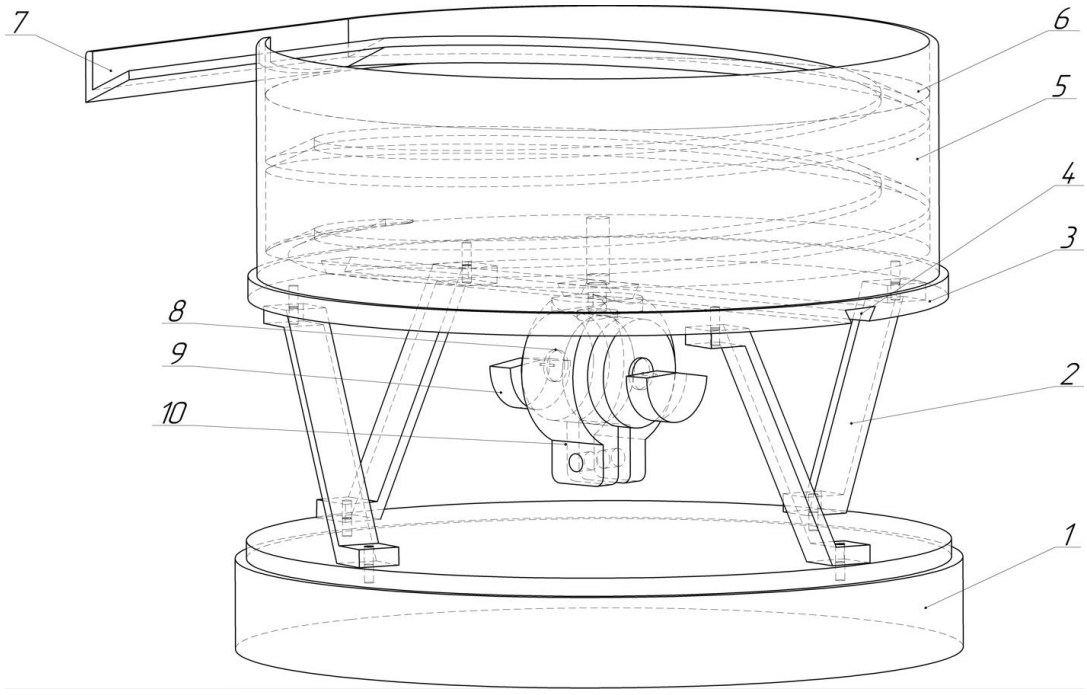


Рисунок 2.4 – Конструктивно-технологічна схема віброживильника для дозування поодинокого насіння соняшнику [148]

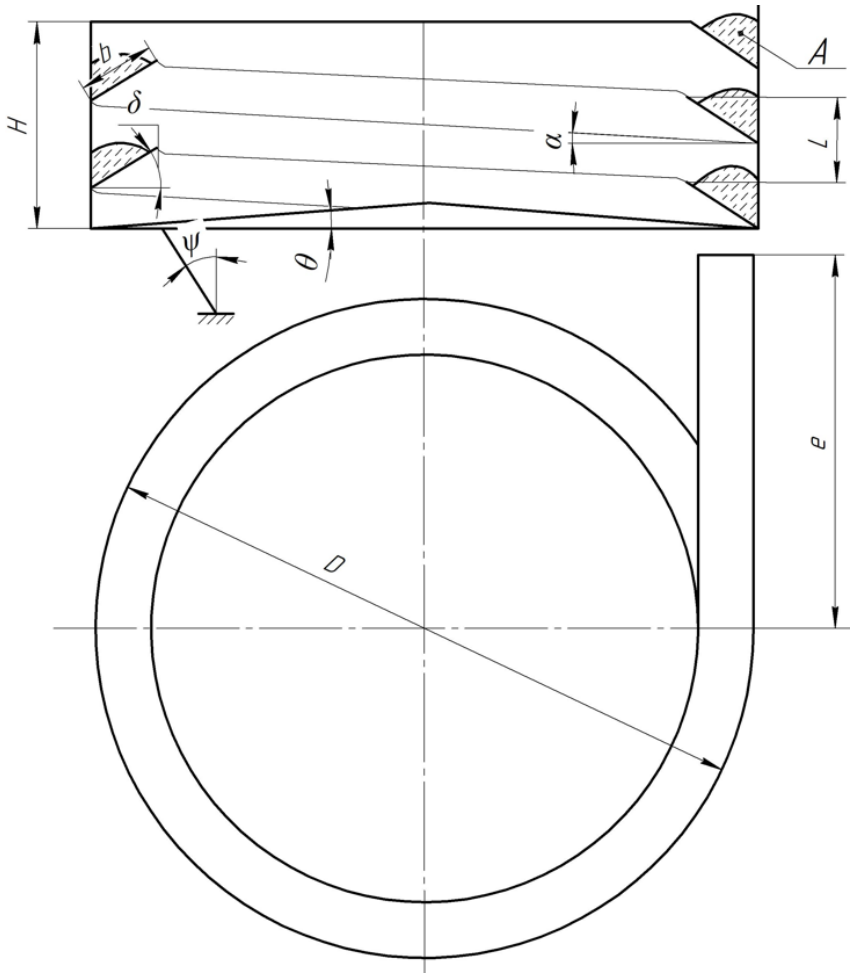
У конструкціях спіральних віброживильників застосовують циліндричні, конічні та комбіновані форми чаш, кожна з яких має свої переваги та сферу використання. У даній роботі для реалізації конструкції обрано циліндричну форму чаші, оскільки вона забезпечує рівномірний розподіл і стабільний рух насіння по спіралі без його зсипання до центру чи назовні, що особливо важливо для дрібних зернин сільськогосподарських культур. Крім того, виготовлення циліндричної чаші є технологічно простішим і менш трудомістким порівняно з конічною або комбінованою, що позитивно впливає на вартість та надійність виробу. Завдяки однаковому діаметру по висоті чаші умови транспортування залишаються стабільними, що сприяє збереженню орієнтації насіння та підвищенню точності подачі. Така форма також є універсальною, оскільки дозволяє працювати з широким спектром насіння різних розмірів і форми, забезпечуючи належну продуктивність. Додатковою перевагою є зручність інтеграції циліндричної чаші з іншими вузлами живильника та технологічних ліній, що робить її оптимальним рішенням для розроблюваної конструкції.

До основних геометричних параметрів чаші вібраційного спірального живильника відносять (рис. 2.5): D – діаметр чаші віброживильника, L − крок гвинтової навивки на внутрішній стінці чаші віброживильника, b − ширина доріжки гвинтової навивки, H − висота чаші віброживильника, e − довжина вихідної ділянки гвинтової навивки за межі чаші віброживильника, ψ − кут нахилу пружних елементів віброживильника до вертикалі, α − кут підйому гвинтових доріжок, θ − кут нахилу дна чаші віброживильника, δ − кут нахилу гвинтової доріжки до горизонталі.

Згідно рекомендацій [15] розрахунок діаметра чаші спірального віброживильника проведемо по залежності:

$$D \geq (7 \div 10) \cdot L_H = (7 \div 10) \cdot 15 = 105 \div 150 \text{ мм}, \quad (2.1)$$

де L_H − довжина штучного транспортуємого вантажа. Так як віброживильник проєктується для транспортування насіння соняшнику, приймаємо узагальнену довжину для різних сортів соняшника 15 мм [54]. Так як загальна маса насіннєвої суміші соняшника не більше 300 г, то враховуючи об’ємну щільність ρ = 275–400 кг/м^3 [54], приймаємо діаметр чаші віброживильника рівним 150 мм.



А – умовне позначення рухомого вантажу по спіральному жолобу віброживильника

Рисунок 2.5– Схема конструктивних параметрів чаші вібраційного спірального живильника

Висоту чаші віброживильника визначимо по залежності [15]:

$$H_{min} \geq 0{,}2 \cdot D = 0{,}2 \cdot 150 = 30 \text{ мм} \quad (2.2)$$

Приймаємо висоту чаші віброживильника 51 мм. Перевіримо, чи забезпечить об’єм чаші вміщення 100 г насіння соняшнику.

Визначимо висоту чаші, яка б містила 100 г насіння соняшнику при прийнятому діаметрі 150 мм. Прирівняємо об’єм 100 г насіння соняшнику ($V_{сон}$) з об’ємом циліндра ($V_ц$) з діаметром 150 мм.

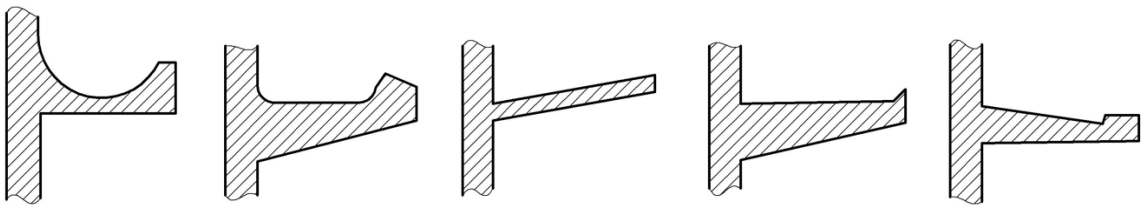
$$V_{сон} = V_ц;\ \frac{m}{\rho} = \frac{\pi d^2 H}{4}; \quad (2.3)$$

Тоді необхідна висота чаші становитиме:

$$H=\frac{4m}{\pi d^2\rho}=\frac{4\times0,1}{3,14\times0,150^2\times300}=0,019м \quad (2.4)$$

Отже, проєктна висота чаші віброживильника забезпечить вміщення необхідної кількості насіння соняшнику.

Профіль та розміри гвинтової доріжки, по якій рухається вантаж потрібно встановлювати відповідно до параметрів часток вантажу. Рекомендовані профілі гвинтових доріжок приведені на рис. 2.6 [15].



а б в г д

а – для циліндричних деталей; б – для циліндричних деталей з осьовими виводами; в, г – для призматичних і циліндричних деталей; д – для транспортованих деталей пластинчастого типу

Рисунок 2.6 – Рекомендовані профілі гвинтових доріжок чаш спіральних віброживильників

Приймаємо для проєктної чаші віброживильника профіль доріжки, рис 2.6 (в).

Ширина доріжки гвинтової навивки дорівнюватиме [15]:

$$b \geq s + (2\div3) = 11,7 + 3 = 14,7 \text{ мм}, \quad (2.5)$$

де s − ширина штучного транспортуємого вантажа. Віброживильник проєктується для транспортування насіння соняшнику. Отже, приймаємо узагальнену ширину для різних сортів соняшника 11,7 мм [54].

Так як віброживильник використовуватиметься також для рівномірної подачі насіннєвого матеріалу сортів соняшнику, що характеризуються великою крупністю насіння, то передбачимо це збільшивши ширину доріжки. Приймаємо остаточну ширину гвинтової доріжки рівною 17 мм.

Відповідно до рекомендацій [14-16], приймемо значення наступних параметрів віброживильника такими як:

– e = 85 мм – довжина вихідної ділянки гвинтової навивки за межі чаші віброживильника;

– ψ = 25° –кут нахилу пружних елементів віброживильника до вертикалі;

– α = 2,4° – кут підйому гвинтових доріжок;

– θ = 6° – кут нахилу дна чаші віброживильника;

– δ – кут нахилу вісі гвинтової доріжки до горизонталі.

Визначимо оптимальний кут δ за схемою рис. 2.7.

На схемі (рис. 2.7) показано як рухається насіння соняшнику по гвинтовій доріжці віброживильника. Таке положення насінини є стабільним та забезпечує рівномірний його рух по жолобу. Визначимо значення кута ε/2 розглядаючи прямокутний трикутник ВОА. Катет трикутника ОА дорівнюватиме половині висоти насіння h, а катет ОВ – половині ширини насіння соняшнику b. Згідно з [54] значення середньостатистичних розмірів насіння соняшнику становить h = 5÷6 мм; b = 8÷9 мм. Тоді кут ε/2 дорівнюватиме ε/2 = arctg(OA/OB) = arctg (2,75/4,25) = 32,9°. Визначимо значення кута δ за рівністю δ = 90 – ε = 90 – 65,8 = 24,2°. Отже, приймаємо кут δ = 25°.

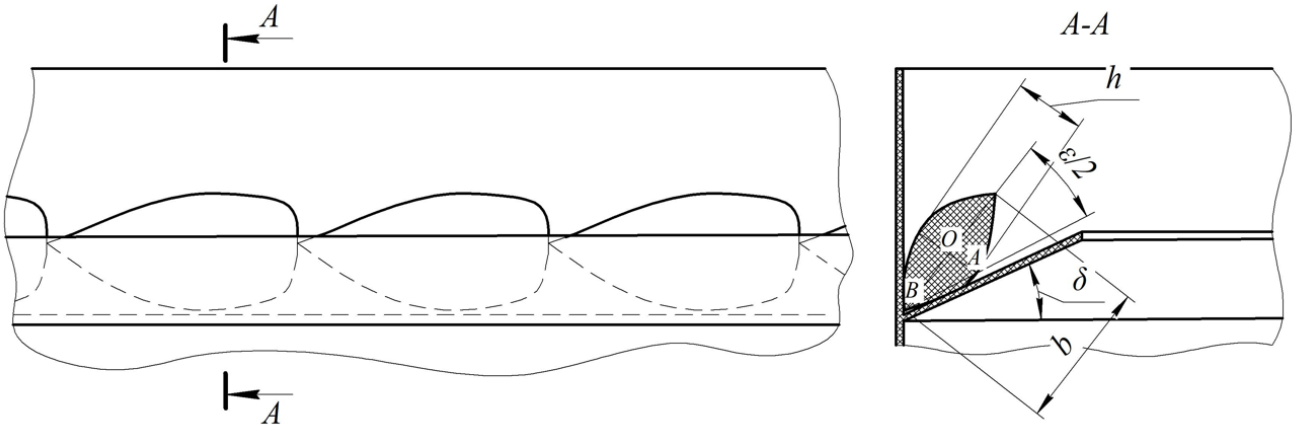
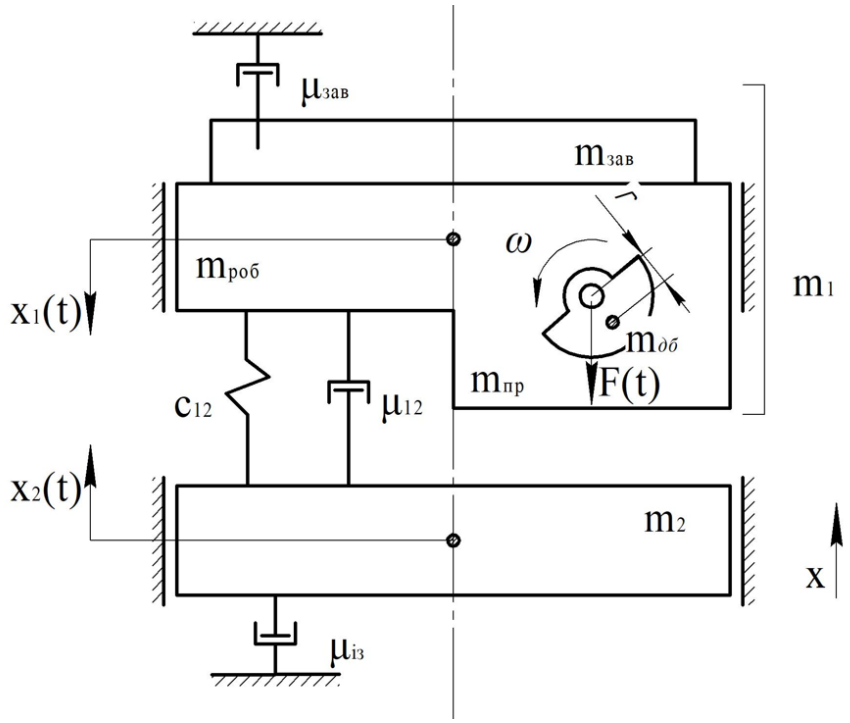


Рисунок 2.7 – Схема визначення оптимального значення кута δ

Проєктуємий спіральний вібраційний живильник являє собою двомасову вібраційну машину з дебалансним (інерційним) приводом робочого органу.

Ідеалізована схема двомасового вібраційного живильника з дебалансним віброприводом представлена на рис. 2.8.



m_1 – перша маса, в яку входять: $m_{роб}$ – маса чаші віброживильника, $m_{пр}$– маса віброприводу (електродвигун, кронштейн його кріплення, $m_{дб}$– маса дебалансів). $m_{зав}$– маса вантажу (входить тільки певна частина); m_2 – друга маса (основа віброживильника). c_{12} – коефіцієнт пружності підвіски чаші віброживильника; μ_{12} – коефіцієнт в'язкого опору пружної підвіски; $\mu_{зав}$– коефіцієнт в'язкого опору, що чинить завантажений в чашу вантаж; $\mu_{із}$ – коефіцієнт в'язкого опору віброізоляторів; r – відстань від осі обертання валу електродвигуна до центра ваги дебалансу; ω– кутова швидкість обертання дебалансу; F(t) – гармонійна збурювальна сила створювана дебалансом, що обертається. $x_1(t)$, $x_2(t)$ – напрям та величина змінного переміщення (амплітуд) центрів мас m_1 та m_2.

Рисунок 2.8 – Ідеалізована схема двомасового вібраційного спірального живильника з дебалансним віброприводом

Аналізуючи досягнення в проєктуванні вібраційних машин для транспортування сипких вантажів [55-58], встановлено, що до основних

найрозповсюдженіших видів віброприводів відноситься електромагнітний та дебалансний (інерційний). Кожен з цих видів віброприводів характеризується своїми перевагами та недоліками. Електромагнітний привод найбільше використовують у вібромашинах з резонансним або біля резонансним налагодженням, добре тримає робочу частоту коливань, вступає в роботу одразу, тобто, відсутні часові витрати при виході машини на номінальний режим роботи, має високі показники надійності через відсутність рухомих частин. Такі переваги електромагнітного приводу надають можливість вібромашинам легко адаптуватись в автоматизованих системах транспортування та дозування сипких вантажів. До недоліків електромагнітного віброзбуджувача належить те, що такий тип вібропривоу забезпечує ефективну роботу вібромашини тільки на резонансних або дорезонансних режимах. Це, в свою чергу, призводить до необхідності прискіпливого проєктування пружної системи вібромашини. Адже пружні вузли повинні мати чіткі параметри жорсткості, в підсумку здорожчуючи собівартість проєктованої вібромашини. Також створення різних видів просторових коливань електромагнітним вібропривоом неможливе. А величина тягової сили електромагніта відчутно залежить від величини повітряного зазору між осердям електромагніту та робочою масою, створюючи, таким чином, потребу в додатковому регулюванні цього зазору при налагодженні та технічному обслуговуванні вібромашини. Ще одним недоліком цього виду вібропривоу є нестабільність роботи вібромашини при коливаннях напруги в електричній мережі. Ще одним, важливим моментом, є те, що науковцями доведено [59, 60] вплив змінного та стаціонарного магнітного поля на насіннєвий матеріал. Тому створюване електромагнітною котушкою вібропривоу магнітне поле, може впливати на якість посівного насіння (схожість, індекс життєздатності, довжина сходів та ін).

Дебалансний (інерційний) вібропривід поступається в певних характеристиках електромагнітному вібропривоу. Маючи серед недоліків менші значення показників надійності, бо в конструкції є рухомі з’єднання, тривалі часові проміжки на розгін та зупинку системи, потребу в додатковому керуванні при використанні в резонансних вібромашинах. Також використання такого виду вібропривоу підвищує рівень небезпечності вібромашини при її роботі.

Важливими позитивними характеристиками дебалансного віброприводу є, порівняно, вищі величини сили збурення, що приходяться на одиницю маси робочого органу вібромашини. Це дає змогу використовувати вібромашини у далеко зарезонансних режимах роботи, спрощуючи при цьому конструкцію вібромашини та покращуючи її техніко-економічні показники. Також такий тип віброприводу надає змогу створювати різноманітні просторові види коливань.

Отже, зважаючи на вище вказане, для вібраційного спірального живильника насіння сільськогосподарських культур найбільш оптимальним є саме дебалансний (інерційний) тип віброприводу.

Вихідними даними для розрахунку приєднаної частки маси середовища завантаження чаші віброживильника є такі дані: маса чаші віброживильника без вантажу $m_1 = 348$ г (визначена як добуток проєктного об'єму тіла чаші на густину філаменту для 3D друку), маса основи віброживильника $m_2 = 1520$ г (рекомендоване значення реактивної маси вібраційних машин $m_2 \approx (2\ldots3)m_1$ [15]), маса завантаженого насіння соняшнику $m_{зав} = 100$ г, колова частота інерційного віброприводу при резонансі чаші віброживильника без вантажу $\omega_1 = 139$ с$^{-1}$, колова частота інерційного віброприводу при резонансі чаші віброживильника з вантажем $\omega_2 = 127$ с$^{-1}$. Значення резонансних частот обертання валу вібропривода встановлені на основі попередніх досліджень.

Жорсткість пружних елементів чаші віброживильника без врахування завантаженості чаші становитиме [15]:

$$c_{12} = \left(\frac{m_1 \times m_2}{m_1 + m_2}\right)\omega_1^2 = \left(\frac{0{,}348 \times 1{,}520}{0{,}348 + 1{,}520}\right)139^2 = 5409\ \frac{\text{Н}}{\text{м}} \qquad (2.6)$$

Приведена частина маси завантаження чаші віброживильника, що чинить вплив на параметри коливання становитиме [15]:

$$m_{пр} = \frac{c_{12}\left(m_1 + m_2\right) - m_1 m_2 \omega_2^2}{m_2 \omega_2^2 - c_{12}} = \frac{5409\left(0{,}348 + 1{,}520\right) - 0{,}348 \times 1{,}520 \times 127^2}{1{,}520 \times 127^2 - 5409} = 0{,}08\ \text{кг} \qquad (2.7)$$

Коефіцієнт приведеної маси дорівнюватиме:

$$k_{пр} = \frac{m_{пр}}{m_{зав}} = \frac{0{,}08}{0{,}1} = 0{,}8 \qquad (2.8)$$

Отже, жорсткість пружних елементів чаші віброживильника з врахуванням її завантаженості становитиме:

$$c_{12}=\left(\frac{\left(m_1+k_{пр}m_{зав}\right)m_2}{\left(m_1+k_{пр}m_{зав}\right)+m_2}\right)\omega_1^2=\left(\frac{(0{,}348+0{,}8\times0{,}1)\times1{,}520}{(0{,}348+0{,}8\times0{,}1)+1{,}520}\right)139^2=6447\,\frac{Н}{м} \qquad (2.9)$$

Розрахуємо вертикальну амплітуду коливань чаші віброживильника по залежності:

$$A_{вер}=\frac{Гg}{\omega_{роб}^2}=\frac{1{,}0\times9{,}81}{153^2}=0{,}4\,мм, \qquad (2.10)$$

де Г − коефіцієнт перевантаження. Так як проєктується віброживильник для рівномірної подачі насіння соняшнику на лінію його фенотипування, то швидкість руху насінин буде мінімальною. Отже, приймаємо мінімально можливий коефіцієнт перевантаження, при якому забезпечується процес вібропереміщення рівним 1,0; $\omega_{роб}$ − колова частота обертання дебалансів вібропривода віброживильника в робочому режимі. При робочій частоті обертання валу електродвигуна з дебалансами n = 1460 $хв^{-1}$ (приймаємо для проєктного віброживильника зарезонансний режим роботи з коефіцієнтом налагодження z = 1,2), тоді колова частота становитиме $\omega_{роб}=\frac{\pi n}{30}=\frac{3{,}14\times1460}{30}=153\,с^{-1}$.

Необхідну споживану потужність віброживильника знайдемо по формулі:

$$N=\frac{\sqrt{6}}{4\eta}\omega_{роб}^3\left(\frac{m_1A_{вер}^2}{\lambda}+\frac{k_{пр}m_{зав}A_{вер}^2}{\lambda_{зав}}\right)=$$
$$=\frac{\sqrt{6}}{4\times0{,}8}153^3\left(\frac{0{,}348\times0{,}0004^2}{5{,}98}+\frac{0{,}8\times0{,}1\times0{,}0004^2}{1{,}0}\right)=0{,}059\,кВт, \qquad (2.11)$$

де η − коефіцієнт корисної дії дебалансного віброприводу. Приймаємо η = 0,8 [15]; λ − коефіцієнт динамічності для маси віброживильника m_1 = 348 г.

Коефіцієнт динамічності знайдемо за формулою:

$$\lambda=\left|\frac{c_{12}}{c_{12}-m_{пр}\omega_{роб}^2}\right|=\left|\frac{6447}{6447-0{,}33\times153^2}\right|=5{,}98, \qquad (2.12)$$

де $m_{пр}=\left(\frac{\left(m_1+k_{пр}m_{зав}\right)m_2}{\left(m_1+k_{пр}m_{зав}\right)+m_2}\right)=\left(\frac{(0{,}348+0{,}8\times0{,}1)\times1{,}520}{(0{,}348+0{,}8\times0{,}1)+1{,}520}\right)=0{,}33$ кг – приведена маса віброживильника; $\lambda_{зав}$ – коефіцієнт динамічності для маси вантажу віброживильника. Так як обрано мінімальний коефіцієнт перевантаження Г = 1,0, то приймаємо $\lambda_{зав}$ = 1,0 [15].

Визначимо коефіцієнт в'язкого опору елементів віброживильника. Основними причинами втрати енергії, що генерується дебалансним вібропривідом в проєктованому віброживильнику, є вплив насіннєвої суміші, яка міститься в чаші живильника, а також вплив віброізоляторів, що встановлюватимуться на опорній частині основи віброживильника. Також деяку частину енергії поглинатимуть пружні елементи віброживильника. Ці втрати будуть діяти паралельно. Отже, зведений коефіцієнт в'язкого опору елементів віброживильника дорівнюватиме:

$$\mu=\mu_{із}+\mu_{зав}+\mu_{12}, \tag{2.13}$$

де $\mu_{із}$ – коефіцієнт в'язкого опору віброізоляторів;

$$\mu_{із}=\frac{\chi\times c_{12}}{\omega_{роб}}=\frac{0{,}12\times6447}{153}=5{,}06\,\frac{Н\times с}{м}, \tag{2.14}$$

де χ – коефіцієнт внутрішнього тертя матеріалу віброізоляторів. Для гумових віброізоляторів становить близько 0,12 [15]; $\mu_{зав}$ – коефіцієнт в'язкого опору насіння соняшнику, що міститься в чаші живильника знайдемо за формулою [15]:

$$\mu_{зав}=0{,}02\sqrt{2c_{12}\left(m_1+k_{пр}m_{зав}\right)}=0{,}02\sqrt{2\times6447\left(0{,}348+0{,}8\times0{,}1\right)}=1{,}48\frac{Н\times с}{м}. \tag{2.15}$$

μ_{12} – коефіцієнт внутрішнього тертя матеріалу пружних елементів віброживильника. Користуючись дослідженнями [15], та зважаючи на невеликі розміри пружних елементів проєктного віброживильника, знехтуємо цим показником.

Отже, зведений коефіцієнт в'язкого опору елементів віброживильника становитиме

$$\mu=\mu_{із}+\mu_{зав}=5{,}06+1{,}48+=6{,}54\,\frac{Н\times с}{м} \tag{2.16}$$

Розрахуємо необхідний статичний момент дебалансів вібропривіду віброживильника.

$$m_д \times r = \frac{A_{вер}}{\omega_{роб}^2}\sqrt{\left(c_{12} - \left(m_1 + k_{пр} \times m_{зав}\right)\omega_{роб}^2\right)^2 + \left(\mu\omega_{роб}\right)^2} = \\ = \frac{0{,}0004}{153^2}\sqrt{\left(6447 - (0{,}348 + 0{,}8 \times 0{,}1)153^2\right)^2 + (6{,}54 \times 153)^2} = 0{,}00006 \text{ кг}\times\text{м}, \quad (2.17)$$

де $m_д$ – маса дебалансів, що встановлені на валу електродвигуна; r – відстань від точки обертання дебалансу до центра його ваги.

Сила збурення дебалансів становитиме:

$$F_0 = A_{вер}\sqrt{\left(c_{12} - \left(m_1 + k_{пр} \times m_{зав}\right)\omega_{роб}^2\right)^2 + \left(\mu\omega_{роб}\right)^2} = \\ = 0{,}0004\sqrt{\left(6447 - (0{,}348 + 0{,}8 \times 0{,}1)153^2\right)^2 + (6{,}54 \times 153)^2} = 1{,}49 \text{ Н}, \quad (2.18)$$

За розрахованими параметрами, обираємо для приводу дебалансів електричний двигун постійного струму марки R-370-CE (виробник Shenzhen Xinyongtai Motor Co., Ltd.). На вихідні ділянки ротора електродвигуна встановлено два дебаланси, що виготовлені з латуні. Зовнішній вигляд електродвигуна представлено на рисунку 2.9.



Рисунок 2.9 –Зовнішній вигляд електродвигуна з дебалансами R-370-CE (RF-370CA-15370)

У таких двигунах крутний момент, діючий на валу ротора, не постійний, а залежить від частоти обертів дебалансів. При збільшенні частоти обертів дебалансів, крутний момент на валу електродвигуна спадає по лінійній залежності. Встановимо частотно-силову характеристику електродвигуна, яка буде потрібна для моделювання роботи віброживильника. За таблицею технічних характеристик електродвигуна R-370-CE (RF-370CA-15370), встановимо, що пусковий крутний момент на роторі електродвигуна дорівнює T_0 =0,0183 Н·м. При частоті обертання ротора n =4800 $хв^{-1}$,

його значення становить T(4800) = 0,00235 Н·м. Так як зменшення величини крутного моменту на валу електродвигуна відбувається по лінійній залежності, то загальний закон його зміни можна описати залежністю $T(n) = T_0 - \alpha n$, де T_0 − пусковий крутний момент при n = 0 хв$^{-1}$; α = tgβ; β − кут нахилу лінійного графіку T(n) до осі абсцис. Знайдемо коефіцієнт α для електродвигуна R-370-CE (RF-370CA-15370) по залежності

$$\alpha=\frac{\Delta T}{\Delta n}=\frac{0,0183-0,00235}{4800-0}=3,3\times10^{-6}, \quad (2.19)$$

де ΔT – зміна крутного моменту на валу електродвигуна від пуску до частоти обертання n = 4800 хв$^{-1}$; Δn – зміна частоти обертання ротора електродвигуна від пуску до частоти обертання n = 4800 хв$^{-1}$.

Отже, теоретичну залежність зміни величини крутного моменту на валу від обертів ротора електродвигуна R-370-CE (RF-370CA-15370) можна записати так:

$$T(n)=T_0-\alpha n=0,0183-3,3\times10^{-6}\times n \quad (2.20)$$

Графічний її вигляд представлений на рис. 2.10.

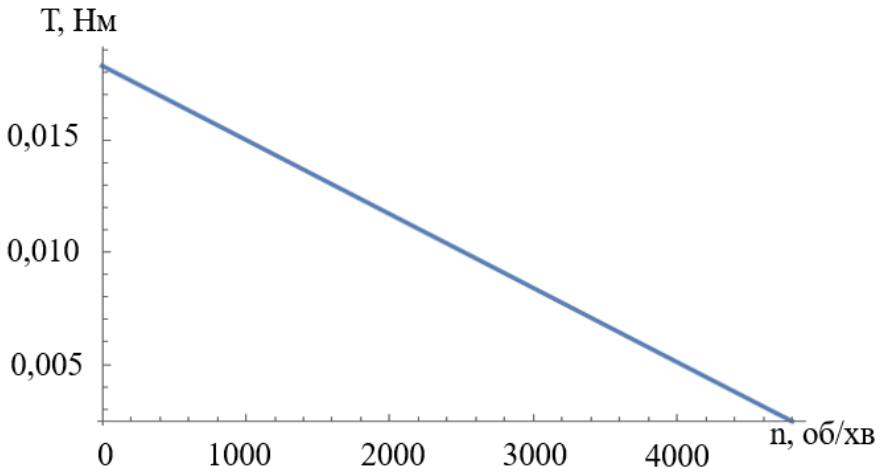


Рисунок 2.10 – Графік залежності зміни крутного моменту на валу електродвигуна R-370-CE (RF-370CA-15370) від частоти обертів ротора

Визначимо величину крутного моменту на валу електродвигуна при резонансній частоті роботи віброживильника ω_2 = 127 с$^{-1}$ (n_2 = 1210 хв$^{-1}$).

$$T(1210)=0{,}0183-3{,}3\times10^{-6}\times n_2=0{,}0183-3{,}3\times10^{-6}\times1210=0{,}0143\ \text{Н}\times\text{м} \qquad (2.21)$$

Так як саме в резонансному режимі роботи, електродвигун має найбільше навантаження, то перевіримо роботоздатність вібропривоу по умові $T(n_2) > T_{оп}$, де $T(n_2)$ – крутний момент на валу електродвигуна при резонансній частоті обертання ротора $n_2 = 1210$ хв$^{-1}$; $T_{оп}$ – момент опору при обертанні дебалансів встановлених на валу електродвигуна при резонансній частоті $n_2 = 1210$ хв$^{-1}$.

Момент опору від обертання дебалансів, що діє на вал електродвигуна, знайдемо при найбільш завантаженому випадку роботи вібропривода, а саме при резонансі по формулі [15]:

$$T_{оп}=\frac{\sqrt{6}}{4}\frac{m_д^2 r^2\omega_2^4}{\sqrt{\left(c_{12}-\left(m_1+k_{пр}m_{зав}\right)\omega_2^2\right)^2+\left(\mu\omega_2\right)^2}}+\frac{m_д rg}{\sqrt{2}}\cos\xi+\mu'\omega_2=$$

$$=\frac{\sqrt{6}}{4}\frac{0{,}0112^2\times0{,}0045^2\times127^4}{\sqrt{\left(6447-(0{,}348+0{,}8\times0{,}1)127^2\right)^2+(6{,}54\times127)^2}}+\frac{0{,}00005\times9{,}81}{\sqrt{2}}\cos0^\circ+ \qquad (2.22)$$

$$+1\times10^{-6}\times127=0{,}001\ \text{Н}\times\text{м},$$

де $m_д$ − маса дебалансів, що встановлені на валу електродвигуна. Для обраного електродвигуна R-370 маса дебалансів дорівнює 0,0112 кг; r − відстань від точки обертання дебалансу до центра його ваги. Для обраного електродвигуна R-370 радіус обертання дебалансів дорівнює 0,0045 м; ξ − кут нахилу вісі обертання дебаланса до горизонту. У проєктній конструкції вібропривода віброживильника вісь обертання дебалансів є горизонтальною, а тому $\xi = 0°$; μ' − коефіцієнт в'язкого опору під час обертання ротора електродвигуна. Для обраного електродвигуна R-370 приймаємо коефіцієнт в'язкого опору під час обертання ротора $\mu'=1\times10^{-6}$ Н·м·с/рад [15].

Отже, умова роботоздатності вібропривода виконується, так як $T(1210) = 0{,}0143$ Н·м $> T_{оп} = 0{,}001$ Н·м. Така різниця у моментах обумовлена тим, що віброживильник проєктується не по максимальній продуктивності переміщення насіння соняшнику, а по рівномірній видачі насіння з чаші живильника на подальшу обробку на лінії його фенотипування. А це передбачає низьку швидкість переміщення насіння по лотку спіральної навивки чаші віброживильника.

Визначимо статичний момент дебалансів обраного вібропривода. По технічній характеристиці маса кожного дебаланса електродвигуна R-370-CE (RF-370CA-15370) становить $m_д = 0,005636$кг. А радіус зміщення центра їх ваги від точки обертання на валу електродвигуна дорівнює $r = 0,0045$ м. Дебаланси розміщені по обидва боки від статора електродвигуна. Тоді статичний момент дебалансів становитиме $2 \cdot m_д \cdot r = 2 \cdot 0,005636 \cdot 0,0045 = 0,00005$ кг·м. За розрахованими вище залежностями, для створення вібропривідом вертикальної амплітуди коливань чаші віброживильника потрібний статичний момент дебалансів 0,00006 кг·м. Таким чином обраний електродвигун та параметри, встановлених на його валу дебалансів, відповідають розрахованим величинам.

Пружні елементи (рис. 2.11) є основними складовими будь-якої вібраційної системи. Адже, саме їх конструкція, матеріал виготовлення, спосіб установки тощо, впливають на роботоздатність конструкції проєктної вібраційної машини. Проаналізувавши здобутки в питанні конструювання пружних елементів вібраційних машин, прийнято рішення в проєктній конструкції вібраційного живильника для транспортування насіння соняшнику, використати пружну підвіску чаші живильника у вигляді плоских нахилених елементів.

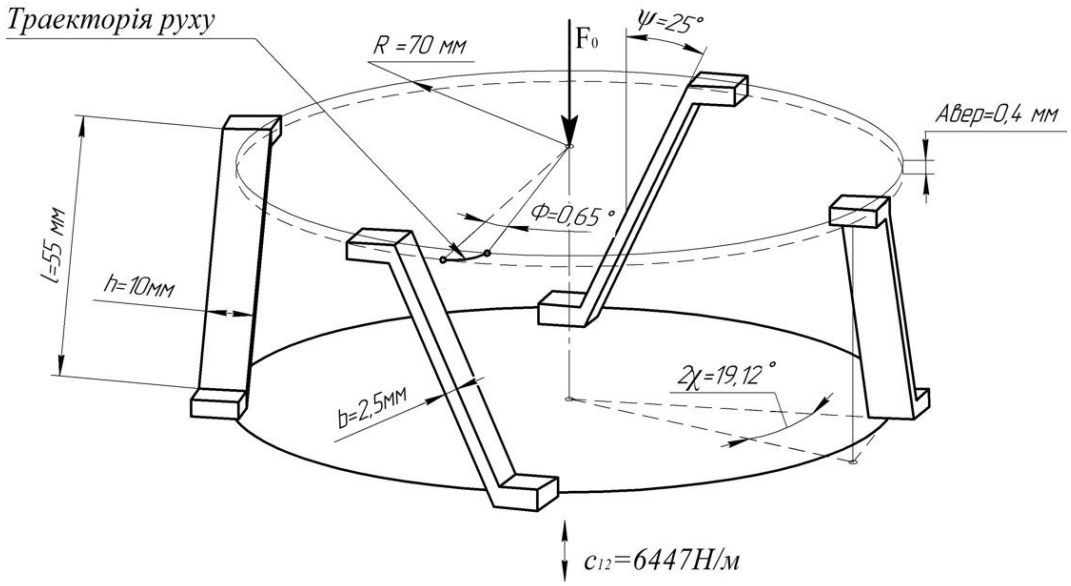


Рисунок 2.11 – Загальний вигляд пружного вузла віброживильника з вказаними значеннями його геометричних та інерційно-жорсткісних параметрів

Матеріалом, з якого виготовлятимуться пружні елементи є філамент для 3D принтерів марки ABS+. Кількість пружних елементів становитиме n = 4, показник відношення ширини h поперечного перерізу пружного елемента до його висоти b встановимо рівним $\varsigma = h/b = 4$. Коефіцієнт Ξ, що враховується при визначенні моменту інерції при крученні, залежить від коефіцієнту пружного елемента прямокутного перерізу ς , та знаходиться за формулою:

$$\Xi=\frac{\varsigma-0{,}63}{3\varsigma}=\frac{4-0{,}63}{3\times4}=0{,}28 \tag{2.23}$$

Розрахунок висоти b прямокутного поперечного перерізу проєктного пружного елемента виконаємо по залежності [15]:

$$b=\sqrt[4]{\frac{c_{12}\times R^2\cos^2(\chi)\,tg^2(\psi)}{\frac{E\times n\times\varsigma\times k_з}{l}\left[\frac{R^2\cos^2(\chi)}{l^2\cos^2(\psi)}+\frac{\varsigma^2\sin^2(\psi)}{12}+\frac{G\times\Xi\times\cos^2(\psi)}{E}\right]}}=$$

$$=\sqrt[4]{\frac{6447\cdot0{,}07^2\cos^2 9{,}56^\circ\, tg^2 25^\circ}{\frac{2{,}7\cdot10^9\cdot4\cdot4\cdot0{,}8}{0{,}055}\left[\frac{0{,}07^2\cos^2 9{,}56^\circ}{0{,}055^2\cos^2 25^\circ}+\frac{4^2\sin^2 25^\circ}{12}+\frac{0{,}9\cdot10^9\cdot0{,}28\cdot\cos^2 25^\circ}{2{,}7\cdot10^9}\right]}}= \tag{2.24}$$

$$=0{,}0026\text{м}=2{,}6\text{ мм},$$

де c_{12} − розрахована пружність підвіски чаші віброживильника, c_{12} = 6447 Н/м; R− радіус розміщення пружних елементів відносно центру чаші віброживильника. Приймаємо R = 0,07 м; l − робоча довжина пружного елемента з прямокутним перерізом. Приймаємо l = 0,055 м; $k_з$− коефіцієнт, що залежить від виду кріплення пружного елементу до чаші віброживильника та його основи. По рекомендаціям [15] при кріпленні пружного елементу до чаші віброживильника та його основи гвинтами приймаємо $k_з$ = 0,8; ψ − кут нахилу вісі пружного елементу до вертикальної осі. По прийнятим даним $\psi = 25^\circ$; χ − кут пружних елементів, що знаходиться за залежністю:

$$\chi=\arcsin\frac{l\times\sin(\psi)}{2R}=\arcsin\frac{0{,}055\cdot\sin 25^\circ}{2\cdot0{,}07}=9{,}56^\circ; \tag{2.25}$$

E − модуль пружності I роду (модуль Юнга) матеріалу пружних елементів. Філамент для 3D принтерів марки ABS+ має середнє значення модуля Юнга $E = 2{,}7\cdot10^9$ Па [58, 59]; G − модуль пружності II роду (модуль зсуву) матеріалу пружних елементів.

Філамент для 3D принтерів марки ABS$^+$ має середнє значення модуля зсуву G = 0,9·10^9 Па [61, 62].

Отже, приймаємо висоту b прямокутного поперечного перерізу проєктного пружного елемента рівною 2,5 мм. Тоді ширина *h* перерізу становитиме h = ς·b = 4·2,5 = 10 мм.

Так як пружні елементи працюють на згин, а також, враховуючи показники втомлюваності їх матеріалу при знакозмінному навантаженні, проведемо розрахунок роботоздатності пружного вузла за критерієм міцності. Перевіримо роботоздатність проєктних пружних елементів по критерію міцності $\sigma_{max} \leq [\sigma]_{-1}$, де σ_{max} – найбільше значення напруження згину в пружному елементі; $[\sigma]_{-1}$ – допустиме значення напруження згину матеріалу пружного елементу при знакозмінному симетричному циклі навантаження. Філамент для 3D принтерів марки ABS$^+$ має дослідне значення напруження $[\sigma]_{-1}$ = 7,5 МПа [61, 62].

Користуючись досягненнями [15], максимальне значення напруження згину в проєктному пружному елементі знайдемо за формулою:

$$\sigma_{max}=K_k b\Phi\sqrt{\left(\frac{E}{l}\left(\frac{3R\cos(\chi)}{l\cos(\psi)}+\frac{\varsigma}{2}\sin(\psi)\right)\right)^2+4\left(\frac{G\cos(\psi)}{l}\right)^2}=1\cdot 0,0025\cdot 0,0113\times$$
$$\times\sqrt{\left(\frac{2,7\cdot 10^9}{0,055}\left(\frac{3\cdot 0,07\cdot\cos 9,56^\circ}{0,055\cos 25^\circ}+\frac{4}{2}\sin 25^\circ\right)\right)^2+4\left(\frac{0,9\cdot 10^9\cos 25^\circ}{0,07}\right)^2}=6,9\ МПа, \quad (2.26)$$

де $K_к$ – коефіцієнт концентрації напруження у пружному елементі. Приймаємо $K_к$ = 1 [15]; Ф – кут закручування чаші віброживильника, рад. Визначимо кут закручування чаші за формулою:

$$\Phi=\operatorname{arctg}\frac{2A_{вер}}{D\operatorname{tg}(\psi)}=\operatorname{arctg}\frac{2\cdot 0,0004}{0,150\cdot\operatorname{tg}25^\circ}=0,65^\circ=0,65^\circ\cdot\frac{2\pi}{360^\circ}=0,0113\ рад. \quad (2.27)$$

Отже, σ_{max} = 6,9 МПа ≤ $[\sigma]_{-1}$= 7,5 МПа – умова міцності виконується.

Провівши обґрунтування та розрахунки конструктивно-технологічних параметрів вібраційного спірального живильника для дозування поодинокого насіння соняшнику, побудуємо його теоретичну амплітудно-частотну характеристику (АЧХ) (рис. 2.12). За теоретичною АЧХ видно, що робочий діапазон частот

віброживильника міститься в зарезонансній зоні. Так як якість роботи віброживильника залежить від багатьох незалежних факторів, то в подальшій науковій роботі буде проведено чисельне моделювання руху насіння соняшнику по спіральним вібруючим доріжкам обґрунтованої конструкції з метою виявлення оптимальних параметрів та режимів роботи. Також факторний експеримент дозволить виявити значущі фактори, що впливатимуть на параметр оптимізації.

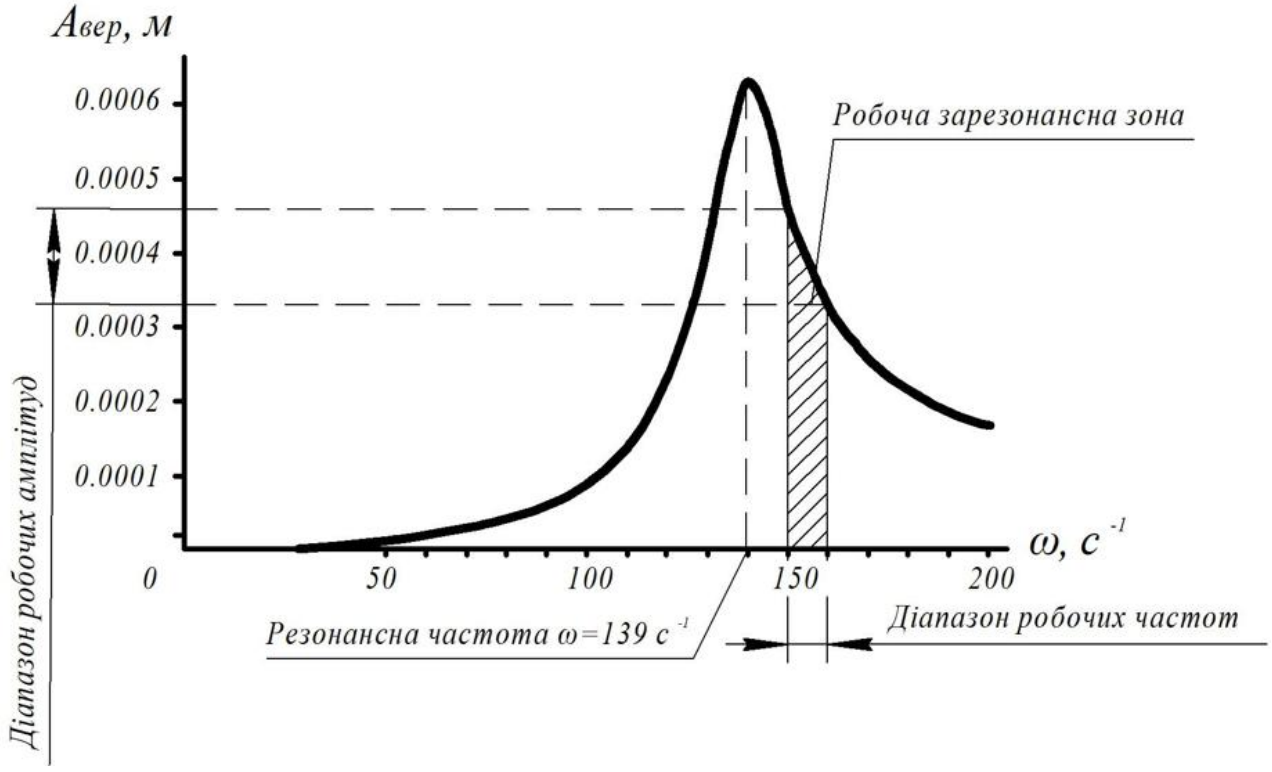


Рисунок 2.12 – Теоретична амплітудно-частотна характеристика вібраційного спірального живильника для дозування поодинокого насіння соняшнику

Проведемо аналітичне дослідження взаємодії кута підйому лотка чаші спірального віброживильника для дозування поодинокого насіння соняшнику з його конструктивно-технологічними і режимними параметрами.

Представимо конструктивно-технологічну схему проєктного віброживильника (рис. 2.13).

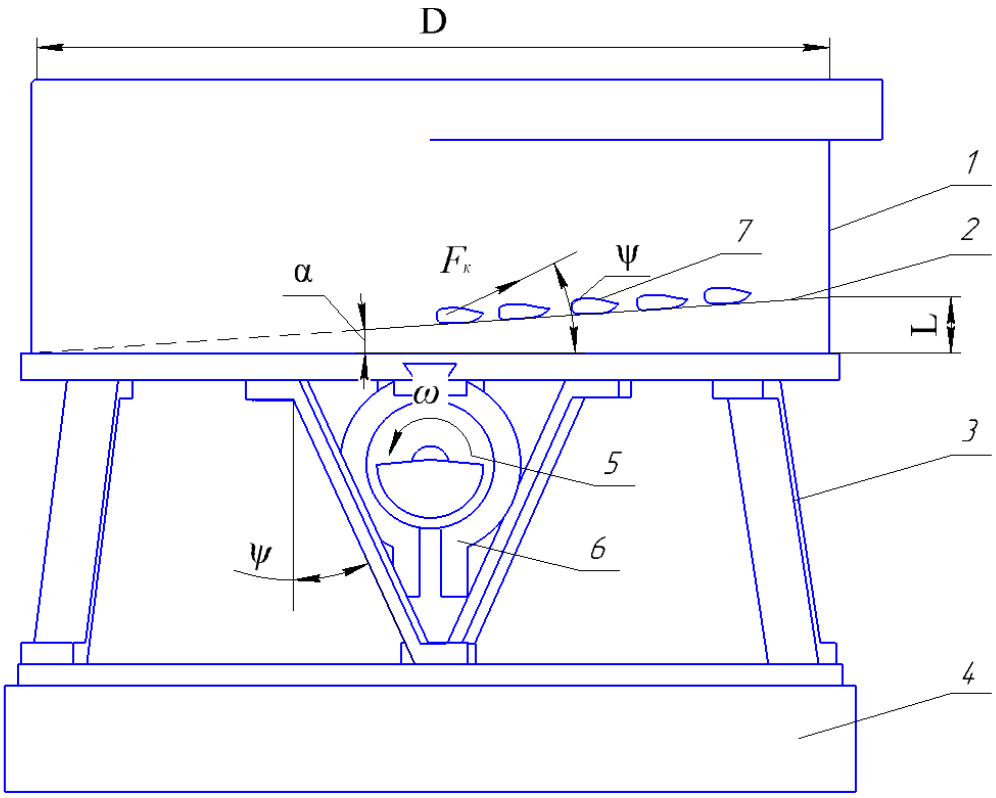


Рисунок 2.13 – Конструктивно-технологічна схема віброживильника для дозування поодинокого насіння соняшнику: 1 – чаша віброживильника; 2 – внутрішня спіральна навивка; 3 – пружні елементи; 4 – основа; 5 – дебалансний вібропривод; 6 – клема з'єднання віброприводу та чаші віброживильника.

Проєктний віброживильник відноситься до вібраційних транспортувально-дозувальних машин зі змінним тиском часток вантажу на дно жолобу, по якому вони рухаються. На схемі (рис. 2.13) 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 ψ = 25°. Пружні елементи жорстко закріплені на основі 4. Коливальні рухи по гвинтовій траєкторії чаші 1 створює дебалансний вібропривод 5, що кріпиться до днища чаші за допомогою клеми 6. Насіння соняшнику 7, потрапляючи до спіральної навивки 2, піддається дії гармонійної сили $F_к$, вектор якої має кут ψ з горизонталлю. При дії сили $F_к$ насіння рухається по спіральному лотку вгору до місця вивантаження з чаші.

Розглянемо горизонтальний рух насінини соняшнику по лотку віброживильника при дії гармонійної сили $F_к$ (рис. 2.14). 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 0x (рис. 2.14)) відбувається піднімання лотка з насінням вгору під кутом ψ, при цьому відхилення лінії дії сили інерції $F_{ін}$ від вертикалі відбувається під кутом $\beta = 90° - \psi$.

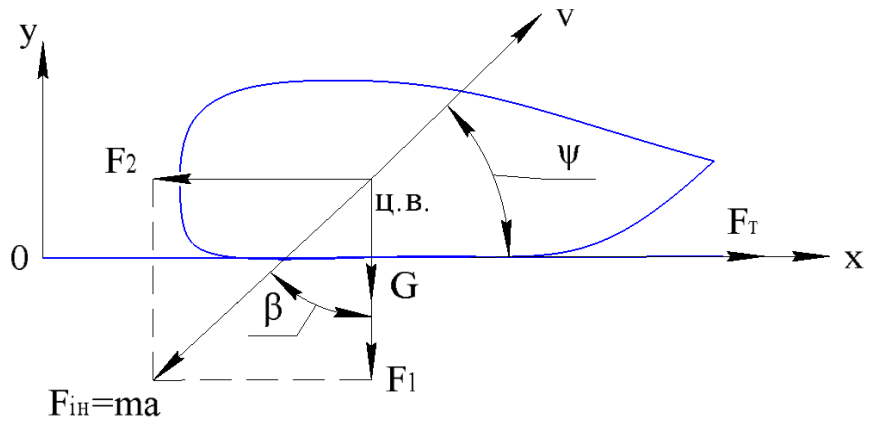


Рисунок 2.14 − Схема сил, діючих на насіння соняшнику при прямому ході (вперед по напрямку осі 0x) вібруючої поверхні лотка віброживильника

При цьому на насіння діє сила інерції $F_{ін}$= ma, сила тяжіння G= mg та сила тертя $F_т$. Спроєктувавши силу інерції на вісь 0y, отримуємо силу F_1=macosβ та на вісь 0x− F_2=masinβ. Умовою спільного руху насіння з лотком при прямому ході в напрямку транспортування буде нерівність:

$$F_т = (mg + ma\cos\beta)f \geq F_2 = ma\sin\beta$$

або скоротивши m (2.28)

$$(g + a\cos\beta)f \geq a\sin\beta,$$

де a − прискорення лотка віброживильника, що має найбільше значення при коливаннях з амплітудою A, м та частотою ω, $с^{-1}$ рівне $Aω^2$, $м/с^2$; f − коефіцієнт тертя насіння соняшнику по поверхні лотка; β − кут відхилення сили інерції від вертикалі, $\beta = 90° - \psi$.

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 0x (рис. 2.14). А отриманої сили тертя $F_т$ буде недостатньо для утримання насіння на лотку. Справедливою буде нерівність:

$$(g - a\sin\beta)f < a\cos\beta \qquad (2.29)$$

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.

Проєктний 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. 2.15).

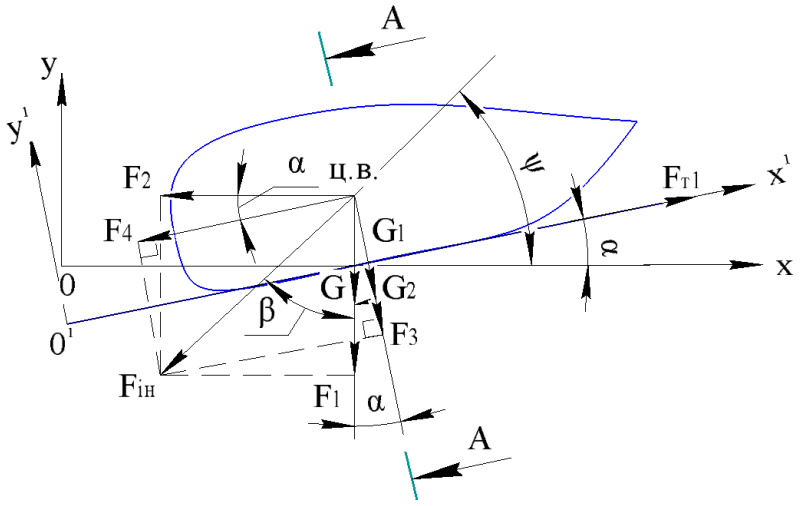


Рисунок 2.15 − Схема сил, діючих на насіння соняшнику при прямому ході вібруючої поверхні лотка віброживильника, що має кут підйому α

Призначимо осі відносної системи координат $x^10^1y^1$. Вісь 0^1x^1 спрямуємо вздовж поверхні лотка. Вісь 0^1y^1 буде перпендикулярна осі 0^1x^1. Спроєктуємо сили на вказані осі. При незмінному куті β, насінину до поверхні лотка при прямому ході

притискатимуть проєкції на вісь 0^1y^1 сил тяжіння G_1=mgcosα та інерції F_3=macos(α+β). Ці сили, разом з коефіцієнтом тертя насіння по лотку f, створюватимуть силу тертя $F_{т1}$= (G_1 + F_3)f= (mgcosα+ macos(α+β)f. Проєкція сили інерції насіння на вісь 0^1x^1 становитиме F_4= macos(90-(α+β))= masin(α+β).Також на вісь 0^1x^1 проєктуватиметься сила тяжіння і її значення становитиме G_2=mgsinα. Разом ці сили намагатимуться зміщувати насіння вниз по лотку. Отже, умова спільного руху насіння з лотком, що має кут підйому α, виглядатиме:

$$F_{т1}=(G_1+F_3)f = (mgcos\alpha+macos(\alpha+\beta))f \geq G_2+F_4= mgsin\alpha+macos(90-(\alpha+\beta))$$

$$\text{або} \qquad (2.30)$$

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

Лоток проєктного віброживильника має власну форму встановлену з попередніх досліджень. Представимо на схемі (рис. 2.16) лоток з насінням соняшнику в поперечному розрізі А-А (рис. 2.15). 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. 2.16). Діючі сили контакту F_6 створюватимуть з коефіцієнтом тертя, силу тертя насіння по жолобу. На насіння, проти напрямку вісі 0x, також діятиме відцентрова сила $F_в$, що створюється в результаті кутових коливань чаші віброживильника. Ця сила притискатиме насіння до стінок чаші. Знайдемо рівнодіючу відцентрової сили $F_в$ та суми сили F_3 + G_1. Рівнодійна дорівнюватиме F_5 = (F_3+G_1)/sinφ. Кут φ становить φ = δ + к/2 = 25° + 65°/2 = 57,5°. У результаті прямого ходу жолоба насіння соняшнику затискається в клину утвореному стінкою чаші та дном жолоба. При цьому сумарна сила тертя між насінням та стінками жолоба становить:

$$F_{т.сум} = F_5 \cdot f^1=\left(\frac{mgcos\alpha+macos(\alpha+\beta)}{sin\varphi}\right)f^1, \qquad (2.31)$$

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

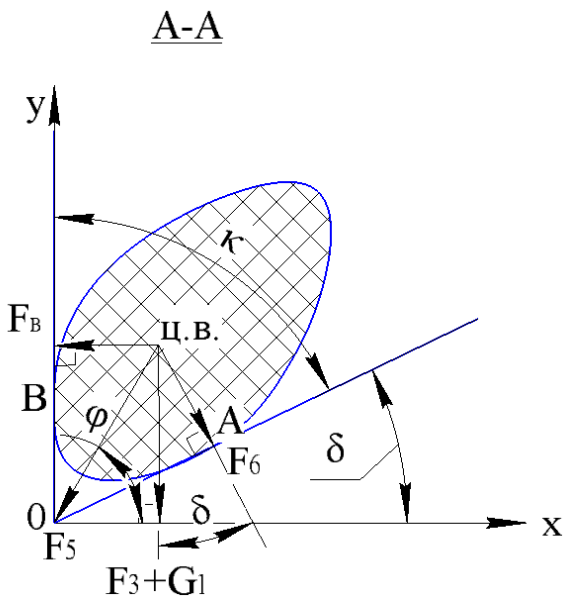


Рисунок 2.16 − Схема сил в поперечному розрізі А-А, діючих на насіння соняшнику при прямому ході вібруючої поверхні лотка віброживильника, що має кут підйому α

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

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

або (2.32)

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

Виразимо з нерівностей (2.32) змінну α, яка є значенням граничного кута підйому лотка віброживильника, та запишемо утворену функцію α(f, β).

$$\alpha(f,\beta)=\operatorname{arctg}\left(\frac{f(g+a\cos\beta)-\sin(k/2)\times\sin\varphi\times a\sin\beta}{\sin(k/2)\times\sin\varphi\times(g+a\cos\beta)+f\times a\sin\beta}\right) \quad (2.33)$$

Проведемо вирішення функції (2.33) прийнявши значення попередньо обгрунтованих параметрів проєктного спірального віброживильника рівними: а − прискорення лотка віброживильника, що має найбільше значення при коливаннях з амплітудою А, м та частотою ω, $с^{-1}$ рівне $А\omega^2$, $м/с^2$. Розрахунки режимів роботи віброживильника вказують, що при робочій частоті ω = 153 $с^{-1}$, амплітуда коливань

чаші віброживильника становитиме A = 0,0009 м. Тоді a = Aω^2 = 0,0009·153^2 = 21,07 м/с^2 ; β − кут відхилення сили інерції від вертикалі, β = 90° − ψ = 90° − 25° = 65°; δ − кут нахилу лотка чаші до горизонталі, δ = 25°; кут к = 65°; f − коефіцієнт тертя насіння соняшнику 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 [54, 63, 64].

Отримана залежність матиме вигляд:

$$\alpha(f, \beta) = \operatorname{arctg}\left(\frac{f(9{,}81 + 21{,}07\cos\beta) - \sin(65°/2)\times\sin 57{,}5°\times 21{,}07\sin\beta}{\sin(65°/2)\times\sin 57{,}5°\times(9{,}81 + 21{,}07\cos\beta) + f\times 21{,}07\sin\beta} \right) \qquad (2.34)$$

Провівши розрахунки, отримуємо 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. На графіку (рис. 2.17) представлено залежності α(f) при частотах роботи віброживильника ω = 153 с$^{-1}$, 145 с$^{-1}$.

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 соняшнику по поверхні лотка, представимо тривимірний графік (рис. 2.18).

Отже, з графіків (рис. 2.17–2.20) видно, що зі збільшенням коефіцієнту тертя насіння по лотку віброживильника граничний кут підйому лотка також збільшується. Збільшення граничного кута підйому лотка 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 проєктного спірального віброживильника для дозування насіння соняшнику в лініях автоматичного фенотипування та відбору рівним α = 2,4°.

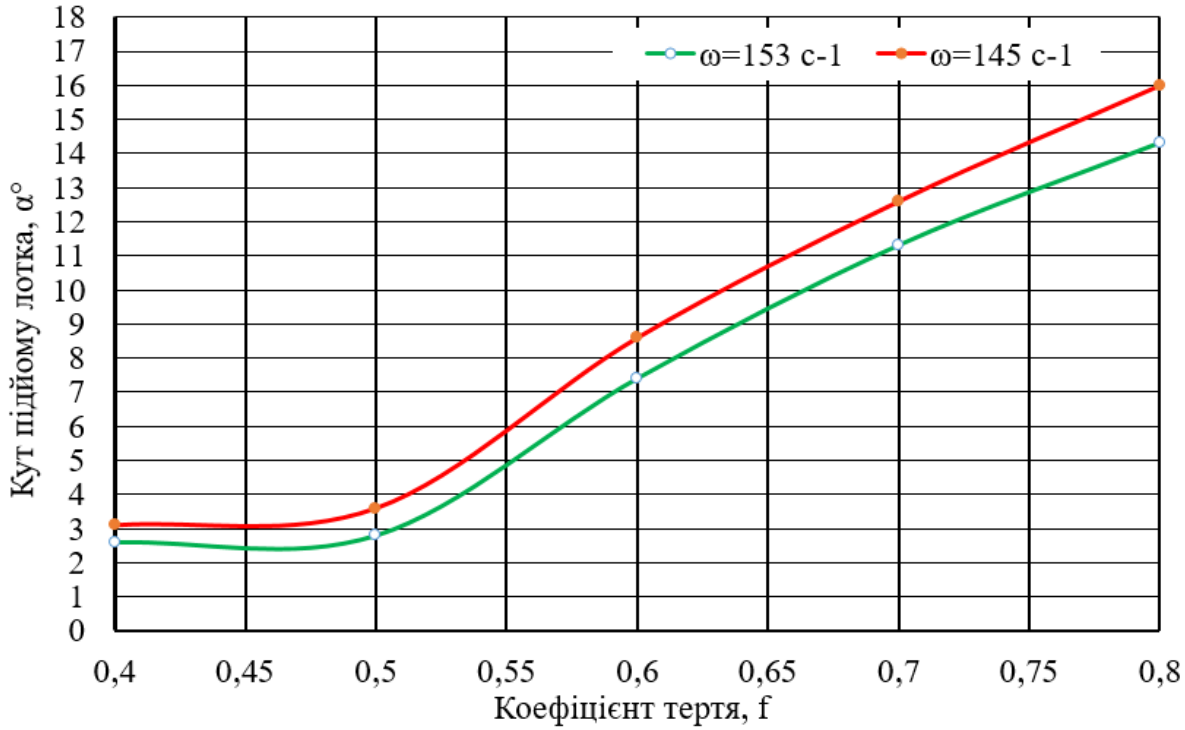


Рисунок 2.17 − Графік зміни граничних значень кутів підйому лотка α спірального віброживильника, при яких забезпечується спільний рух насіння соняшнику та лотка при його прямому русі при діапазоні коефіцієнтів тертя 0,4−0,8

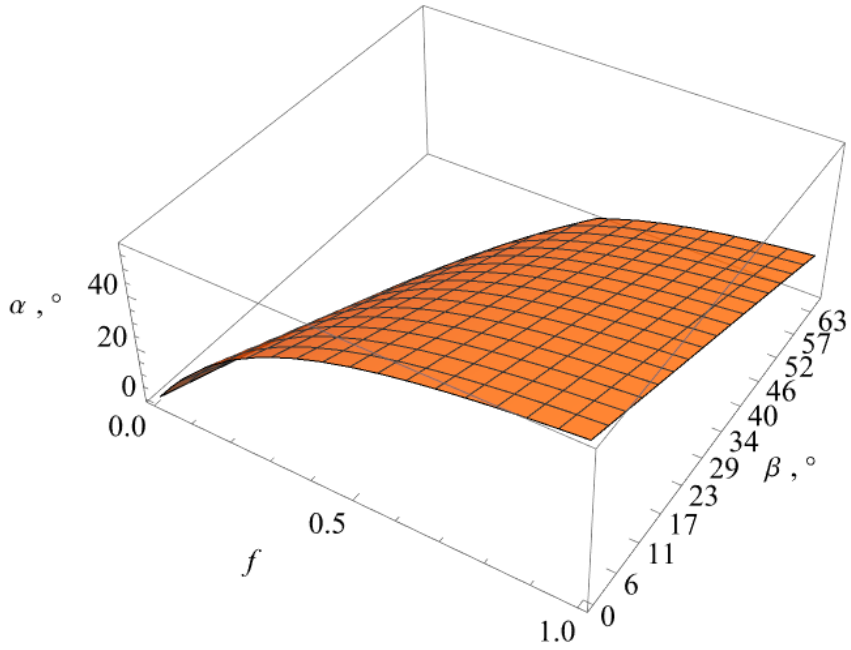


Рисунок 2.18 − Графік взаємодії таких параметрів віброживильника як: α − граничний кут підйому лотка спірального віброживильника, β − кут відхилення сили інерції від вертикалі, f− коефіцієнт тертя насіння соняшнику по поверхні лотка

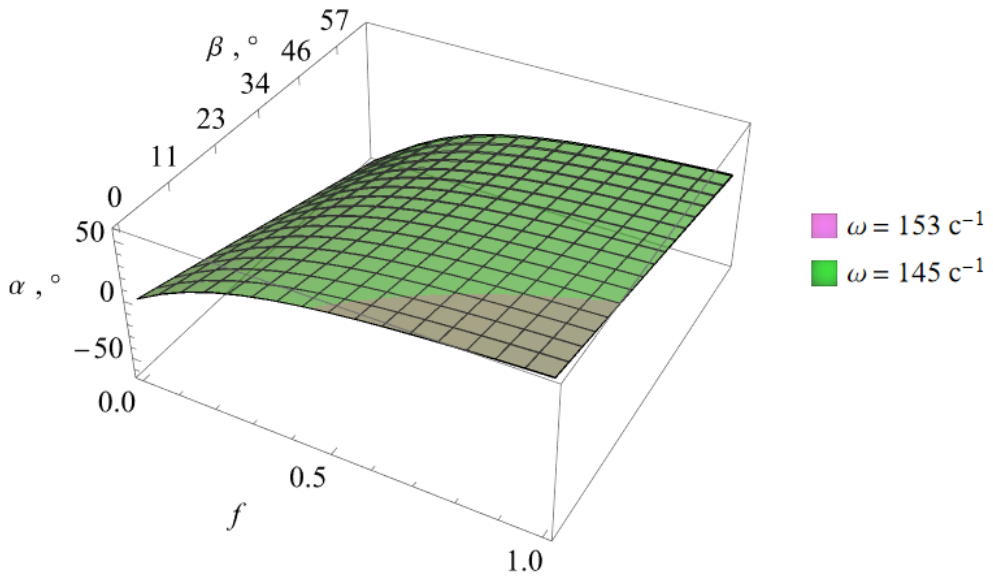


Рисунок 2.19 − Графік зміни таких параметрів віброживильника, як: α − граничний кут підйому лотка спірального віброживильника, β − кут відхилення сили інерції від вертикалі, f − коефіцієнт тертя насіння соняшнику по поверхні лотка, при колових частотах коливання чаші віброживильника: ω=153 c^{-1}, 145 c^{-1}

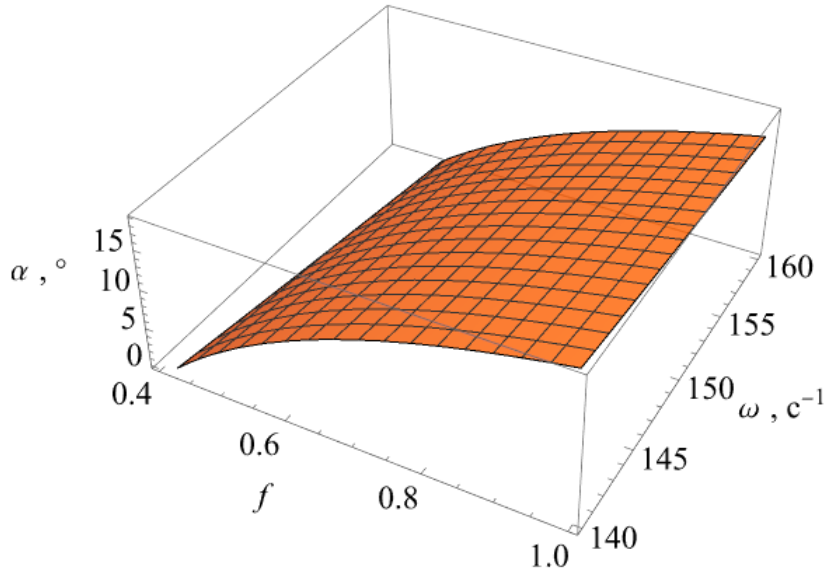


Рисунок 2.20 − Графік зміни таких параметрів віброживильника, як: α − граничний кут підйому лотка спірального віброживильника, ω − колова частота коливання чаші віброживильника, f − коефіцієнт тертя насіння соняшнику по поверхні лотка, при куту відхилення сили інерції від вертикалі β = 65°

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°, що є меншим за кут тертя при діапазоні коефіцієнтів тертя f = 0,4 – 0,5.

$$\alpha = 2{,}4° < \varepsilon = arctg(0{,}4 – 0{,}5) = (21{,}8° – 26{,}5°). \quad (2.35)$$

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

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

$$L=\pi D tg\alpha=3{,}14\times150\times tg2{,}4°=19{,}74мм, \quad (2.36)$$

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

Приймаємо L = 20 мм.

2.3Фізико-математичний апарат чисельного моделювання

У чисельному моделюванні використовували програмний пакет Simcenter Star-CCM+ від компанії Siemens. Використовуючи можливості програми, моделюванню підлягав процес руху моделей насіння соняшнику по вібруючим доріжкам внутрішньої спіральної навивки чаші вібраційного живильника. Дослідження проводили для перевірки правильності аналітичних розрахунків конструктивно-технологічних параметрів віброживильника, а також для встановлення їх оптимальних значень. Використовували моделювання поведінки насіння соняшнику в динаміці при зміні параметрів часу. Відомо, що насіння соняшнику має не кулясту форму й характеризується великою варіативністю розмірів [65]. Це впиває на поведінку моделей насіння при їх русі по вібруючий поверхні. Тому для вирішення складної задачі руху насіння соняшнику по вібруючій поверхні зроблено ряд припущень [66]:

– при русі насіння соняшнику по вібруючим поверхням не враховувались сили опору повітря;

– теплообміну між насінням та стінками віброживильника не було;

– сили, що впливають на насіння від дії статичного струму не враховувались;

– було прирівняно значення статичного, ударного та динамічного коефіцієнтів тертя насіння соняшнику по поверхні жолоба віброживильника;

– сили опору руху насіння соняшнику описуються законом сухого тертя Кулона;

– вплив власних коливань дна та стінок чаші віброживильника на рух насіння соняшнику також не враховувався;

– DEM модель насінини соняшнику буде еквівалентною для всіх можливих розмірів дослідного насіння соняшнику.

Математичний апарат, який використовували при моделюванні руху насіння соняшнику по вібруючим поверхням віброживильника, базувався на другому законі Ньютона. Це дало змогу отримати траєкторії руху насіння, його швидкості та встановити вид руху моделі насіння по вібруючий поверхні (з відривом від поверхні чи без відриву).

$$m_i \frac{\partial v}{\partial t} = \sum_j F_{ij} - m_i g, \tag{2.37}$$

де t – час руху насінини, с; v – швидкість руху насінини, м/с; g – прискорення вільного падіння, м/с^2; F_{ij} – j-сила, що діє на насінину i; m_i – маса i-тої насінини.

Так як в чисельному моделюванні прийнято, те що насінини з різними величинами їх розмірів (довжина, ширина, товщина), замінюються DEM моделлю насінини соняшнику з еквівалентними розмірами, то всі розглядаємі частинки будуть мати однакові масу та об’єм. Для розрахунку маси насінини соняшнику використаємо формулу:

$$m = Q \cdot \rho, \tag{2.38}$$

де ρ – густина насіння соняшнику, кг/м^3; Q – об’єм насінини соняшнику, м^3. Для визначення об’єму насінини соняшнику використаємо формулу [67]:

$$Q = \frac{\pi \cdot k \cdot h \cdot l^2}{12l - 6\sqrt{k \cdot h}}, \tag{2.39}$$

де k – середньостатистичне значення ширини насінини соняшнику, м, h – середньостатистичне значення висоти насінини соняшнику, м, l– середньостатистичне значення довжини насінини соняшнику, м.

Отже, маса визначиться по формулі:

$$m = \frac{\pi \cdot k \cdot h \cdot l^2}{12l - 6\sqrt{k \cdot h}} \cdot \rho \tag{2.40}$$

Сили, діючі на насінину соняшнику при її русі по вібруючій поверхні, з урахуванням припущень, становитимуть:

1. Сила тяжіння F_g:

$$F_g = m \cdot g = \frac{\pi \cdot k \cdot h \cdot l^2}{12l - 6\sqrt{k \cdot h}} \cdot \rho \cdot g \tag{2.41}$$

2. Сила збурення F:

$$F = -m \cdot A \cdot \omega^2 \sin(\omega t) = -\frac{\pi \cdot k \cdot h \cdot l^2}{12l - 6\sqrt{k \cdot h}} \cdot \rho \cdot A \cdot \omega^2 \sin(\omega t), \tag{2.42}$$

де A – амплітуда коливань вібруючої поверхні, м; ω – колова частота коливань, $с^{-1}$.

3. Сили взаємодії насінини з вібруючою поверхнею спірального жолоба чаші віброживильника, а також сили взаємодії рухомих часток між собою, визначатимуться відповідно до пружно-демпферної контактної моделі Герца-Міндліна [68, 69, 70].

Відповідно до теорії, контакт частинок і та j між собою та зі стінкою характеризується нормальною силою F_{ij}^n та тангенційною силою F_{ij}^t. Нормальна контактна сила F_{ij}^n між частинками і та j містить першу складову: силу контактної взаємодії двух сферичних частинок та другу складову: силу в'язкого демпфування при ударі цих частинок.

$$F_{ij}^n = \frac{4}{5} E^* \sqrt{R^*} \cdot \sqrt{\delta_n^3} - 2\sqrt{\frac{5}{6}} \cdot \beta \sqrt{S_n \cdot m^*} \cdot v_n, \tag{2.43}$$

де E^*– еквівалентний модуль Юнга, Па, R^*– еквівалентний радіус контактуючих сфер, м, m^*– еквівалентна маса, кг. Знаходяться ці величини за формулами:

$$\frac{1}{E^*} = \frac{1-\nu_i^2}{E_i} + \frac{1-\nu_j^2}{E_j}, \tag{2.44}$$

$$\frac{1}{R^*} = \frac{1}{R_i} + \frac{1}{R_j}, \tag{2.45}$$

$$\frac{1}{m^*} = \frac{1}{m_i} + \frac{1}{m_j}, \tag{2.46}$$

де $E_{i(j)}$, $R_{i(j)}$, $m_{i(j)}$, $\nu_{i(j)}$– модуль Юнга, ефективний радіус, маса та коефіцієнт Пуассона контактуючих частинок і та j, відповідно; δ_n– віртуальне нормальне перекриття між контактними частинками і та j, м, v_n– нормальна швидкість руху частинок, м/с.

Коефіцієнти нормальної жорсткості S_n та демпфування β знаходяться за формулами:

$$S_n = 2E^*\sqrt{R^* \cdot \delta_n}, \tag{2.47}$$

$$\beta = \frac{\ln e}{\sqrt{\ln^2 e + \pi^2}}, \tag{2.48}$$

де e – коефіцієнт відновлення.

Тангенційна сила F_{ij}^t між частинками і та j, також складається з першої складової: сили контактної взаємодії двух сферичних частинок та другої складової: сили в'язкого демпфування при ударі цих частинок.

$$F_{ij}^t = 8G^*\sqrt{R^* \cdot \delta_n \cdot \delta_t} - 2\sqrt{\frac{5}{6}} \cdot \beta\sqrt{S_t \cdot m^*} \cdot v_t, \tag{2.49}$$

де G^*– еквівалентний модуль зсуву, Па

$$\frac{1}{G^*} = \frac{2-\nu_i^2}{G_i} + \frac{2-\nu_j^2}{G_j}, \tag{2.50}$$

де $G_{i(j)}$– модуль зсуву частинок і та j, відповідно; δ_t– віртуальне тангенційне перекриття між контактними частинками і та j, м; v_t– тангенційна швидкість руху частинок, м/с.

Коефіцієнт тангенційної жорсткості S_t знаходиться за формулою:

$$S_t = 8G^*\sqrt{R^* \cdot \delta_n}, \tag{2.51}$$

У випадку взаємодії насінини з стінкою у формулах (2.43)–(2.51) підставлятимемо радіус стінки $R_w = \infty$, та масу стінки $m_w = \infty$. Тоді вирази (2.45) та (2.46) дорівнюватимуть:

$$R^* = R_i,\ m^* = m_i. \tag{2.52}$$

У деякий час моделювання тангенційна сила F_{ij}^t буде обмежуватись силою сухого тертя $F_{тij} = f \cdot F_{ij}^n$, де f – коефіцієнт тертя ковзання.

При контакті насінин одна з одною та з вібруючою стінкою, відповідно до другого закону Ейлера, виникатиме момент, що створюватиме обертання насіння. Знаходиться він за формулою:

$$T_i = f_r \cdot F_{ij}^n \cdot R_i \cdot \omega_i, \tag{2.53}$$

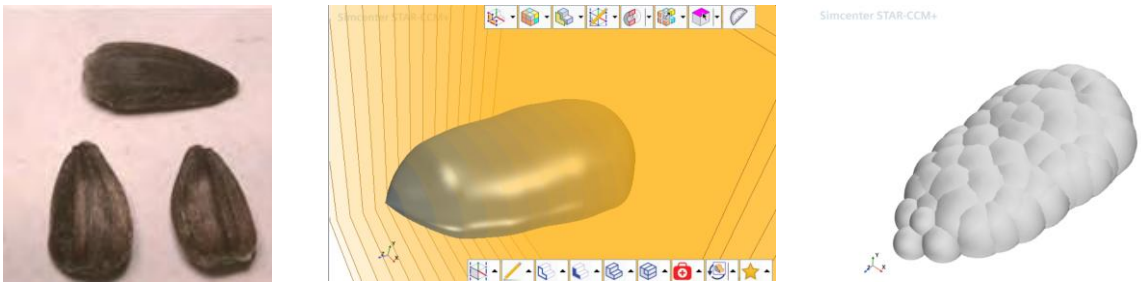
де f_r – коефіцієнт тертя кочення, R_i – відстань від точки контакту насінини з іншою насіниною або вібруючою стінкою та центром мас насінини, ω_i – кутова швидкість обертання і-тої насінини.

Використовуючи при чисельному моделюванні модель Герца-Міндліна, потрібно, на початку моделювання, задатись такими параметрами: розмірами насіння, густиною насіння та матеріалу стінки, модулем пружності та зсуву насіння та матеріалу стінки, коефіцієнтами Пуассона насіння та матеріалу стінки, коефіцієнтами тертя ковзання та кочення між насінням та стінкою, коефіцієнтами реституції насіння та стінки.

Представлений фізико-математичний апарат, що використовуватиметься при чисельному моделюванні руху насіння соняшнику по вібруючій поверхні спірального жолоба вібраційного живильника, дозволить визначити траєкторії руху насіння, швидкості, прискорення, виду руху насіння при вібрації в різний момент часу залежно від фізико-механічних та морфологічних властивостей насіння соняшнику. Ці ж величини можна визначити, змінюючи конструктивно-технологічні параметри спірального вібраційного живильника, отримуючи значення оптимальних їх величин.

2.4 Методика чисельного моделювання

Першочергово, для проведення чисельного моделювання процесу переміщення по спіральному жолобу насіння соняшнику під дією вібруючої чаші віброживильника, у програмному пакеті Simcenter Star-CCM+ створені моделі: модель k-ε 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 [71-73] 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. 2.21).



а б в

Рисунок 2.21 − Види: а – насіння соняшнику; б – 3D модель насінини соняшнику; в – DEM модель насінини соняшнику

Беручи до уваги результати досліджень фізико-механічних та морфологічних властивостей насіння соняшнику [54, 63, 64], 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 [62, 63] встановлено фізико-механічні властивості філаменту марки ABS+. Тому використовуємо такі параметри матеріалу чаші при чисельному моделюванні: коефіцієнт Пуассона – 0,37; модуль Юнга – $2{,}7 \cdot 10^9$ Па; густина – 1100 кг/м^3.

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

Для дослідження переміщення насіння соняшнику по вібруючому жолобу віброживильника, створено область з розрахованими параметрами жолоба. У 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 $1 \cdot 10^{-5}$ с. Загальна тривалість становила 69 с. Для моделювання руху моделі насіння по жолобу, що має кут підйому $\alpha°$, 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 $[0{,}0; 2\pi \cdot \nu \cdot A \cdot \cos(2\pi \cdot \nu \cdot t) \cdot \sin\psi; 2\pi \cdot \nu \cdot A \cdot \cos(2\pi \cdot \nu \cdot t) \cdot \cos\psi]$. Де ν − частота коливань, Гц, А − амплітуда коливань, м, t − час, с, ψ − кут кидання, °. На рис. 2.22 показано загальний вид вікна протікання процесу чисельного моделювання переміщення насіння соняшнику по вібруючому прямолінійному жолобу в програмному пакеті Simcenter Star-CCM+. Зображення вікна переміщення моделі насіння соняшнику по осях x, y, z при русі по вібруючому жолобі в програмному пакеті Simcenter Star-CCM+ показано на рис. 2.23. Зображення вікна графіку зміни факторів в часі моделювання при переміщення моделі при русі по вібруючому жолобі в програмному пакеті Simcenter Star-CCM+ показано на рис. 2.24.

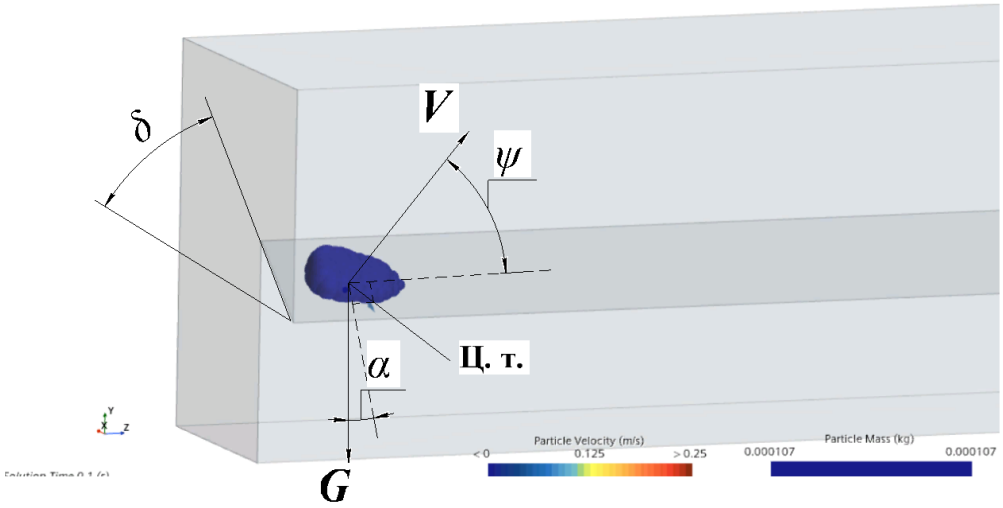


Рисунок 2.22 − Зображення вікна протікання процесу чисельного моделювання переміщення насіння соняшнику по вібруючому прямолінійному жолобу в програмному пакеті Simcenter Star-CCM+ з позначеними змінними факторами: α − кут підйому жолоба, ψ − кут кидання, δ − кут нахилу вісі доріжки до горизонталі та 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. Із загальним числом дослідів 27. Незмінними параметрами були: ω − колова частота коливань, ω =153 $с^{-1}$, А − амплітуда коливань А = 0,88 мм, маса моделі насінини соняшнику m = 0,107 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 оптимізація визначено швидкість руху насіння по жолобу віброживильника. Значення граничних параметрів змінних факторів та інтервалів їх варіювання наведені в таблиці 2.1.

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

Таблиця 2.1 – Границі значень факторів та інтервали їх варіювання при чисельному факторному експерименті

Рівень	Кут нахилу вісі доріжки до горизонталі δ, град. (x_1)	Кут підйому жолоба α, град. (x_2)	Кут кидання ψ, град. (x_3)
Верхній (+1)	40	10	40
Середній (0)	25	5	20
Нижній (–1)	10	0	0
Інтервал	15	5	20

2.5 Результати чисельного моделювання

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

$$V = -14{,}9554 + 20{,}6878x_1 + 5{,}01444x_1^2 - 41{,}5442x_2 + 13{,}5133x_1x_2 + \\ +1{,}17528x_2^2 + 33{,}3469x_3 + 4{,}54792x_1x_3 + 4{,}5025x_2x_3 - 0{,}326389x_3^2, \quad (2.54)$$

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

Для визначення значущості коефіцієнтів отриманого рівняння регресії використовували метод порівняння фактичних значень коефіцієнтів Стьюдента коефіцієнтів регресії з табличним значенням критерія Стьюдента, яке становить для ступеню вільності N = 27 та довірчій ймовірності α = 0,95 рівним $t_{0.95;27}$ = 1,702. Результати статистичної обробки коефіцієнтів регресії представлено в таблиці 2.2. Гіпотеза про значущість коефіцієнта регресії підтверджується, якщо його фактичне значення коефіцієнту Стьюдента по модулю більше за табличне значення ($|t_p| > t_{0.95;27}$ = 1,702). Проаналізувавши таблицю 2.2, 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 2.3). Модель є значущою,

якщо виконується умова $F > F_{табл}$. Порівнюючи з табличним значенням критерію Фішера ($F_{табл}$), 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 (2.54) та отримано його наступний вигляд.

$$\begin{aligned} V = {} & 7,29582 - 13,7138\alpha + 1,06323\psi + 0,045025\alpha\psi - \\ & -0,939219\delta + 0,180178\alpha\delta + 0,0151597\psi\delta + 0,0222864\delta^2 \end{aligned} \quad (2.55)$$

Таблиця 2.2 – Результати регресійного аналізу швидкості руху насіння соняшнику по вібруючому жолобу залежно від факторів досліджень

Коефіцієнт регресії	Значення коефіцієнта	Стандартна похибка	Коефіцієнт Стьюдента	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 2.3 – 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	–	–

Отримавши результати факторного експерименту при чисельному моделюванні руху моделі насіння соняшнику по вібруючому жолобі (додаток Б), за допомогою Wolfram Cloud, побудовані тривимірні поверхні відгуку (рис. 2.25).

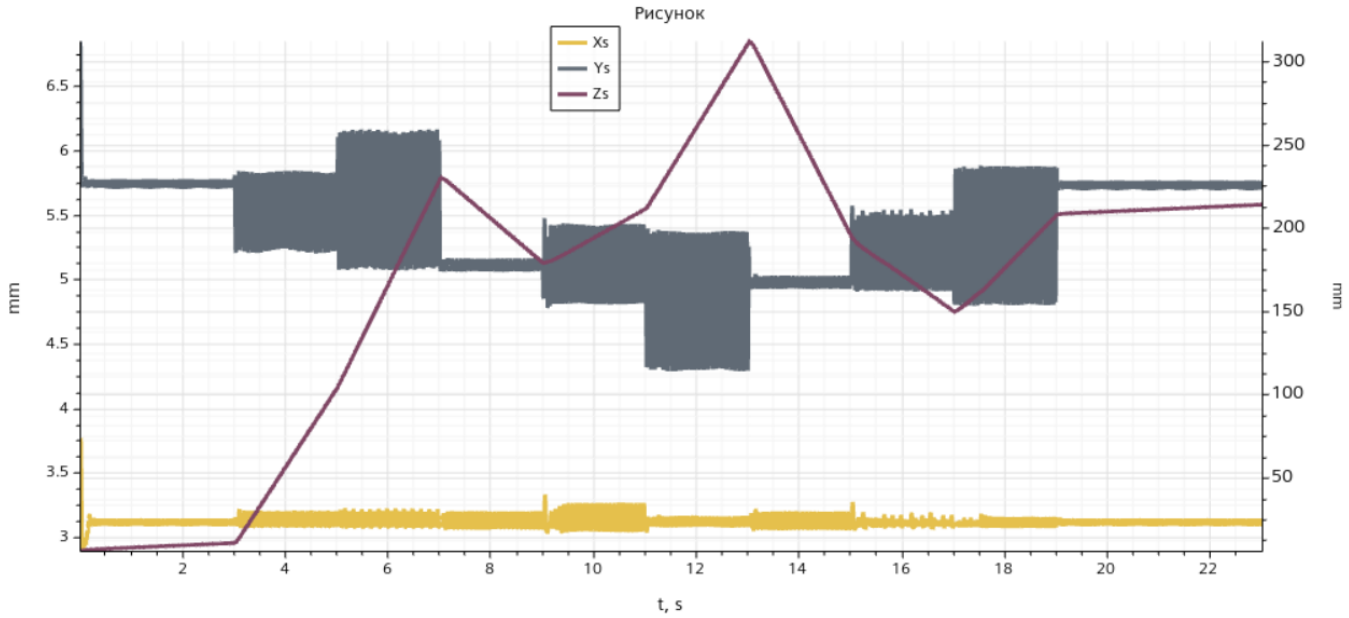


Рисунок 2.23 − Зображення вікна переміщення моделі насіння соняшнику по осях x,y,z при русі по вібруючому жолобі в програмному пакеті Simcenter Star-CCM+

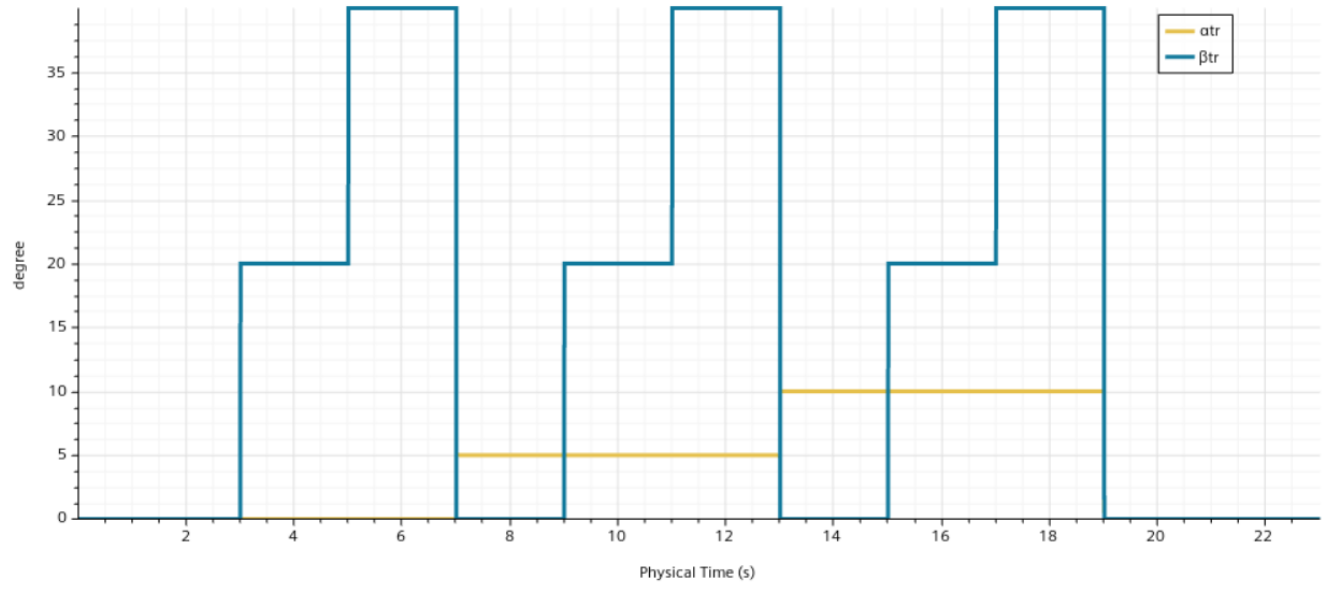


Рисунок 2.24 − Зображення вікна графіку зміни факторів в часі моделювання при переміщення моделі при русі по вібруючому жолобі в програмному пакеті Simcenter Star-CCM+

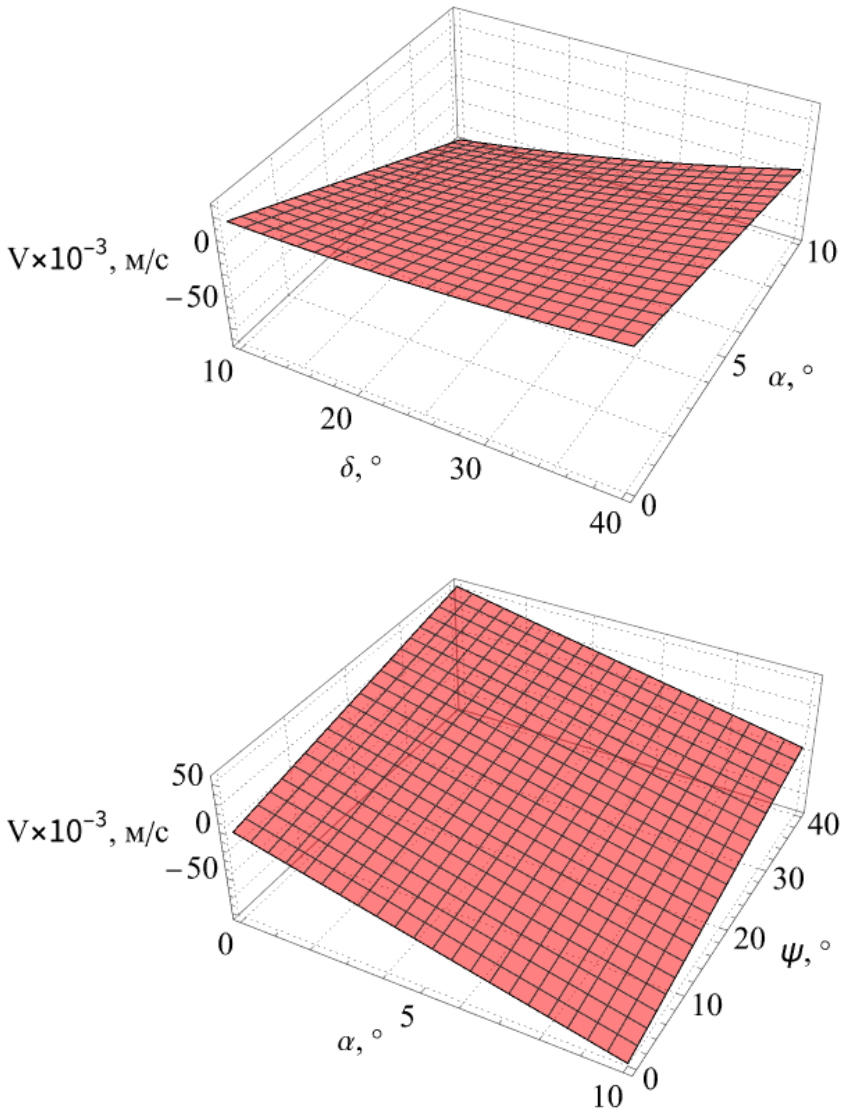


Рисунок 2.25 − Графічна залежність швидкості руху V насіння соняшнику по вібруючому жолобу залежно від кута підйому жолоба α, кута кидання ψ та кута нахилу вісі доріжки до горизонталі δ

Аналізучи отримані графічні залежності, можна стверджувати, що підвищення значення кута підйому лотка α призводить не тільки до зменшення значення швидкості руху V насіння соняшнику по вібруючому жолобу віброживильника в заданому напрямку, а й до зростання значення швидкості руху насіння соняшнику в зворотному напрямку. Тобто рух насіння вгору по спіральному жолобу припиняється. Збільшення значення кута нахилу вісі доріжки до горизонталі δ призводить до поступового збільшення значення швидкості руху V насіння

соняшнику по вібруючому жолобу. Причому, при куті α=0° збільшення кута δ від 10° до 40° відбувається повільне збільшення швидкості руху насіння соняшнику V в потрібному напрямку. А при збільшенні кута підйому α до 10° та збільшенні кута δ від 10° до 40° швидкість руху насіння соняшнику в зворотному напрямку зменшується більш інтенсивніше. Також з графіків видно, що збільшення значення кута кидання ψ призводить до рівномірного зростання швидкості руху насіння V вздовж жолоба на підйом при діапазоні кута підйому лотка α від 0° до 10°.

Результати факторного експерименту також дали можливість представити залежність (2.56) кута підйому жолоба α від швидкості руху насіння V, кута кидання ψ та кута нахилу вісі доріжки до горизонталі δ.

$$\alpha(V,\psi,\delta) = \frac{V - 7{,}29 - 1{,}06\psi + 0{,}94\delta - 0{,}015\psi\delta - 0{,}02\delta^2}{-13{,}71 + 0{,}045\psi + 0{,}18\delta} \qquad (2.56)$$

Графічна залежність побудована по рівнянню (2.56) з використанням Wolfram Cloud зображена на рис. 2.26. 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 (2.57).

По утвореним кривим відгуку рис. 2.26 можна заключити, що при швидкостях руху насіння соняшнику V = 0,01, 0,02, 0,03 м/с значення кута підйому жолоба α зростає по лінійній залежності при збільшенні значення кута кидання ψ, а при збільшенні кута нахилу вісі доріжки до горизонталі δ жолоба віброживильника значення кута підйому жолоба α зростає по квадратичній залежності.

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.

$$V = \frac{Q \cdot L}{k_{зап}} = \frac{1 \cdot 0{,}01385}{0{,}5 \ldots 0{,}7} = 0{,}019 \ldots 0{,}028 \text{м/с}, \qquad (2.57)$$

де Q − продуктивність випуску насіння соняшника, шт./с; L − середньостатистична довжина насінини соняшника, м. Відповідно до [54, 63, 64], приймаємо довжину L = 13,85 мм. $k_{зап}$ – коефіцієнт заповнення спірального лотка віброживильника насінням, що рухається. Відповідно до [15] значення $k_{зап}$ = 0,3÷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 $k_{зап}$ = 0,5÷0,7.

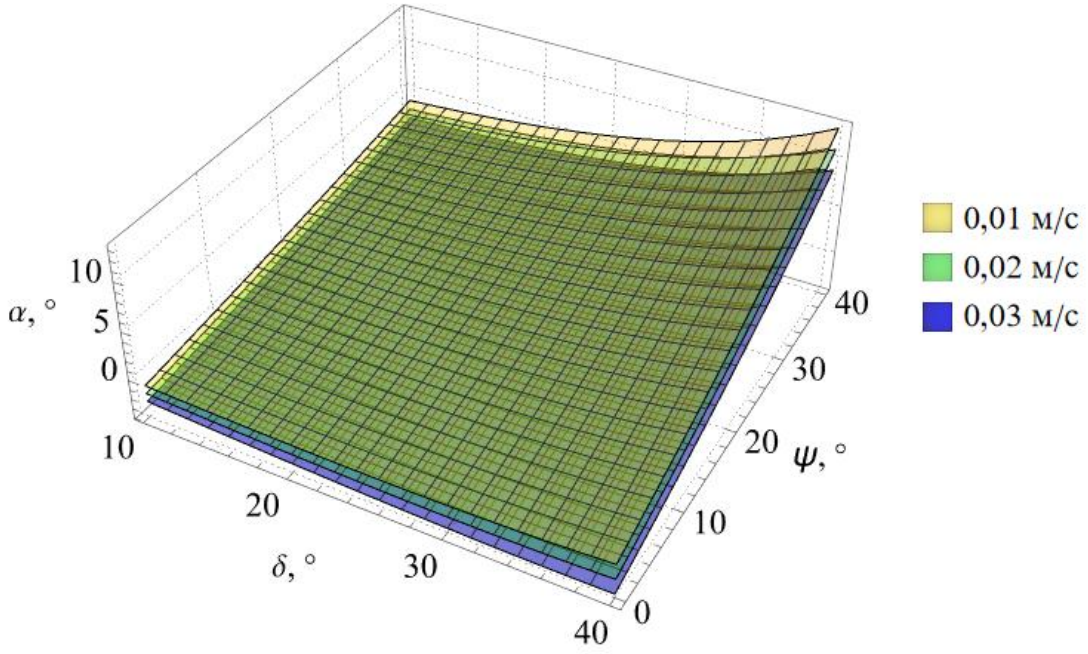


Рисунок 2.26 − Графічна залежність кута підйому жолоба α від швидкості руху V насіння соняшнику по вібруючому жолобу, кута кидання ψ та кута нахилу вісі доріжки до горизонталі δ

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° до 1,5°.

Таким чином, порівнюючи розраховані значення кутів підйому жолоба спірального віброживильника за аналітичними залежностями (2.34) та (2.56) та

враховуючи попередні судження, приймаємо значення кута α рівним 2,4°. 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. Робочі креслення деталей спірального віброживильника представлено у додатку В.

Наступним завданням по дослідженню процесу дозування поодинокого насіння соняшнику спіральним віброживильником, стояло проведення факторного експерименту з метою встановлення величини впливу обраних незалежних факторів на критерій оптимізації та визначення оптимальних значень рівнів конструктивно-режимних параметрів віброживильника, при яких якість дозування була б найкращою (середнє значення продуктивності випуску насіння максимально відповідало б проєктному з мінімальним значенням коефіцієнту варіації розподілу випадкових даних). Це завдання вирішували також за допомогою програмного забезпечення Simcenter Star-CCM+. Використовуючи результати попередніх розділів дослідження, створено модель та креслення чаші дослідного спірального віброживильника з оптимізованими конструктивними параметрами. Вигляд 3D моделі чаші та її креслення представлені на рис. 2.27. Проведені попередньо дослідження чисельного моделювання руху DEM моделей насінин соняшнику по спіральному лотку чаші віброживильника, показали, що рух частинок протікає рівномірно в безвідривному режимі, але завдяки хаотичним положенням моделей на лотку віброживильника, часто, вони рухались в два ряди утворюючи скупчення, тим самим збільшуючи величину потоку та суттєво змінюючи значення продуктивності віброживильника. Тому, як рішення, запропоновано внести в конструкцію чаші проєктного віброживильника конструктивний елемент − звужувач потоку, який призначений для локального звужування ширини спірального лотка. Це призводитиме до руху на ділянці жолоба від звужувача потоку до зони вивантаження з чаші моделей насіння в

одному ряду у вигляді поодиноких часток з їх найбільш стабільним положенням − коли більша вісь моделі насінини паралельна напрямку його руху. Вигляд моделі чаші зі звужувачем потоку показано на рис. 2.28.

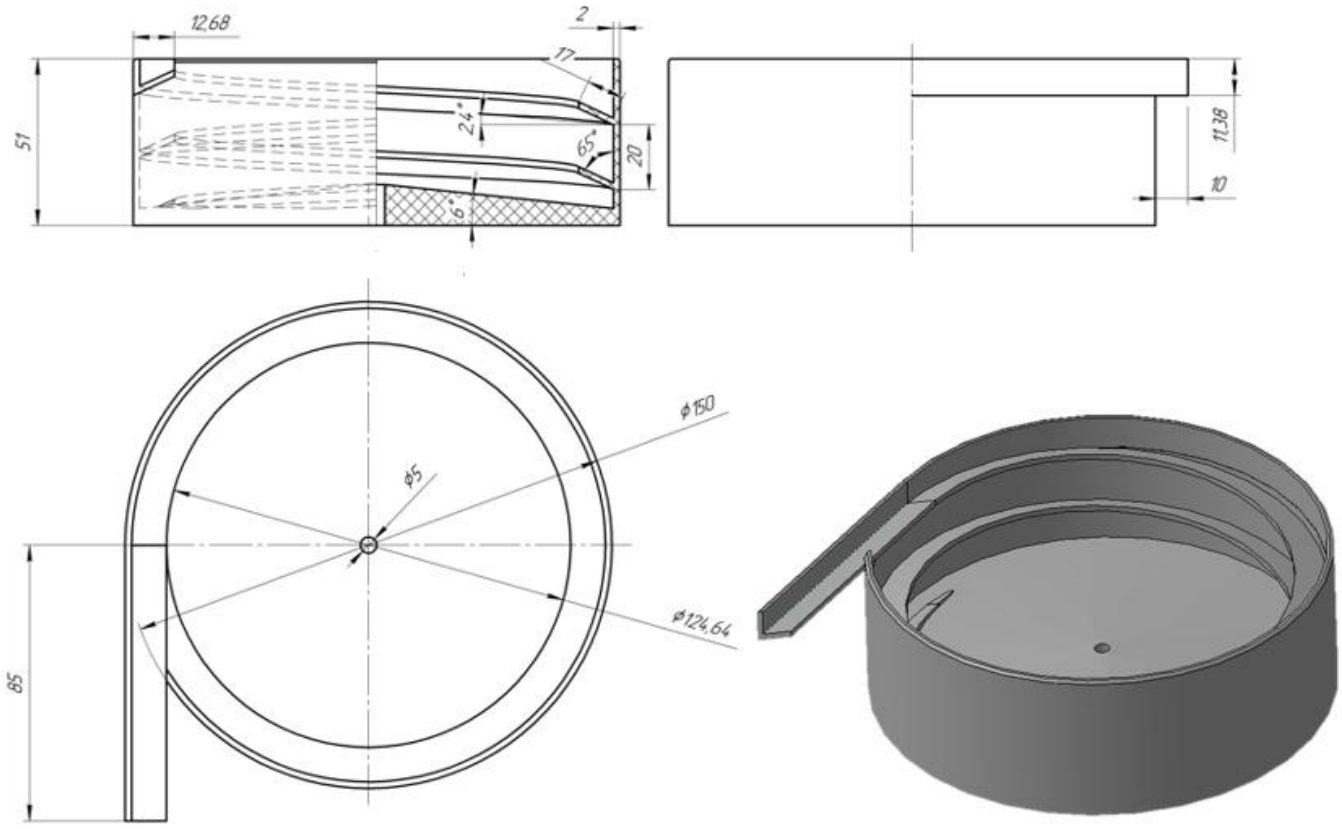


Рисунок 2.27 – 3D модель та креслення чаші проєктного спірального віброживильника з оптимізованими конструктивними параметрами

Подальшого дослідження потребувало встановлення впливу місця розташування звужувача потоку на спіральному жолобі віброживильника. Тому, саме цей чинник було виокремлено як фактор та включено в план факторного експерименту.

DEM модель насіння соняшнику, що переміщуватиметься по спіральному лотку віброживильника, матиме параметри, такі ж як вказані в пункті 2.4.

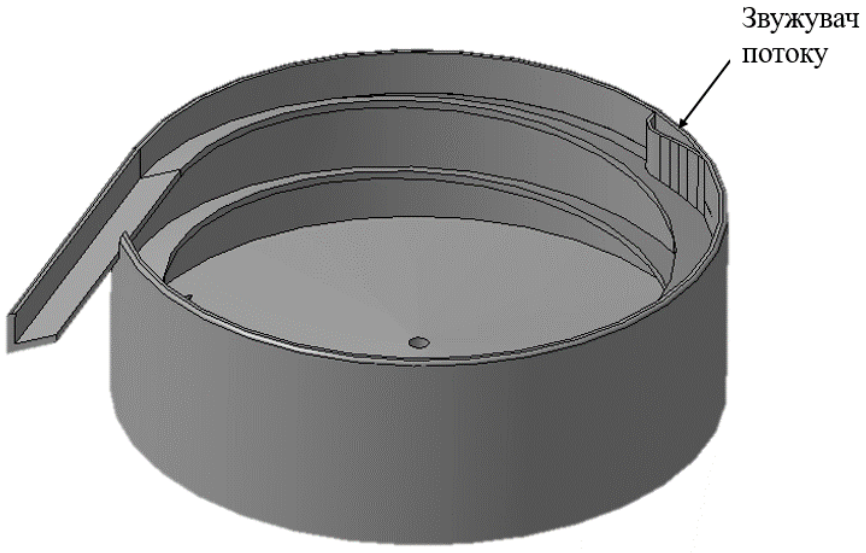


Рисунок 2.28 – Вигляд моделі чаші зі звужувачем потоку

Важливим параметром при чисельному моделюванні є часовий крок ітерацій. Адже, якщо крок буде занадто малий, це призведе до великої тривалості моделювання і необхідності використання потужних електронно-обчислювальних машин. З іншого боку, необгрунтовано великий крок ітерацій, призводитиме до виникнення похибок моделювання через невиконання умов передачі контактних взаємодій між сферами DEM моделей і, отже, порушення алгоритму розрахунків за моделлю Герца-Міндліна. Визначимо оптимальний часовий крок ітерацій при чисельному моделюванні в середовищі Simcenter Star-CCM+ за залежністю [65]:

$$T_R = \frac{\pi R\sqrt{\frac{\rho}{G}}}{0{,}1631\mu + 0{,}8766} = \frac{3{,}14 \cdot 0{,}002\sqrt{\frac{400}{5{,}56 \cdot 10^6}}}{0{,}1631 \cdot 0{,}35 + 0{,}8766} = 0{,}0000575\ \text{с}, \qquad (2.58)$$

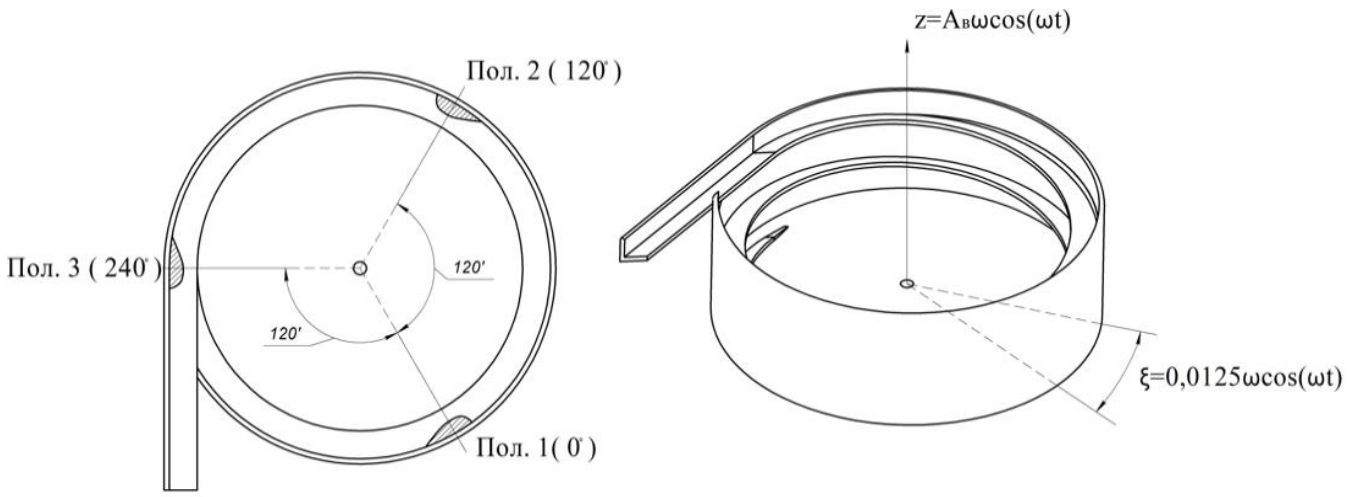
де R − середній радіус сферичних часток. Створена DEM модель насіння соняшнику складається з 55 сфер з середнім радіусом 0,002 м; ρ − густина матеріалу сферичних часток. Густину матеріалу часток приймаємо рівній середній густині насіння соняшника ρ = 400 кг/м^3; G − модуль зсуву матеріалу сферичних часток. Модуль зсуву визначимо із залежності G = E/2(1+μ) = 15/2(1+0,35) = 5,56 МПа, де E – модуль пружності (Юнга) насіння соняшника. Приймаємо рівним 15 МПа, μ – коефіцієнт Пуассона насіння соняшнику. Приймаємо 0,35 [54, 63, 64].

Отже, оптимальний час ітерацій при чисельному моделюванні віброперемiщення DEM моделей насіння соняшнику по спіральному лотку віброживильника становитиме $5{,}75 \cdot 10^{-5}$ с.

Чисельне моделювання переміщення насіння соняшнику по вібруючому жолобі здійснювали за планом факторного експерименту типу Бокса-Бенкена. Із загальним числом дослідів 15. Загальний час чисельного моделювання становив 75 с. Незмінними параметрами були: А− амплітуда коливань чаші віброживильника А = 0,95 мм (Вертикальна проєкція амплітуди становить, при куті кидання $\psi = 25°$, $A_в = A \cdot \sin \psi = 0{,}95 \cdot \sin 25° = 0{,}4$ мм), маса DEM моделі насінини соняшника m = 0,107 г (розрахована автоматично в пакеті Simcenter Star-CCM+), конструктивні параметри чаші (кут підйому жолоба $\alpha = 2{,}4°$, кут нахилу вісі доріжки до горизонталі $\delta = 25°$, кут кидання $\psi = 25°$). Змінними факторами обрано: ω − колову частоту вимушених коливань чаші віброживильника; m – масу насіння соняшнику, що міститься у чаші. Величину маси змінювали кількістю інжекційних DEM моделей насінин соняшника, що поміщувались на днище моделі чаші віброживильника. Масі 10 г відповідало 77 шт. DEM моделей насінин соняшника, 63 г – 485 шт., 116 г – 892 шт.; θ − кут розміщення звужувача потоку, що встановлюється на останньому витку спірального жолоба віброживильника. (Схема положень встановлення звужувача потоку наведена на рис. 2.29, а). Критерієм оптимізації визначено період видачі поодинокого насіння з чаші віброживильника. Значення граничних параметрів змінних факторів та інтервалів їх варіювання наведені в таблиці 2.4.

Таблиця 2.4 – Рівні незалежних факторів та їх інтервали прийняті в чисельному моделюванні

Рівень	Маса завантаженого насіння в чашу m, г (x_1)	Колова частота вимушених коливань чаші ω, $с^{-1}$ (x_2)	Кут встановлення звужувача потоку θ° (x_3)
Верхній (+1)	116	177	240
Середній (0)	63	165	120
Нижній (–1)	10	153	0
Інтервал	53	12	120



а б

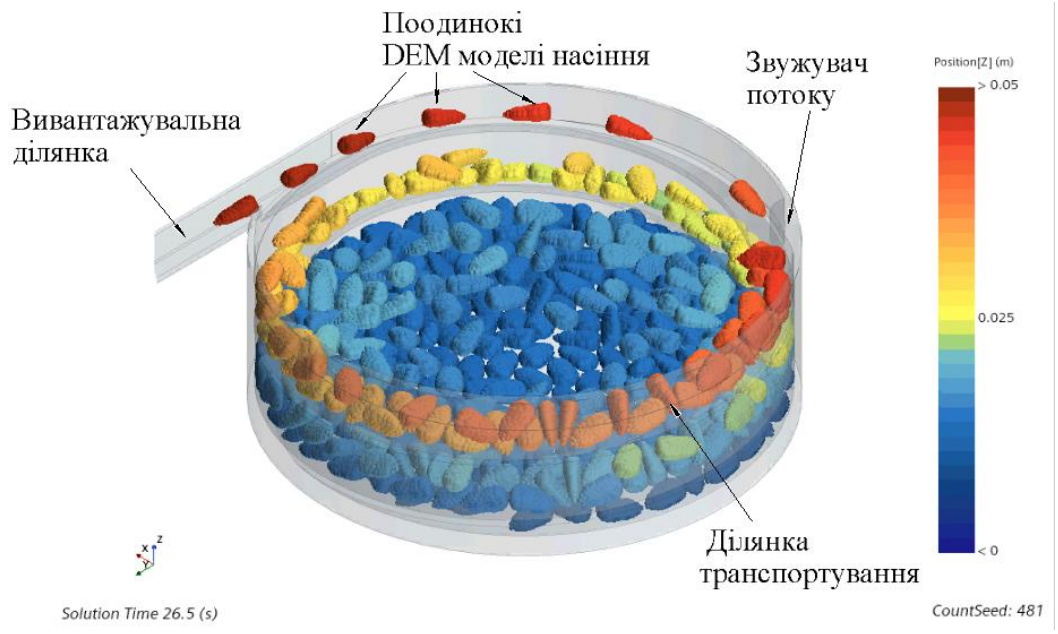
Рисунок 2.29 – Візуалізація змінних факторів при факторному експерименті процесу дозування поодинокого насіння соняшнику спіральним віброживильником: а – положення розміщення звужувача потоку; б – складові руху чаші та закономірності зміни швидкості руху в заданих напрямках

Коливальні рухи чаші задавались такими частковими рухами, як: зсув по осі z (рис. 2.29, б) з координатами швидкості [0,0; 0,0; $A_в \cdot \omega \cdot \cos(\omega \cdot t)$]. Де ω − колова частота коливань, $с^{-1}$, $A_в$ − вертикальна амплітуда коливань чаші, м, t − час, с; поворот на кут ξ навколо осі z із законом швидкості повороту $\xi = 0{,}0125\omega \cdot \cos(\omega \cdot t)$.

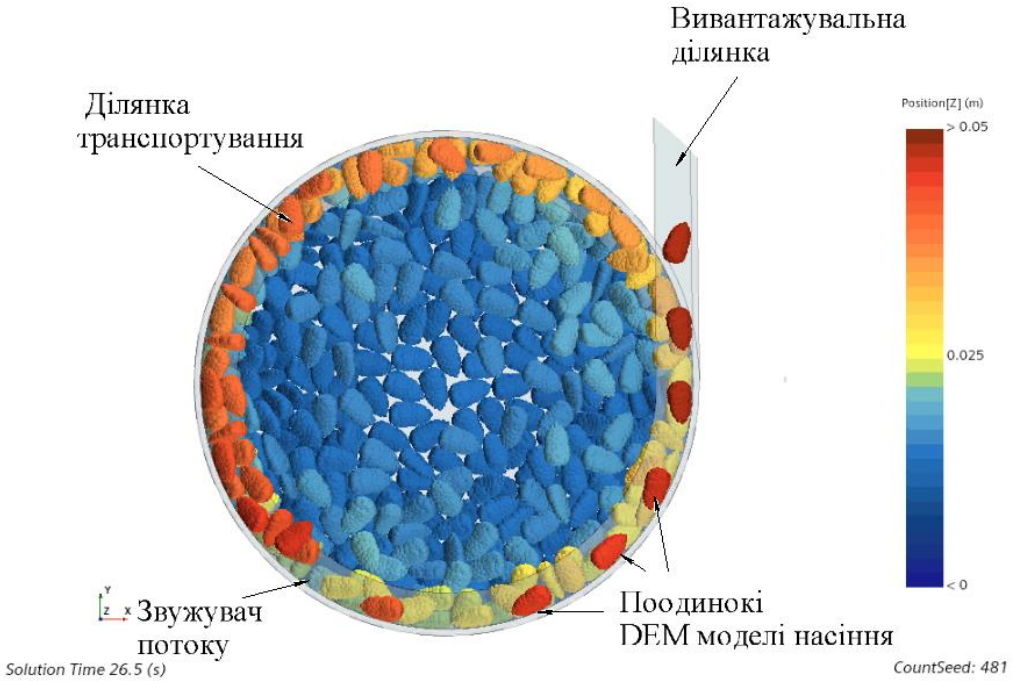
На рис. 2.30 показано загальний вид вікна протікання процесу чисельного моделювання переміщення насіння соняшнику по вібруючому спіральному жолобу чаші віброживильника в програмному пакеті Simcenter Star-CCM+.

Відповідно до методики факторного експерименту за планом Бокса-Бенкіна, проводили чисельне моделювання процесу дозування поодинокого насіння соняшнику із значеннями змінних факторів на всіх їх рівнях, які встановлені при плануванні експерименту. Загалом проведено 15 експериментів з трикратною повторюваністю. Результати моделювання представлені в таблиці додатку Г. Обробка емпіричних даних моделювання з використанням математичного алгоритму програми Wolfram Cloud, дозволили створити аналітичну регресійну залежність

другого порядку із значущими коефіцієнтами регресії та виконати дисперсійний аналіз даних ANOVA.



а



б

Рисунок 2.30 – Зображення вікон скалярів на 26,5 секунді чисельного моделювання процесу дозування поодинокого насіння соняшнику спіральним віброживильником: а – 3D скаляр; б – 2D скаляр

Провівши чисельне моделювання процесу дозування поодинокого насіння соняшнику проєктним віброживильником, окрім визначення емпіричного значення періоду видачі насіння з чаші віброживильника, також отримано низку висновків.

Зображення вікон скалярів та векторів швидкостей руху DEM моделей насінин соняшнику на 1;15; 43,5; 72,5 секундах чисельного моделювання процесу дозування поодинокого насіння соняшнику спіральним віброживильником представлено на рис. 2.31, 2.32, 2.33, 2.34 відповідно.

Так, аналізуючи зображення скалярів положень DEM моделей насінин на спіральному лотку та їх положень векторів миттєвих швидкостей за весь час моделювання, встановлено таке:

– на початку чисельного моделювання (рис. 2.31), DEM моделі насінин соняшнику розміщувались по всій площі днища чаші віброживильника з гіркою висотою 0,025 м по центру (це результат правильно заданого при моделюванні коефіцієнту тертя між частинками, що тотожній коефіцієнту природного тертя насіння соняшника). При цьому моделі займали хаотичне положення, тим самим відповідаючи реальним умовам, які отримуються при вільному насипанні суміші декількох насінин соняшнику;

– на початку процесу руху DEM моделей насінин соняшнику по спіральному лотку віброживильника, при дії коливань чаші (рис. 2.31), напрям швидкості їх руху співпадав з напрямком підйому спірального жолоба й відбувалось поступове зростання швидкостей руху DEM моделей насінин по векторам від центра чаші (V_1=0 м/с) до її стінок (V_2=0,1 м/с). Це створювало рівноприскорений рух суміші DEM моделей насінин по відцентровій спіральній траєкторії і тим самим створюючи переміщення моделей від центру чаші (де вони утворювали гірку) до її стінок;

– рух DEM моделей насінин вгору по спіральному лотку чаші віброживильника при дії заданих режимних параметрів вібрації (рис. 2.32, 2.33) характеризувався як безвідривний від поверхні з рівною середньою швидкістю близько 0,025 м/с на всіх витках жолоба. При чому, DEM моделі насінин при русі по лотку займали хаотичне положення зародком вниз або нагору;

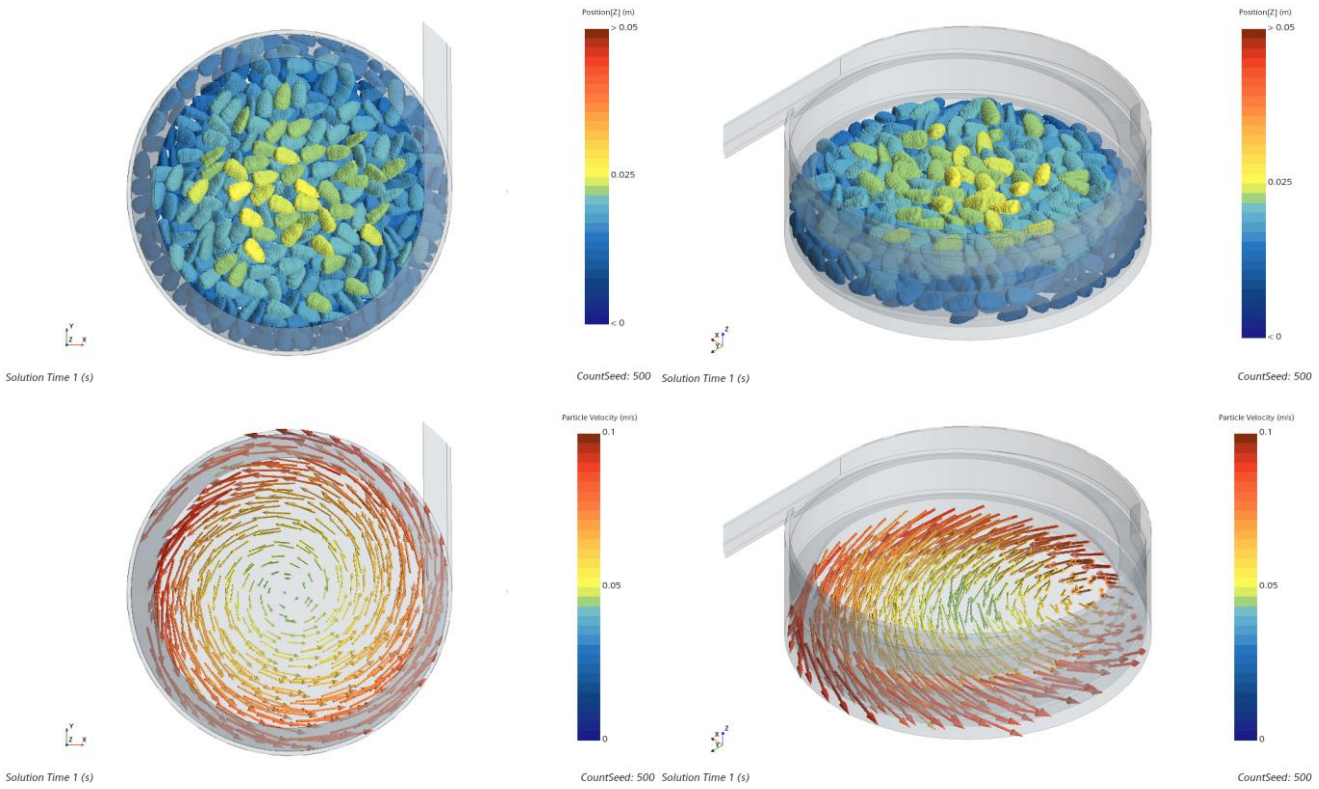


Рисунок 2.31 – Зображення вікон скалярів та векторів швидкостей руху DEM моделей насінин соняшнику на 1 секунді чисельного моделювання процесу дозування поодинокого насіння соняшнику спіральним віброживильником

– на ділянці спірального жолоба чаші до звужувача потоку, DEM моделі насінин могли рухатись в декілька рядів (цьому сприяла достатня ширина жолоба) з розташуванням своєї довгої осі або вздовж, або впоперек траси, займаючи хаотичні положення рівноваги (рис. 2.32, 2.33);

– в місці встановлення на спіральному жолобі чаші обмежувача потоку (рис. 2.33, 2.34), DEM моделі насінин займали положення своєю довгою віссю в напрямку транспортування, та огинаючи стінку обмежувача, рухались до зони вивантаження. Частинки, які рухались паралельно та втрачали рівновагу внаслідок звуження ширини лотка, під дією власної ваги падали на частинки, що рухались по днищу чаші. При цьому утворення в місці їх падіння нагромаджень, які перешкоджали б вібротранспортуванню їнших часток не відмічено;

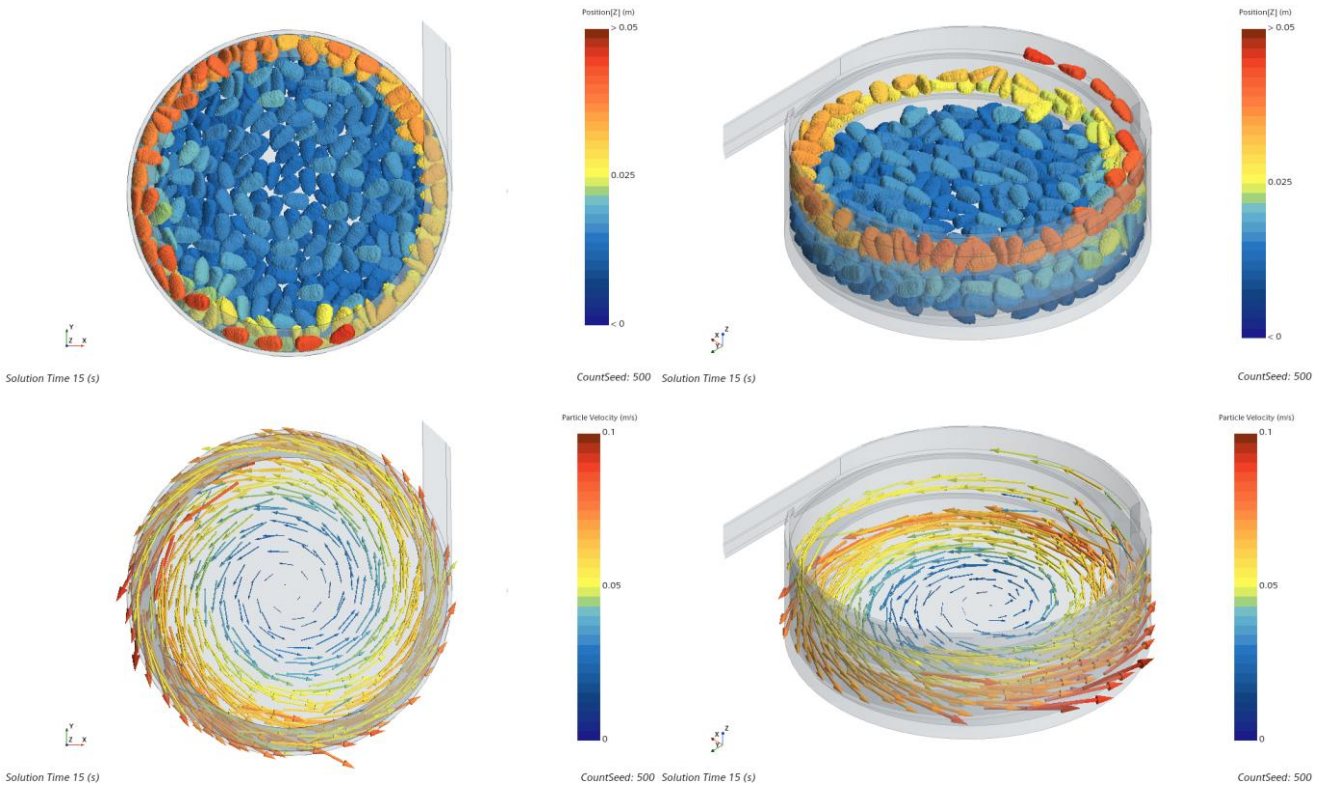


Рисунок 2.32 – Зображення вікон скалярів та векторів швидкостей руху DEM моделей насінин соняшнику на 15 секунді чисельного моделювання процесу дозування поодинокого насіння соняшнику спіральним віброживильником

– після звужувача потоку, DEM моделі насінин по вібруючому лотку рухались лише в положенні довгою віссю в напрямку вивантаження, утворюючи проміжки між собою. Причому утворені проміжки, при русі DEM моделей насінин по прямолінійній ділянці спірального лотка, поступово збільшувалися (рис. 2.33, 2.34).

Результатом проведеного чисельного моделювання роботи моделі дослідного віброживильника, є виведені рівняння регресії другого порядку, що встановлюють залежність від величин змінних факторів таких параметрів оптимізації:

– продуктивності віброживильника, яка оцінюється кількістю дозованого насіння соняшнику за хвилину його роботи − n, шт./хв;

– рівномірності дозування насіння соняшнику віброживильником, що оцінюється коефіцієнтом варіації ν розподілу даних величин часових проміжків між

насінинами, що видає віброживильник на стрічковий конвеєр установки автоматичного фенотипування та відбору.

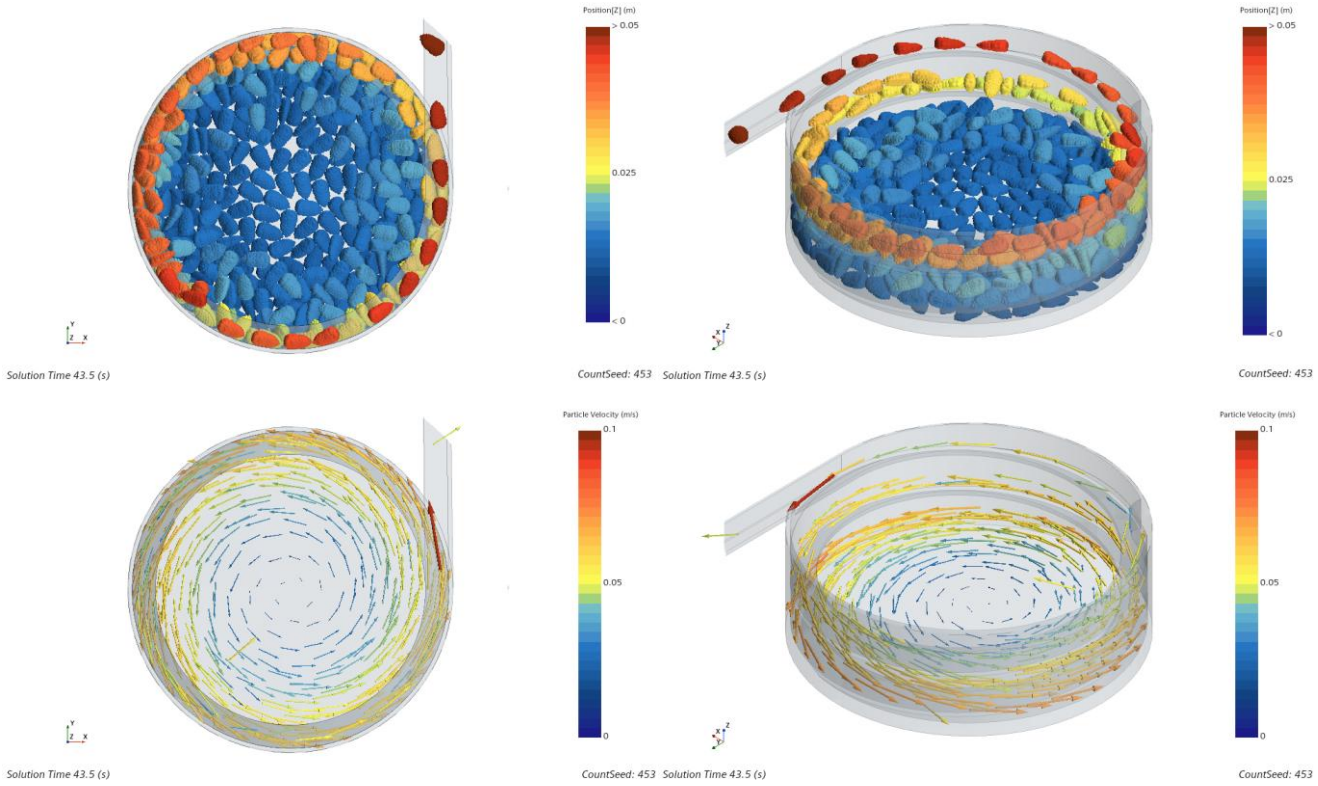


Рисунок 2.33 – Зображення вікон скалярів та векторів швидкостей руху DEM моделей насінин соняшнику на 43,5 секунді чисельного моделювання процесу дозування поодинокого насіння соняшнику спіральним віброживильником

Відповідно отримані залежності приймуть такий вигляд в закодованому виді:

$$n = 52{,}2 + 0{,}26875x_1 - 9{,}945x_1^2 - 16{,}5625x_2 - 5{,}2175x_1x_2 + \\ + 10{,}5125x_2^2 + 18{,}1612x_3 - 14{,}945x_1x_3 - 19{,}5475x_2x_3 + 1{,}69x_3^2, \quad (2.59)$$

$$\nu = 0{,}5 - 0{,}07625x_1 + 0{,}0275x_1^2 + 0{,}03x_2 + 0{,}0025x_1x_2 - \\ - 0{,}07x_2^2 - 0{,}20625x_3 + 0{,}16x_1x_3 - 0{,}0925x_2x_3 + 0{,}1225x_3^2, \quad (2.60)$$

де x_1 – закодоване значення маси насіння соняшнику, що міститься в чаші m ; x_2 – закодоване значення колової частоти обертання дебалансів вібропривоу віброживильника ω; x_3 – закодоване значення кута розташування звужувача потоку θ.

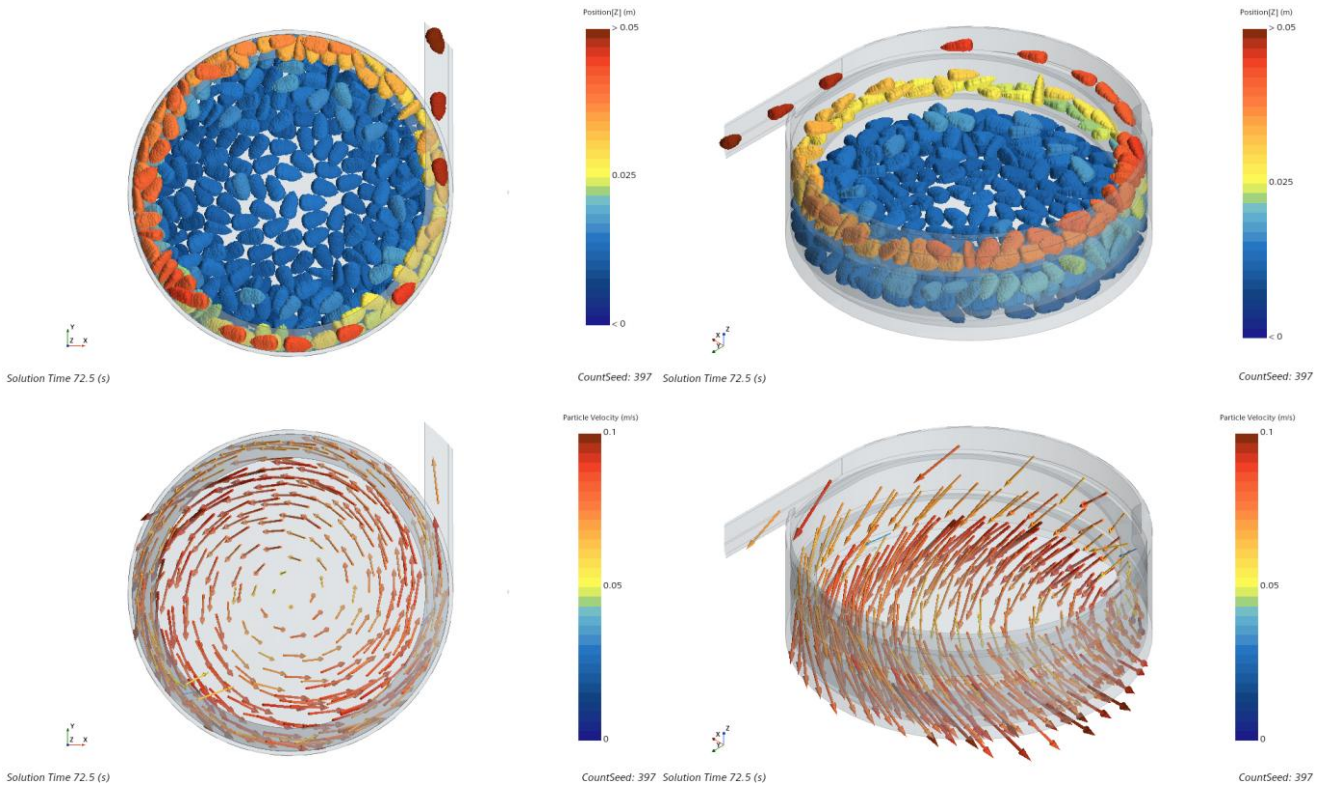


Рисунок 2.34 – Зображення вікон скалярів та векторів швидкостей руху DEM моделей насінин соняшнику на 72,5 секунді чисельного моделювання процесу дозування поодинокого насіння соняшнику спіральним віброживильником.

Для визначення значущості коефіцієнтів отриманого рівняння регресії використовували метод порівняння фактичних значень коефіцієнтів Стьюдента коефіцієнтів регресії з табличним значенням критерія Стьюдента, яке становить для ступеню вільності N = 30 та довірчій ймовірності α = 0,95 рівним $t_{0.95;30}$ = 1,607. Результати статистичної обробки коефіцієнтів регресії рівняння (2.59) представлено в таблиці 2.5.

Перевіримо значущість коефіцієнтів регресії використовуючи умову ($|t_p|$> $t_{0.95;30}$=1,607). Проаналізувавши таблицю 2.5, визначено, що коефіцієнт a_{10} є незначущими, а отже, він може бути виключеним з рівняння регресії, як такий, що несуттєво впливає на критерій оптимізації. Однорідність дисперсій експериментальних даних перевіряли за критерієм Кохрена. Встановлено, що на 95% рівні надійності, дисперсії даних однорідні, так як фактичне значення критерія

становить G = 0,3275, що менше за табличне значення критерію Кохрена зі ступенями вільності f_1=2 та f_2= 15 − $G_{(0,05;2;15)}$ = 0,3346.

Таблиця 2.5 – Статистичні дані отримані програмою Wolfram Cloud, що характеризують рівняння регресії (2.59)

Коефіцієнт	Оцінка	Стандартна похибка	t-статистика	p-значення
a_{00}	52,2	0,611066	85,4245	$4{,}16634 \times 10^{-9}$
a_{10}	0,26875	0,3742	0,718199	0,504784
a_{20}	−16,5625	0,3742	−44,2611	$1{,}11127 \times 10^{-7}$
a_{30}	18,1612	0,3742	48,5335	$7{,}0165 \times 10^{-8}$
a_{12}	−5,2175	0,529199	−9,85925	0,000182965
a_{13}	−14,945	0,529199	−28,2408	$1{,}04256 \times 10^{-6}$
a_{23}	−19,5475	0,529199	−36,9379	$2{,}73865 \times 10^{-7}$
a_{11}	−9,945	0,550807	−18,0553	$9{,}57437 \times 10^{-6}$
a_{22}	10,5125	0,550807	19,0856	$7{,}27919 \times 10^{-6}$
a_{33}	1,69	0,550807	3,06822	0,0278401
Джерело варіації		Ступені свободи (DF)	Сума квадратів (SS)	Середній квадрат (MS)
Модель		10	50 992	5 099,2
Похибка		5	5,60103	1,12021
Некоригована загальна сума		15	50 997,6	–
Скоригована загальна сума		14	8 217,81	–

Перевірку гіпотези про значущість рівняння регресії проводили за критерієм Фішера (F-тест). Провівши дисперсійний аналіз отриманої моделі, отримано фактичне значення критерію Фішера F = 4551,8 (таблиця 2.5). Модель є значущою, якщо виконується умова F> $F_{табл}$. Порівнюючи з табличним значенням критерію Фішера ($F_{табл}$), який становить для рівня значущості q = 0,05 та ступеней вільності f_1=10; f_2=5; $F_{0,05;10;5}$=4,74 можна стверджувати, що рівняння регресії є значущим. Отже, фактори мають суттєвий вплив на критерій оптимізації. Використовуючи Wolfram Cloud, проведено розкодування рівняння регресії (2.59) та отримано його наступний вигляд.

$$n = 1864{,}79 - 0{,}0035m^2 - 23{,}3256\omega + 2{,}51103\theta - 0{,}0024m\theta + \\ +0{,}000117\theta^2 - 0{,}0136\omega\theta - 0{,}008m\omega + 0{,}073\omega^2, \quad (2.61)$$

Результати статистичної обробки коефіцієнтів регресії рівняння (2.60) представлено в таблиці 2.6.

Таблиця 2.6 – Статистичні дані отримані програмою Wolfram Cloud, що характеризують рівняння регресії (2.60)

Коефіцієнт	Оцінка	Стандартна похибка	t-статистика	p-значення
a_{00}	0,5	0,0147761	33,8384	$4{,}23837 \times 10^{-7}$
a_{10}	−0,07625	0,00904848	−8,42683	0,000386004
a_{20}	0,03	0,00904848	3,31547	0,021113
a_{30}	−0,20625	0,00904848	−22,7939	$3{,}02202 \times 10^{-6}$
a_{12}	−0,0025	0,0127965	−0,195366	0,852797
a_{13}	0,16	0,0127965	12,5034	0,00000580557
a_{23}	−0,0925	0,0127965	−7,22855	0,000790459
a_{11}	0,0275	0,013319	2,06472	0,093868
a_{22}	−0,07	0,013319	−5,25565	0,00331074
a_{33}	0,1225	0,013319	9,19739	0,000254971
Джерело варіації		Ступені свободи (DF)	Сума квадратів (SS)	Середній квадрат (MS)
Модель		10	5,02892	0,502893
Похибка		5	0,003275	0,000655
Некоригована загальна сума		15	5,0322	–
Скоригована загальна сума		14	0,614893	–

Проаналізувавши таблицю 2.6, визначено, що коефіцієнт a_{12} є незначущими, а отже, він може бути виключеним з рівняння регресії, як такий, що несуттєво впливає на критерій оптимізації. Однорідність дисперсій експериментальних даних перевірялась за критерієм Кохрена. Встановлено, що на 95% рівні надійності дисперсії даних однорідні, так як фактичне значення критерія становить G = 0,3214, що менше за табличне значення критерію Кохрена з ступенями вільності $f_1 = 2$ та $f_2 = 15$ − $G_{(0,05;2;15)} = 0{,}3346$.

Порівнюючи з табличним значенням критерію Фішера ($F_{табл}$), який становить для рівня значущості q=0,05 та ступеней вільності f_1=10; f_2=5; $F_{0,05;10;5}$=4,74 значення

екпериментального критерію Фішера F = 767,77 (таблиця 2.6), можна стверджувати, що рівняння регресії є значущим. Отже, фактори мають суттєвий вплив на критерій оптимізації. Використовуючи Wolfram Cloud, проведено розкодування рівняння регресії (2.60) та отримано його наступний вигляд:

$$\nu = -13{,}8112 - 0{,}0050425m + 0{,}00000979m^2 + 0{,}00525\theta + 0{,}000025m\theta + \\ +0{,}0000851\theta^2 + 0{,}170873\omega - 0{,}000064\theta\omega - 0{,}00048\omega^2, \quad (2.62)$$

Вигляд дослідних поверхонь відгуку рівняння регресії (2.59) представлено на рис. 2.35.

Аналізуючи отримані при чисельному моделюванні рівняння регресії (2.62) та просторові поверхні відгуку (рис. 2.35), можна сформувати ряд заключень:

– до найбільш значущого незалежного фактору, що суттєво впливає на продуктивність спірального віброживильника відноситься колова частота обертання дебалансів віброприводу віброживильника ω (коефіцієнт регресії становить – 23,3256). Спостерігалось зменшення кількості дозованого насіння за хвилину при збільшенні колової частоти при значеннях кута розташування звужувача потоку θ = 120° та 240°. Але коли кут θ становив 0°, то продуктивність віброживильника мала тенденцію до збільшення свого зчислового значення. Такі залежності пояснюються тим, що зміна колової частоти обертання дебалансів віброприводу віброживильника ω здійснювалась в білярезонансній зоні. Збільшення частоти збурюючої сили призводить до переходу в зарезонансну зону, де швидкість вібротранспортування падає. Тому зміна цього фактору суттєво має вплив на швидкість вібротранспортування часток сипкого вантажу;

– відмічається варіювання впливу на продуктивність віброживильника кута розташування звужувача потоку θ. Так, при прийнятих в чисельному експерименті значеннях θ = 0°, 120° та 240°, вагомий вплив зміни цих параметрів на продуктивність віброживильника проявлявся при зменшенні колової частоти ω та маси насіння в чаші m. Причиною такого варіювання продуктивності віброживильника є те, що при значенні кута θ = 240°, звужувач потоку знаходиться найближче до вивантажувальної ділянки жолоба віброживильника.

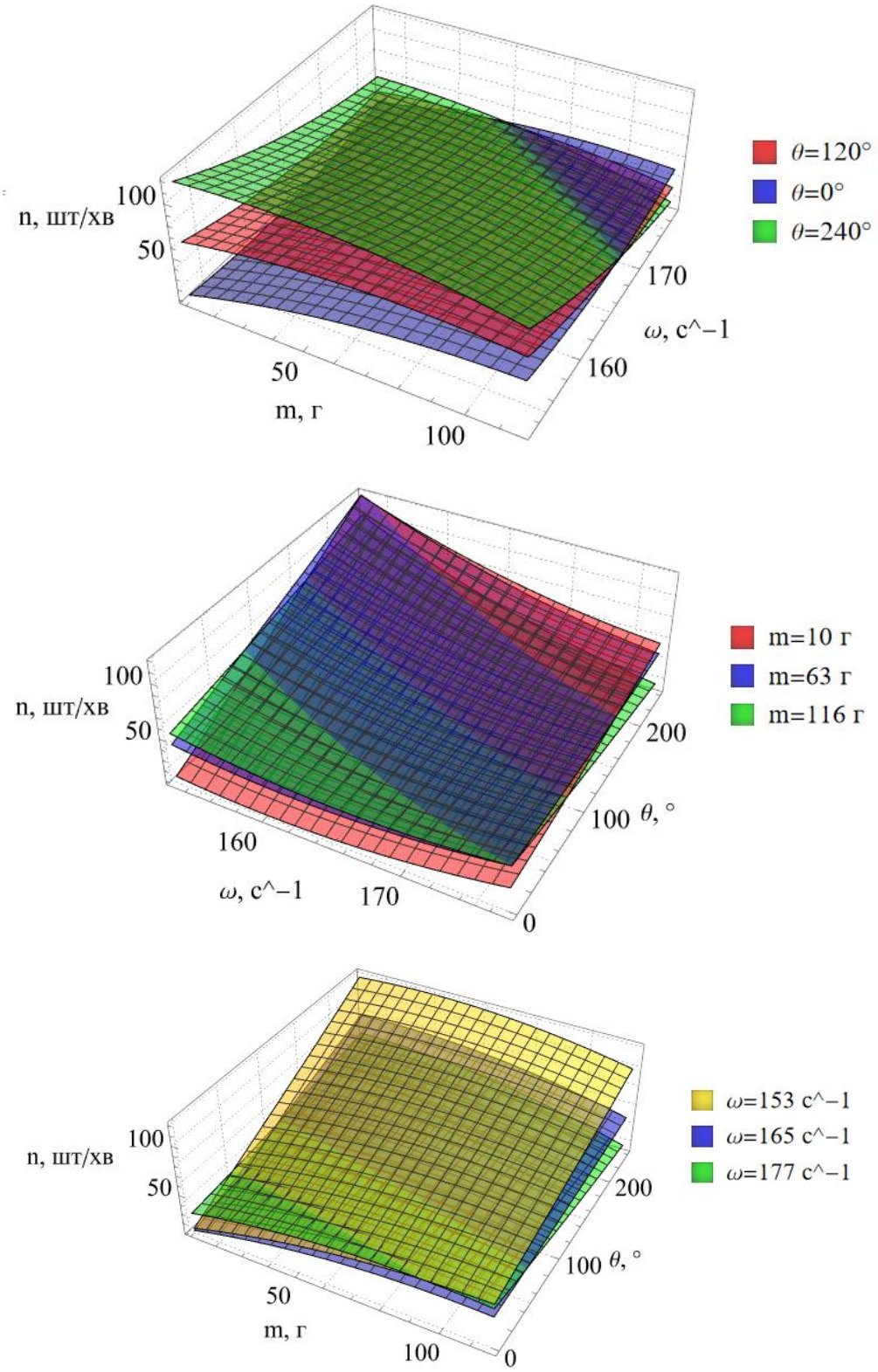


Рисунок 2.35 – Залежності зміни продуктивності n віброживильника від маси насіння соняшнику, що міститься в чаші m, значення колової частоти обертання дебалансів віброприводу віброживильника ω та значення кута розташування звужувача потоку θ, отриманих при чисельному моделюванні

Створений потік насіння рухається з рівномірною швидкістю, в декілька рядів насіння і тільки в кінці спірального жолоба відбувається звуження ширини жолоба, з метою забезпечення подальшого руху насіння соняшнику в стабільному положенні в один ряд. Саме завдяки такому місцю розташування звужувача потоку на спіральному жолобі віброживильника, опір руху потоку насіння соняшнику є меншим, чим при інших його положеннях. А, як наслідок, продуктивність віброживильника буде порівняно найбільшою. При збільшенні значення ω вплив кута θ на продуктивність зменшується, що вказує на вихід роботи віброживильника в більш стійкіші режими.

– максимальна продуктивність (n_{max} > 100 шт./хв) віброживильника відповідає його режимним параметрам, що становлять $\omega_{max} = 153$ c^{-1} , $\theta_{max} = 240°$ та $m_{max} = 10$ г;

– режим, при якому продуктивність віброживильника залишалась стабільною (n=50–60 шт./хв) при зміні маси m насіння соняшнику в чаші (10–116 г) та зміні значення кута розташування звужувача потоку θ від 0° до 240° забезбечується коли ω = 177 c^{-1} , θ = 240°.

Отже, найбільш оптимальними режимними параметрами роботи спірального віброживильника для дозування поодинокого насіння соняшнику, при яких забезпечується стабільність його продуктивності при зміні маси m насіння в чаші віброживильника є значення колової частоти обертання дебалансів віброприводу віброживильника $\omega_{opt} = 177$ c^{-1} та значення кута розташування звужувача потоку $\theta_{opt} = 240°$.

Вигляд дослідних поверхонь відгуку рівняння регресії (2.60) представлено на рис. 2.36.

Аналіз отриманих залежностей (рис.2.36) за рівнянням регресії (2.62) дозволяє дослідити вплив незалежних факторів на коефіцієнт варіації ν отриманих випадкових значень часових інтервалів дозування DEM моделей насіння соняшнику при чисельному моделюванні роботи проєктного віброживильника. Рівномірність дозування (зменшення значення коефіцієнту варіації ν) покращується при збільшенні маси насіння соняшнику, що міститься в чаші m. Це також спричинює мінімізацію впливу на рівномірність дозування зміну кута розташування звужувача потоку θ.

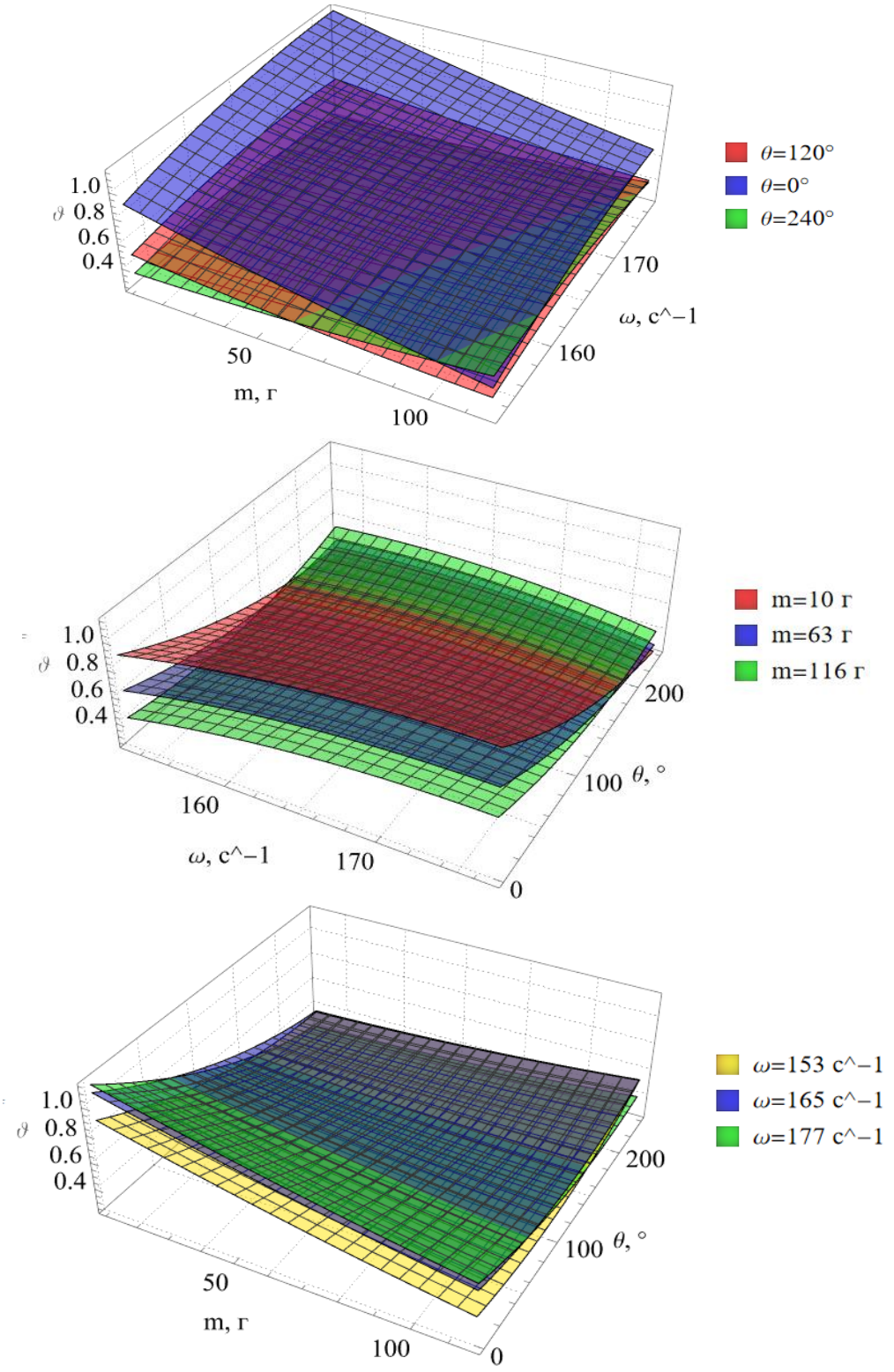


Рисунок 2.36 – Залежності зміни коефіцієнту варіації ν розподілу даних величин часових проміжків між поодинокими насінинами від маси насіння соняшнику, що міститься в чаші m, значення колової частоти обертання дебалансів віброприводу віброживильника ω та значення кута розташування звужувача потоку θ, отримані при чисельному моделюванні

При зміні маси m від 10 до 116 г відбувається зменшення коефіцієнту варіації ν потоку DEM моделей насіння соняшнику від 1,2 до 0,4 при значенні кута розташування звужувача потоку θ=0° та відмічена тенденція забезпечення сталості коефіцієнту варіації ν= 0,4-0,6 при θ=240°. Причиною такої поведінки DEM моделей насіння соняшнику є те, що при куті θ=240° після звужувача потоку формується рівномірний потік DEM моделей насіння соняшнику з встановленням зазору між окремими моделями насінин, що, в свою чергу, унеможливлює ймовірність впливу на рівномірність дозування дії додаткових сил, що виникатимуть при взаємному контакті моделей насіння соняшнику при їх русі по спіральному жолобі. А через близькість звужувача потоку до місця вивантаження DEM моделей насіння соняшнику з моделі чаші віброживильника, моделі насіння займуть своє стабільне положення на лотку оптимальної форми і на них діятимуть тільки сили, що спричинюють їх вібропереміщення по поверхні лотка в безвідривному режимі зі сталою швидкістю. Завдяки такій динаміці руху DEM моделей насіння соняшнику при зміні маси насіння в чаші, а отже і кількості DEM моделей, саме кут θ=240° є найбільш оптимальним для проєктного віброживильника. У свою чергу, колова частота ω також впливає на рівномірність дозування. Так, при збільшенні значення ω від 153 $с^{-1}$ до 177 $с^{-1}$ при зміні маси DEM моделей насіння соняшнику від 10 до 116 г, найменший вплив на зміну коефіцієнту варіації ν зафіксовано при значеннях кута θ=200°-240°. Причиною цього є встановлення такого значення вимушеної сили, що діє на потік DEM моделей насіння соняшнику, що рухаються по спіральному лотку, при якій моделі рівномірно займають положення своєю довгою віссю вздовж жолоба, почергово проходять зону, де встановлений звужувач потоку й надалі формують потік з високою стабільністю відстаней, що утворюється між моделями. Хоча ці відстані, як показують спостереження за рухом DEM моделей насіння соняшнику по лотку віброживильника при чисельному моделюванні, дещо збільшуються при русі моделей по вивантажувальній ділянці жолоба віброживильника, але це призводить до досягнення заданої при проєктуванні віброживильника продуктивності з найкращою рівномірністю дозування.

Отже, чисельне моделювання руху DEM моделей насіння соняшнику по спіральному лотку віброживильника оптимальної форми і розмірів та проведений факторний експеримент, показали, що найбільш рівномірного дозування (найменшого значення коефіцієнту варіації ν отриманих випадкових значень часових інтервалів дозування DEM моделей насіння соняшнику) при діапазоні зміни маси m від 10 до 116 г можна досягти при режимах роботи віброживильника ω_{opt}= 177 c^{-1} та значенні кута розташування звужувача потоку θ_{opt}= 240°.

2.6 Висновки до розділу

1. Спроєктована конструктивна схема вібраційного спірального живильника для потреб автоматизованих ліній фенотипування насіння соняшнику та приладів точного підрахунку кількості насіння. На основі, яка являється реактивною масою, приєднані чотири похилі пластинчасті пружні елементи. Верхнім своїм кінцем пружні елементи закріплені на пластині, що має паз з поперечним перерізом типу «ластохвіст». Циліндрична чаша бункера має всередині спіральну навивку, по доріжкам якої під дією вібрації рухатиметься насіння соняшнику. Видача поодинокого насіння з чаші проводиться вихідним лотком. До центру пластини приєднано електродвигун, на вихідних кінцях валу якого встановлені два дебаланси. Вібродвигун кріпиться до пластини за допомогою клеми. Спіральний вібраційний живильник дозволить виконувати рівномірну дозовану подачу насіння соняшнику в атоматизованих лініях фенотипування.

2. Дослідивши рух насіння соняшнику по вібруючий 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, частоту коливань ω. Це дало можливість визначити значення оптимального граничного кута підйому лотка віброживильника при діапазоні коефіцієнтів тертя 0,4–0,8. Прийнявши робочий діапазон коефіцієнтів тертя 0,4–0,5, попередньо визначено граничний кут підйому лотка проєктного спірального віброживильника для дозування насіння соняшнику в лініях автоматичного

фенотипування та відбору рівним α = 2,4°. 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 α = 2,4°, є меншим за кут тертя насіння по лотку ε = 21,8°–26,5° при діапазоні коефіцієнтів тертя f = 0,4–0,5. Отже, умова самогальмування насіння соняшнику на спіральному лотку віброживильника при зупиненому стані виконується.

3. 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, ψ − 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 ψ та кута нахилу вісі доріжки до горизонталі δ швидкість збільшується.

4. 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 зі збільшенням швидкості руху насіння V, значення кута α знижується, а зі збільшенням кутів ψ та δ − збільшується. При діапазоні швидкостей руху насіння по спіральному лотку віброживильника V = 0,019÷0,028 м/с, забезпечується задана продуктивність віброживильника. При цьому діапазон оптимального кута α становить 0,63°÷1,5°.

5. Остаточно прийнято значення кута α рівним 2,4°. 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.

6. На платформі Simcenter Star-CCM+ створена модель чаші вібраційного живильника та проведено чисельне моделювання руху DEM моделей насіння соняшнику по спіральному лотку чаші. Дослідження здійснювали за планом факторного

експерименту типу Бокса-Бенкена. Із загальним числом дослідів 15. Загальний час чисельного моделювання становив 75 с. Незмінними параметрами були: A − амплітуда коливань чаші віброживильника A = 0,95 мм (вертикальна проєкція амплітуди становить, при куті кидання $\psi = 25°$, $A_в = A \cdot \sin \psi = 0{,}95 \cdot \sin 25° = 0{,}4$ мм), маса DEM моделі насінини соняшника m = 0,107 г (розрахована автоматично в пакеті Simcenter Star-CCM+), конструктивні параметри чаші (кут підйому жолоба $\alpha = 2{,}4°$, кут нахилу вісі доріжки до горизонталі $\delta = 25°$, кут кидання $\psi = 25°$). Змінними факторами обрано: ω − колову частоту вимушених коливань чаші віброживильника; m – масу насіння соняшнику, що міститься у чаші; θ − кут розміщення звужувача потоку, що встановлюється на останньому витку спірального жолоба віброживильника. Результатом проведеного чисельного моделювання роботи моделі дослідного віброживильника, є виведені рівняння регресії другого порядку, що встановлюють залежність від величин змінних факторів таких параметрів оптимізації: продуктивності віброживильника, яка оцінюється кількістю дозованого насіння соняшнику за хвилину його роботи − n, шт./хв; рівномірності дозування насіння соняшнику віброживильником, що оцінюється коефіцієнтом варіації ν розподілу даних величин часових проміжків між насінинами, що видає віброживильник на стрічковий конвеєр установки автоматичного фенотипування та відбору.

7. Максимальна продуктивність (n_{max} >100 шт./хв) віброживильника відповідає його режимним параметрам, що становлять $\omega_{max} = 153$ $с^{-1}$, $\theta_{max} = 240°$ та $m_{max} = 10$ г. Режим, при якому продуктивність віброживильника залишалась стабільною (n = 50–60 шт./хв) при зміні маси m насіння соняшнику в чаші (10-116 г) та зміні значення кута розташування звужувача потоку θ від 0° до 240° забезпечується коли $\omega = 177$ $с^{-1}$, $\theta = 240°$.

8. Найбільш рівномірного дозування (найменшого значення коефіцієнту варіації ν отриманих випадкових значень часових інтервалів дозування DEM моделей насіння соняшнику) при діапазоні зміни маси m від 10 до 116 г досягнуто при режимах роботи віброживильника $\omega_{opt} = 177$ $с^{-1}$ та значенні кута розташування звужувача потоку $\theta_{opt} = 240°$.

Основні наукові результати розділу опубліковано в працях автора [145, 146, 148, 156].

3 МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ВІБРАЦІЙНОГО СПІРАЛЬНОГО ЖИВИЛЬНИКА НАСІННЯ

3.1 Мета і програма експериментальних досліджень

Експериментальному дослідженню дослідних зразків спіральних віброживильників присвячено наукові роботи [74–93]. Плануємий комплекс експериментів націлено на перевірку правильності теоретичних обґрунтувань конструктивно-технологічних параметрів дослідного чашевого віброживильника, а також отримання емпіричних закономірностей впливу основних конструктивно-технологічних параметрів віброживильника на його продуктивність та якість дозування насіння соняшнику. В результаті будуть прийняті рішення по оптимізації конструктивно-технологічних параметрів віброживильника з метою отримання більш якісного проведення дозування насіння соняшнику в лініях автоматичного фенотипування та відбору.

Для виконання програми експериментальних випробувань необхідно виконати такі завдання:

1. Розробити комплект робочих креслень деталей та створити їх цифрові 3D моделі. Методом 3D друку виготовити експериментальний зразок вібраційного чашевого віброживильника. Створити дослідний стенд для встановлення якості дозування насіння соняшнику віброживильником.

2. Враховуючи встановлені теоретичні значення конструктивно-технологічних параметрів віброживильника, створити план проведення експериментів.

3. Встановити емпіричні залежності впливу таких факторів як маса завантаження чаші віброживильника, напруга струму живлення вібродвигуна, величина насіння соняшнику на якість дозування та продуктивність віброживильника. А також встановити їх вплив на амплітуду коливань чаші, віброшвидкість та віброприскорення.

4. Провести статистичну обробку та дисперсійний аналіз емпіричних даних використовуючи сучасні електронні платформи з метою встановлення виконання

умов критеріїв однорідності результатів дослідження, значущості та адекватності отриманих моделей та залежностей.

5. Встановити оптимальні значення конструктивно-технологічних параметрів віброживильника, що призводять до найкращої якості дозування насіння соняшнику в автоматичних лініях фенотипування та відбору.

3.2 Проєктування і виготовлення експериментального зразка спірального вібраційного живильника

Аналітичні обґрунтування та проведений комплекс експериментів з використанням чисельного моделювання, виконані в розділі 2, надали в результаті числові значення конструктивно-технологічних параметрів чашевого віброживильника для дозування насіння соняшнику. Використовуючи ці дані виготовлено комплект робочих креслень деталей проєктного віброживильника (додаток В).

3D модель експериментального чашевого вібраційного живильника представлена на рис. 3.1.

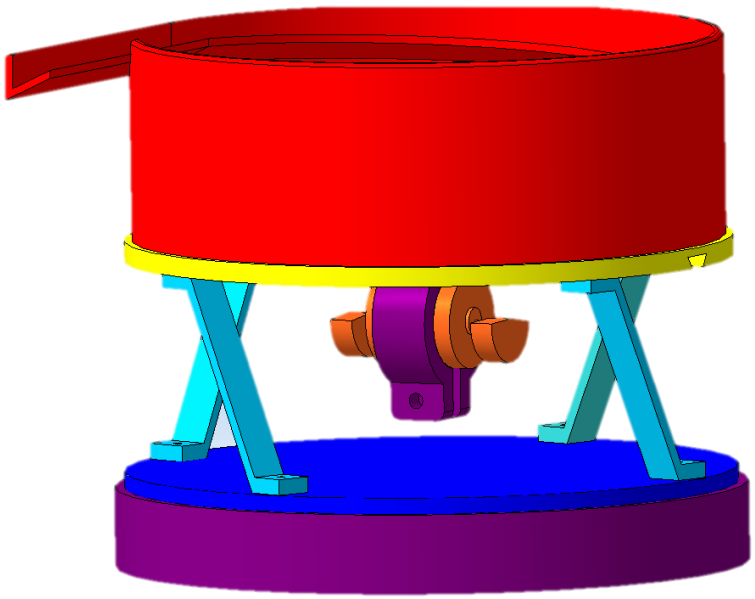


Рисунок 3.1 – 3D модель експериментального чашевого вібраційного живильника

Спроєктовані 3D моделі деталей віброживильника спочатку оброблювали спеціальною комп'ютерною програмою Creality_Print. Метою цього процесу була підготовка 3D моделей деталей віброживильника до друку на 3D принтері та створеня G-коду моделей. Фрагмент інтерфейсу підготовки до 3D друку чаші віброживильника представлено на рис. 3.2.

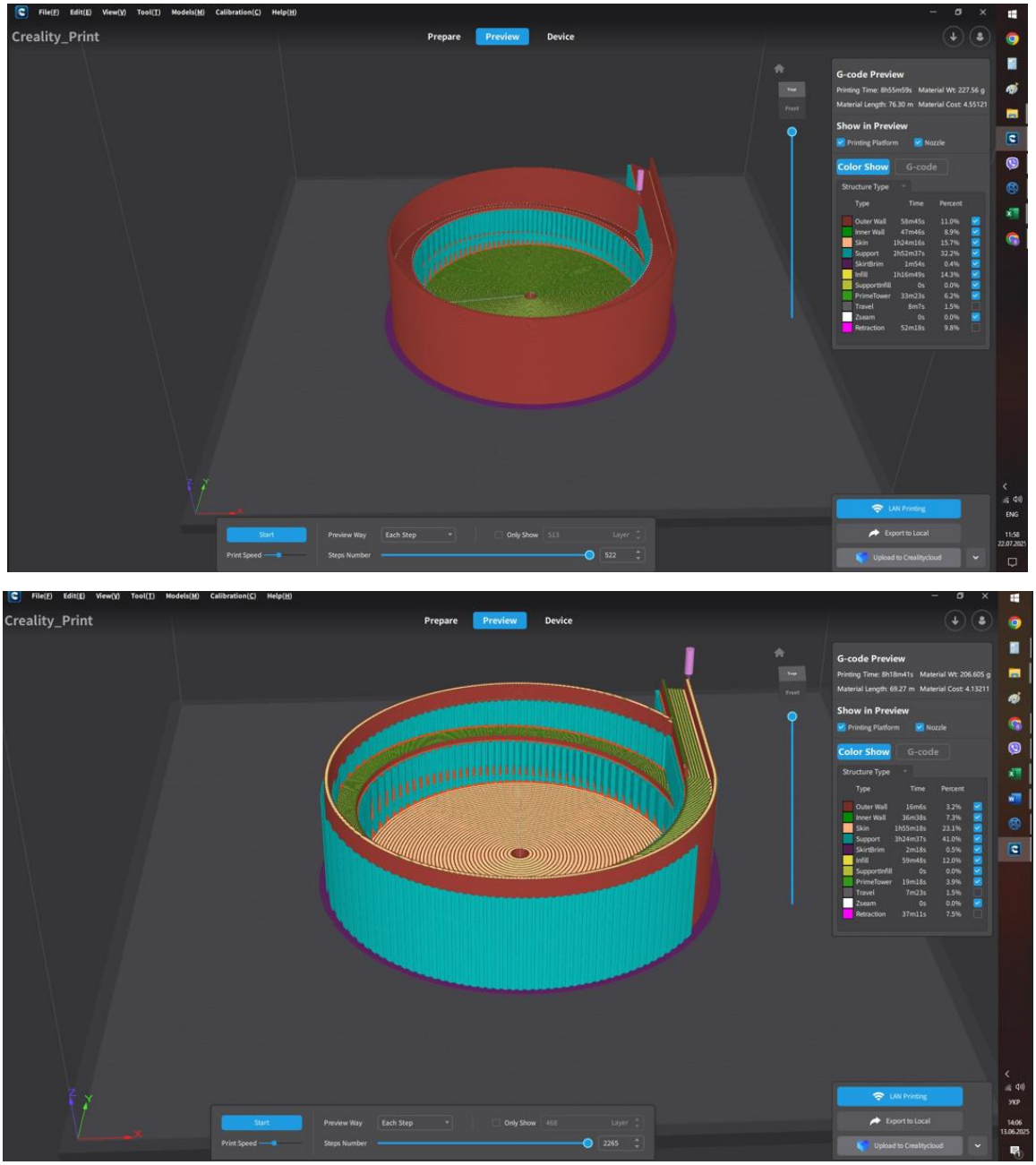


Рисунок 3.2 – Фрагмент інтерфейсу програми Creality Print підготовки до 3D друку чаші віброживильника

Далі, використовуючи 3D принтер Creality K1 Max та філамент ABS+, проводили завантаження підготовлених файлів в систему 3D принтера, налаштування основних режимів друку та безпосередньо виготовлення проєктних деталей методом адитивного FDM друку. Процес 3D друку чаші віброживильника представлено на рис. 3.3.

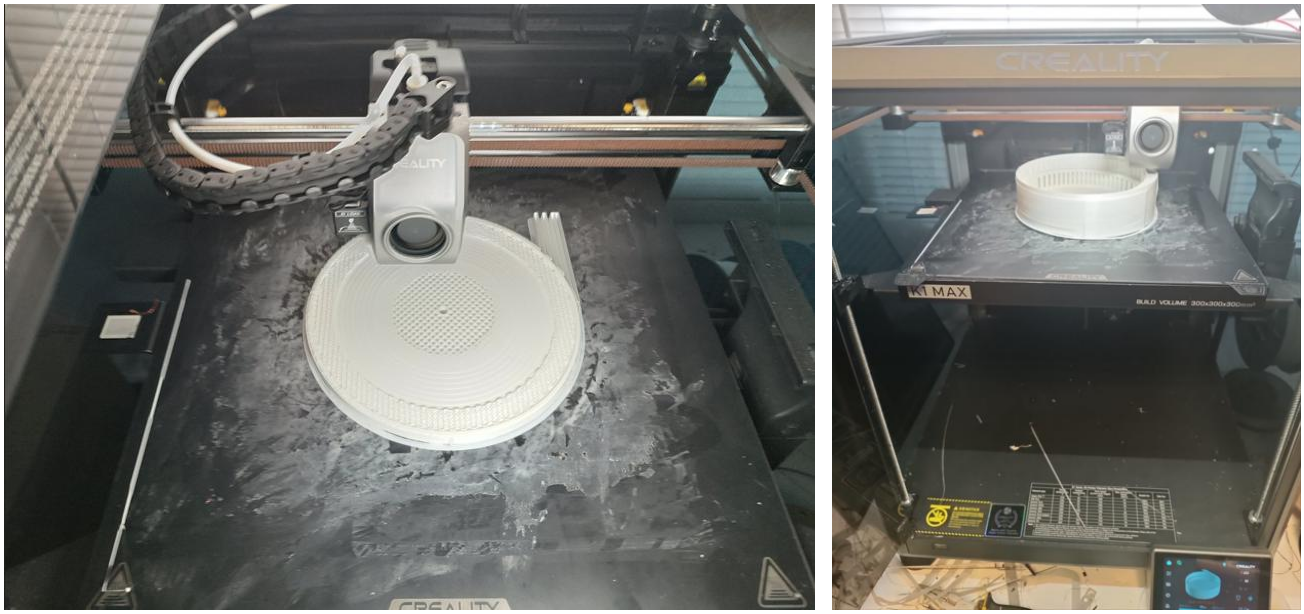


Рисунок 3.3 – Вигляд процесу 3D друку чаші проєктного віброживильника принтером Creality K1 Max філаментом ABS+

Після завершення 3D друку деталей віброживильника проводили операцію видалення технологічного філаменту з отриманих деталей. На рис. 3.4 зображено вигляд чаші віброживильника після 3D друку, на якому показані частини філаменту, що використовується для технологічних елементів «підтримок» та які потрібно в подальшій обробці деталі видалити.

Останньою операцією при виготовленні дослідного зразка спірального вібраційного живильника була збірка. З’єднання виготовлених деталей між собою виконували за допомогою болтових з’єднань та саморізних гвинтів. На рис. 3.5 представлено вигляд експериментального зразка спірального віброживильника у зібраному вигляді.

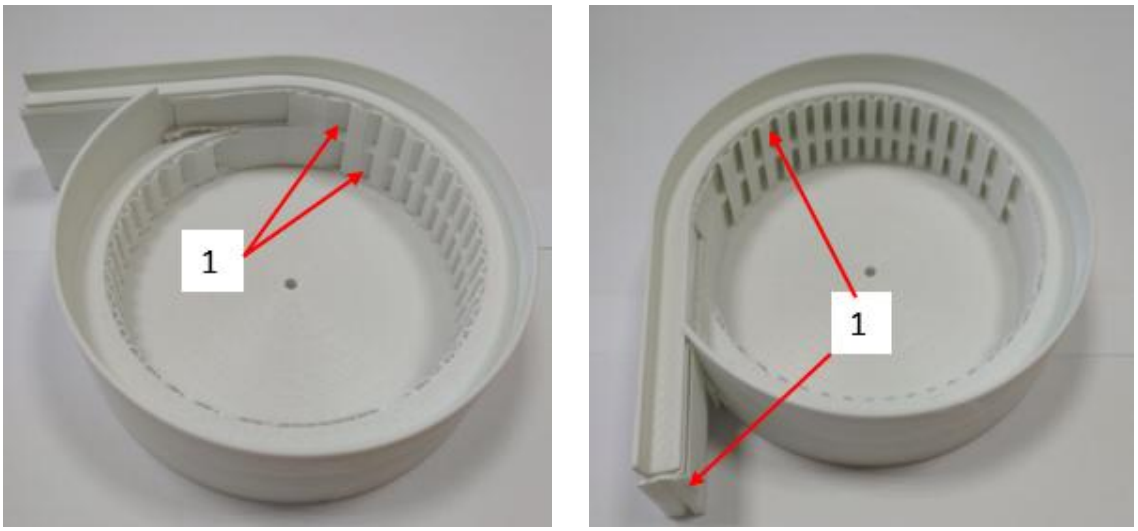


Рисунок 3.4 – Вигляд чаші віброживильника після 3D друку: 1− видаляємі технологічні елементи

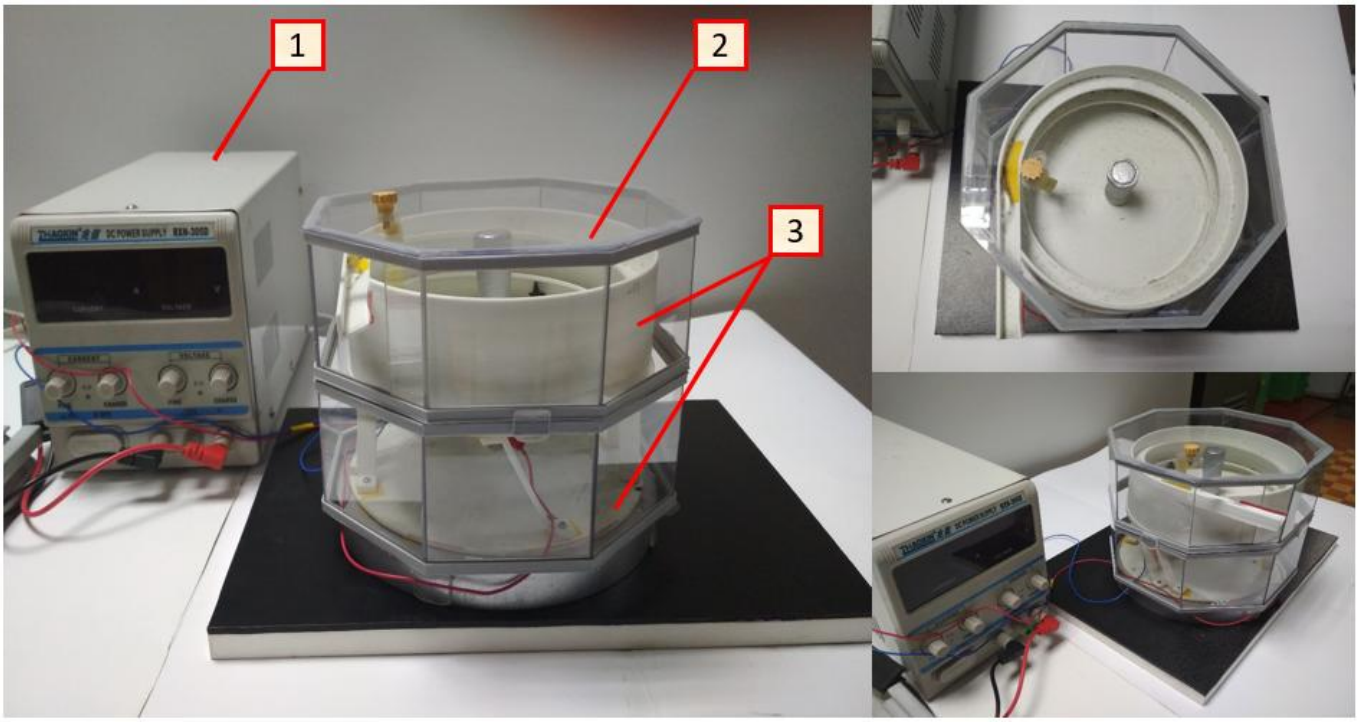


Рисунок 3.5 – Вигляд експериментального зразку спірального віброживильника для установки автоматичного фенотипування та відбору насіння сільськогосподарських культур: 1 − лабораторний блок живлення; 2 − захисний прозорий екран віброживильника; 3 − експериментальний зразок спірального віброживильника

3.3 Створення експериментального стенду і налаштування додаткового обладнання

Комплекс експериментальних досліджень проєктного чашевого віброживильника планували з метою встановлення його емпіричних АЧХ, характеру руху насіння соняшнику по спіральним доріжкам та продуктивності, а саме якості дозування насіння соняшнику. Для досліджень використовували насіння соняшнику трьох фракцій: дрібне, середнє та крупне. Адже віброживильник буде працювати з різним насіннєвим матеріалом соняшника, який характеризується великою варіативністю розмірів насінин. Створений експериментальний стенд для визначення АЧХ віброживильника та визначення характеру руху насіння соняшнику показано на рисунках 3.6 та 3.7.

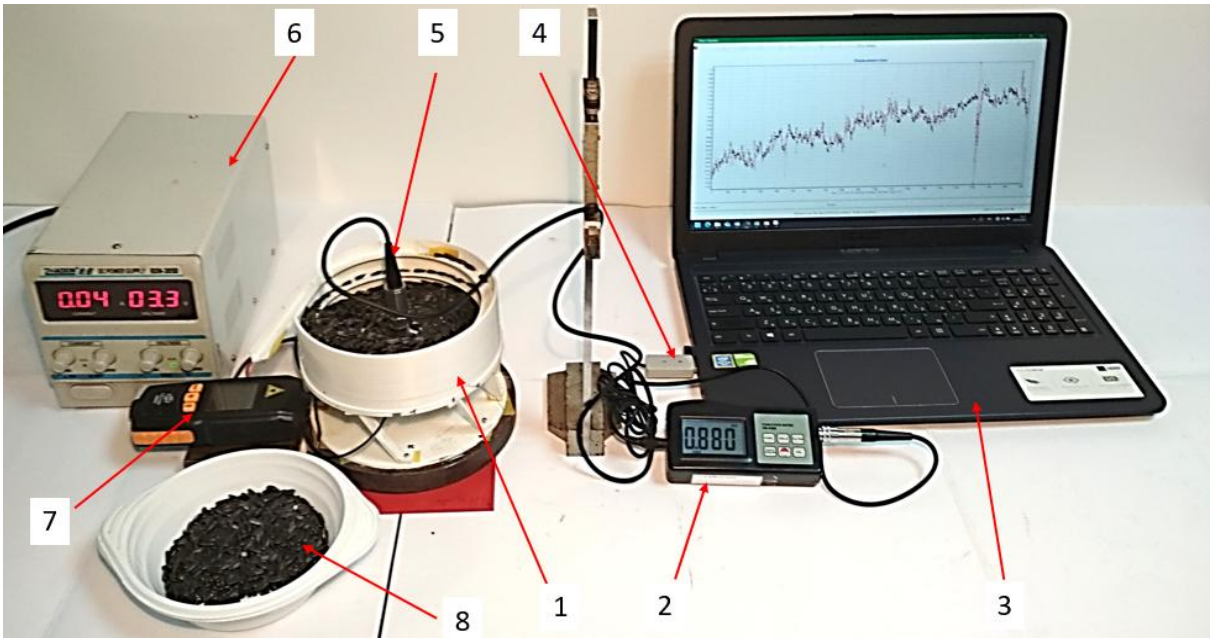


Рисунок 3.6 – Експериментальний стенд для дослідження АЧХ віброживильника: 1 – спіральний віброживильник; 2 – віброметр VM 6360; 3 – ноутбук зі встановленим програмним забезпеченням; 4 – USB кабель для з'єднання віброметра з ноутбуком; 5 – встановлений п'єзодатчик віброметра; 6 – лабораторний блок живлення; 7 – безконтактний тахометр Benetech GM8905; 8 – дослідне насіння соняшнику

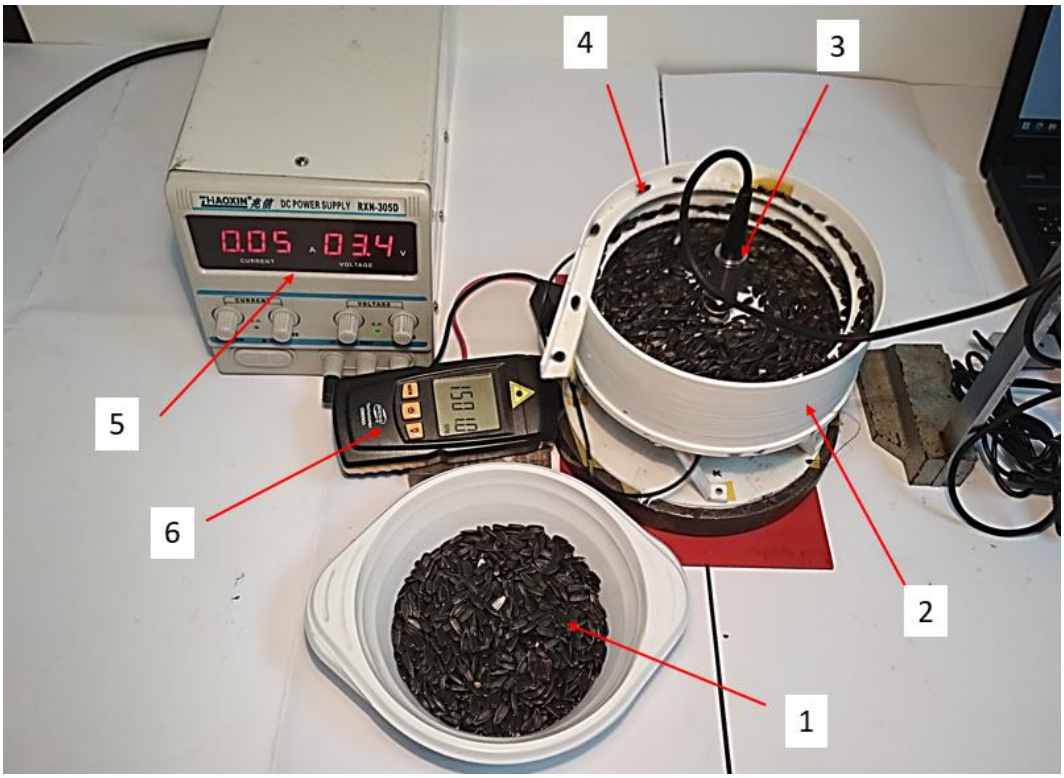


Рисунок 3.7 – Вигляд експериментального стенду в робочому стані:
1 − ємність збору дозованого насіння соняшнику; 2 − чаша віброживильника зі встановленими параметрами вібрації; 3 − п’єзодатчик для зняття параметрів вібрації чаші віброживильника; 4 − поодиноке насіння соняшнику, що рухається по жолобу віброживильника; 5 − дані величин сили струму та напруги, що подається на вібродвигун; 6 − встановлення дійсної частоти обертання дебалансів безконтактним тахометром

Схема експериментальної установки для дослідження АЧХ представлена на рисунку 3.8.

Для отримання дослідних даних вібрації (віброзміщення, мм; віброшвидкість мм/с; віброприскорення, м/с^2; частоти коливань, Гц) чаші віброживильника використовували віброметр VM 6360. На рисунку 3.9 показано вигляд складових елементів, що входять в комплект віброметра та його будову.

У таблиці 3.1 представлені дані технічної характеристики віброметра VM 6360.

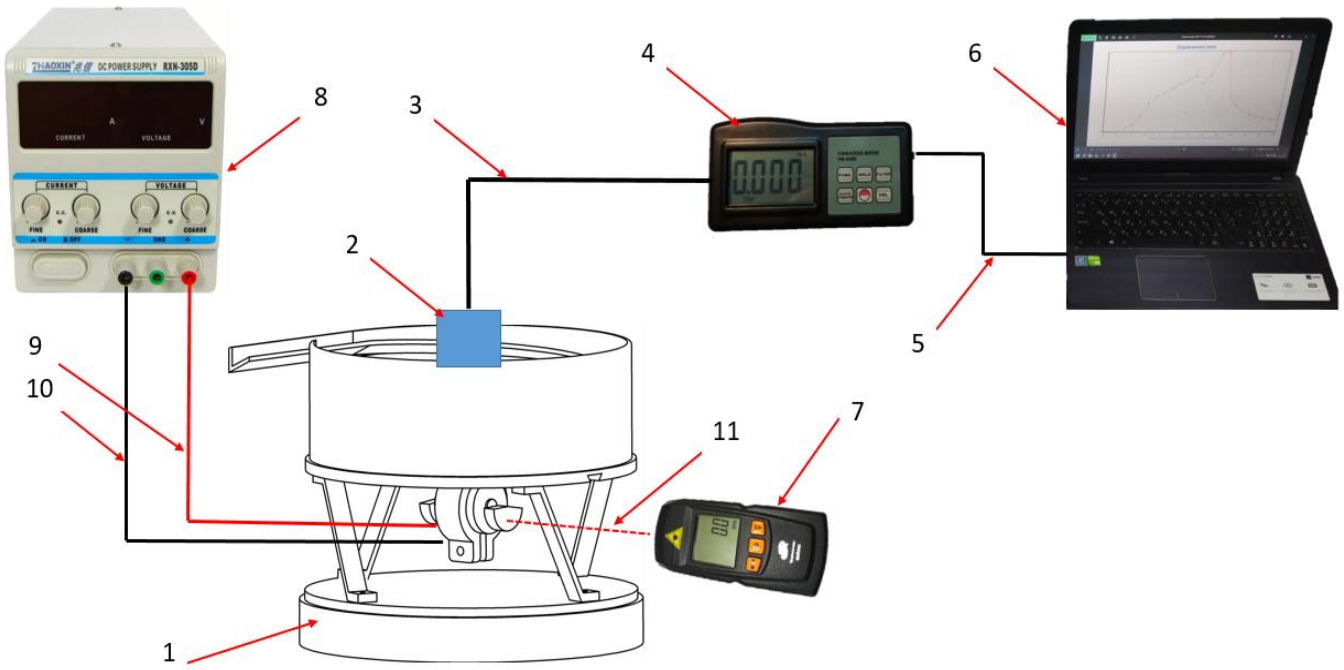


Рисунок 3.8 – Схема експериментального стенду: 1 − дослідний спіральний віброживильник; 2 − п’єзодатчик для зняття параметрів вібрації чаші віброживильника; 3 − кабель передачі електросигналів п’єзодатчика до віброметра VM 6360; 4 − віброметр VM 6360; 5 − кабель передачі даних від віброметра до комп’ютера; 6 – Комп’ютер зі встановленим програмним забезпеченням RS232 для обробки даних; 7 − безконтактний тахометр Benetech GM8905; 8 − лабораторний блок живлення RXN-305D; 9 − плюсовий кабель подачі електричного струму на клему вібродвигуна; 10 − мінусовий кабель подачі електричного струму на клему вібродвигуна; 11 − умовне позначення лазерного променю від датчика тахометра

Для зняття параметрів вібрації чаші віброживильника в реальному часі та створення автоматичних звітів визначених параметрів, віброметр підключали через USB кабель роз’ємом RS232 з ноутбуком. Попередньо на комп’ютері було встановлено програму, що оброблювала емпіричні дані отримані з п’єзодатчика віброметра та автоматично представляла інформацію у вигляді графіків та Excel звітів. На рисунку 3.10 представлено вигляд інтерфейсу програми обробки даних віброметра VM 6360 TestRS 232.

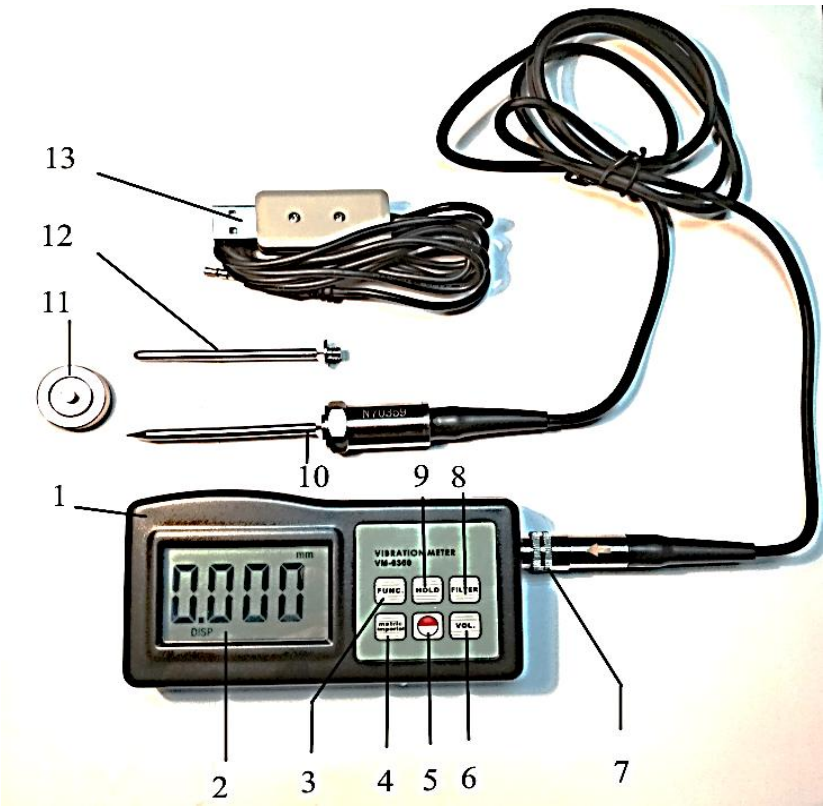
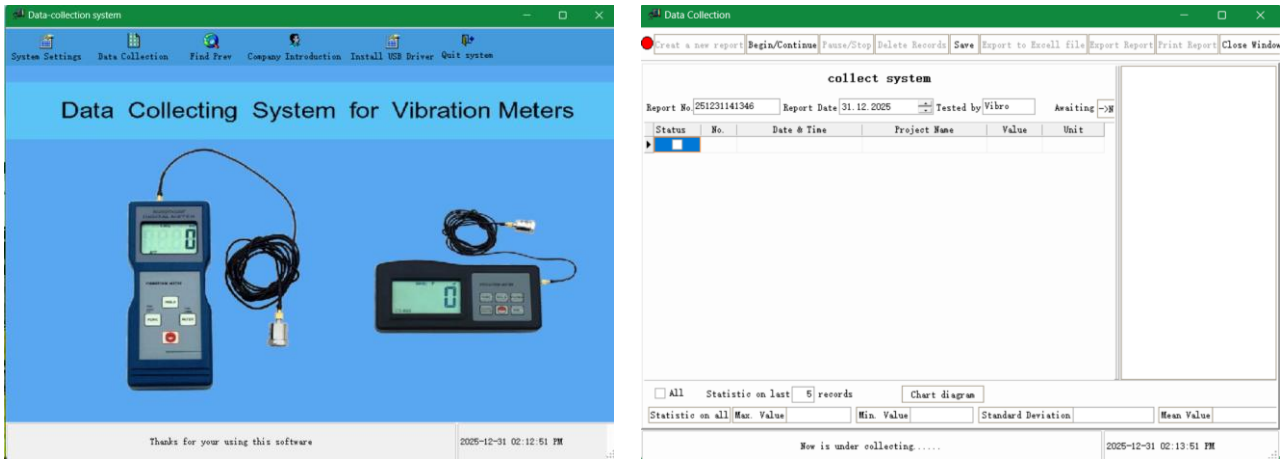


Рисунок 3.9 – Комплект та будова віброметра VM 6360:
1 − корпус віброметра; 2 − дисплей; 3 − кнопка зміни вібропараметрів; 4 − кнопка зміни одиниць вимірювання; 5 − кнопка живлення; 6 − кнопка гучності звукового сигналу; 7 − вхідний роз'єм; 8 − кнопка фільтра; 9 − кнопка функцій утримання максимальних значень вимірювальних вібропараметрів; 10 − акселерометр з голковим щупом; 11 − магніт з'ємний; 12 − щуп кульовий; 13 − кабель підключення до персонального комп'ютера

Таблиця 3.1− Технічна характеристика віброметра VM 6360

Вимірювальні параметри	Значення параметрів
Діапазон вимірювання:	
швидкість	0,01−40,00 см/с, 0,000−16,00 дюйм/с
прискорення	0,1−400,0 м/с^2, 0,3−1312 футів/с^2
переміщення	0,001−4,000 мм, 0,04−160,0 футів
кількість обертів	60−99990 хв$^{-1}$
частота	1−120 кГц
Діапазон частот вимірювань:	
прискорення	10 кГц−1кГц в режимі 1, 10 кГц−10кГц в режимі 10
швидкість	10 Гц−1 кГц
переміщення	10 Гц−1 кГц
похибка	±5%



а б

Рисунок 3.10 – Вигляд інтерфейсу програми TestRS 232 обробки даних віброметра VM 6360: а − інтерфейс налаштувння параметрів; б − інтерфейс запису й аналізу поточних даних

Вимірювання частоти обертання валу вібродвигуна проводили безконтактним тахометром Benetech GM8905. Цей сучасний вимірювальний прилад створено для вимірювання частоти обертання валів, осей та деталей, встановлених на них. Великою перевагою приладу є безконтактне вимірювання. При підготовці до вимірювання потрібно наклеїти світловідбивну стрічку, що йде в комплекті до приладу, на торцеву поверхню деталі. Беспосередньо визначення дійсної частоти обертання деталі проводиться шляхом наведення лазерного променю датчика тахометра на рухому світловідбивну стрічку. Тахометр працює в діапазоні вимірювань частоти обертів 2,5–99999 хв$^{-1}$ (RPM). Точність показань приладу дорівнює ±0,05%. Зовнішній вигляд безконтактного тахометра Benetech GM8905 та його будову показано на рисунку 3.11.

Регулювання та вимірювання параметрів сили струму та напруги, яке споживає електродвигун віброживильника, здійснювали лабораторним блоком живлення RXN-305D, будова та зовнішній вигляд якого представлені на рисунку 3.12. Параметри технічних характеристик блока живлення RXN-305D представлені в таблиці 3.2.



Рисунок 3.11 – Безконтактний тахометр Benetech GM8905: 1− електронне табло приладу; 2 − кнопка запам’ятовування значення частоти обертів; 3 − кнопка вмикання/вимикання тахометра та проведення вимірювання; 4 − кнопка вмикання підсвідки; 5 − лазерний датчик

Таблиця 3.2 − Технічні характеристики блока живлення лабораторного RXN-305D

Параметри	Значення параметрів
Напруга живлення	220 В
Максимальна потужність	150 Вт
Вихідна постійна напруга	0-30 В
Рівень пульсації по напрузі	<0,5 мВ
Стабільність по напрузі	≤0,01%+2 мВ
Вихідне постійне значення сили струму	0-5 А
Стабільність по силі струму	≤0,2%+3 мА
Захист від короткого замикання	+
Захист від підключення в зворотній полярності	+
Цифрова індикація напруги	Трирозрядний дисплей
Цифрова індикація сили струму	Трирозрядний дисплей
Охолодження	Вентилятор
Запобіжник	5х20 мм 2А
Робоча температура	-10°С−+40°С
Габарити	280х126х150 мм
Вага	4,1 кг

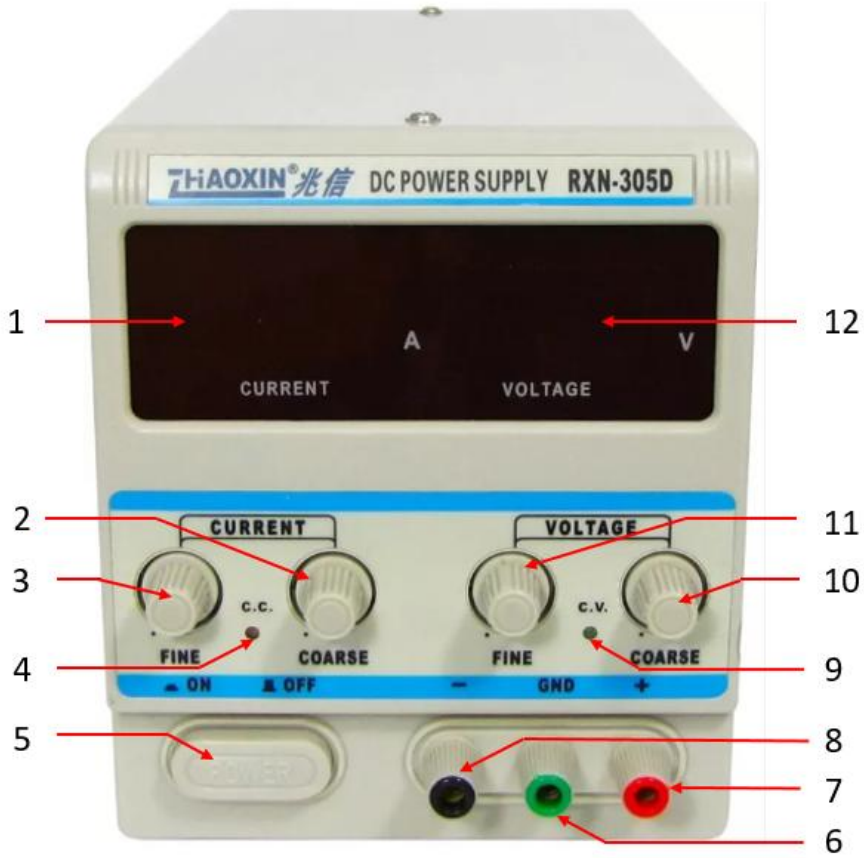


Рисунок 3.12 – Блок живлення лабораторний RXN-305D: 1− трирозрядний цифровий дисплей індикації сили струму; 2 − грубе регулювання струму; 3 − точне регулювання струму; 4 − індикатор режиму стабілізації сили струму; 5 − кнопка живлення «POWER»; 6 − вихід «GND» блока живлення (заземлення); 7 − вихід «+» блока живлення; 8 − вихід «-» блока живлення; 9 − індикатор режиму стабілізації напруги; 10 − грубе регулювання напруги; 11 − точне регулювання напруги; 12 − трирозрядний цифровий дисплей індикації напруги струму

Контроль ваги наважок дослідного насіння соняшнику проводили за домомогою електронних лабораторних вагів JD-2200-2 (0,01). Ці ваги відносяться до 3 класу точності. Будова та зовнішній вигляд ваг представлені на рисунку 3.13. Технічна характеристика електронних лабораторних ваг JD-2200-2 (0,01) представлені в таблиці 3.3.



Рисунок 3.13 – Електронні лабораторні ваги JD-2200-2 (0,01): 1− нержавіюча вимірювальна платформа; 2 − рівень установки вагів відносно горизонту; 3 − кнопка вмикання вагів; 4 − кнопка калібрування; 5 − кнопка зміни одиниць вимірювання ваги; 6 − кнопка тарування; 7 − LCD дисплей; 8 − пластиковий корпус.

Таблиця 3.3 − Технічні характеристики електронних лабораторних ваг JD-2200-2 (0,01)

Параметри	Значення параметрів
Гранична максимальна вага зважування	2200 г
Гранична мінімальна вага зважування	0,2 г
Дискретність	0,01 г
Клас точності ваг	3 (середній)
Розмір платформи зважування	Ø120 мм
Напруга живлення	220 В
Наявність вбудованого акумулятора	+
Робоча температура	0÷+45°С
Відповідність до Держстандарту	ДСТУ EN 45501: 2007
Кількість одиниць вимірювань ваги	13
Тип монітору показань	LCD
Вага	2 кг
Габаритні розміри	220х170х80 мм

Для визначення фактичних показників продуктивності (кількості дозованого насіння n, шт./хв) та часових інтервалів між моментами видачі насіння з

акумулюючої ємності дослідного віброживильника створено систему контролю продуктивності та рівномірності дозування поодинокого насіння соняшнику в дослідній установці. Конструктивна схема системи представлена на рис. 3.14. До основних складових системи входять: цифровий контроллер на базі плати Arduino UNO R3 CH340G ATmega 328P, два лазерні випромінювачі KY-008, два лазерних сенсори. Блок оптичних датчиків змонтовано на спроєктованому та виготовленому методом 3D друку кронштейні з насіннєпроводом.

Систему через USB кабель з'єднували з персональним комп'ютером, на який встановлено спеціальну програму для обробки даних Arduino 1.8.19. Зовнішній вигляд інтерфейсу програми Arduino 1.8.19 показано на рис. 3.15. Перед початком використання системи контролю продуктивності та рівномірності дозування поодинокого насіння соняшнику в дослідній установці (рис. 3.16) було проведено її тестування з метою перевірки її роботоздатності, відсутності забивань насіннєпровода, правильності показань підрахунку насіння, унеможливлення подвійного обліку кожної насінини.

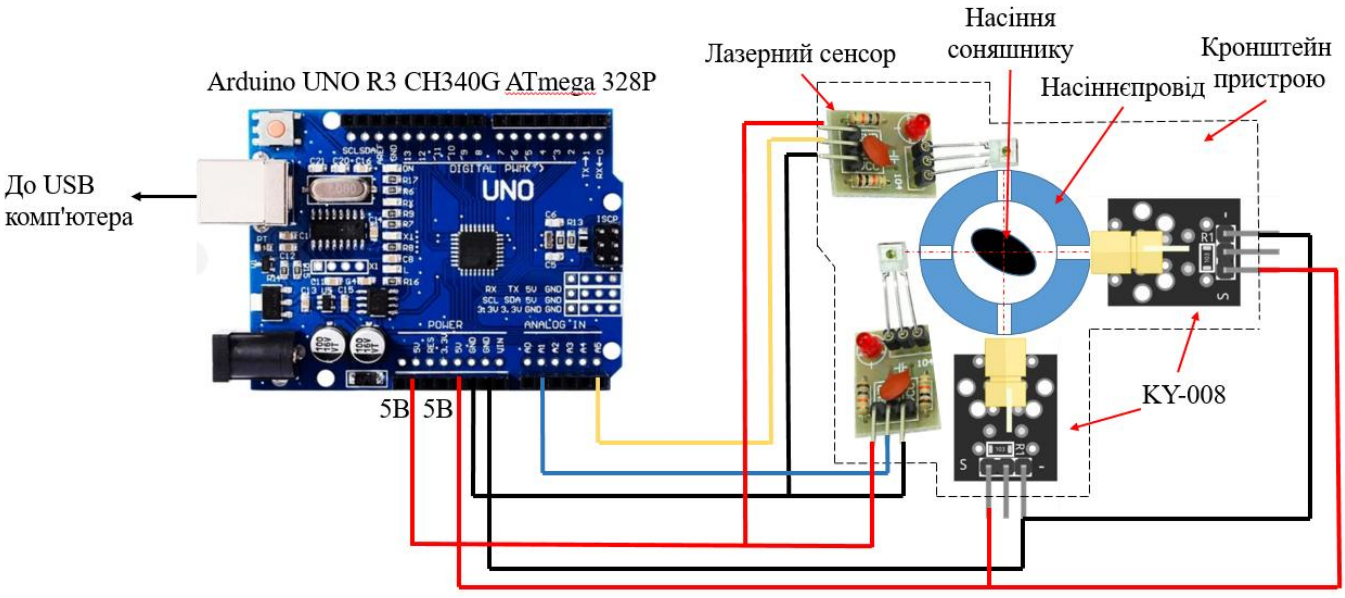


Рисунок 3.14 – Конструктивна схема системи контролю продуктивності та рівномірності дозування поодинокого насіння соняшнику в дослідній установці

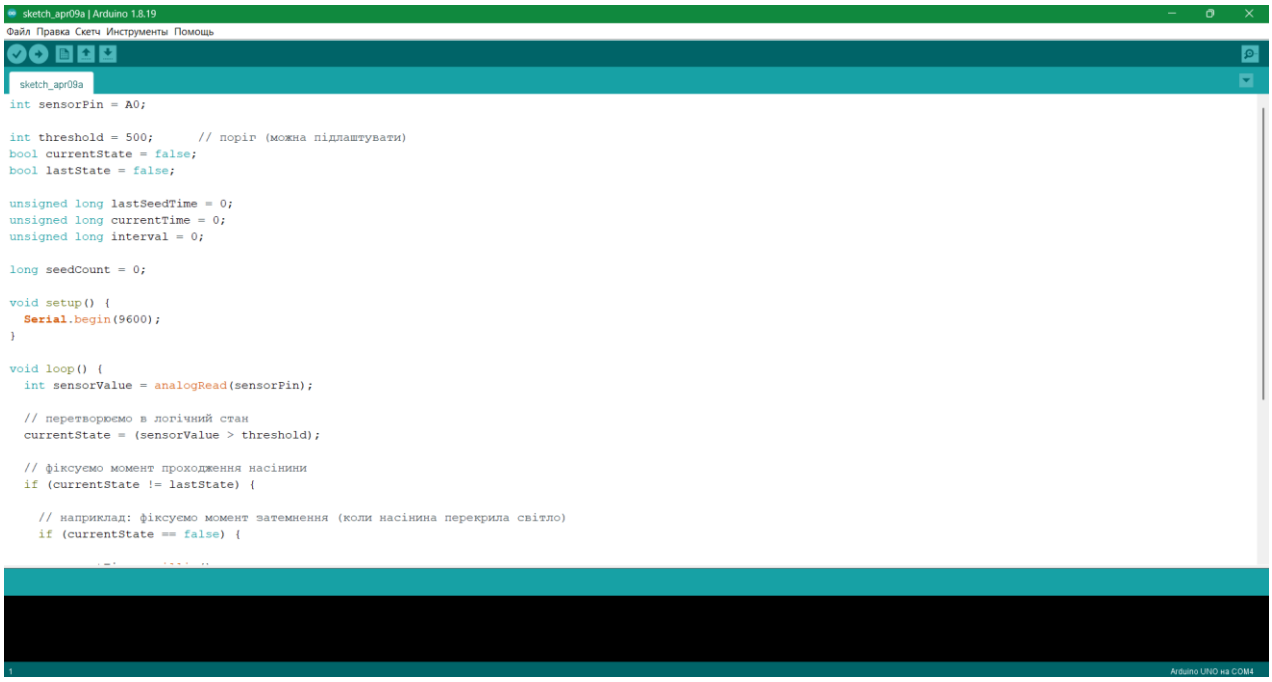


Рисунок 3.15 – Зовнішній вигляд інтерфейсу програми Arduino 1.8.19

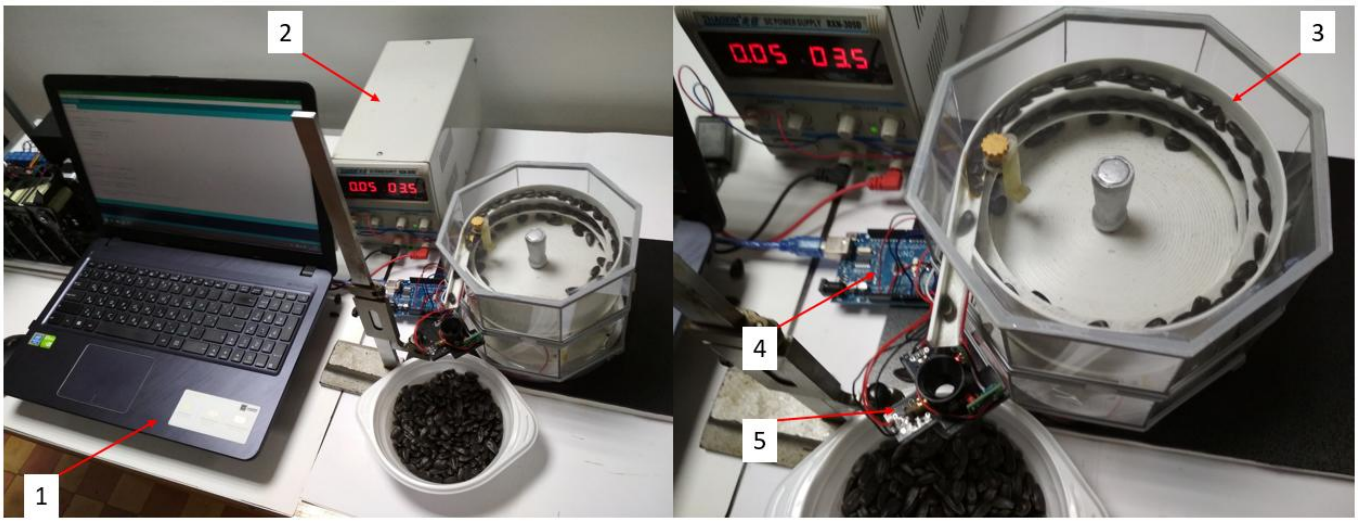


Рисунок 3.16 – Лабораторна установка для визначення продуктивності та рівномірності дозування дослідного спірального віброживильника при роботі з насінням соняшнику: 1 – персональний комп'ютер із програмним забезпеченням Arduino 1.8.19; 2 – лабораторний блок живлення RXN-305D; 3 – дослідний спіральний віброживильник; 4 – плата Arduino UNO R3 CH340G ATmega 328P; 5 – кронштейн з вмонтованими лазерними випромінювачами KY-008 та лазерними сенсорами

У експериментальних дослідженнях використовували насіння соняшнику гібриду Alkantara (F1) врожаю 2025 року. Насіння мало стандартну для тривалого зберігання вологість 7,7±0,9%, було очищене від грубих незернових включень, пошкодженого та неповноцінного насіння. Так як до незалежних факторів, що використовуватимуться в проведенні факторних експериментів при визначенні якості роботи віброживильника, віднесені маса насіння, що завантажуватиметься в чашу віброживильника та розмір фракції насіння, то дослідне насіння соняшнику було розділене за насипною масою на наважки по 29 г, 58 г та 116 г. Такий розмір мас обумовлений аналітичними розрахунками. За розмірними фракціями насіння розділено на категорії представлені в таблиці 3.4. Зовнішній вигляд показано на рисунку 3.17.

Таблиця 3.4 − Характеристики розмірних фракцій дослідного насіння соняшнику

Назва фракції	Дрібна	Середня	Крупна
Середня довжина насіння L, мм	11,32	12,37	13,85
Середня ширина насіння b, мм	5,73	7,11	8,62
Середня висота насіння h, мм	3,25	4,0	5,36



а б в

Рисунок 3.17 – Дослідні розмірні фракції насіння соняшнику:
а − «крупна»; б − «середня»; в − «дрібна»

3.4 Методика експериментальних досліджень

3.4.1 Методика визначення емпіричних амплітудно-частотних характеристик дослідного спірального віброживильника

Відповідно до теоретичних основ, головною залежністю, що характеризує будь-яку вібраційну машину є її амплітудно-частотна характеристика. Також показники якості роботи двухмасових вібраційних машин напряму залежать від величин мас, що входять в коливальну систему. Тому до задач досліджень входить визначення АЧХ дослідного віброживильника насіння соняшнику, а також визначення тенденцій в зміні амплітуди, віброшвидкості та віброприскоренні чаші віброживильника залежно від величини маси насіння, що знаходиться в ній. Використовуючи виготовлений стенд та контрольно-вимірювальні прилади, проводили визначення експериментальних значень шуканих параметрів віброживильника. Масу насіння соняшнику, що завантажували в чашу віброживильника, контролювали лабораторними вагами, що мали діапазон вимірювань від 0 до 2000 г. Зміну та контроль поданого на клеми вібродвигуна електричного струму живлення (силу струму I, А та напругу U, В) виконували за допомогою лабораторного блоку живлення моделі RXN-305D. Для визначення фактичної частоти збурювальної сили, що генерується дебалансами, визначали частоту обертання валу вібродвигуна безконтактним тахометром Benetech GM8905. По формулі $\omega = \pi n/30$, де n − виміряне значення частоти обертання вала вібродвигуна, $хв^{-1}$, визначалось значення колової частоти збурювальної сили вібропривода. Параметри амплітуди коливань, віброшвидкості та віброприскорення чаші віброживильника з завантаженим насінням у вертикальному напрямку визначали прикріпленим до центрального болта М5 п’єзодатчиком віброметра VM 6360. Таким чином, змінюючи масу насіння до значень 0 г, 29 г, 58 г, 116 г та змінюючи параметри електричного струму живлення вібродвигуна від 0 до 5,0 В та від 0 до 0,05 А, фіксувалась частота обертів дебалансів та автоматично записувались величини амплітуди, віброшвидкості та

віброприскорення чаші віброживильника. По отриманим емпіричним значенням побудовані АЧХ дослідного віброживильника, а також залежності зміни віброшвидкості та віброприскорення чаші віброживильника від частоти дії збурювальної сили віброприводу та маси завантаженого насіння в чашу віброживильника.

Отримані експериментальні дані дали можливість провести факторний експеримент з метою встановлення регресійної залежності впливу на амплітуду коливань, віброшвидкість та віброприскорення чаші віброживильника таких факторів як маса насіння m, г та напруга живлення вібродвигуна U, В. Користуючись результатами попередніх досліджень роботи віброживильника, напругу живлення приймали в межах від 2,9 до 3,3 В. У таблиці 3.5 представлено рівні та інтервали варіювання обраних факторів.

Таблиця 3.5 – Рівні і інтервали варіювання факторів при проведенні експериментальних досліджень спірального віброживильника

Рівні і інтервали варіювання	Кодоване значення	Фактори і їх позначення	
		Маса насіння m, г	Напруга струму живлення U, В
Верхній рівень	+ 1	116	3,3
Середній рівень	+0,5	-	3,2
Основний рівень	0	58	3,1
Середній рівень	-0,5	29	3,0
Нижній рівень	– 1	0	2,9
Інтервал варіювання	Δ	29	0,1

3.4.2 Методика визначення точності дозування насіння соняшнику дослідним спіральним віброживильником

Фактичні показники продуктивності (кількості дозованого насіння n, шт./хв) та часові інтервали між моментами видачі насіння з акумулюючої ємності дослідного віброживильника визначали за отриманими даними системи контролю продуктивності та рівномірності дозування поодинокого насіння соняшнику в

дослідній установці. Щоб забезпечити роботоздатність системи та обробку даних, що видавала система створено оригінальну програму Sketch_apr09a, яку завантажено в процесор плати Arduino UNO R3 CH340G ATmega 328P. Програма Sketch_apr09a представлена в додатку Д. Дані по обліку кількості насіння та часові інтервали між дозованим насінням в мілісекундах представлялись у вигляді списку, а також у вигляді графічних залежностей.

Використовуючи можливості створеної системи контролю продуктивності та рівномірності дозування в дослідні установці, проведено дослідження за планом факторного експерименту типу Бокса-Бенкена. Із загальним числом дослідів 15 з трикратною повторюваністю. Змінними факторами обрано: ω − колову частоту вимушених коливань чаші віброживильника; m – масу насіння соняшнику, що міститься у чаші; θ − кут розміщення звужувача потоку, що встановлюється на останньому витку спірального жолоба віброживильника. Значення граничних параметрів змінних факторів та інтервалів їх варіювання наведені в таблиці 3.6.

Таблиця 3.6 – Рівні незалежних факторів та їх інтервали прийняті в експериментальних дослідженях дослідної установки

Рівень	Маса завантаженого насіння в чашу m, г. (x_1)	Колова частота вимушених коливань чаші ω, $с^{-1}$ (x_2)	Кут встановлення звужувача потоку θ° (x_3)
Верхній (+1)	116	177	240
Середній (0)	63	165	120
Нижній (–1)	10	153	0
Інтервал	53	12	120

Надалі отримані фактичні числові значення критеріїв оптимізації в кожному експерименті, оброблювали методами статистичної обробки випадкових величин за допомогою програм Microsoft Excel та Wolfram Cloud.

Експериментальна установка для автоматичного фенотипування та відбору насіння соняшнику з розробленим блоком дозування на основі спірального віброживильника представлена на рис. 3.18.



Рисунок 3.18 – Вигляди експериментальної установки для автоматичного фенотипування та відбору насіння соняшнику з розробленим блоком дозування на основі спірального віброживильника: а – головний вид експериментальної установки; б – вид збоку; в – вид системи підрахунку кількості і маси насіння; г – вид блоку дозування; д – вид блоку сканування зображень насіння; 1 – ємність збору та вимірювання маси обробленого насіння; 2 – датчик вимірювання кількості насіння; 3 – світлонепроникна труба; 4 – фотокамера; 5 – блок живлення установки; 6 – спіральний віброживильник в захисному контейнері; 7 – персональний комп’ютер; 8 – центрувач насіння; 9 – дозоване насіння соняшнику; 10 – блок керування мехатронними елементами установки

3.5 Методика статистичної обробки експериментальних даних

У роботі проводили ряд факторних експериментів, як при чисельному моделюванні руху насіння соняшнику по вібруючому жолобі віброживильника з

оптимізованими конструктивно-технологічними параметрами, так і при дослідженні якості процесу дозування насіння експериментальним зразком віброживильника. Планування експериментів здійснювали у відповідності до теоретичних основ [94-128]. Основою експериментів був факторний експеримент з трьома незалежними факторами. Статистичну обробку дослідної інформації здійснювали за допомогою математичної програми Wolfram Cloud. На початковому етапі використання програми, вводили отримані експериментальні дані відповідно до плану експерименту. Задаючи в програмі дію «NonlinearModelFit», вводили рівняння регресії у вигляді:

$$Y = a_{00} + a_{10}x_1 + a_{20}x_2 + a_{30}x_3 + a_{12}x_1x_2 + a_{13}x_1x_3 + a_{23}x_2x_3 + a_{11}x_1^2 + a_{22}x_2^2 + a_{33}x_3^2, \quad (3.1)$$

де Y − параметр оптимізації; x_1, x_2, x_3 − закодовані значення трьох незалежних факторів; a_{00} − незалежний коефіцієнт регресії; a_{10}, a_{20}, a_{30}, a_{12}, a_{13}, a_{23}, a_{11}, a_{22}, a_{33} − залежні коефіцієнти регресії.

Надалі проводився аналіз отриманого емпіричного рівняння регресії. Задаючи дію «ParameterTable».

У стовбці таблиці «Estimate» приведені числові значення визначених коефіцієнтів рівняння регресії. Дані стовбця «Standard Error» є значеннями похибок визначених коефіцієнтів регресії. Формула визначення стандартної похибки має вигляд:

$$s = \frac{\sigma}{\sqrt{n}}, \quad (3.2)$$

де s − стандартна похибка; σ − середньоквадратичне відхилення коефіцієнту; n − кількість вимірювань.

У стовбці «t-Statistic» приведено значення емпіричних коефіцієнтів статистики t-критерія (Стьюдента). Алгоритм їх визначення полягав в тому, що проводилось ділення значень стовбця «Estimate» на відповідне значення стовбця «Standard Error». Подальшою метою обробки отриманих значень коефіцієнтів рівняння регресії було визначення значущості кожного коефіцієнту. Тобто, відхилення гіпотези про рівність коефіцієнтів рівняння регресії нулю (нульова гіпотеза), а отже незмінність параметру оптимізації від зміни значень коефіцієнтів регресії. Використовуючи Критерій

Стьюдента по кожному коефіцієнту регресії перевіряли виконання умови: |t-Statistic| > $t_{табл.}$ Табличне значення Критерію Стьюдента приймали по таким умовам: рівень довірчої ймовірності α = 95% (рівень значущості 0,05) та число ступенів вільності f = n – 1. Якщо в таблиці були значення в стовбці «t-Statistic», які не виконували умову Критерія Стьюдента, то відповідний коефіцієнт регресії вважали незначущим, тобто таким, який чинить не суттєвий вплив на параметр оптимізації, а отже він виключався з загального рівняння регресії.

У стовбці таблиці «P-Value» вказано значення емпіричних рівнів значущості кожного коефіцієнту регресії. Використовуючи умову, що емпіричні рівні значущості повинні бути менші за прийнятий рівень значущості (q = 0,05) «P-Value» < q = 0,05, приймали рішення про значущість визначених коефіцієнтів регресії. Якщо умова виконується, то коефіцієнт регресії значимий.

Наступним кроком у статистичній обробці дослідних даних було визначення значущості отриманих рівнянь регресії шуканих параметрів оптимізації. Для цього використовували дисперсійний аналіз рівняння регресії. Проведення математичних розрахунків для даного аналізу в програмі Wolfram Cloud задається дією «ANOVATable». У стовбці таблиці «DF» вказуються ступені вільності прийняті в розрахунках: k − кількість коефіцієнтів регресії в отриманій емпіричній моделі, n − загальна кількість експериментів відповідно до плану досліджень. У стовбці таблиці «SS» приведені визначені суми квадратів відхилень: SSR − сума квадратів відхилень моделі. Визначається по формулі:

$$SSR = \sum_{i=1}^{n} (y_i - \overline{y})^2, \tag{3.3}$$

де n − загальна кількість експериментів відповідно до плану досліджень, y_i − значення параметру оптимізації за розрахованим рівнянням регресії при і-тому дослідженні, $\overline{y}$ − середнє значення параметру оптимізації за результатами всіх n експериментів.

SSE − сума квадратів відхилень помилки. Визначається по формулі:

$$SSE = \sum_{i=1}^{n} (y_i - y_i)^2, \tag{3.4}$$

де n − загальна кількість експериментів відповідно до плану досліджень, y_i − значення параметру оптимізації за результатами і-того експерименту, y_i − значення параметру оптимізації за розрахованим рівнянням регресії при і-тому дослідженні.

Провівши додавання SSR та SSE, отримано загальну дисперсію рівняння регресії. У стовбці таблиці «MS» приведені визначені оцінки дисперсії: MSR − оцінки дисперсії регресії. Визначається по формулі:

$$MSR = \frac{SSR}{k} = \frac{1}{k}\sum_{i=1}^{n}(y_i - \overline{y})^2, \quad (3.5)$$

де *k*− кількість коефіцієнтів регресії в отриманій емпіричній моделі.

MSE − оцінки дисперсії помилки. Визначається по формулі:

$$MSE = \frac{SSE}{n-k} = \frac{1}{n-k}\sum_{i=1}^{n}(y_i - y_i)^2, \quad (3.6)$$

де n − загальна кількість експериментів відповідно до плану досліджень.

Щоб дослідити отримане рівняння регресії на значимість потрібно виконати доведення, щоб відхилити нульову гіпотезу про рівність нулю всіх коефіцієнтів регресії (незначимість коефіцієнтів регресії, а отже незалежність параметру оптимізації від коефіцієнтів регресії). Для цього використовується Критерій Фішера (F-критерій), що заключається в порівнянні емпіричного значення (F) з табличним ($F_{табл}$). Для знаходження емпіричного значення Критерію Фішера використовуємо дані таблиці та використовуючи формулу:

$$F = \frac{MSR}{MSE} = \frac{\frac{1}{k}\sum_{i=1}^{n}(y_i - \overline{y})^2}{\frac{1}{n-k}\sum_{i=1}^{n}(y_i - y_i)^2} \quad (3.7)$$

Табличне значення Критерію Фішера знаходимо по довідковим даним, використовуючи такі умови: рівень значущості (q = 0,05), ступені вільності: чисельника $f_1 = k$; знаменника $f_2 = n - k$.

Якщо виконується умова $F > F_{q,f1,f2}$, то нульова гіпотеза відхиляється, що вказує на значимість всіх коефіцієнтів рівняння регресії при визначенні критерію оптимізації.

Використання математичної платформи Wolfram Cloud дозволило підвищити точність статистичної обробки отриманих емпіричних даних, що сприяло якіснішому процесу пошуку оптимальних конструктивно-технологічних параметрів дослідного спірального вібраційного живильника насіння.

3.6 Висновки до розділу

1. Провівши аналіз методик та планів проведення експериментальних досліджень вібраційних живильників, прийняті рішення по оптимізації конструктивно-технологічних параметрів віброживильника з метою отримання більш якісного проведення дозування насіння соняшнику в лініях автоматичного фенотипування та відбору. Для виконання програми експериментальних випробувань встановлено ряд завдань.

2. Відповідно до обгрунтованих та прийнятих значень конструктивно-технологічних параметрів проєктного віброживильника, створено комплект робочих креслень його деталей, створено 3D моделі деталей та віброживильника в зборі. Використовуючи 3D принтер Creality K1 Max та філамент ABS+, виготовлено проєктні деталі віброживильника методом адитивного FDM друку. Після видалення технологічних елементів у виготовленій чаші віброживильника та доводки спряжених поверхонь інших деталей, зібрано екпериментальний зразок проєктної вібромашини.

3. З метою дослідження амплітудно-частотної характеристики проєктного спірального віброживильника, створено дослідну установку. Основними її контрольно-вимірювальними приладами були віброметр VM 6360, комп’ютер з встановленим програмним забезпеченням RS232 для обробки даних, лабораторний блок живлення RXN-305D, безконтактний тахометр Benetech GM8905. Розроблено план-матрицю та проведено двофакторний експеримент, що передбачав встановлення емпіричних регресійних залежностей таких параметрів, як амплітуда, віброшвидкість та віброприскорення чаші віброживильника залежно від маси

завантаженого в чашу насіння соняшнику та напруги живлення електродвигуна дебалансного вібропривода.

4. Для визначення фактичних показників продуктивності (кількості дозованого насіння n, шт./хв) та часових інтервалів між моментами видачі насіння з акумулюючої ємності дослідного віброживильника створено дослідну установку та систему контролю продуктивності та рівномірності дозування поодинокого насіння соняшнику. Основними складовими системи є: цифровий контроллер на базі плати Arduino UNO R3 CH340G ATmega 328P, два лазерні випромінювачі KY-008, два лазерних сенсори, комп'ютер зі встановленою спеціальною програмою для обробки даних Arduino 1.8.19. Блок оптичних датчиків з насіннєпроводом змонтовано на спроєктованому та виготовленому методом 3D друку кронштейні.

5. Розроблено план-матрицю та проведено трифакторний експеримент методом Бокса-Бенкена, що передбачав встановлення емпіричних регресійних залежностей таких параметрів, як продуктивність (кількость дозованого насіння n, шт./хв) віброживильника та коефіцієнту варіації ν розподілу даних величин часових проміжків між поодинокими насінинами залежно від маси насіння соняшнику, що міститься в чаші, значення колової частоти обертання дебалансів віброприводу віброживильника та значення кута розташування звужувача потоку.

6. Статистичну обробку дослідної інформації здійснювали за допомогою математичної програми Wolfram Cloud. Використовуючи функцію програми «NonlinearModelFit», створено емпіричні рівняння регресії за експериментальними даними. Встановлення вагомості коефіцієнтів рівняння регресії проводили за критерієм Стьюдента з використанням даних функції «ParameterTable». Дисперсійний аналіз рівняння регресії, визначення критерію Фішера та прийняття рішення про значущість моделі, проводили командою «ANOVATable». Особливістю використання платформи Wolfram Cloud при експериментальних дослідженнях було створення графічних тривимірних поверхонь відгуку.

Основні наукові результати розділу опубліковано в працях автора [147, 154, 155].

4 РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ СПІРАЛЬНОГО ВІБРАЦІЙНОГО ЖИВИЛЬНИКА НАСІННЯ

4.1 Визначення амплітудно-частотних характеристик

Створений дослідний стенд дозволив визначити фактичні залежності зміни амплітуди коливань чаші експериментального віброживильника, віброшвидкості, віброприскорення від частоти збурювальної сили дебалансного віброприводу та маси завантаженого насіння соняшнику. Отриманні залежності наведені на рис. 4.1–4.3.

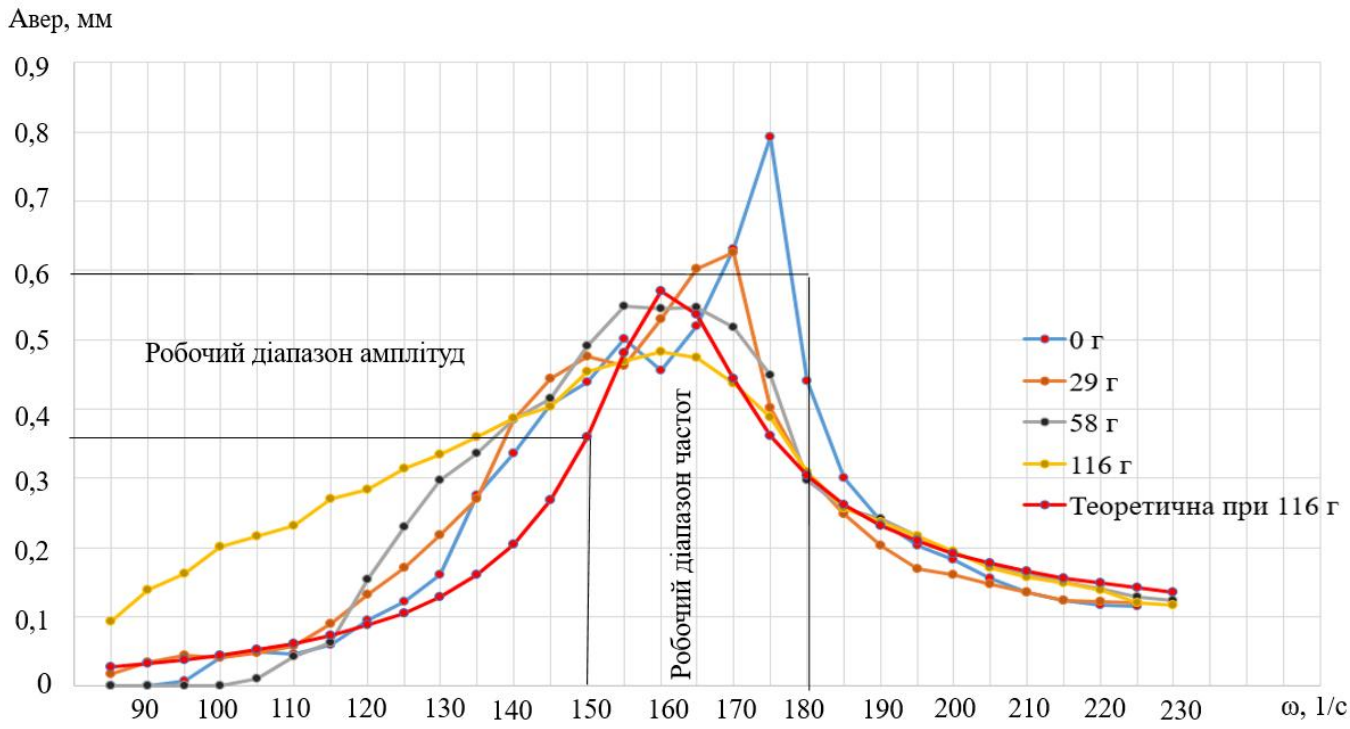


Рисунок 4.1 – Амплітудно-частотна характеристика дослідного спірального віброживильника при різних масах насіння соняшнику, що міститься в чаші

Аналізуючи отримані графічні залежності (рис. 4.1−4.3) можна стверджувати, що чаша віброживильника має два чітко виражених значення резонансних коливань. Перший резонанс характеризується меншими значеннями вібропараметрів, ніж другий резонанс, і ймовірно створений завдяки характеристикам пружності віброізоляторів, що встановлені між фундаментною плитою (маса m_2) та опорною

поверхнею, на яку встановлено віброживильник. Другий резонанс спричинений жорсткісними характеристиками пружних елементів віброживильника. Також відмічається, що при збільшенні маси завантаженого в чашу віброживильника насіння соняшнику, резонансні частоти коливань зміщуються вліво по осі колових частот. Це відповідає теорії розрахунку вібраційних машин, адже у формулі визначення резонансної частоти вібросистеми, маса чаші з вантажем входить в знаменник. А отже, при незмінній жорсткості пружних елементів, резонансна частота зменшується. Крім того, на АЧХ впливають демпферні властивості насіння соняшнику. Тому при максимальному завантаженні чаші віброживильника (116 г), графіки є більш пологішими, ніж при відсутності завантаження (0 г).

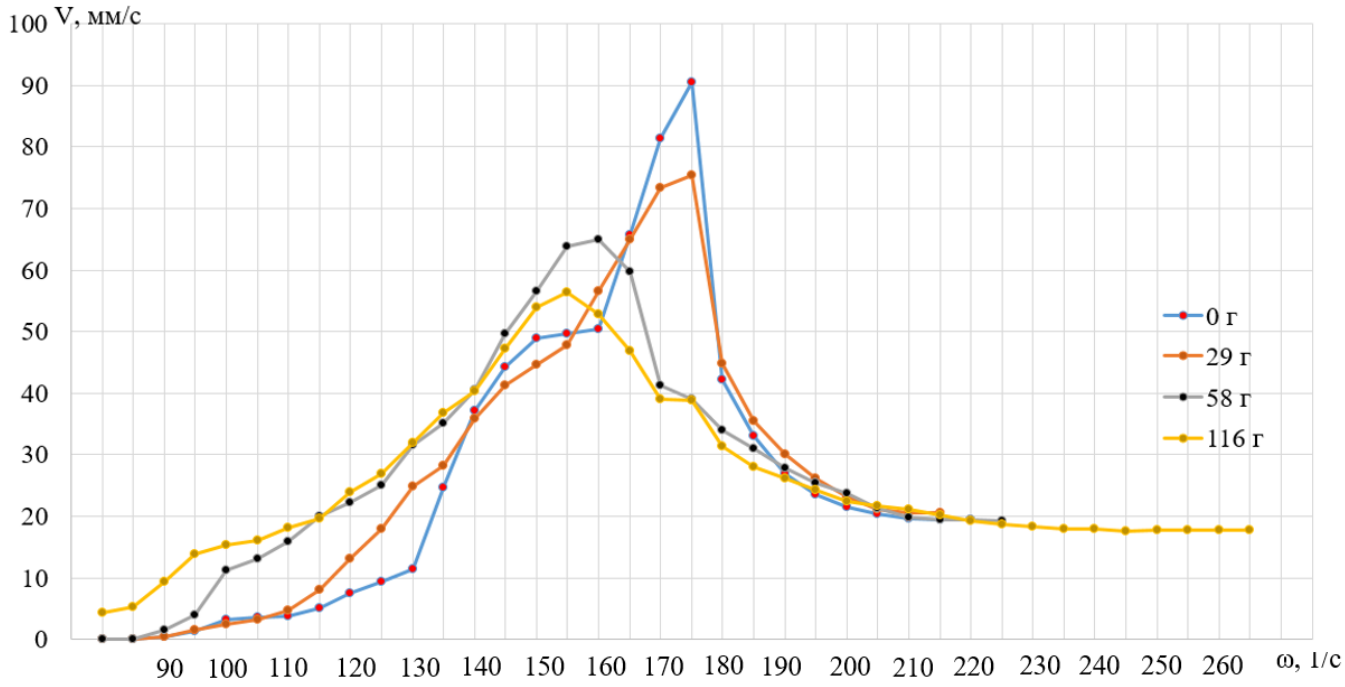


Рисунок 4.2 – Дослідна залежність зміни вертикальної віброшвидкості від частоти коливань дослідного спірального віброживильника при різних масах насіння соняшнику, що міститься в чаші

Для дослідження зміни вертикальної амплітуди коливань чаші віброживильника від величини її завантаження при робочій коловій частоті $\omega=153c^{-1}$ одержано графічну залежність, показану на рисунку 4.4.

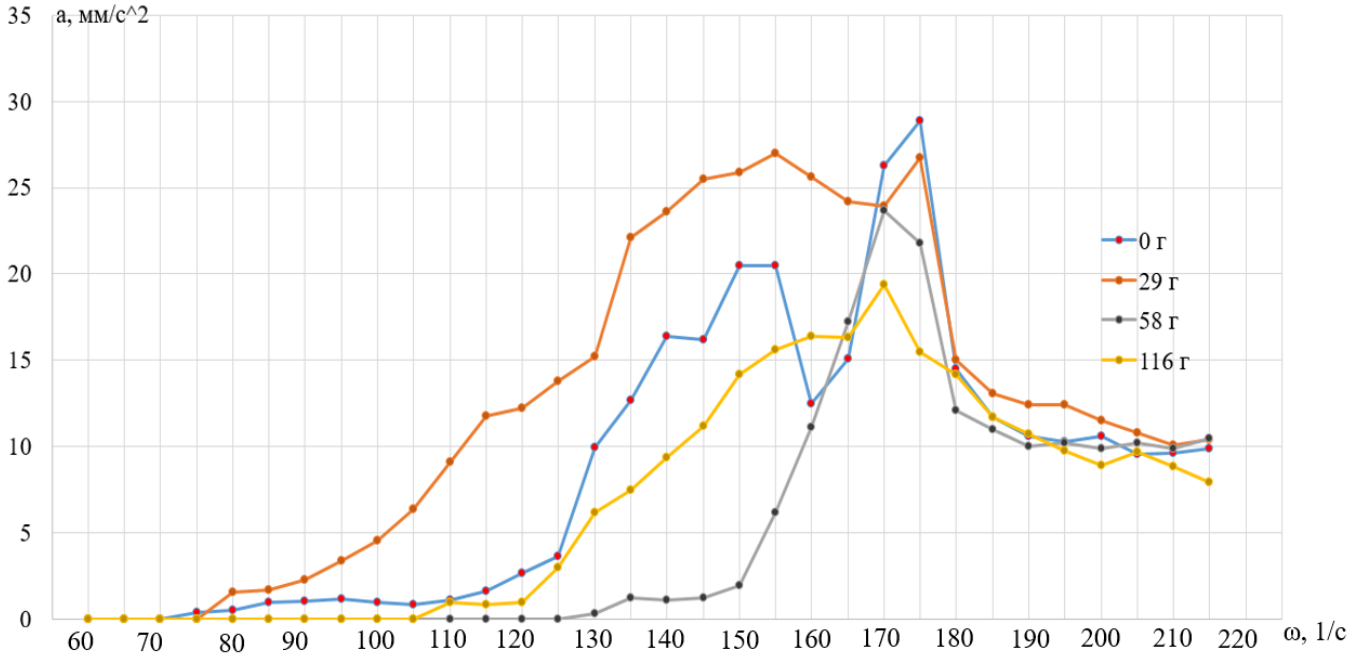


Рисунок 4.3 – Дослідна залежність зміни вертикального віброприскорення від частоти коливань дослідного спірального віброживильника при різних масах насіння соняшнику, що міститься в чаші

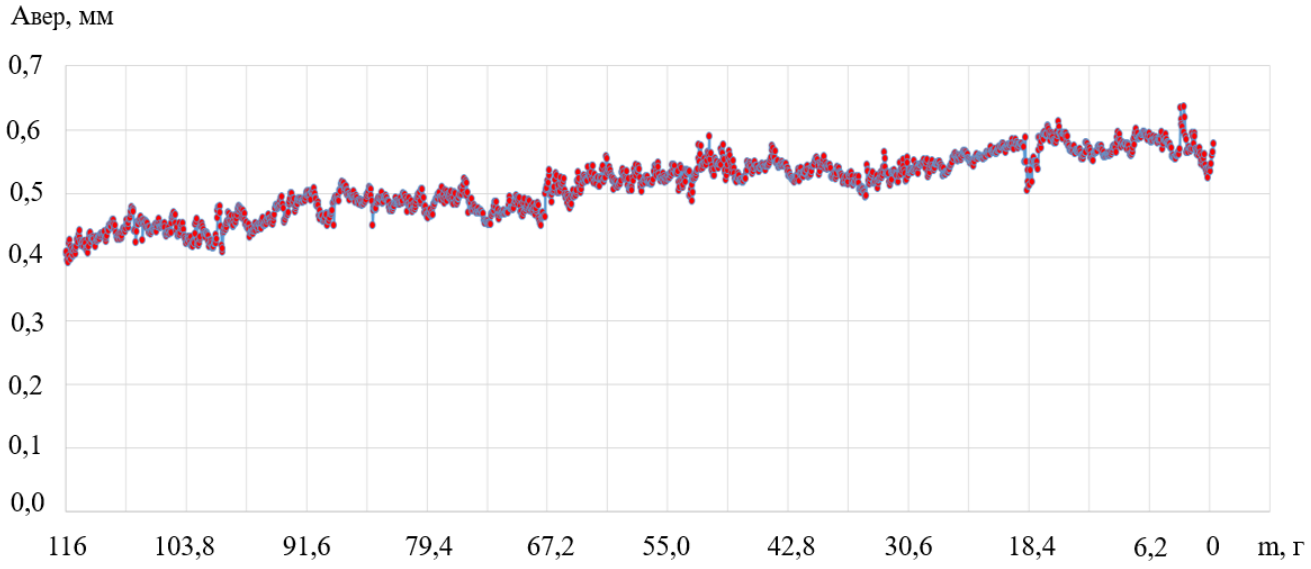


Рисунок 4.4 – Дослідна залежність зміни вертикальної амплітуди коливань чаші віброживильника від величини її завантаження при робочій коловій частоті ω = 153 $с^{-1}$

Встановлено, що при повному завантаженні чаші віброживильника (116 г) вертикальна амплітуда дорівнює 0,4 мм. Поступове зменшення маси завантаження до нуля призводить до збільшення вертикальної амплітуди коливань чаші до 0,6 мм.

Проведені факторні експерименти при обробці даних яких (додаток Е) в математичній програмі Wolfram Cloud представлені результати статистичної обробки в таблицях 4.1, 4.2, 4.3, 4.4, 4.5, 4.6 та знайдені регресійні рівняння другого порядку з отриманими їх графічними поверхнями відгуку (рис. 4.5, 4.6).

Прийнявши в якості параметру оптимізації вертикальну амплітуду коливань A, мм чаші віброживильника, а незалежними факторами масу завантаженого насіння m, г та напругу живлення вібродвигуна U, В, отримано залежність:

$$A = 3{,}8565 - 0{,}0076m - 3{,}4861 \cdot 10^{-6}m^2 - 2{,}35U + 0{,}0024mU + 0{,}4018U^2 \qquad (4.1)$$

Таблиця 4.1 – Результати регресійного аналізу вертикальної амплітуди чаші залежно від факторів досліджень

Коефіцієнт регресії	Значення коефіцієнта	Стандартна похибка	Коефіцієнт Стьюдента	Асимптотична значимість
a_{00}	0,4036	0,0080	50,2015	$3{,}29765 \cdot 10^{-17}$
a_{10}	–0,0374	0,0054	–6,93097	$6{,}97141 \cdot 10^{-6}$
a_{20}	0,0557	0,0057	9,80575	$1{,}1904 \cdot 10^{-7}$
a_{12}	0,0277	0,0076	3,6583	0,00258203
a_{11}	–0,0117	0,0089	–1,31204	0,210614
a_{22}	0,0161	0,0095	1,69715	0,111778

Виділені сірим кольором значення таблиці вказують на незначущі коефіцієнти рівняння регресії (табличне значення критерію Стьюдента при довірчій ймовірності α = 95% та ступені вільності f = 19 становить 1,725).

Таблиця 4.2 – Дисперсійний аналіз залежності вертикальної амплітуди чаші від факторів досліджень

Показники	DF	SS	MS	Критерій Фішера, F
Модель	6	3,40683	0,5678054	1809,1
Помилка	14	0,00439405	0,000313861	$F_{0,05;6;14}$= 2,848
Нескоригована сума	20	3,41123	–	–
Скоригована сума	19	0,0533238	–	–

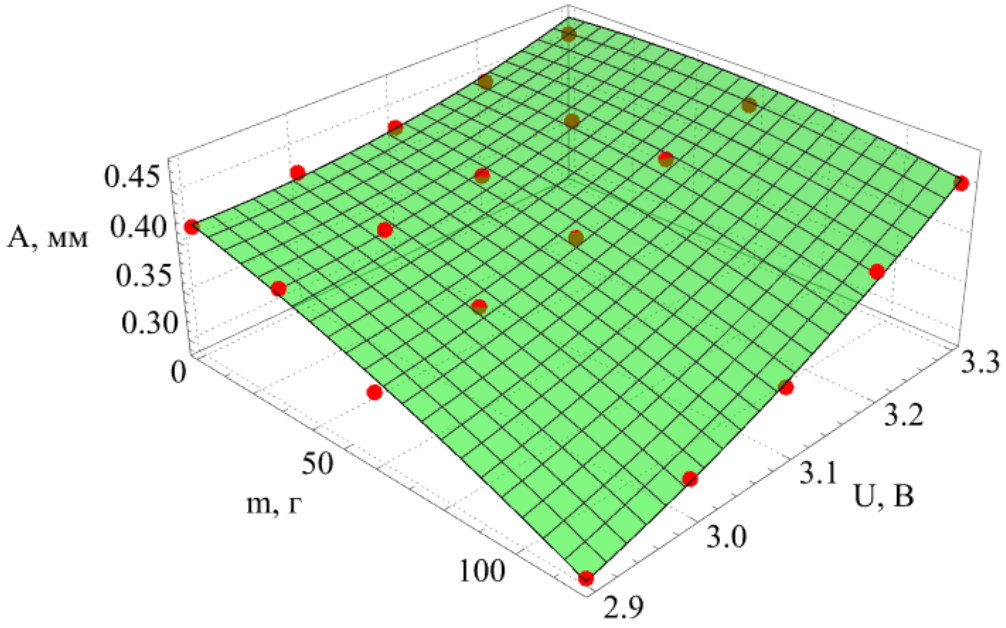


Рисунок 4.5 – Поверхня відгуку залежності вертикальної амплітуди A від маси завантаженого насіння m та напруги живлення вібромотора U (червоними точками відмічені значення експериментальних значень)

Прийнявши в якості параметру оптимізації вертикальну віброшвидкість V, мм/с коливань чаші віброживильника, а незалежними факторами масу завантаженого насіння m, г та напругу живлення вібродвигуна U, В, отримано залежність:

$$V = 261{,}56 - 0{,}62m + 0{,}0009m^2 - 170{,}58U + 0{,}15mU + 32{,}50U^2 \qquad (4.2)$$

Таблиця 4.3 – Результати регресійного аналізу вертикальної віброшвидкості чаші залежно від факторів досліджень

Коефіцієнт регресії	Значення коефіцієнта	Стандартна похибка	Коефіцієнт Стьюдента	Асимптотична значимість
a_{00}	39,3471	0,5711	68,8925	$3{,}99232 \cdot 10^{-19}$
a_{10}	–2,7124	0,3832	–7,07798	$5{,}52479 \cdot 10^{-6}$
a_{20}	7,928	0,4036	19,6432	$1{,}37236 \cdot 10^{-11}$
a_{12}	1,744	0,5381	3,24083	0,00591975
a_{11}	3,0291	0,6349	4,77084	0,000298496
a_{22}	1,3	0,6727	1,9326	0,0737741

Таблиця 4.4 – Дисперсійний аналіз залежності вертикальної віброшвидкості чаші від факторів досліджень

Показники	DF	SS	MS	Критерій Фішера, F
Модель	6	36068,4	6011,4	3795
Помилка	14	22,1716	1,58369	$F_{0,05;6;14}$= 2,848
Нескоригована сума	20	36090,6	–	–
Скоригована сума	19	743,348	–	–

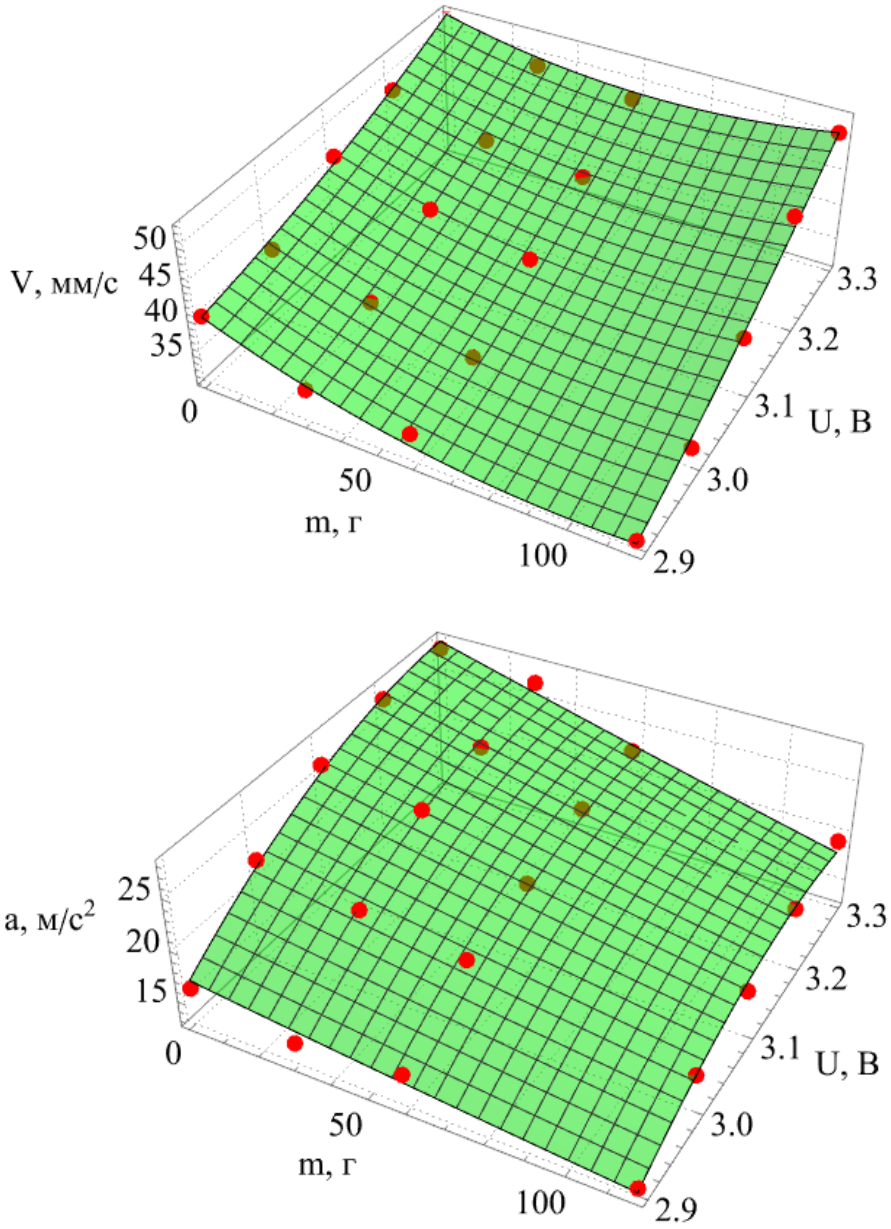


Рисунок 4.6 – Поверхня відгуку залежності вертикальної віброшвидкості V і віброприскорення a від маси завантаженого насіння m та напруги живлення вібромотора U (червоними точками відмічені значення експериментальних значень)

Прийнявши в якості параметру оптимізації вертикальне віброприскорення a (м/с^2) коливань чаші віброживильника, а незалежними факторами масу завантаженого насіння m, г та напругу живлення вібродвигуна U (В), отримано залежність:

$$a = -704{,}728 + 0{,}34m + 0{,}00004m^2 + 442{,}511U - 0{,}13mU + 66{,}79U^2 \qquad (4.3)$$

Порівнюючи з табличним значенням критерію Фішера ($F_{табл}$), який становить для рівня значущості q = 0,05 та ступеней вільності $f_1 = 6$; $f_2 = 14$; $F_{0,05;6;14} = 2{,}848$ можна стверджувати, що рівняння регресії 4.1–4.3 є значущими. Отже, обрані фактори: маса завантаженого насіння соняшнику m (г) та напруга живлення вібродвигуна U (В), мають суттєвий вплив на амплітуду коливання, віброшвидкість та віброприскорення чаші дослідного спірального віброживильника.

Таблиця 4.5 – Результати регресійного аналізу вертикального віброприскорення чаші залежно від факторів досліджень

Коефіцієнт регресії	Значення коефіцієнта	Стандартна похибка	Коефіцієнт Стьюдента	Асимптотична значимість
a_{00}	21,5383	0,4278	50,3405	$3{,}17306\cdot10^{-17}$
a_{10}	-3,5742	0,2870	–12,4505	$5{,}81987\cdot10^{-9}$
a_{20}	4,1587	0,3023	13,7553	$1{,}59203\cdot10^{-9}$
a_{12}	-1,5291	0,4031	–3,7932	0,0019772
a_{11}	0,1345	0,4756	0,2829	0,78141
a_{22}	-2,6714	0,5039	–5,3014	0,000111885

Таблиця 4.6 – Дисперсійний аналіз залежності вертикального віброприскорення чаші від факторів досліджень

Показники	DF	SS	MS	Критерій Фішера, F
Модель	6	8956,55	1492,76	1679,64
Помилка	14	12,4423	0,888739	$F_{0,05;6;14}$= 2,848
Нескоригована сума	20	8968,99	–	–
Скоригована сума	19	378,477	–	–

Карта вимірювань віброприскорень вібраційного живильника насіння соняшника наведена на рис. 4.7 і табл. 4.7.

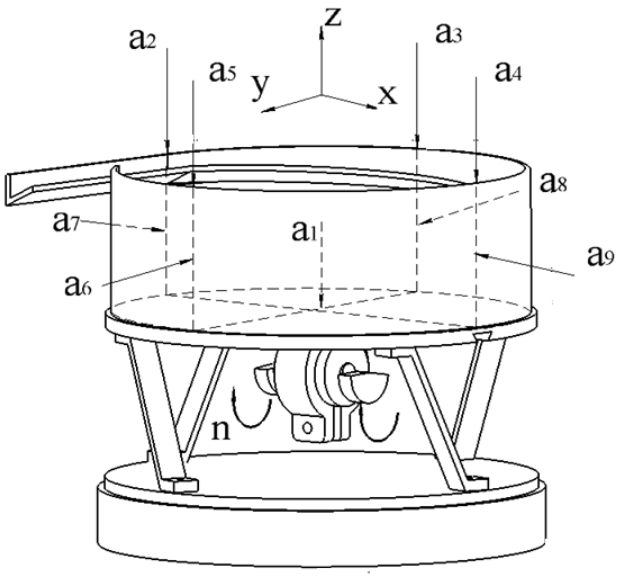


Рисунок 4.7 – Карта вимірювань віброприскорень вібраційного живильника насіння соняшнику

Таблиця 4.7 – Результати вимірювання віброприскорень чаші вібраційного живильника насіння соняшнику масою завантаження 116-95 г

Напруга живлення вібродвигуна U, В	Віброприскорення a, м/с^2								
	По осі z					По осі x		По осі y	
	a_1	a_2	a_3	a_4	a_5	a_7	a_9	a_6	a_8
2,9	9,6	8,8	7,7	10,1	10,5	3,1	2,9	3,1	4,7
3,2	11,5	9,4	10,6	12,0	15,0	3,5	3,4	3,4	6,7

4.2 Результати експериментальних досліджень якості роботи спірального віброживильника

Для проведення досліджень створено робоче місце в лабораторії кафедри інжинірингу технічних систем. Змонтовано установку для автоматичного фенотипування та відбору насіння соняшнику з розробленим блоком дозування на основі спірального віброживильника. Хід роботи по дослідженню показано на рис. 4.8. Умови, що характеризують параметри навколишнього середовища лабораторії становили: температура повітря 22°С, відносна вологість повітря 40±5%. Отримані дослідні дані експериментальних досліджень було статистично оброблено,

згруповано та систематизовано. Таблиця результатів вказана в додатку Ж. Аналіз та обробка отриманих даних дає змогу встановити теоретичні моделі, закономірності процесів та, найголовніше, дозволяє оптимізувати раціональні параметри роботи спірального віброживильника, при яких якість дозування та продуктивність видачі насіння соняшнику сприяли б найкращій якості роботи установки для автоматичного фенотипування та відбору насіння соняшнику.



Рисунок 4.8 – Процес експериментальних досліджень спірального віброживильника для дозування поодинокого насіння соняшнику

За результатами проведених експериментальних досліджень якості роботи дослідного віброживильника, виведені рівняння регресії другого порядку, що встановлюють залежність від величин змінних факторів таких параметрів оптимізації:

– продуктивності віброживильника, яка оцінюється кількістю дозованого насіння соняшнику за хвилину його роботи − n, шт./хв;

– рівномірності дозування насіння соняшнику віброживильником, що оцінюється коефіцієнтом варіації ν розподілу даних величин часових проміжків між насінинами, що видає віброживильник на стрічковий конвеєр установки автоматичного фенотипування та відбору.

Відповідно отримані залежності приймуть такий вигляд в закодованому виді:

$$n = 61{,}6667 + 1{,}04167x_1 - 13{,}7917x_1^2 - 19{,}7917x_2 - 8{,}41667x_1x_2 + \\ + 8{,}20833x_2^2 + 19{,}75x_3 - 13{,}0x_1x_3 - 24{,}6667x_2x_3 + 0{,}29167x_3^2, \quad (4.4)$$

$$\nu = 0{,}5389 - 0{,}14667x_1 + 0{,}0534722x_1^2 + 0{,}0133333x_2 + 0{,}0141667x_1x_2 - \\ - 0{,}09653x_2^2 - 0{,}250833x_3 + 0{,}250833x_1x_3 - 0{,}0741667x_2x_3 + 0{,}148472x_3^2, \quad (4.5)$$

де x_1 – закодоване значення маси насіння соняшнику, що міститься в чаші m; x_2 – закодоване значення колової частоти обертання дебалансів вібропривоу віброживильника ω; x_3 – закодоване значення кута розташування звужувача потоку θ.

Для визначення значущості коефіцієнтів отриманого рівняння регресії використовували метод порівняння фактичних значень коефіцієнтів Стьюдента коефіцієнтів регресії з табличним значенням критерія Стьюдента, яке становить для ступеню свободи N = 30 та довірчій ймовірності α = 0,95 рівним $t_{0.95;30}$ = 1,607. Результати статистичної обробки коефіцієнтів регресії рівняння (4.4) представлено в таблиці 4.8.

Таблиця 4.8 – Статистичні дані, отримані програмою Wolfram Cloud, що характеризують рівняння регресії (4.4)

Коефіцієнт	Оцінка	Стандартна похибка	t-статистика	p-значення
a_{00}	61,6667	7,91939	7,7868	0,000559338
a_{10}	1,04167	4,84961	0,214794	0,838414
a_{20}	−19,7917	4,84961	−4,08108	0,00952975
a_{30}	19,75	4,84961	4,07249	0,00961043
a_{12}	−8,41667	6,85839	−1,22721	0,27437
a_{13}	−13,0	6,85839	−1,89549	0,116536
a_{23}	−24,6667	6,85839	−3,59657	0,0155996
a_{11}	−13,7917	7,13844	−1,93203	0,111201
a_{22}	8,20833	7,13844	1,14988	0,302205
a_{33}	0,291667	7,13844	0,0408586	0,96899
Джерело варіації		Ступені свободи (DF)	Сума квадратів (SS)	Середній квадрат (MS)
Модель		10	62 619,2	6 261,92
Похибка		5	940,75	188,15
Некоригована загальна сума		15	63 560	–
Скоригована загальна сума		14	11 620	–

Перевіримо значущість коефіцієнтів регресії, використовуючи умову ($|t_p| > t_{0.95;30} = 1{,}607$). Проаналізувавши таблицю 4.8, визначено, що коефіцієнти a_{10}, a_{12}, a_{22} та a_{33} є незначущими, а отже, вони можуть бути виключеними з рівняння регресії, як такі, що несуттєво впливають на критерій оптимізації. Однорідність дисперсій експериментальних даних перевіряли за критерієм Кохрена. Встановлено, що на 95% рівні надійності, дисперсії даних однорідні, так як фактичне значення критерія становить G = 0,3275, що менше за табличне значення критерію Кохрена з ступенями вільності $f_1 = 2$ та $f_2 = 15 - G_{(0,05;2;15)} = 0{,}3346$.

Перевірку гіпотези про значущість рівняння регресії проводили за критерієм Фішера (F-тест). Провівши дисперсійний аналіз отриманої моделі, отримано фактичне значення критерію Фішера F = 33,28 (таблиця 4.8). Модель є значущою, якщо виконується умова $F > F_{табл}$. Порівнюючи з табличним значенням критерію Фішера ($F_{табл}$), який становить для рівня значущості q = 0,05 та ступеней вільності $f_1 = 10$; $f_2 = 5$; $F_{0,05;10;5} = 4{,}74$ можна стверджувати, що рівняння регресії є значущим. Отже, фактори мають суттєвий вплив на критерій оптимізації. Використовуючи Wolfram Cloud, проведено розкодування рівняння регресії (4.4) та отримано його наступний вигляд:

$$\begin{aligned} n = {} & 1353{,}32 + 3{,}06714m - 0{,}0049m^2 - 17{,}5708\omega + 3{,}1149\theta - 0{,}002m\theta + \\ & + 0{,}000020\theta^2 - 0{,}017\omega\theta - 0{,}01323m\omega + 0{,}057\omega^2, \end{aligned} \qquad (4.6)$$

Результати статистичної обробки коефіцієнтів регресії рівняння (4.5) представлено в таблиці 4.9.

Проаналізувавши таблицю 4.9, визначено, що коефіцієнти a_{20}, a_{12}, a_{23}, a_{11}, a_{22} та a_{33} є незначущими, а отже, вони можуть бути виключеними з рівняння регресії, як такі, що несуттєво впливають на критерій оптимізації. Однорідність дисперсій експериментальних даних перевіряли за критерієм Кохрена. Встановлено, що на 95% рівні надійності дисперсії даних однорідні, так як фактичне значення критерія становить G = 0,3214, що менше за табличне значення критерію Кохрена з ступенями вільності $f_1 = 2$ та $f_2 = 15 - G_{(0,05;2;15)} = 0{,}3346$.

Таблиця 4.9 – Статистичні дані отримані програмою Wolfram Cloud, що характеризують рівняння регресії (4.5)

Коефіцієнт	Оцінка	Стандартна похибка	t-статистика	p-значення
a_{00}	0,538889	0,11509	4,68233	0,00542224
a_{10}	−0,146667	0,0704779	−2,08103	0,0919413
a_{20}	0,0133333	0,0704779	0,189185	0,857388
a_{30}	−0,250833	0,0704779	−3,55904	0,0162311
a_{12}	0,0141667	0,0996708	0,142135	0,892523
a_{13}	0,250833	0,0996708	2,51662	0,0533946
a_{23}	−0,0741667	0,0996708	−0,744117	0,490276
a_{11}	0,0534722	0,103741	0,515442	0,628217
a_{22}	−0,0965278	0,103741	−0,930472	0,394834
a_{33}	0,148472	0,103741	1,43119	0,211789
Джерело варіації		Ступені свободи (DF)	Сума квадратів (SS)	Середній квадрат (MS)
Модель		10	6,3976	0,63976
Похибка		5	0,198685	0,039737
Некоригована загальна сума		15	6,59629	–
Скоригована загальна сума		14	1,28393	–

Порівнюючи з табличним значенням критерію Фішера ($F_{табл}$), який становить для рівня значущості q = 0,05 та ступеней вільності $f_1 = 10$; $f_2 = 5$; $F_{0,05;10;5} = 4,74$ значення екпериментального критерію Фішера F = 16,09 (таблиця 4.9). можна стверджувати, що рівняння регресії є значущим. Отже, фактори мають суттєвий вплив на критерій оптимізації. Використовуючи Wolfram Cloud, проведено розкодування рівняння регресії (4.5) та отримано його наступний вигляд.

$$\nu = -17{,}7351 - 0{,}01357m + 0{,}000019m^2 + 0{,}00145\theta + 0{,}000039m\theta + \\ +0{,}000010\theta^2 + 0{,}2271\omega + 0{,}000022m\omega - 0{,}000052\theta\omega - 0{,}00067\omega^2, \quad (4.7)$$

Вигляд дослідних поверхонь відгуку рівняння регресії (4.6) представлено на рис. 4.9.

Аналізуючи отриману регресійну залежність продуктивності спірального віброживильника від трьох незалежних факторів можна сформувати ряд висновків. Підвищення показника n продуктивності віброживильника спостерігається при збільшенні значення кута розташування звужувача потоку θ від 0° до 240° на ділянці значень колової частоти ω вимушених коливань від 153 $с^{-1}$ до 172 $с^{-1}$.

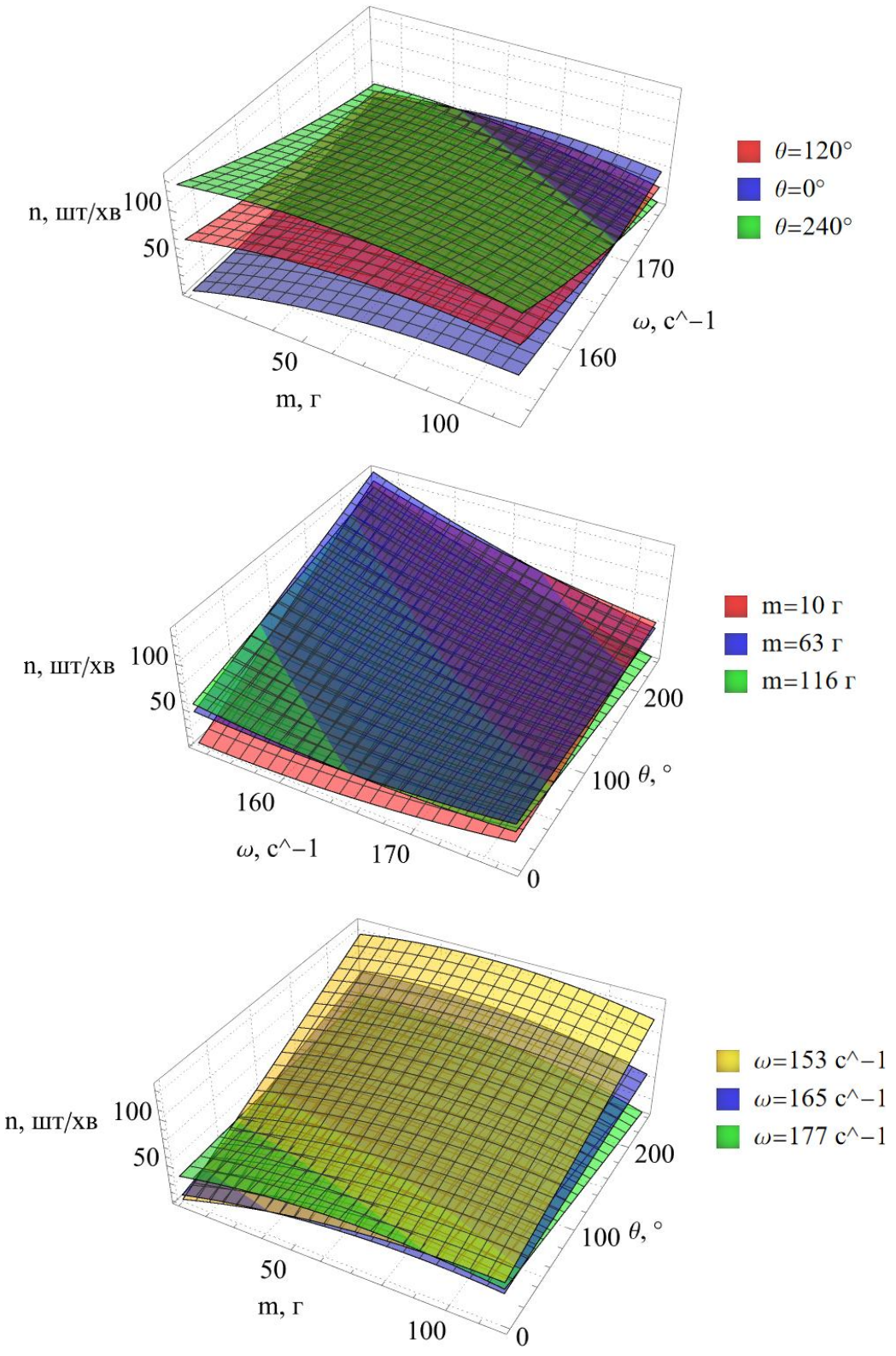


Рисунок 4.9 – Залежності зміни продуктивності n віброживильника від маси насіння соняшнику, що міститься в чаші m, значення колової частоти обертання дебалансів віброприводу віброживильника ω та значення кута розташування звужувача потоку θ

На ділянці від 172 $с^{-1}$ до 177 $с^{-1}$ збільшення значення кута розташування звужувача потоку θ призводить до зменшення його продуктивності. Такий ефект проявляється при значеннях маси m насіння соняшнику, що міститься в чаші від 63 г до 116 г. Однією з причин цього є вплив на АЧХ віброживильника демпферно-в'язкісних сил, що діють на чашу віброживильника від насіння соняшнику.

Максимальне значення дозованих за хвилину насінин соняшнику (n > 100 шт./хв) отримується при масі завантаження чаші віброживильника m = 63 г. При зменшенні маси m відбувається зменшення продуктивності віброживильника. Причому, більш стрімке зменшення продуктивності проявляється при куті розташування звужувача потоку θ= 0°. Дослідні залежності показують, що зміна продуктивності віброживильника n при зміні маси насіння соняшнику m характеризується квадратичною залежністю. Найменший вплив маси m на показник продуктивності віброживильника характерний для двох режимів: першого режиму його роботи при ω = 153 $с^{-1}$ та θ = 240°. При цьому продуктивність становить значення, що близьке до максимального n_{max} = 137 шт./хв; другому режимі роботи при ω = 177 $с^{-1}$ та θ = 90°. При цьому продуктивність становить значення близько n = 50–60 шт./хв.

До найбільш вагомих факторів, що впливають на критерій оптимізації (продуктивність n) роботи віброживильника відноситься значення колової частоти вимушених коливань ω. Це пояснюється формою експериментальної залежності продуктивності n від зміни значення ω. Вона характеризується як квадратична.

Відмічається, що при зменшенні колової частоти ω відбувається збільшення значення продуктивності віброживильника n (окрім режимів при m = 0–80 г та θ близьким до 0°, де зменшення ω призводить до зменшення n). Найбільший вплив зміна значення ω на продуктивність n відмічена при θ = 240°. Найменший − при θ = 0°.

Вигляд дослідних поверхонь відгуку рівняння регресії (4.7) представлено на рис. 4.10.

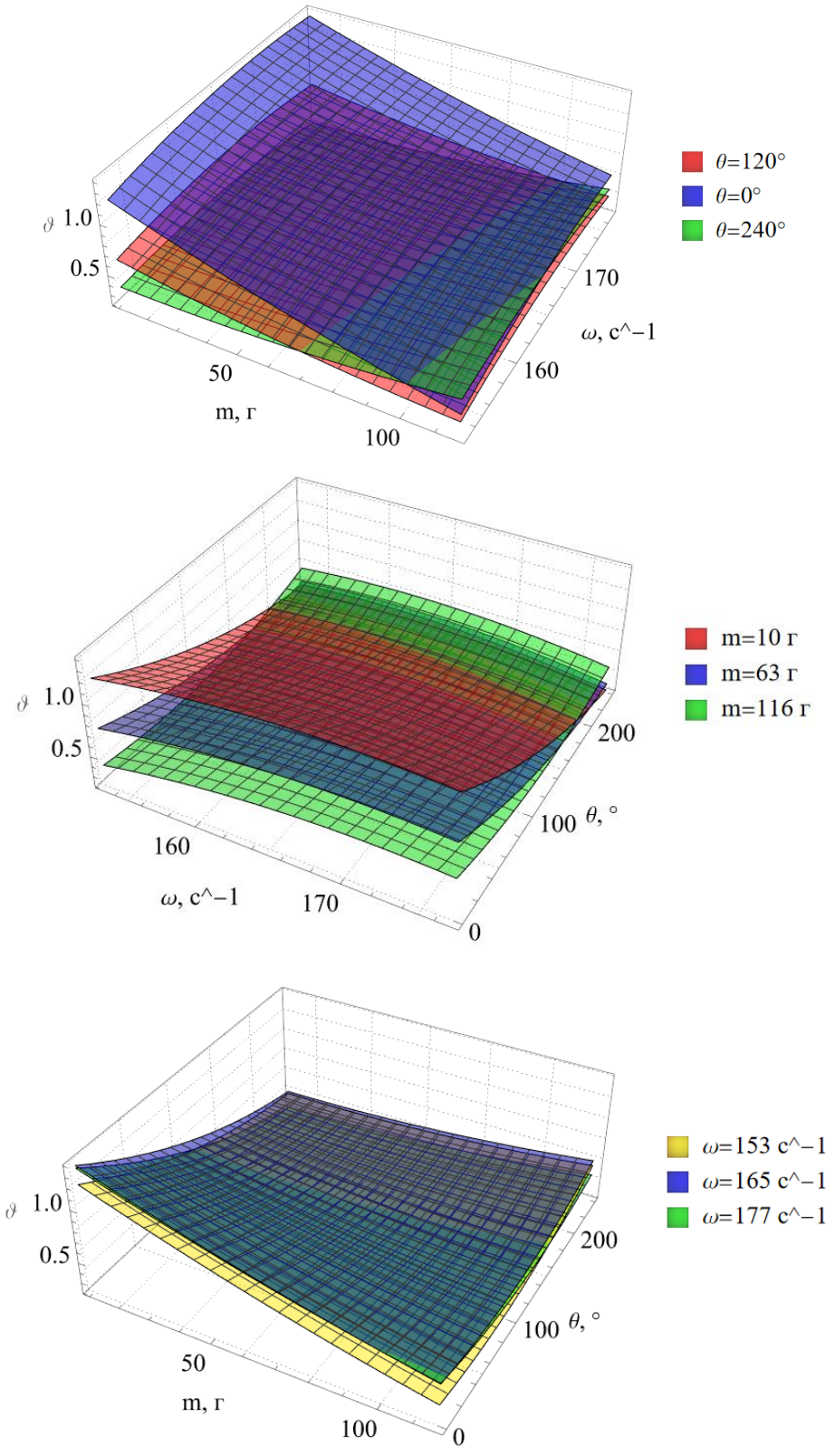


Рисунок 4.10 – Залежності зміни коефіцієнту варіації ν розподілу даних величин часових проміжків між поодинокими насінинами від маси насіння соняшнику, що міститься в чаші m, значення колової частоти обертання дебалансів віброприводу віброживильника ω та значення кута розташування звужувача потоку θ

Отримані експериментальні поверхні відгуку (рис. 4.10) при проведенні факторного екперименту за планом Бокса-Бенкена дозволяють визначити тенденції впливу трьох незалежних факторів на показник рівномірності дозування поодинокого насіння соняшнику, яким є коефіцієнт варіації ν розподілу даних величин часових проміжків між насінинами, що дозовано видаються віброживильником. Найбільш рівномірне дозування насіння соняшнику буде характеризуватись найменшим значенням коефіцієнту варіації ν. Встановлено, що при зменшенні значення кута розташування звужувача потоку θ значення коефіцієнту варіації ν збільшується. Причому більш значущою така тенденція відмічається при зменшенні маси m насіння соняшнику. Це вказує на те, що зростання амплітуди коливань чаші віброживильника при зменшенні маси насіння m спричинює підвищення швидкості руху насінин по спіральному жолобу, тим самим створюючи нерівномірний потік, а зменшення кута розташування звужувача потоку призводить до підсилення цього ефекту. При значенні $\theta = 240°$ рівномірність дозування насіння віброживильником є більш стабільною ($\nu < 0,5$) при зміні маси m та колової частоти ω. Вплив маси m насіння на рівномірність потоку є значущим при наближенні кута розташування звужувача потоку θ до нуля. Причому збільшення маси m насіння призводить до зменшення значення коефіцієнту варіації ν та покращення показника рівномірності дозування. Найменший вплив маси насіння m на зміну коефіцієнту варіації ν відмічено при θ від 200° до 240°, а значення коефіцієнту варіації при цьому є найменшими і становить $\nu = 0,21–0,45$. Вплив колової частоти ω збурювальної сили на коефіцієнт варіації ν, при різних значеннях m та θ є несуттєвим. Відмічено, що зменшення ω призводить до зменшення ν. Це можна пояснити тим, що при зменшенні колової частоти ω відбувається перехід в режим роботи віброживильника в дорезонансній зоні, що призводить до зменшення амплітуди коливань чаші і зменшенні коефіцієнту перевантаження. Це спричинює безвідривний рух насіння по поверхні спірального жолоба віброживильника тим самим підвищуючи його рівномірність потоку, а отже і якість дозування.

Отже, проаналізувавши дослідні залежності (рис. 4.9–4.10) та провівши оптимізацію з використанням платформи Wolfram Cloud встановлено, що оптимальне

значення продуктивності віброживильника (n_{opt} = 60 шт./хв) може бути досягнуто при таких режимах його роботи: m = 116 г, ω = 153 c^{-1} та θ = 90,01°. Значення коефіцієнту варіації ν при цьому становитиме 0,31. Але такі дані якості роботи віброживильника будуть актуальними лише при масі завантаженого насіння соняшнику m = 116 г. При зміні маси соняшнику, продуктивність та коефіцієнт варіації будуть суттєво змінювати свої значення, дестабілізуючи при цьому роботу віброживильника. Тому потрібно визначити значення режимних параметрів, що забезпечували б найкращу якість роботи віброживильника при зміні маси завантаженого соняшнику від 0 до 116 г. Провівши оптимізацію, прийнято, що найбільш доречними параметрами, на які потрібно налаштувати віброживильник будуть ω = 177 c^{-1} та θ = 240°. При таких режимах значення продуктивності n змінюватиметься від 14,57 до 52,04 шт./хв (такі значення швидкості дозування насіння соняшнику входять в діапазон допустимих, що не вплинуть на якість процесу фенотипування). Рівномірність дозування, оцінювана коефіцієнтом варіації ν, буде становити від 0,21 до 0,45. Такі значення коефіцієнту варіації ν є меншими за допустиме значення 0,6 (при таких значеннях коефіцієнту варіації вважається, що випадкові величини, якими являються часові проміжки між дозованими насінинами, мають великий розкид від середнього значення і потік значень є нерівномірним).

Після встановлення оптимальних режимних параметрів роботи проєктного спірального віброживильника для дозування поодинокого насіння соняшнику, було детально досліджено його роботу саме на цих режимах. Використовуючи можливості програми Arduino 1.8.19, було записано ряд експериментальних залежностей, що встановлювали взаємозв'язок даних часових інтервалів випуску насіння з чаші віброживильника та маси насіння в чаші. Ця графічна залежність представлена на рис. 4.11. Користуючись записаними програмою значеннями інтервалів, було проведено статистичну обробку цих даних в трьох точках, які відповідають масі насіння соняшнику в чаші 10, 63 та 116 г. Результати обробки показали, що у всіх трьох точках випадкові значення інтервалів підпорядковуються нормальному закону розподілу. Зі зменшенням маси насіння в чаші, кількість дозованого за хвилину насіння зростає: n(116) = 41,3 шт./хв; n(63) = 63,6 шт./хв; n(10) = 66,7 шт./хв. При

цьому показник рівномірності дозування: коефіцієнт варіації υ показав тенденцію до зменшення свого значення: υ(116) = 0,45; υ(63) = 0,29; υ(10) = 0,21. Це вказує на зменшення розкиду даних часових інтервалів дозування насіння соняшнику від їх математичного сподівання при зменшенні маси насіння в чаші віброживильника, а отже, покращення рівномірності дозування. Отримані дані добре корелюються з дослідженням експериментальної установки та входять в допустимі значення, що вказані в технічних вимогах роботи автоматизованої системи фенотипування насіння сільськогосподарських культур.

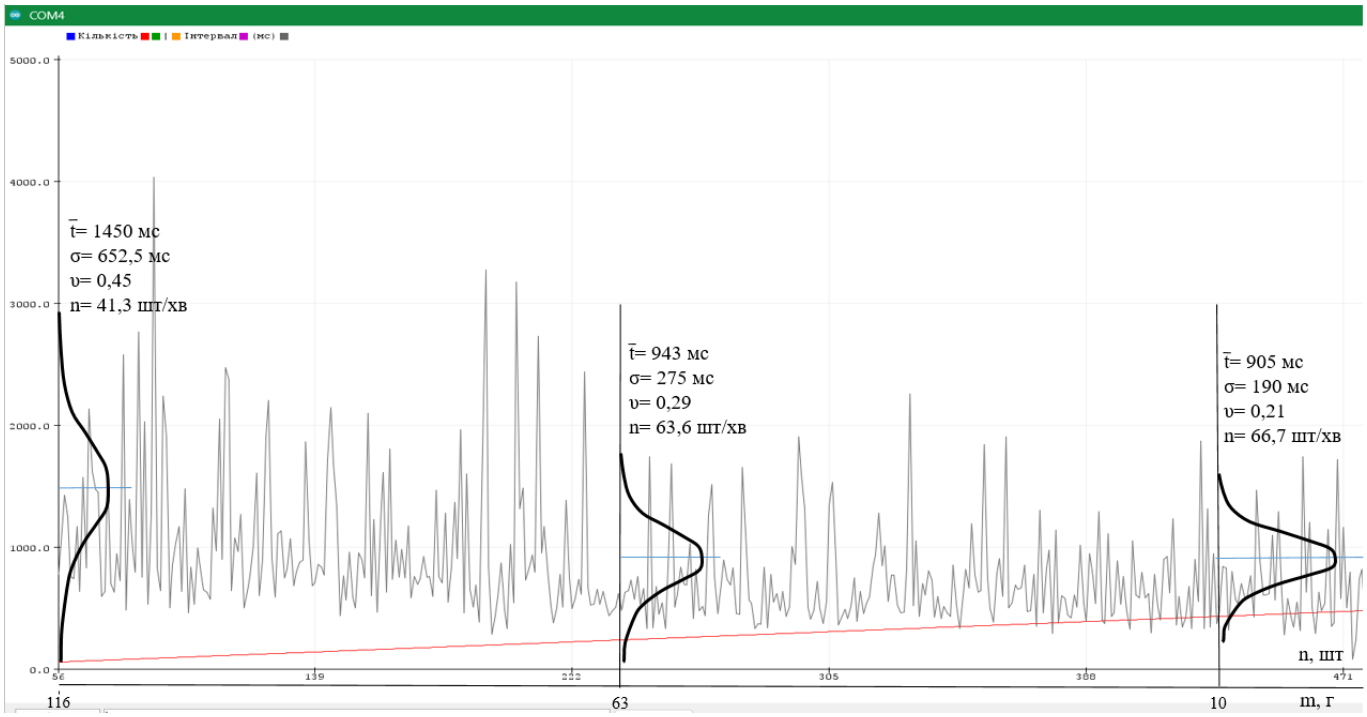


Рисунок 4.11 – Графік залежності експериментальних величин часових інтервалів між дозованим поодиноким насінням соняшнику при оптимальних режимах роботи спірального віброживильника($\omega_{opt} = 177$ с$^{-1}$ та $\theta_{opt} = 240°$) залежно від маси насіння, що міститься в чаші віброживильника з нанесеними значеннями статистичних характеристик та кривими нормального розподілу

4.3 Порівняння результатів чисельного моделювання та експериментальних досліджень віброживильника для дозування поодинокого насіння соняшнику

Для визначення похибки результатів аналітичних розрахунків конструктивно-технологічних параметрів проєктного спірального віброживильника та проведених факторних експериментів за допомогою чисельного моделювання з результатами еспериментальних випробувань дослідної установки, проведено порівняння значень отриманих результатів. До уваги приймали числові дані продуктивності віброживильника, що оцінюється кількістю дозованого насіння соняшнику за хвилину його роботи − n, шт/хв та рівномірність дозування насіння соняшнику віброживильником, що оцінюється коефіцієнтом варіації ν розподілу даних величин часових проміжків між насінинами, що видає віброживильник на стрічковий конвеєр установки автоматичного фенотипування та відбору отриманих при оптимальних режимах роботи віброживильника: m_{opt} = 0–116г; ω_{opt} = 177 c^{-1}; θ_{opt} = 240°. Для наочного сприйняття інформації створені тривимірні графіки (рис. 4.12–4.13) з нанесеними поверхнями відгуку результатів дослідження при моделюванні та експериментальних дослідженнях на дослідній установці.

Порівнюючи числові дані продуктивності віброживильника, що оцінюється кількістю дозованого насіння соняшнику за хвилину його роботи − n, шт/хв при режимах : m_{opt} = 0–116г; ω_{opt} = 177 c^{-1}; θ_{opt} = 240°, встановлено, що при чисельному моделюванні (рівняння регресії 2.62) значення продуктивності становили: від $n_{ч1}$(116 г) = 16,61 шт./хв до $n_{ч2}$(10 г) = 56,40 шт./хв. При цьому такий показник при експериментальних випробувань становив (рівняння регресії 4.6): від $n_{е1}$(116 г) = 14,57 шт/хв до $n_{е2}$(10 г) = 52,04 шт/хв. Визначимо відхилення Δn_1 та Δn_2 за формулами:

$$\Delta n_1(116г) = \frac{\left|n_{е1}(116г) - n_{ч1}(116г)\right|}{n_{ч1}(116г)} \cdot 100\% = \frac{\left|14,57 - 16,61\right|}{16,61} \cdot 100\% = 12,3\%, \qquad (4.8)$$

$$\Delta n_2(10г) = \frac{\left|n_{е2}(10г) - n_{ч2}(10г)\right|}{n_{ч2}(10г)} \cdot 100\% = \frac{\left|52,04 - 56,40\right|}{56,40} \cdot 100\% = 7,7\% \qquad (4.9)$$

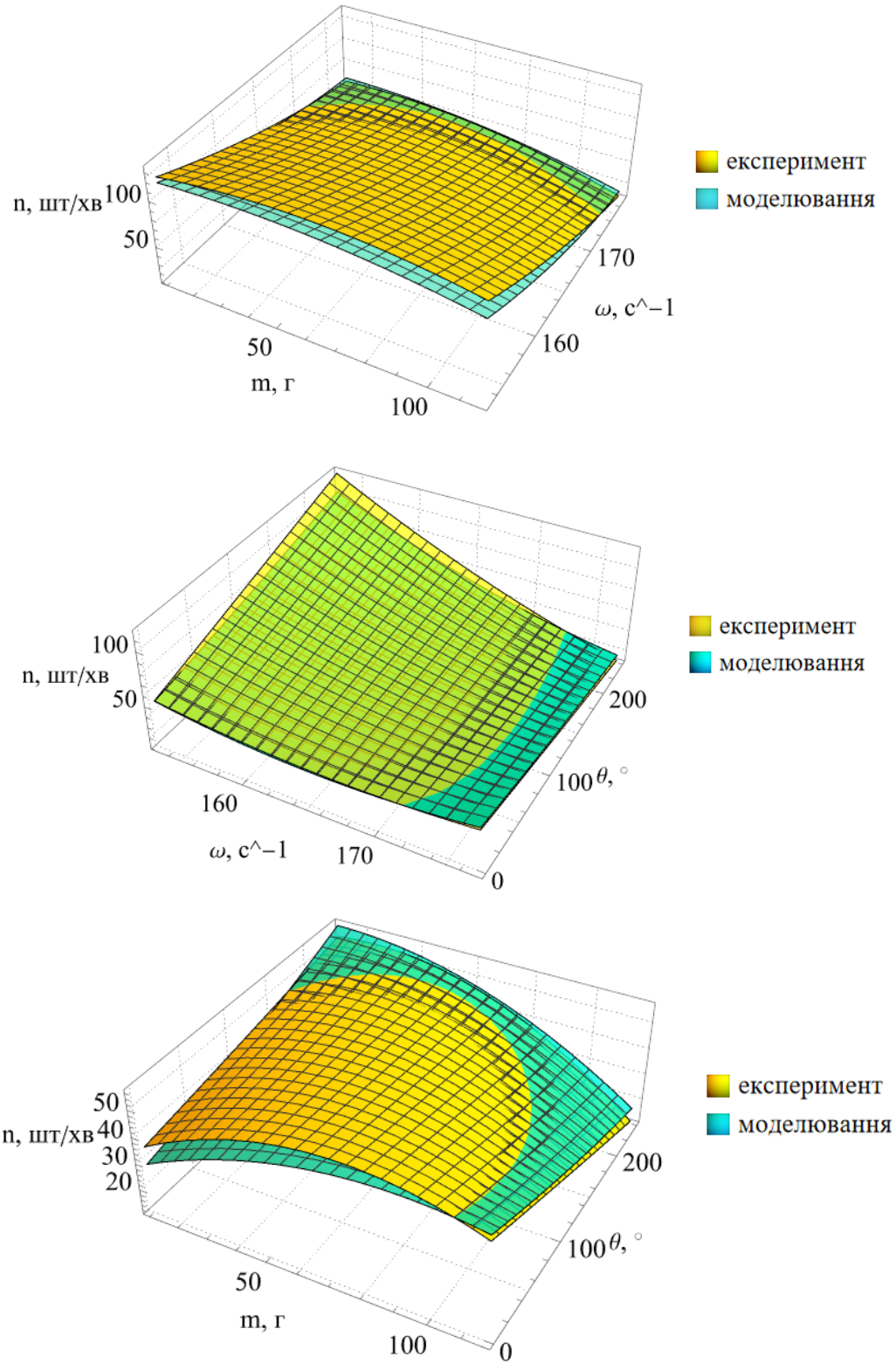


Рисунок 4.12 – Порівняння отриманих даних продуктивності n дозування насіння соняшнику дослідного спірального віброживильника при чисельному моделюванні та експериментальними випробуваннями дослідної установки на оптимальних режимах його роботи: ω_{opt}=177 c^{-1} та θ_{opt}= 240°

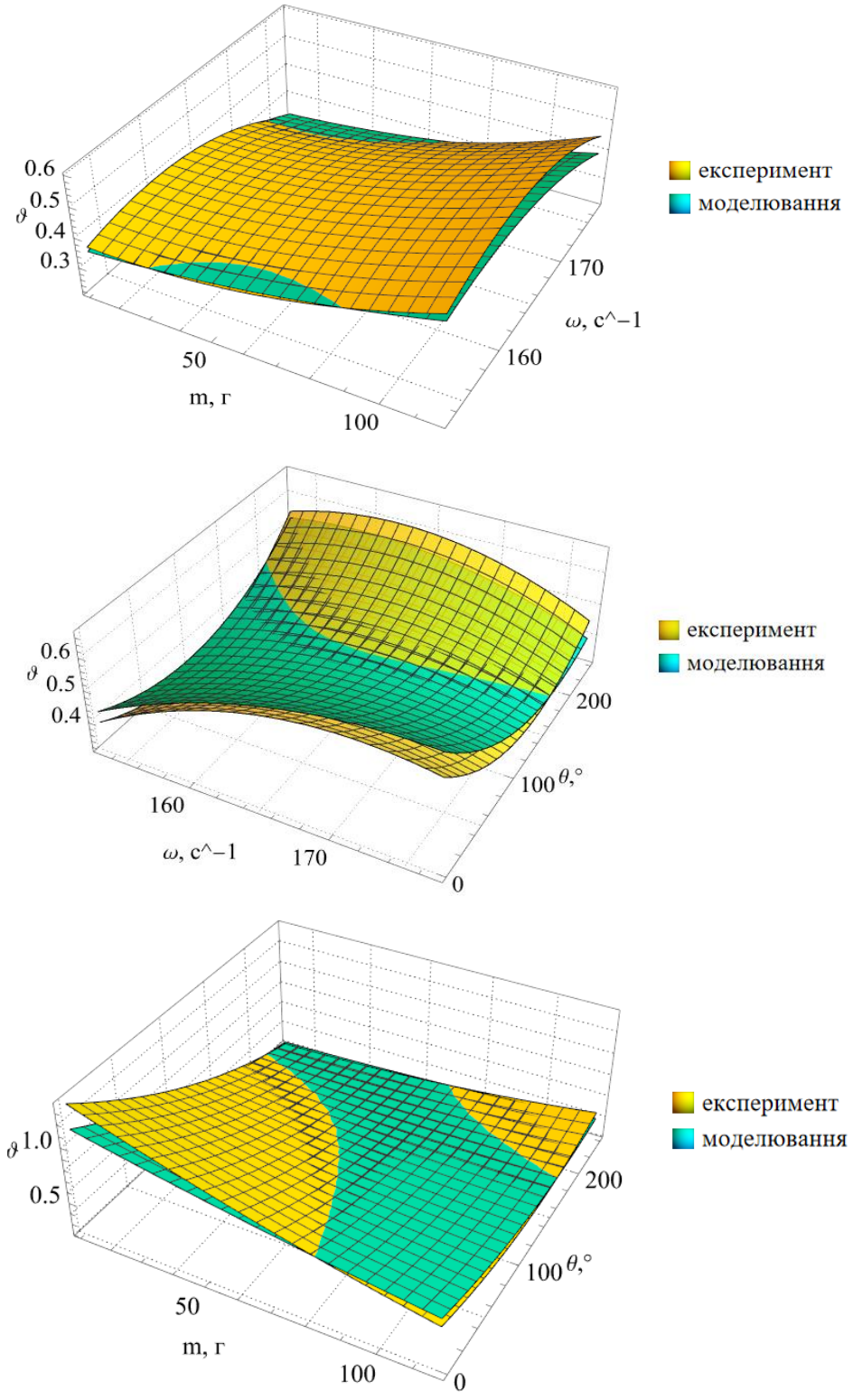


Рисунок 4.13 – Порівняння отриманих даних коефіцієнту варіації ν розподілу даних величин часових проміжків між поодинокими насінинами соняшнику дослідного спірального віброживильника при чисельному моделюванні та експериментальними випробуваннями дослідної установки на оптимальних режимах його роботи: $\omega_{opt} = 177$ с$^{-1}$ та $\theta_{opt} = 240°$

Отже, значення відхилення результатів чисельного моделювання та експериментальних випробувань при визначенні продуктивності спірального віброживильника міститься в діапазоні від 7,7% до 12,3%.

Порівнюючи числові дані коефіцієнту варіації ν розподілу даних величин часових проміжків між поодинокими насінинами соняшнику дослідного спірального віброживильника при режимах його роботи: m_{opt} = 0–116г; ω_{opt} = 177 c^{-1}; θ_{opt} = 240°, встановлено, що при чисельному моделюванні (рівняння регресії (2.63)) значення коефіцієнту варіації становили: від $\nu_{ч1}$(10 г) = 0,23 до $\nu_{ч2}$(116 г) = 0,39. При цьому такий показник при експериментальних випробувань становив (рівняння регресії 4.7): від ν_{e1}(10 г) = 0,21 шт./хв до ν_{e2}(116 г) = 0,45. Визначимо відхилення $\Delta\nu_1$ та $\Delta\nu_2$ за формулами:

$$\Delta\nu_1(10г) = \frac{|\nu_{e1}(10г) - \nu_{ч1}(10г)|}{\nu_{ч1}(10г)} \cdot 100\% = \frac{|0,21 - 0,23|}{0,23} \cdot 100\% = 13,0\%, \quad (4.10)$$

$$\Delta\nu_2(116г) = \frac{|\nu_{e2}(116г) - \nu_{ч2}(116г)|}{\nu_{ч2}(116г)} \cdot 100\% = \frac{|0,45 - 0,39|}{0,39} \cdot 100\% = 15,3\% \quad (4.11)$$

Отже, значення відхилення результатів чисельного моделювання та експериментальних випробувань коефіцієнту варіації ν розподілу даних величин часових проміжків між поодинокими насінинами соняшнику дослідного спірального віброживильника міститься в діапазоні від 13,0% до 15,3%.

Отже, розбіжність значень продуктивності n та коефіцієнту варіації ν між чисельним моделюванням та фізичним екпериментом при роботі віброживильника на режимах: m_{opt} = 0–116г; ω_{opt} = 177 c^{-1}; θ_{opt} = 240°, становить не більше 15,3%, що відповідає вимогам вібротехнічної галузі, які вказують на величину допустимих похибок від 5% до 15% для ключових параметрів та від 10% до 20% для допоміжних параметрів.

До основних причин, що впливають на появу похибок слід віднести.

При чисельному моделюванні:

– DEM моделі насіння соняшнику, що використовувалися при чисельному моделюванні, мали однакову форму та розміри, що не в повній мірі характеризує суміш насіння соняшнику. Адже, кожна насінина має власні відхилення від ідеальної форми, а також має велику варіативність за розмірами навіть в межах одного сорту або гібриду;

– при чисельному моделюванні віброперeміщення DEM моделей насіння соняшнику по спіральному жолобу чаші віброживильника на враховувалась характеристика шорсткості поверхні насіння. Адже, як і всі види насіння рослин, насіння соняшнику має власні особливості поверхні (гладке, шорсткувате, покрите мікроволосками) та величину мікровиступів та мікрозападин;

– в моделюванні не враховувався вплив демпфувальних властивостей суміші насіння соняшнику, що містилось в чаші віброживильника, на зміну АЧХ моделі віброживильника;

– при заданні параметрів DEM моделі насіння соняшнику (модуль пружності, коефіцієнт пуассона, густина) при чисельному моделюванні, а також при введенні параметрів, що характеризують контакт та тертя між DEM моделями насіння та стінками чаші віброживильника (коефіцієнт тертя ковзання, коефіцієнт тертя кочення, коефіцієнти реституції), вносились числові значення, що мали середньостатистичні величини цих параметрів, які були детально вивчені та описані в багатьох наукових дослідженнях;

– при чисельному моделюванні не враховувався вплив на процес віброперeміщення DEM моделі насіння соняшнику по спіральному жолобу чаші віброживильника автоколивання стінок чаші та її дна. Такі коливання можуть виникати в деталях через їх особливості конструкції, виду конструкційного матеріалу та характеристики їх жорсткості по основним осям.

При фізичному експерименті:

– на показники процесу віброперeміщення часток сипкого вантажу вливають показники демпфування конструкційного матеріалу деталей віброживильника та конструктивних стиків;

– мають вплив на показники якості роботи вібромашини також види закріплення деталей між собою. Часто болтові, гвинтові, клейові та інші види з’єднань мають власну піддатливість, що вносять похибки в якість процесу вібротранспортування та дозування сипких вантажів;

– використання датчиків акселерометрів, для визначення фактичних показників вібрації (віброперeміщення, віброшвидкість, віброприскорення) також призводить до виникнення похибок. Адже, датчики мають власну вагу, яка, особливо при малогабаритних

вібромашинах, може зміщувати реальну власну частоту системи, і як результат, змінювати режими роботи вібромашини;

– при встановленні режимних параметрів (колова частота коливань, напруга живлення електродвигуна вібропривода, маса насіння, що засипається в чашу віброживильника) використовувався ряд приладів (лабораторні ваги, безконтактний тахометр, лабораторний блок живлення), що також характеризуються наявністю похибок при вимірюванні фактичних числових значень шуканих фізичних величин;

– так як чаша віброживильника виготовлялась методом 3D друку з полімерного філаменту, то поверхня спірального жолоба, по якому рухається насіння соняшнику, характеризувалась наявністю паралельно розміщених мікровиступів та мікрозападин, що є притаманним при роботі 3D принтера. Отже, є ймовірність того, що при вібропереміщенні насіння соняшнику, на цей процес впливали не тільки сили тертя між контактуючими поверхнями, а проявлялись деякі ознаки дії сил зачеплення між шорсткою поверхнею насіння соняшнику та робочою поверхнею спірального жолоба віброживильника;

– при численних експериментальних дослідженнях руху насіння соняшнику в чаші віброживильника, було відмічено прояв певних ознак дії сил статичного електричного струму на поведінку окремих насінин: насіння могло сповільнено рухатись по жолобу чаші, в окремих точках жолоба виникали зупинки та накопичення насіння, при випадінні насіння з випускної частини чаші, траєкторія його польоту могла дещо змінюватись. Особливо часто це проявлялось при експериментах з дрібною фракцією насіння. Як висновок, можна припустити, що дія сили статичного струму на рухоме насіння соняшнику відбувається і це може спричинювати певні зміни параметрів його руху.

4.4 Висновки до розділу

1. Аналізуючи отримані графічні залежності дослідних АЧХ віброживильника, можна стверджувати, що чаша віброживильника має два чітко виражених значення резонансних коливань. Перший резонанс характеризується меншими значеннями вібропараметрів ніж другий резонанс, і, ймовірно, створений завдяки характеристикам пружності віброізоляторів, що встановлені між фундаментною плитою (маса m_2) та

опорною поверхнею, на яку встановлено віброживильник. Другий резонанс спричинений жорсткісними характеристиками пружних елементів віброживильника. Також відмічається, що при збільшенні маси завантаженого в чашу віброживильника насіння соняшнику, резонансні частоти коливань зміщуються вліво по осі колових частот.

2. Оптимальна швидкість транспортування насіння соняшнику отримана при значеннях вимушених колових частот ω в діапазоні 150–170 $с^{-1}$, при значеннях вертикальних амплітуд коливання чаші $А_{вер}$ = 0,35–0,6 мм. Такі вібропараметри отримуються при напрузі живлення вібродвигуна 3,3 В. При всіх варіантах завантаження чаші віброживильника рух насіння характеризувався, як безвідривний від поверхні жолоба. Це відповідає проведеним попереднім аналітичним розрахункам віброживильника й чинитеме мінімальний шкідливий вплив на якість посівного насіння.

3. Факторним експериментом встановлені рівняння регресії другого порядку (4.1), (4.2), (4.3), що вказують на залежність параметрів оптимізації: вертикальної амплітуди коливань А, мм чаші віброживильника, вертикальної віброшвидкості V (мм/с) та віброприскорення а ($м/с^2$) від таких незалежних факторів: маси завантаженого в чашу насіння m, г та напруги живлення вібродвигуна U (В). Проведений дисперсійний аналіз даних дав змогу довести, що отримані рівняння регресії значущі, а отже, вплив незалежних факторів на критерії оптимізації суттєвий. Отримані просторові поверхні відгуку графічно вказують на характер закономірностей впливу незалежних факторів на обрані критерії оптимізації.

4. За результатами проведених експериментальних досліджень якості роботи дослідного віброживильника, виведені рівняння регресії другого порядку, що встановлюють залежність від величин змінних факторів таких параметрів оптимізації: продуктивності віброживильника, яка оцінюється кількістю дозованого насіння соняшнику за хвилину його роботи – n (шт./хв) (4.6); рівномірності дозування насіння соняшнику віброживильником, що оцінюється коефіцієнтом варіації ν розподілу даних величин часових проміжків між насінинами, що видає віброживильник на стрічковий конвеєр установки автоматичного фенотипування та відбору (4.7).

5. Провівши оптимізацію конструктивно-технологічних параметрів спірального віброживильника, прийнято, що найбільш доречними параметрами, на які потрібно налаштувати віброживильник будуть $\omega = 177$ с$^{-1}$ та $\theta = 240°$. При таких режимах значення продуктивності n змінюватиметься від 11,29 до 52,04 шт./хв (такі значення швидкості дозування насіння соняшнику входять в діапазон допустимих, що не вплинуть на якість процесу фенотипування). Рівномірність дозування, оцінювана коефіцієнтом варіації ν, буде становити від 0,21 до 0,45. Такі значення коефіцієнту варіації ν є меншими за допустиме значення 0,6 (при таких значеннях коефіцієнту варіації вважається, що випадкові величини, якими є часові проміжки між дозованими насінинами, мають великий розкид від середнього значення і потік значень є нерівномірним).

6. Користуючись записаними програмою Arduino 1.8.19 значеннями інтервалів випуску дозованого віброживиьником насіння соняшнику, було проведено статистичну обробку даних в трьох точках, які відповідають масі насіння соняшнику в чаші 10, 63 та 116 г. Результати обробки показали, що у всіх трьох точках випадкові значення інтервалів підпорядковуються нормальному закону розподілу. Зі зменшенням маси насіння в чаші, кількість дозованого за хвилину насіння зростає: n(116) = 41,3 шт./хв; n(63) = 63,6 шт./хв; n(10) = 66,7 шт./хв. При цьому показник рівномірності дозування: коефіцієнт варіації υ, показав тенденцію до зменшення свого значення: υ(116) = 0,45; υ(63) = 0,29; υ(10) = 0,21. Це вказує на зменшення розкиду даних часових інтервалів дозування насіння соняшнику від їх математичного сподівання при зменшенні маси насіння в чаші віброживильника, а отже, покращенню рівномірності дозування.

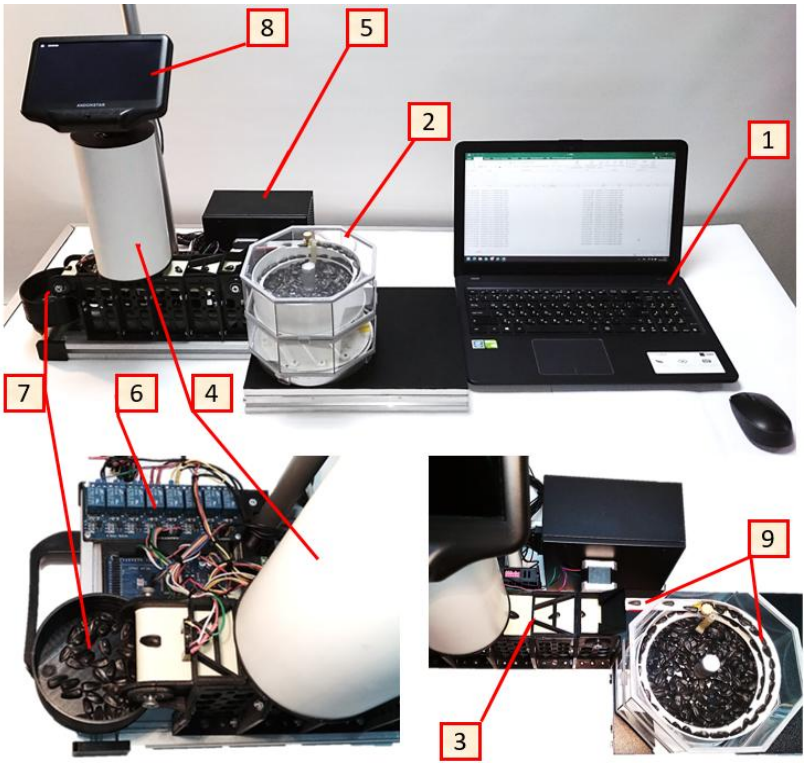
7. Похибки значень продуктивності n та коефіцієнту варіації ν між чисельним моделюванням та фізичним експериментом при роботі віброживильника на режимах: $m_{opt} = 0–116$ г; $\omega_{opt} = 177$ с$^{-1}$; $\theta_{opt} = 240°$, становить не більше 15,3%, що відповідає вимогам вібротехнічної галузі.

Основні наукові результати розділу опубліковано в працях автора [147, 154].

5 РЕАЛІЗАЦІЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ

5.1 Випробування системи автоматичного фенотипування та відбору насіння соняшнику

Випробуванню підлягала система автоматичного фенотипування та відбору насіння соняшнику з удосконаленим блоком дозування поодинокого насіння на основі спірального вібраційного живильника (рис. 5.1).



1 – електронно-обчислювальна машина (комп’ютер); 2 – блок дозування поодинокого насіння; 3 – блок транспортування насіння; 4 – блок опромінення та сканування сім’янок; 5 – блок живлення електричних елементів; 6 – блок керування мехатронними елементами установки; 7 – блок вимірювання кількості та маси сім’янок кожної дослідної партії; 8 – цифрова фотокамера; 9 – дозоване насіння соняшнику

Рисунок 5.1 – Вигляди системи для автоматичного фенотипування та відбору насіння соняшнику з удосконаленим блоком дозування поодинокого насіння на основі спірального віброживильника

Установка автоматичного фенотипування та відбору насіння соняшнику призначена для підвищення якості підготовки насіннєвого матеріалу соняшнику, відповідно до вимог Державних стандартів України: ДСТУ 2240-93 [4] і ДСТУ 4138-2002 [5]. Дана система входить до складу прецизійної технологічної лінії сепарації насіннєвого матеріалу соняшнику. Функціями установки є автоматичне визначення морфологічних ознак кожної окремої сім'янки (форма насінини, довжина, ширина, товщина, колір забарвлення, маса тисячі насінин та ін.), проведення біоінформативного аналізу даних, автоматичного виконання статистичного оцінювання якості даних, реалізація сортування насіння в селекції олійних культур, проведення добору за вказаними властивостями при виконанні початкових етапів процесу селекції. Складається автоматична система фенотипування насіння соняшнику з таких головних складових: електронно-обчислювальної машини (комп'ютера) зі встановленими програмами по керуванню мехатронними системами установки та автоматичного оброблення сканованих зображень сім'янок зі збереженням їх в заданому алгоритмі; блоку дозування поодинокого насіння; блоку транспортування насіння; блоку опромінення та сканування сім'янок; блоку живлення електричних елементів; блоку вимірювання кількості та маси сім'янок кожної дослідної партії, блоку керування мехатронними елементами установки.

У випробовуваній системі автоматичного фенотипування та відбору насіння соняшнику удосконалено блок дозування поодинокого насіння. Створення рівномірного дозованого потоку кожної дослідної сім'янки, забезпечено спіральним вібраційним живильником з обґрунтованими його конструктивно-технологічними параметрами. Даний розроблений пристрій виконує функції акумулюючої ємності, в яку завантажується партія дослідного насіння соняшнику, а також за рахунок конструктивних особливостей чаші і обґрунтованих законів її віброруху, забезпечується функція транспортування та дозування із загальної маси завантаженої партії, потоку поодинокого насіння з рівномірним подаванням його на рухомий робочий орган стрічкового транспортера.

Для унеможливлення потрапляння стороннього генетичного матеріалу (окремих сім'янок іншого сорту чи гібриду) в суміш дослідної партії, вібраційний

живильник закритий прозорим захисним елементом. Як показали, випробування, даний захисний елемент забезпечує також зниження рівня шуму при роботі спірального віброживильника.

Виробничу перевірку системи автоматичного фенотипування та відбору з розробленим блоком дозування проводили відповідно до розробленого плану при нормованих умовах. На випробуванні були використані суміші насіння соняшнику таких видів: зразок №1− сорт Запорізький кондитерський (ІОК НААН) (Такий сорт обрано як еквівалент кондитерських сім'янок соняшнику, які характеризуються великою крупністю та особливістю своєї форми), зразок №2 − сорт Прометей (ІОК НААН) (Такий сорт обрано як еквівалент олійних сім'янок соняшнику, які характеризуються властивими їм розмірами та формами). Місце проведення випробування − Інститут олійних культур Національної академії аграрних наук України (ІОК НААН), вул. Інститутська, 1, селище Сонячне, Запорізький район, Запорізька область. Вологість насіння соняшнику – 7,6%. Ступінь попереднього очищення насіння соняшнику − первинне очищення (насіння пройшло обробку на лабораторному розсійнику та аеродинамічному сепараторі). Маса тисячі сім'янок: зразок №1 − сорт Запорізький кондитерський (ІОК НААН) − 132 г, зразок №2 − сорт Прометей (ІОК НААН) − 62 г. Умови мікроклімату лабораторії: температура повітря− 22°С, відносна вологість повітря – 55%.

У якості критеріїв перевірки було прийнято такі показники: продуктивність спірального віброживильника, що вимірювалась часом дозування (год) суміші зразків №1 та №2 насіння соняшнику масою 100 г, г/год; наявність виникнення локальних скупчень насінин соняшнику на рухомій стрічці, що характеризує узгодженість швидкості руху стрічкового транспортеру установки автоматичного фенотипування та відбору з продуктивністю та якістю дозування спірального віброживильника; характер віброруху насіння по спіральному жолобі чаші віброживильника, що характеризує ймовірність травмування та пошкодження оболонки насіння соняшнику; повноту використання завантаженого насіння в чашу віброживильника, що вказує на недопущення виникнення залишків зразків насіння в чаші

віброживильника після закінчення процесу його фенотипування; загальна потужність установки автоматичного фенотипування (Вт).

Результати випробувань вказують, що відповідно до прийнятих критеріїв перевірки, отримано наступні дані:

− продуктивність спірального віброживильника системи автоматичного фенотипування становила при роботі з насінням зразку №1 − 222,3 г/год, зразку №2 − 95,2 г/год;

− при контрольній перевірці та спостереженнями за роботою системи автоматичного фенотипування насіння соняшнику, не відмічено появу локальних скупчень насінин соняшнику обох зразків на рухомій стрічці, що характеризує повну синхронність та узгодженість швидкості руху стрічкового транспортеру установки з продуктивністю та якістю дозування поодинокого насіння соняшнику спіральним віброживильником;

− характер віброруху насіння соняшнику обох зразків по спіральному жолобі чаші віброживильника був рівномірний (зі сталою швидкістю руху) та стабільний (без заторів та локальних нагромаджень насіння) по всій довжині спірального лотка чаші. Під час вібропереміщення насіння, його підкидування та відрив від поверхні спірального лотка не відмічався. Такі параметри віброруху зразків насіння соняшнику спричинюють мінімальне травмування та пошкодження його оболонки;

− конструктивно-технологічні параметри вібраційного спірального живильника, що використовувався у випробовуваній установці для автоматичного фенотипування і відбору насіння соняшнику, забезпечували відсутність залишків зразків насіння (поодиноких насінин) в чаші віброживильника після закінчення процесу його фенотипування, а, отже, характеризувались абсолютною повнотою використання завантаженої партії насіння в чашу віброживильника;

− загальна потужність установки автоматичного фенотипування та відбору насіння соняшнику при роботі з прийнятими зразками насіннєвого матеріалу №1 та №2 становила 100,74 Вт (додаток З).

5.2 Впровадження результатів досліджень

Комплекс теоретичних та експериментальних досліджень, що висвітлені в даній дисертаційній роботі виконані в лабораторіях Дніпровського державного аграрно-економічного університету (ДДАЕУ) на кафедрі інжинірингу технічних систем відповідно до науково-дослідних тем: «Розробка наукових засад ризик-орієнтованого керування складними людино-технічними сільськогосподарськими системами» (№ ДР 0120U104862, 2021–2025 рр.) (додаток И); «Інтенсифікація техніко-технологічного забезпечення процесів переробки насіння малопоширених (нішевих) олійних культур» (№ ДР 0125U000488, 2025–2027 рр.); «Інжиніринг технічних систем в агропромисловому комплексі» (№ ДР 0126U002469, 2026–2030 рр.).

Зібрані та налаштовані системи автоматичного фенотипування насіння соняшнику впроваджені і використані на виробництві ТОВ НВО «Сортувальні машини» (ЄДРПОУ 43928874, 49000, Дніпропетровська область, м. Дніпро, вул. Качалова, 1, офіс 101) (додаток К). ТОВ НВО «Сортувальні машини» отримало конструкторську та технічну документацію на виготовлення експериментального зразка системи автоматичного фенотипування та відбору насіння соняшнику з удосконаленим блоком дозування насіння на основі спірального віброживильника з обґрунтованими конструктивно-технологічними параметрами. Система призначена для фенотипування насіння соняшнику у автоматичному режимі. Отримана конструкторська та технічна документація буде використана для виготовлення дослідних екземплярів вищевказаних систем з метою їх подальших дослідно-виробничих випробувань.

Також, результати по проведеній науковій роботі стали основою для удосконалення освітнього процесу в ДДАЕУ. Так, впроваджено в курс навчальної дисципліни «Деталі машин і підйомно-транспортні машини» для здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти освітньо-професійної програми «Агроінженерія» спеціальності Н7 «Агроінженерія» розроблену практичну роботу на тему «Вивчення роботи та розрахунок конструктивно-технологічних параметрів вібраційного

спірального живильника насіння сільськогосподарських культур». Мета практичної роботи – вивчити призначення, конструкцію, особливості робочого процесу та методику розрахунку конструктивно-технологічних параметрів спірального вібраційного живильника насіння сільськогосподарських культур. Матеріальне забезпечення – спіральний вібраційний живильник насіння сільськогосподарських культур, який розроблений і створений Чернійом О.А. у відповідності до виконаної дисертаційної роботи (додаток Л).

5.3 Техніко-економічна ефективність використання системи автоматичного фенотипування та відбору насіння соняшнику з удосконаленим блоком дозування на основі спірального вібраційного живильника

Для встановлення рівня економічної ефективності запропонованих рішень при використанні системи автоматичного фенотипування та відбору насіння соняшнику з удосконаленим блоком дозування на основі спірального вібраційного живильника, проведені розрахунки ряду техніко-економічних показників. Методики визначення економічної ефективності удосконаленого технічного засобу, гармонізовані з основними нормативними документами: Державним стандартом України ДСТУ 4397-2005 [129] та Галузевим стандартом України ГСТУ 3-37-4-94 [130]. Також, завдяки особливостям і конструкції і процесу роботи установки для автоматичного фенотипування та відбору насіння соняшнику, при техніко-економічних розрахунках використано методики та довідкові дані з літературних джерел, які пов’язані з напрямком автоматизації процесів обробки насіннєвого матеріалу при його селекції [131–143].

Оцінювання економічної ефективності дослідної установки проведено для умов роботи з декількома різновидами насіннєвого матеріалу соняшнику. Адже, завдяки підвищенню універсальності установки, її можливо використовувати для фенотипування всіх видів насіння соняшнику, яке, в свою чергу, характеризується великою варіабельністю розмірів, форми та кольорової гамми його оболонки. Роботу установки з крупним насінням оцінено при виконанні автоматичного фенотипування

насіння сорту Запорізький кондитерський (селекції ІОК НААН), а з дрібним − сорту Прометей (селекції ІОК НААН). Насіння соняшнику вказаних різновидів, пройшло попередні стадії обробки, відповідно до раціональної прецизійної технологічної схеми лінії підготовки насіннєвого матеріалу соняшнику в селекційно-насінницькому процесі. Маса кожної партії насіннєвого матеріалу для проведення його фенотипування становить 300 кг. Так як удосконалена система автоматичного фенотипування насіння соняшнику проходила виробничі випробування (розділ 5, п.5.1), то встановлені значення показників враховувались в економічній оцінці її роботи. Значення початкових даних, що використані в розрахунках економічної ефективності вказані у таблиці 5.1.

Таблиця 5.1 – Початкові данні для економічного розрахунку

Найменування	Числове значення
Ціна очищеного каліброваного насіння соняшнику кондитерських сортів, грн/т	35000
Ціна очищеного каліброваного насіння соняшнику олійних сортів, грн/т	30500
Ціна добазового насіння батьківських компонентів, грн/т	350000
Вартість електроенергії, грн/кВт·год	10,0
Тарифна ставка оплати праці робітників, грн/год	107,8

Результати розрахунків показників техніко-економічної ефективності використання автоматичної установки для фенотипування насіння соняшнику базової конструкції та з удосконаленим блоком дозування насіння представлено в таблиці 5.2.

Аналізуючи таблицю 5.2, відмічено ряд позитивних та негативних тенденцій зміни показників економічної ефективності використання автоматичної установки фенотипування та відбору насіння соняшнику з удосконаленим блоком дозування. Так, удосконалення дозуючого пристрою установки призводить до зменшення її продуктивності в середньому на 71,1%. Причиною такого падіння продуктивності є використання при вібротранспортуванні та дозуванні насіння соняшнику спіральним віброживильником режимів роботи віброприводу, який забезпечує безвідривний рух насіння по жолобу з мінімальними пошкодженнями його оболонки.

Таблиця 5.2 – Зведені дані техніко-економічного розрахунку систем автоматичного фенотипування та відбору насіння соняшнику

Показник	Базова система	Удосконалена система		
		Запорізький кондитерський	Прометей	Середні значення
Маса насіння батьківських компонентів для добазового насінництва, кг	300	300	300	300
Продуктивність установки, кг/год	0,550	0,222	0,095	0,159
Споживана потужність, Вт	114,0	100,74	100,74	100,74
Тривалість роботи установки, год	545,45	1351,50	3157,90	2254,70
Персонал, люд.	1,000	0,185	0,080	0,132
Вартість машини, грн.	160000	200000	200000	200000
Витрати електроенергії, кВт·год.	36,0	135,1	315,8	225,5
Трудові витрати, люд.-год	545,5	250,0	250,0	250,0
Витрати на оплату праці, грн	58800	26950	26950	26950
Витрати на електроенергію, грн	360,0	1351,0	3158,0	2254,5
Витрати на амортизацію, грн	5400	6000	6000	6000
Витрати на ремонт і ТО, грн	10800	12000	12000	12000
Загальні витрати, грн	75360,0	46301,0	48108,0	47204,5
Питомі витрати, грн/кг	251,20	154,33	160,36	157,34
Додаткові капіталовкладення, грн	-	40000	40000	40000
Додатковий ефект, грн	-	31850	31850	31850
Економічний ефект, грн	-	29059,0	27252,0	28155,5
Питомий економічний ефект, грн/кг	-	96,86	90,84	93,85
Строк окупності додаткових капіталовкладень, років	-	1,38	1,47	1,42

Швидкість такого руху є невеликою і в середньому близька до значення швидкості руху стрічкового транспортера установки 0,017 м/с. Також, завдяки такому режиму руху насіння, підвищується якість сканування цифровою камерою, опроміненого різними спектрами світла, дослідного насіння соняшнику незалежно від його розмірів та форми, так як воно рівномірно укладається на рухому стрічку транспортера з достатніми проміжками між окремими сім’янками. Потужність електрообладнання установки з удосконаленням є меншою за базовий варіант на 11,6%. Варто відмітити, що завдяки використанню в конструкції установки сучасних вібро-, сервоприводів, цифрових камер, світлових діодів та інших мехатронних елементів, загальне її енергоспоживання є досить невеликим (до 150 Вт). А затрати

на електроенергію в структурі загальних витрат становлять лише 4,78%. Суттєвою перевагою удосконаленої системи автоматичного фенотипування та відбору насіння соняшнику є те, що завдяки збільшеному об'єму чаші спірального віброживильника та використання автоматичного режиму роботи установки, зменшується час роботи оператора (лаборанта-селекціонера) установки. При фенотипуванні 300 кг насіння соняшнику з удосконаленою системою, витрати праці оператора зменшуються на 295,5 люд.-год (на 54,17%), а витрати на оплату праці зменшуються на 31850 грн. При додаткових капіталовкладеннях, які становлять 20% від вартості нової установки, отримується при обробці партії насіння соняшнику (300 кг) середній економічний ефект в 28155,5 грн. Установка призначена для обробки насіння в порівняно невеликих об'ємах, тому розрахований термін окупності становитиме в середньому 1,42 роки, що цілком прийнятно, та відповідає загальновстановленій межі окупності в 2–3 роки.

При аналізі техніко-економічних показників установки автоматичного фенотипування та відбору насіння соняшнику, неможливо не вказати на наявність додаткових позитивних ефектів, що сприятимуть підвищенню якості роботи удосконаленої системи та швидкості селекційно-насінницького процесу взагалі. Завдяки роботі системи в автоматичному режимі, праця оператора-селекціонера зводиться до контролю за виконанням процесу системою на початковому етапі і можливому регулюванню його стабільності та періодичного наповнення чаші спірального віброживильника новою партією насіннєвого матеріалу. Це дає змогу вивільнити робочий час працівника й дозволити йому виконувати інші види робіт по дослідженнях. Також, працююча в автоматичному режимі установка фенотипування, зменшує ймовірність впливу помилок пов'язаних з людським фактором, і як наслідок, підвищується точність результатів дослідження. Наявність такої системи в лабораторіях по селекції сільськогосподарських культур, не тільки автоматизує процес фенотипування насіння, зменшуючи частку ручної праці селекціонерів, а й, беззаперечно, пришвидшує виведення нових гібридів та сортів соняшника вітчизняної селекції, підвищуючи їхню ринкову перевагу та конкурентоспроможність.

5.4 Висновки по розділу

1. Виробничу перевірку системи автоматичного фенотипування та відбору з розробленим блоком дозування проводили в Інституті олійних культур Національної академії аграрних наук України (ІОК НААН). Встановлено, що продуктивність спірального віброживильника системи автоматичного фенотипування та відбору становила при фенотипуванні насіння соняшнику сорту Запорізький кондитерський − 222,3 г/год, сорту Прометей − 95,2 г/год. Переміщення насіння соняшнику обох зразків по спіральному жолобі чаші віброживильника характеризувалось рівномірністю (сталістю швидкості руху), стабільністю (без утворення заторів та локальних нагромаджень насіння) та безвідривністю (безударністю) сім'янок від вібруючої поверхні по всій довжині спірального лотка чаші. Залишків окремих сім'янок соняшнику в чаші віброживильника після дозування окремої партії насіння не відмічалось. Потужність установки автоматичного фенотипування та відбору насіння соняшнику становить 100,74 Вт.

2. Зібрані та налаштовані системи автоматичного фенотипування та відбору насіння соняшнику впроваджені і використані на виробництві в ТОВ НВО «Сортувальні машини». Також в курс навчальної дисципліни «Деталі машин і підйомно-транспортні машини» для здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти освітньо-професійної програми «Агроінженерія» спеціальності H7 «Агроінженерія» за результатами дисертаційного дослідження, розроблено й впроваджено практичну роботу на тему «Вивчення роботи та розрахунок конструктивно-технологічних параметрів вібраційного спірального живильника насіння сільськогосподарських культур».

3. Розрахунки техніко-економічної ефективності використання системи автоматичного фенотипування та відбору насіння соняшнику з удосконаленим блоком дозування в порівнянні з базовою конструкцією такої системи показали, що при зниженні продуктивності установки в середньому на 71,1% позитивна економічна динаміка відмічена в таких показниках як: зниження загальної

потужності установки на 11,6%; малопотужність установки (100,74 Вт) і, як результат, затрати на електроенергію в структурі загальних витрат становлять лише 4,78%; зменшення трудомісткості праці оператора установки та витрат на оплату його праці на 54,17%; термін окупності при додаткових капіталовкладеннях, які становлять 20% від вартості нової установки становитиме в середньому 1,42 роки.

Основні наукові результати розділу опубліковано в працях автора [147, 150, 154].

ВИСНОВКИ

Представлена наукова робота містить комплекс теоретичних та практичних рішень, націлених на підвищення якості роботи автоматичної установки для фенотипування та відбору насіння соняшнику. Дослідження були націлені на удосконалення блоку дозування насіннєвого матеріалу системи через створення конструктивного рішення спірального вібраційного живильника та обгрунтування його конструктивно-технологічних парметрів.

У результаті досліджень, що були проведені, сформовано ряд основних висновків:

1. Одним із сучасних методів селекційного аналізу насіння є фенотипування, яке передбачає автоматичне визначення його кольору, розміру та форми за допомогою цифрових камер. Для ефективної роботи таких систем необхідна рівномірна та регульована подача насіння на стрічковий конвеєр. Перспективним рішенням для цього є вібраційні спіральні живильники, які мають переваги над традиційними лотковими вібротранспортерами. Аналіз їх конструкцій показав, що найбільш поширеними пружними елементами є полімерні та металеві ресори, а також гіперболоїдні торсіони. Для систем автоматичного фенотипування та відбору найбільш доцільним віброприводом спірального живильника є дебалансний відцентровий віброзбуджувач, який забезпечує необхідну рівномірність і регульованість подачі насіння.

2. Огляд конструкцій і патентних рішень спіральних віброживильників показав, що більшість із них призначені для підрахунку насінин, їх порційного дозування та фасування, а окремі конструкції використовуються як висівні апарати сівалок точного висіву. Конструкцій, здатних забезпечувати рівномірний і регульований потік насіння, практично не представлено. Наявні промислові віброживильники характеризуються високою продуктивністю та вартістю, що обмежує їх використання у системах фенотипування. Тому для забезпечення вимог лінії фенотипування насіння соняшнику розроблено конструктивну схему вібраційного спірального живильника з бункером, спіральною доріжкою, вихідним лотком, чотирма похилими

пружними елементами та дебалансним віброприводом. Запропонована конструкція забезпечує рівномірну та регульовану поштучну подачу насіння соняшнику, що відповідає вимогам автоматизованих систем фенотипування та точного підрахунку насіння.

3. Дослідивши рух насіння соняшнику по вібруючий 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 А, частоту коливань ω. Це дало можливість визначити значення оптимального граничного кута підйому лотка віброживильника при діапазоні коефіцієнтів тертя 0,4–0,8. Прийнявши робочий діапазон коефіцієнтів тертя 0,4–0,5, попередньо визначено граничний кут підйому лотка проєктного спірального віброживильника для дозування насіння соняшнику в лініях автоматичного фенотипування та відбору рівним α = 2,4°. 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 α = 2,4°, є меншим за кут тертя насіння по лотку ε = (21,8°–26,5°) при діапазоні коефіцієнтів тертя f = 0,4–0,5. Отже, умова самогальмування насіння соняшнику на спіральному лотку віброживильника при зупиненому стані виконується.

4. У програмному пакеті Simcenter Star-CCM+ створена DEM модель насіння соняшнику та проведено чисельне моделювання її руху по вібруючому лотку. 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. При діапазоні швидкостей руху насіння по спіральному лотку віброживильника V = 0,019÷0,028 м/с забезпечується задана продуктивність віброживильника. При цьому діапазон оптимального кута α становить 2,4°. За прийнятим значенням кута підйому α лотка чаші віброживильника крок спіральної навивки лотка становитиме L = 20 мм.

5. На платформі Simcenter STAR-CCM+ створено модель чаші вібраційного живильника та проведено чисельне моделювання руху DEM-моделей насіння соняшнику по спіральному лотку чаші. Незмінними параметрами моделі були амплітуда коливань чаші віброживильника A = 0,95 мм, вертикальна проєкція якої за кута кидання ψ = 25° становить A_v = 0,4 мм, а також конструктивні параметри чаші: кут підйому жолоба α = 2,4°, кут нахилу осі доріжки до горизонталі δ = 25° та кут кидання ψ = 25°. За результатами чисельного моделювання отримано регресійні рівняння другого порядку, які характеризують залежність продуктивності віброживильника n, що визначається кількістю дозованого насіння за хвилину, та рівномірності дозування ν, що оцінюється коефіцієнтом варіації часових інтервалів між послідовними насінинами, від режимних і технологічних параметрів: колової частоти вимушених коливань чаші ω, маси насіння в чаші m та кута розташування звужувача потоку θ, встановленого на останньому витку спірального жолоба. Максимальну продуктивність n_{max} > 100 шт./хв отримано за режимних параметрів ω_{max} = 153 $с^{-1}$, θ_{max} = 240° та m = 10 г. Стабільна продуктивність на рівні n = 50–60 шт./хв у широкому діапазоні маси насіння в чаші m = 10–116 г та зміни кута розташування звужувача θ = 0–240° забезпечується за ω = 177 $с^{-1}$ та θ = 240°. Найбільш рівномірне дозування насіння, що відповідає мінімальному значенню коефіцієнта варіації ν, у діапазоні зміни маси насіння m = 10–116 г досягається за оптимальних режимних параметрів ω_{opt} = 177 $с^{-1}$ та θ_{opt} = 240°.

6. З метою дослідження амплітудно-частотних характеристик та параметрів спроєктованого спірального віброживильника створено дослідну установку. За результатами факторного експерименту отримано регресійні рівняння другого порядку, які характеризують залежність параметрів оптимізації – вертикальної амплітуди коливань чаші A, вертикальної віброшвидкості V та віброприскорення a – від незалежних факторів: маси насіння в чаші m та напруги живлення вібродвигуна U. Також встановлено емпіричні регресійні залежності продуктивності віброживильника n, що визначається кількістю дозованого насіння, та коефіцієнта варіації ν, який характеризує рівномірність часових інтервалів між послідовними насінинами, від маси насіння в чаші m, колової частоти обертання дебалансів

віброприводу ω та кута розташування звужувача потоку θ. Встановлено, що оптимальна швидкість транспортування насіння соняшнику забезпечується за колової частоти вимушених коливань ω = 150–170 $с^{-1}$ та вертикальної амплітуди коливань чаші A_{ver} = 0,35–0,60 мм. За результатами оптимізації конструктивно-технологічних параметрів спірального віброживильника прийнято раціональні значення ω = 177 $с^{-1}$ та θ = 240°. За цих режимних параметрів продуктивність віброживильника n змінюється в межах 11,29–52,04 шт./хв, що відповідає допустимому діапазону швидкості дозування насіння для забезпечення якісного процесу фенотипування. Коефіцієнт варіації ν, який характеризує рівномірність дозування, становить 0,21–0,45. Порівняння результатів чисельного моделювання та фізичного експерименту показало, що похибка визначення продуктивності n та коефіцієнта варіації ν не перевищує 15,3%, що підтверджує адекватність розробленої моделі та можливість використання отриманих результатів для обґрунтування режимів роботи спірального віброживильника.

7. Розрахунки техніко-економічної ефективності використання системи автоматичного фенотипування та відбору насіння соняшнику з удосконаленим блоком дозування в порівнянні з базовою конструкцією такої системи показали, що при зниженні продуктивності установки в середньому на 71,1% позитивна економічна динаміка відмічена в таких показниках як: зниження загальної потужності установки на 11,6%; малопотужність установки (100,74 Вт) і, як результат, затрати на електроенергію в структурі загальних витрат становлять лише 4,78%; зменшення трудомісткості праці оператора установки та витрат на оплату його праці на 54,17%; термін окупності при додаткових капіталовкладеннях, які становлять 20% від вартості нової установки становитиме в середньому 1,42 роки.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. USDA Foreign Agricultural Service. (2026). *Статистичні дані вирощування насіння соняшнику.* https://apps.fas.usda.gov/psdonline/app/index.html#/app/compositeViz (дата звернення: 14.01.2026).

2. Захарчук, О. В., Жемойда, В. Л., Спряжка, Р. О., & Макарчук, О. С. (2024). *Ринок сортів і насіння: Навчальний посібник*. НУБіП України. 272 с.

3. Revto, O. Y., & Naboka, V. V. (2022). Sunflower in Ukraine: Condition, problems, prospects (A review article). *Taurian Scientific Herald, 128*, 170–177. URL: https://doi.org/10.32851/2226-0099.2022.128.23 (дата звернення: 17.10.2025).

4. Держстандарт України. (1993). *ДСТУ 2240-93. Насіння сільськогосподарських культур. Сортові та посівні якості. Технічні умови*. Київ: Держстандарт України. 74 с.

5. Держстандарт України. (2002). *ДСТУ 4138-2002. Насіння сільськогосподарських культур. Методи визначення якості*. Київ: Держстандарт України. 173 с.

6. Agravery. (2024). *Виробництво насіння в Україні в 2024 році*. https://agravery.com/uk/posts/show/virobnictvo-nasinna-v-ukraini-v-2024-roci-ocinuetsa-u-500-tis-tonn (дата звернення: 17.10.2025).

7. SuperAgronom. (2024). *Рейтинг 2024 виробників насіння гібридів кукурудзи, соняшнику та сортів озимої пшениці в Україні*. https://superagronom.com/blog/1091-reyting-2024-virobniki-nasinnya-gibridi-kukurudzi-sonyashnika-ta-sorti-ozimoyi-pshenitsi-v-ukrayini (дата звернення: 17.10.2025).

8. Міністерство аграрної політики та продовольства України. (2025). *Державний реєстр сортів рослин, придатних для поширення в Україні*. https://minagro.gov.ua/file-storage/reyestr-sertifikativ-na-nasinnya-taabo-sadivnij-material (дата звернення: 17.10.2025).

9. Кабінет Міністрів України. (2024, 15 листопада). *Стратегія розвитку сільського господарства та сільських територій в Україні на період до 2030 року* (Розпорядження № 1163-р). https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/1163-2024-%D1%80#Text (дата звернення: 17.10.2025).

10. Алієв, Е. Б. (2022). *Автоматичне фенотипування насіннєвого матеріалу соняшнику: Монографія*. Аграрна наука. 104

11. Алієв, Е. Б. (2019). Економічна оцінка впровадження прецизійної технологічної лінії сепарації насіннєвого матеріалу соняшнику. *Механізація та електрифікація сільського господарства, 9*(108), 81–87.

12. Алієв, Е. Б. (2019). Розробка пристрою для автоматичного фенотипування насіннєвого матеріалу соняшнику. *Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research*, *10*(1), 11–17.

13. Aliiev, E., & Vedmedeva, K. (2025). Automated devices for quantitative phenotyping of sunflower seeds. *Техніка та енергетика (Machinery & Energetics), 16*(1), 54–64. https://doi.org/10.31548/machinery/1.2025.54.

14. Кобець, А. С., Дирда, В. І., Козуб, Ю. Г., та ін. (2013). *Підйомно-транспортні машини: Підручник*. ДЗ «ЛНУ імені Тараса Шевченка». 218с.

15. Ланець, О. С. (2018). *Основи розрахунку та конструювання вібраційних машин. Книга 1. Теорія та практика створення вібраційних машин з гармонійним рухом робочого органа: Навчальний посібник*. Видавництво Львівської політехніки. 612 с.

16. Verein Deutscher Ingenieure. (2017). *VDI 2333:2017-10. Schwingförderer für Schüttgut (Vibration conveyors for bulk material)*. Beuth Verlag. Berlin, 32.

17. Dallinger, N. (2017). *Die Diskrete Elemente Methode als Simulationsmethode in der Vibrationsfördertechnik* (Doctoral dissertation, Chemnitz University of Technology). Chemnitz, Germany. 158.

18. Jin, C., Zhou, L., Pu, Y., Zhang, C., Qi, H., & Zhao, Y. (2025). Application of deep learning for high-throughput phenotyping of seed: a review. *Artificial Intelligence Review*, *5*8(3). https://doi.org/10.1007/s10462-024-11079-5.

19. Luo, Y., Xu, S., Yuan, H., Liu, S., Xue, H., & Sun, G. (2026). *SeedStudio: a unified system for automated seed imaging and continual classification.* https://doi.org/10.2139/ssrn.5998849.

20. Jin, X., Zhao, Y., Wu, H., & Sun, T. (2022). Sunflower seeds classification based on sparse convolutional neural networks in multi-objective scene. *Scientific Reports*, *12*(1). https://doi.org/10.1038/s41598-022-23869-4.

21. Aliiev, E. (2020). Automatic Phenotyping Test of Sunflower Seeds. *Helia, 43*(72), 51–66. https://doi.org/10.1515/helia-2019-0019.

22. Pieruschka, R., & Schurr, U. (2019). Plant phenotyping: Past, present, and future. *Plant Phenomics*, 1–6. DOI: 10.34133/2019/7507131.

23. Алієв, Е. Б., & Ведмедєва, К. В. (2024). *Кількісне фенотипування генотипів соняшнику: Монографія*. ЛІРА. 204.

24. Печонка, В. С. (2023). *Розроблення і проектування вібраційного бункерного живильника* (Кваліфікаційна робота бакалавра). Львівський національний університет природокористування. 45 с.

25. Calta, J. (2024). Vibratory conveyor with elliptical oscillation is quiet and fast. *Advances in Design, Simulation and Manufacturing, 8*, 1–12. DOI: 10.13140/RG.2.2.10392.37128.

26. ROBOTERM. (2025). *Vibratory conveyor with elliptical oscillation*. URL: https://www.roboterm.cz/en/induction/elliptical-oscillation (дата звернення: 25.04.2025).

27. Rade, D., De Albuquerque, E., Figueira, L., & Carvalho, J. (2013). Piezoelectric driving of vibration conveyors: An experimental assessment. *Sensors*, *13*(7), 9174–9182. https://doi.org/10.3390/s130709174.

28. Choi, S. B., & Lee, D. H. (2004). Modal analysis and control of a bowl parts feeder activated by piezoceramic actuators. *Journal of Sound and Vibration, 275*(1–2), 452–458. https://doi.org/10.1016/j.jsv.2003.10.008.

29. Sinfonia Technology Co., Ltd. (2015). *Vibrating conveyors* [Catalog]. Sinfonia Technology Co., Ltd.

30. AViTEQ Vibrationstechnik GmbH. (2023). *Vibrating conveyors* [Catalog]. AViTEQ Vibrationstechnik GmbH.

31. Krülle, C. A., Götzendorfer, A., Grochowski, R., Rehberg, I., Rouijaa, M., & Walzel, P. (2007). Granular flow and pattern formation on a vibratory conveyor. In *Traffic and Granular Flow '05* (pp. 111–128). Springer. doi.org/10.1007/978-3-540-47641-2_9.

32. Goulden, C. H., & Mason, W. J. (1958). An electronic seed counter. *Canadian Journal of Plant Science, 38*(1), 84–87. https://doi.org/10.4141/cjps58-013.

33. Pfeuffer GmbH. *Seed counter Contador*. https://www.pfeuffer.com/product/contador (дата звернення: 3.11.2025).

34. Seedburo Equipment Company. *Seedburo 901 Count-A-Pak® carousel seed counters*. https://seedburo.com/products/3802 (дата звернення: 3.11.2025).

35. Labtron Equipment Ltd. *Automatic seed counter LASC-A10*. https://www.labtron.com/automatic-seed-counter/lasc-a10 (дата звернення: 3.11.2025).

36. DATA Technologies. *Totalize 750-2C Series*. https://www.seedcounters.com/index.php/component/content/article?id=194#common-options-to-all-models (дата звернення: 3.11.2025).

37. Agriculex Inc. *ESC-1: Electronic seed counter*. https://www.agriculex.ca/esc-1/(дата звернення: 3.11.2025).

38. Chen, H., Li, L., Zhang, W., Liu, R., & Jiang, S. (2019). A vibratory conveying method for planetary regolith: Preliminary experiment and numerical simulation. *IEEE Access*, *7*, 29386–29396. doi.org/10.1109/access.2019.2902348.

39. Hamed, Y. S., Alotaibi, H., & El-Zahar, E. R. (2020). Nonlinear vibrations analysis and dynamic responses of a vertical conveyor system controlled by a proportional derivative controller. *IEEE Access*, *8*, 119082–119093. doi.org/10.1109/access.2020.3005377.

40. Chen, H., Jiang, S., Liu, R., & Zhang, W. (2018). Particle directional conveyance under longitudinal vibration by considering the trough surface texture: Numerical simulation based on the discrete element method. *Shock and Vibration, 2018*, 1–13. doi.org/10.1155/2018/8260462.

41. Ніколайчук, І. І., Ратушняк, Г. С., & Коц, І. В. (2005). Математичне моделювання і оптимальне управління робочим процесом сушильної камери. *Вісник Вінницького політехнічного інституту*, *(6)*, 196–199.

42. Keppler, S., Bakalis, S., Leadley, C. E., & Fryer, P. J. (2016). Processing of barley grains in a continuous vibrating conveyor. *Journal of Food Engineering*, *187*, 114–123. doi.org/10.1016/j.jfoodeng.2016.04.010.

43. Keppler, S., Bakalis, S., Leadley, C. E., & Fryer, P. J. (2016). A systematic study of the residence time of flour in a vibrating apparatus used for thermal processing.

Innovative Food Science & Emerging Technologies, 33, 462–471. doi.org/10.1016/j.ifset.2015.12.003.

44. Bespalov, A., Svidrak, I., & Boiko, O. (2022). Study of the dynamic model of the oscillating system of vibratory feeders with an elliptical trajectory of the movement of the working body. *Scientific Messenger of Lviv National University of Veterinary Medicine and Biotechnologies. Series: Food Technologies, 24*(98), 76–81. doi.org/10.32718/nvlvet-f9814

45. Aliiev, E., Gavrilchenko, A., Tesliuk, H., Tolstenko, A., & Koshul'ko, V. (2019). Improvement of the sunflower seed separation process efficiency on the vibrating surface. *Acta Periodica Technologica, 50*, 12–22. DOI:10.2298/apt1950012a.

46. Schertz, C. E. (1962). *Motion of granular material on an oscillating conveyor* (Publication No. 6204183) [Doctoral dissertation, Iowa State University]. Iowa State University Digital Repository. https://doi.org/10.31274/rtd-180817-600.

47. Xing, J., Xu, L., Shi, L., Liu, W., & Gao, Z. (2016). Analysis of movement characteristics of single corn seed under circular electromagnetic vibration. *Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering*, *32*(23), 21–28. DOI:10.11975/j.issn.1002-6819.2016.23.003.

48. 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. *Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 33*(13), 32–39. DOI:10.11975/j.issn.1002-6819.2017.13.005.

49. Xiong, D., Wu, M., Xie, W., Liu, R., & Luo, H. (2021). Design and experimental study of the general mechanical pneumatic combined seed metering device. *Applied Sciences, 11*(16), Article 7223. DOI: 10.3390/app11167223.

50. Quan, L., Xi, D., Xiao, Y., Wang, J., Zhang, M., Wang, H., & Zhang, T. (2017). Parameters optimization and experiment of oriented alignment system for maize seed group based on electromagnetic vibration. *Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering*, *33*, 59–66.

51. Zhang, Y., Tang, Y., He, D., Shi, J., Hao, L., Li, J., Sun, D., Li, H., Zhang, Z., Ye, S., et al. (2024). Design and test of electromagnetic vibration type fine and small-amount

seeder for millet. *Agriculture, 14*(9), Article 1528. https://doi.org/10.3390/agriculture14091528.

52. Bandura, V., Yaroshenko, L., Fialkovska, L., Kondratyuk, D., Palamarchuk, V., & Paladiichuk, Y. (2021). Dynamics of sunflower seed movement in the vibrating tray of the infrared dryer and its influence on the drying process. *Agraarteadus, 32*(2), 204–213. DOI: 10.15159/jas.21.24.

53. Sun, S., Hu, B., Wu, X., Luo, X., & Wang, J. (2024). Research on a vibrationally tuned directional seed supply method based on ADAMS–EDEM coupling and the optimization of system parameters. *Agriculture, 14*(3), Article 433. https://doi.org/10.3390/agriculture14030433.

54. 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.

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

56. Azhar, S., & Shah, S. I. A. (2021). Modeling and analysis of a vibratory bowl feeder. In *2021 Seventh International Conference on Aerospace Science and Engineering (ICASE)* (pp. 1–13). IEEE. https://doi.org/10.1109/icase54940.2021.9904038.

57. Cieplok, G. (2024). Influence of vibratory conveyor design parameters on the trough motion and the self-synchronization of inertial vibrators. *Open Engineering*, 14*(1)*. https://doi.org/10.1515/eng-2022-0434.

58. Li, R., Zhang, X., Wang, X., Lin, D., Geng, R., & Wang, Y. (2024). Regularities of particle motion on vibrating conveyor. *Particulate Science and Technology*, 1–15. https://doi.org/10.1080/02726351.2024.2352712.

59. Vashisth, A., & Nagarajan, S. (2010). Effect on germination and early growth characteristics in sunflower (Helianthus annuus) seeds exposed to static magnetic field. *Journal of Plant Physiology, 167*(2), 149–156. https://doi.org/10.1016/j.jplph.2009.08.011

60. Zhang, X., Wang, Z., & Yi, K. (2025). Multi-objective optimization of electromagnetic vibration parameters for corn seed phenotype prediction based on deep learning. *Scientific Reports, 15*(1). https://doi.org/10.1038/s41598-025-20846-5

61. Frascio, M., Avalle, 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

62. 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), Article 2521. https://doi.org/10.3390/ma11122521

63. 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), Article 8. https://doi.org/10.2202/1556-3758.2118.

64. Aliiev, E. B. (2024). Study of the frictional properties of sunflower seed surfaces. *Scientific and Technical Bulletin of the Institute of Oilseed Crops of the National Academy of Agrarian Sciences of Ukraine, 37*, 127–138. https://doi.org/10.36710/ioc-2024-37-12.

65. 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), Article 292. https://doi.org/10.3390/agriculture15030292.

66. Іскович-Лотоцький, Р. Д., & Манжілевський, О. Д. (2022). *Обладнання автоматизованих виробництв. Частина 2. Автоматичні лінії. Гнучкі виробничі системи. Транспортно-завантажувальні пристрої: Електронний навчальний посібник комбінованого (локального та мережного) використання*. Вінницький національний технічний університет. 155 с.

67. Gupta, R. K., Das, S. K. (1997). Physical properties of sunflower seeds. *Journal of Agricultural Engineering Research, 66(1)*, 1–8. DOI 10.1006/jaer.1996.0111.

68. Johnson, K. L. (1987). *Contact Mechanics*. Cambridge University Press. (434 pp).

69. Di Renzo, A., & Di Maio, F. P. (2004). Comparison of contact-force models for the simulation of collisions in DEM-based granular flow codes. *Chemical Engineering Science, 59*(3), 525–541. https://doi.org/10.1016/j.ces.2003.09.037.

70. Hou, J., Li, J., Yao, E., Bai, J., Yang, Y. (2019). Calibration and analysis of discrete element parameters of typical Castor. *Journal of Shenyang Agricultural University, 50(5)*, 565–575.

71. Nam, L. G., Mui, N. V., & Tu, D. A. (2019). A method to design vibratory bowl feeder by using FEM modal analysis. *Vietnam Journal of Science and Technology, 57*(1), 102–111. https://doi.org/10.15625/2525-2518/57/1/12859.

72. Zhao, Y. J., Huang, F. S., & Zhao, Z. L. (2013). Dynamic analysis on vertical vibratory conveyor. *Advanced Materials Research, 694–697*, 3–6. doi.org/10.4028/www.scientific.net/amr.694-697.3.

73. 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.

74. Cujbescu, D., Nenciu, F., Persu, C., Găgeanu, I., Gabriel, G., Vlăduț, N.-V., Matache, M., Voicea, I., Pruteanu, A., Bularda, M., Paraschiv, G., & Boruz, S. P. (2023). Evaluation of an optical sorter effectiveness in separating maize seeds intended for sowing. *Applied Sciences, 13*(15), Article 8892. https://doi.org/10.3390/app13158892.

75. Aliiev, E. B. (2023). The prospects of quantitative phenotyping of oilseed crops. *Agrology*, *6*(3), 49–59. https://doi.org/10.32819/021109.

76. Liu, F., Yang, R., Chen, R., Guindo, M. L., He, Y., Zhou, J., Lu, X., Chen, M., Yang, Y., & Kong, W. (2024). Digital techniques and trends for seed phenotyping using optical sensors. *Journal of Advanced Research, 63*, 1–16. https://doi.org/10.1016/j.jare.2023.11.010

77. 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/ujmems2020.02.034.

78. Gregg, B. (2017). Vibrating conveyor characteristics. *Improving Seed Conditioning*, 67–72. https://doi.org/10.1201/9781315390468-18.

79. Bauomy, H. S., & EL-Sayed, A. T. (2018). Vibration performance of a vertical conveyor system under two simultaneous resonances. *Archive of Applied Mechanics, 88*(8), 1349–1368. https://doi.org/10.1007/s00419-018-1375-9.

80. 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.

81. 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.

82. Shevchenko, I., Aliiev, E., Viselga, G., & Kaminski, J. R. (2021). Modeling separation process for sunflower seed mixture on vibro-pneumatic separators. *Mechanika, 27*(4), 311–320. https://doi.org/10.5755/j02.mech.27647.

83. Vrublevskyi, I. (2021). Vibratory conveying by harmonic longitudinal and polyharmonic normal vibrations of inclined conveying track. *Journal of Vibration and Acoustics, 144*(1), Article 011008. https://doi.org/10.1115/1.4051228.

84. Atif, M., Mansoor, M. I., & Mumtaz, F. (2022). Vertical conveyor system. *6th Smart Cities Symposium (SCS 2022)*, 107–113. https://doi.org/10.1049/icp.2023.0357.

85. Nguyen, V.-M., Hoang, A.-T., Nguyen, H.-M., & Nguyen, D.-T. (2020). A method of validating and verifying the digital model of the vibratory bowl feeder. *International Journal of Scientific Engineering and Science, 4*(4), 18–23. DOI: 10.5281/zenodo.3782378.

86. Han, L., & Gao, J. X. (2010). A study on the modelling and simulation of part motion in vibratory feeding. *Applied Mechanics and Materials, 34–35*, 2006–2010. https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/amm.34-35.2006.

87. Aliiev, E. (2023). *Numerical simulation of agricultural production processes: textbook.* Kyiv: Agrarna nauka, 340 c. https://doi.org/10.31073/978-966-540-584-9.

88. Chougule, S. M., Murali, G., & Kurhade, A. S. (2025). Dynamic simulation and performance evaluation of vibratory bowl feeders integrated with paddle shaft mechanisms. *Advances in Science and Technology Research Journal*, *19*(7), 179–196. https://doi.org/10.12913/22998624/203873.

89. Vilán Vilán, J. A., Segade Robleda, A., García Nieto, P. J., & Casqueiro Placer, C. (2009). Approximation to the dynamics of transported parts in a vibratory bowl feeder. *Mechanism and Machine Theory*, *44*(12), 2217–2235. https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2009.07.004.

90. Su, J., Tong, J., & Shen, Y. (2019). Analysis of amplitude-frequency characteristics of spiral vibrating feeder system. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 612*(3), Article 032155. https://doi.org/10.1088/1757-899x/612/3/032155.

91. Shelot, S. R., Dhande, K. K., Jamadar, N. I., & Singh, V. (2014). Modal and harmonic analysis in a stepped vibratory bowl feeder. *International Journal of Engineering Research & Technology (IJERT), 3*(7), 121–130. DOI : 10.17577/IJERTV3IS070126.

92. Czubak, P., & Klemiato, M. (2025). Analysis of the transport capabilities of an energy-efficient resonant vibratory conveyor of classical construction. *Energies, 18*(10), Article 2500. https://doi.org/10.3390/en18102500.

93. Mathiesen, S., & Ellekilde, L.-P. (2016). Configuration and validation of dynamic simulation for design of vibratory bowl feeders. In *2016 12th IEEE International Conference on Control and Automation (ICCA)* (pp. 485–492). IEEE. https://doi.org/10.1109/icca.2016.7505324.

94. Карташов, М.В. (2008). *Імовірність, процеси, статистика : посібник.* Київ: Видавничо-поліграфічний центр «Київський університет». 494 с.

95. Карташов, М.В. (2004). *Теорія ймовірностей та математична статистика*. ТВіМС.

96. Кисельов, О. В., Комарова, І. Б., Мілько, Д. О., & Бакарджиєв, Р. О. (2017). *Статистична обробка і оформлення результатів експериментальних досліджень (із досвіду написання дисертаційних робіт): Навчальний посібник* (Д. О. Мілько, Ред.). Інститут механізації тваринництва НААН. Запоріжжя: СТАТУС. 1181 с.

97. Шейко, В. М., & Кушнаренко, Н. М. (2004). *Організація та методика науково-дослідницької діяльності : підручник*. Київ : Знання. 307 с.

98. Вашків, П. Г., Пастер, П. І., Сторожук, В. П., & Ткач, Є. І. (2001). *Теорія статистики: навч. посіб.* Київ: Либідь. 320 с.

99. Горбатенко, І.Ю. (2001). *Основи наукових досліджень.* Київ : Вища школа. 92 с.

100. Дубовой, В. М., Квєтний, Р. Н., Михальов, О. І., & Усов, А. В. (2017). *Моделювання та оптимізація систем: підручник.* Вінниця: ПП «ТДЕ-дельвейс». 804 с. ISBN 978-617-7237-23-4.

101. Фетісов, В.С. (2011). *Математичні та статистичні пакети.* Ніжин : Видавець ПП Лисенко М.М. 324 с.

102. Царенко, О. М., Злобін, Ю. А., Скляр, В. Г., & Панченко, С. М.. (2000). *Комп'ютерні методи в сільському господарстві та біології: навч. посіб.* Суми: Університетська книга. 203 с.

103. Ушкаренко, Е. О., Нікішенко, В. Л., Голобородько, С. П., & Коковіхін, С. В. (2008). *Дисперсійний і кореляційний аналіз у землеробстві та рослинництві: навч. посіб.* Херсон: Айлант. 272 с.

104. Єщенко, В. О., Копитко, П. Г., Костогриз, П. В., & Опришко, В. П. (2014). *Основи наукових досліджень в агрономії: підручник; за ред. В. О. Єщенка.* Вінниця: ПП «ТД «Едельвейс і К». 332 с.

105. Лисенко, О. І., Тачиніна, О. М., & Алєксєєва, І. В. (2017). *Математичні методи моделювання та оптимізації. Частина 1. Математичне програмування та дослідження операцій : підручник.* Київ : НАУ. 212 с.

106. Распопова, В.Б. (2016). *Розробка моделей та методів аналізу складних систем засобами комп'ютерної математики.* Київ : НУЦПІ НАНУ. 122 с.

107. Прилуцький, Ю. І., Ільченко, О. В., Цимбалюк, О. В., & Костерін, С. О. (2017). *Статистичні методи в біології: підручник.* Київ. «Наукова думка». 216 с.

108. Peck, R., Olsen, C., & Devore, J. L. (2011). *Introduction to statistics and data analysis* (3rd ed.). Brooks/Cole. 885 p.

109. Seltman, H. J. (2018). *Experimental design and analysis*. College of Humanities and Social Sciences, Carnegie Mellon University. 428 p.

110. de Smith, M. J. (2021). *Statistical analysis handbook: A comprehensive handbook of statistical concepts, techniques and software tools*. The Winchelsea Press. 99 p.

111. Армашов, Ю. В., & Охмат, П. К. (2002). *Випробування сільськогосподарської техніки на надійність: Навчальний посібник.* ДДАЕУ. Дніпропетровськ. 219 с.

112. Статюха, Г. О., Складанний, Д. М., & Бондаренко, О. С. (Уклад.). (2011). *Вступ до планування оптимального експерименту: Навчальний посібник*. Політехніка. 117 с.

113. Журахівський, А.В., Варецький, Ю.В., & Бахор, З.М. (2000). *Основи наукових досліджень та технічної творчості: навч. посібник.* Видавництво Приазовського державного технічного університету. 138 с.

114. Шейко, В. М., & Кушнаренко, Н. М. (2002). *Організація та методика науково-дослідної роботи*. Техніка. 362 с.

115. Sawyer, S. F. (2009). Analysis of variance: The fundamental concepts. *Journal of Manual & Manipulative Therapy, 17*(2), 27E–38E. https://doi.org/10.1179/jmt.2009.17.2.27e.

116. Pierce, C. A., Block, R. A., & Aguinis, H. (2004). Cautionary note on reporting eta-squared values from multifactor ANOVA designs. *Educational and Psychological Measurement, 64*(6), 916–924.

117. Thango, B. A. (2022). Application of the analysis of variance (ANOVA) in the interpretation of power transformer faults. *Energies, 15*(19), Article 7224. https://doi.org/10.3390/en15197224.

118. Бакарджиєв, Р. О., Комаров, А. О. (2015). Попередня оцінка і обробка даних при регресійному аналізі. *Збірник наукових праць КНТУ. Техніка в с-г виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. 28*. 255–260.

119. Heyman J., Mettra F., Ma H.B., Ancey C. (2013) Statistics of bedload transport over steep slopes: Separation of time scales and collective motion. *Geophysical Research Letters, 40*(1), 128–133. DOI: 10.1029/2012GL054280.

120. Montgomery, D. C. (2020). *Design and analysis of experiments* (10th ed.). John Wiley & Sons.

121. Box, G. E. P., Hunter, J. S., & Hunter, W. G. (2005). *Statistics for experimenters: Design, innovation, and discovery* (2nd ed.). Wiley.

122. Field, A. (2018). *Discovering statistics using IBM SPSS Statistics* (5th ed.). Sage Publications.

123. Wasserstein, R. L., Schirm, A. L., & Lazar, N. A. (2019). Moving to a world beyond "p < 0.05". *The American Statistician, 73*(1), 1–19. https://doi.org/10.1080/00031305.2019.1583913.

124. Володарський, Є. Т., & Кошева, Л. О. (2008). *Статистична обробка даних: навчальний посібник.* Київ: НАУ. 308 с.

125. Єременко, В. С., Куц, Ю. В., Мокійчук, В. М., & Самойліченко, О. В. (2013). *Статистичний аналіз даних вимірювань: навчальний посібник.* Київ: НАУ. 320 с.

126. Горват, А. А., Молнар, О. О., & Мінькович, В. В. (2019). *Методи обробки експериментальних даних з використанням MS Excel: навчальний посібник.* Ужгород: Говерла. 182 с.

127. Ашанін, В. С., Жерновнікова, Я. В., & Пятисоцька, С. С. (2024). *Комп'ютерна обробка даних експериментальних досліджень: навчальний посібник.* Харків: ХДАФК.

128. Крот, О. Ю., Коробко, Б. О., & Крот, О. П. (2024). *Експериментальні методи досліджень: навчальний посібник.* Полтава: Полтавська політехніка.

129. Держспоживстандарт України. (2005). *ДСТУ 4397-2005. Сільськогосподарська техніка. Методи економічного оцінювання техніки на етапі випробування*. Держспоживстандарт України.18 с.

130. Міністерство аграрної політики України. (1995). *ГСТУ 3-37-4-94. Трактори та машини сільськогосподарські. Методи економічної оцінки*. Міністерство аграрної політики України.

131. Данильченко, М. Г., Гладич, Б. Б., Гевко, Р. Б., & Ткаченко, І. Г. (2001). *Експертно-аналітична оцінка технологічних і економічних показників сільськогосподарської техніки*. Економічна думка. 60 с.

132. Завгородній, О. І., Левкін, Д. А., Котко, Я. М., & Левкін, А. В. (2021). Економіко-математичне моделювання прогнозування ймовірних ризиків технологічних процесів. *Вчені записки Таврійського національного університету імені В. І. Вернадського. Серія: Технічні науки, 32*(71, 4), 66–70. DOI: 10.32838/2663-5941/2021.4/10

133. Aliiev, E., Bezverkhnii, P., Dudin, V., & Aliieva, O. (2024). Results of experimental studies on the improved seed delivery system of a pneumatic precision seeder. *Техніка, енергетика, транспорт АПК. 2* (125): 7–15. DOI: 10.37128/2520-6168-2024-2-1.

134. Алієв, Е.Б., Лупко, К. О. (2023). Результати експериментальних досліджень селекційно-насінницького трієра. *Центральноукраїнський науковий вісник. Технічні науки. 7* (38, ч.II), 67–74. DOI: 10.32515/2664- 262X.2023.7(38).2.67-74.

135. Лупко К. О. (2021). Сепарація насіннєвого матеріалу олійних культур на трієрах. Олійні культури: сьогодення та перспективи. У *Збірник тез Міжнародної наукової інтернет-конференції*. (с.108–109).

136. Алієв, Е. Б., & Лупко, К. О. (2022). Результати симуляції процесу сепарації насіннєвого матеріалу дрібнонасіннєвих культур на циліндричному чарунковому трієрі при змінній частоті обертання. У *Матеріали науково-практичної інтернет-конференції «Сучасні напрями та досягнення селекції і насінництва сільськогосподарських культур»* (с. 135–137).

137. Алієв, Е. Б., & Лупко, К. О. (2023). Методика симуляції процесу сепарації насіннєвого матеріалу дрібнонасіннєвих культур на циліндричному чарунковому трієрі. *Вібрації в техніці та технологіях, 1*(108), 36–44. https://doi.org/10.37128/2306-8744-2023-1-4.

138. Aliiev, E., Lupko, K., & Kobets, O. (2023). Development of adaptive seed separation trier for small-seeded crops. *Bulletin of the Transilvania University of Braşov. Series II: Forestry, Wood Industry, Agricultural Food Engineering, 16*(65), Issue 1, 103–126. DOI: 10.31926/but.fwiafe.2023.16.65.1.8.

139. Тригуба, А. М. (2018). *Методичні основи оцінювання ефективності інженерно-технічних рішень в агропромисловому виробництві*. Львівський національний аграрний університет.

140. Український науково-дослідний інститут прогнозування та випробування техніки і технологій для сільськогосподарського виробництва імені Л. Погорілого. (2018). *Методичні рекомендації щодо визначення економічної ефективності нової сільськогосподарської техніки*. УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого.

141. Погорілий, В. Ф. (2007). *Випробування сільськогосподарської техніки: Теорія і практика*. Український науково-дослідний інститут прогнозування та випробування техніки і технологій для сільськогосподарського виробництва імені Л. Погорілого.

142. Сало, Я. М., & Тригуба, А. М. (2016). *Економічне обґрунтування інженерних рішень у сільському господарстві*. Львівський національний аграрний університет.

143. Герасимчук, З. В., & Вахович, І. М. (2007). *Економічна ефективність інновацій*. Надстир'я.

144. Алієв, Е. Б., & Черній, О. А. (2025). Аналіз віброживильників для транспортування та дозування насіння в системі їх автоматичного фенотипування. *Центральноукраїнський науковий вісник. Технічні науки, 12*(43, ч. I), 147–163. https://doi.org/10.32515/2664-262X.2025.12(43).1.147-163.

145. Алієв, Е. Б., & Черній, О. А. (2025). Аналітичне обґрунтування конструктивних і режимних параметрів спірального віброживильника для дозування поодинокого насіння соняшнику. *Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин, 55*, 63–79. https://doi.org/10.32515/2414-3820.2025.55.63-79.

146. Алієв, Е. Б., & Черній, О. А. (2025). Аналітичне дослідження взаємодії кута підйому лотка чаші спірального віброживильника для дозування поодинокого насіння соняшнику з його конструктивно-технологічними і режимними параметрами. *Вібрації в техніці та технологіях, 4*(119), 13–27. DOI: 10.37128/2306-8744-2025-4-2

147. Алієв, Е. Б., & Черній, О. А. (2026). Експериментальні дослідження спірального віброживильника для дозування поодинокого насіння соняшнику. *Центральноукраїнський науковий вісник. Технічні науки, 13*(44), 140–150. https://doi.org/10.32515/2664-262X.2026.13(44).140-150

148. Алієв, Е. Б., Черній, О. А., & Калганков, Є. В. (2026). *Спіральний віброживильник* (Патент України № 162537; МПК B65G 27/00, B65G 27/02). Український національний офіс інтелектуальної власності та інновацій. Заявка № u202504740, заявл. 29.09.2025 р. Опубл. 01.04.2026, бюл. № 13.

149. Алієв, Е. Б., & Черній, О. А. (2025). Розробка модуля для визначення морфологічних властивостей насіння соняшнику. У *Олійні культури: сьогодення та*

перспективи: Збірник тез Міжнародної наукової інтернет-конференції (с. 135–136). Інститут олійних культур НААН.

150. Черній, О. А. (2025). Використання віброживильників в лініях фенотипування насіння сільськогосподарських культур. У *Збірник тез доповідей XI Міжнародної науково-практичної конференції «Перспективи і тенденції розвитку конструкцій та технічного сервісу сільськогосподарських машин і знарядь»* (с. 203–204). Видавничий центр Житомирського агротехнічного фахового коледжу.

151. Aliiev, E., & Chernii, O. , (2025). Research into the use of spiral vibratory feeders for seed dosing in automatic phenotyping systems. У *Збірник тез доповідей XXVI Міжнародної наукової конференції "Сучасні проблеми землеробської механіки"* (с. 90–94), Національний університет біоресурсів і природокористування України.

152. Черній, О. А. (2025). Актуальність впровадження та розробки систем автоматичного фенотипування насіння соняшнику. У *Матеріали VII Міжнародної науково-практичної конференції «Технічне забезпечення інноваційних технологій в агропромисловому комплексі»* (с. 1–6). Таврійський державний агротехнологічний університет.

153. Черній, О. А. (2025). Огляд існуючих конструкцій приладів обліку та дозування насіння сільськогосподарських культур. У *Інжиніринг технологій і технічних систем агропромислового комплексу: Збірник тез IV Всеукраїнської науково-практичної конференції молодих вчених* (Ч. 1, с. 6–11). Дніпровський державний аграрно-економічний університет.

154. Черній, О. А. (2026). Оптимізація режимів роботи спірального віброживильника для поодинокого дозування насіння соняшнику в автоматизованих системах фенотипування. У *Тези XXIII Міжнародної науково-технічної конференції «Потураївські читання»* (с. 92–94). Національний технічний університет «Дніпровська політехніка».

155. Черній, О. А. (2026). Методика проєктування та виготовлення спірального вібраційного живильника для дозування поодинокого насіння соняшнику. У *Матеріали Всеукраїнської науково-практичної конференції імені В. А. Дідура «Науково-практичні аспекти сталого розвитку малотоннажних підприємств агропромислового виробництва»* (с. 35–37). Уманський національний університет.

156. Алієв, Е.Б., & Черній, О.А. (2026). Чисельне моделювання спірального віброживильника для дозування поодинокого насіння соняшнику. *Механіка та автоматика агропромислового виробництва, 8* (122), 64–77. DOI: https://doi.org/10.37204/2786-7765-2026-8-7

157. OpenAI. (2026). *ChatGPT (GPT-5.2)* [Large language model]. https://chatgpt.com/(дата звернення: 24.09.2026).

ДОДАТКИ

Додаток А



УКРАЇНА

ПАТЕНТ

НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

№ 162537

СПІРАЛЬНИЙ ВІБРОЖИВИЛЬНИК

Видано відповідно до Закону України "Про охорону прав на винаходи і корисні моделі".

Зареєстровано в Державному реєстрі України корисних моделей **01.04.2026.**

Директор
Державної організації «Український національний офіс інтелектуальної власності та інновацій» О.П. Орлюк

УКРНОІВІ

УКРАЇНА

(19) UA (11) 162537 (13) U

(51) МПК (2026.01)
B65G 27/00
B65G 27/02 (2006.01)

НАЦІОНАЛЬНИЙ ОРГАН ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ ВЛАСНОСТІ ДЕРЖАВНА ОРГАНІЗАЦІЯ "УКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ОФІС ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ ВЛАСНОСТІ ТА ІННОВАЦІЙ"

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

(21) Номер заявки: **u 2025 04740**

(22) Дата подання заявки: **29.09.2025**

(24) Дата, з якої є чинними права інтелектуальної власності: **02.04.2026**

(46) Публікація відомостей про державну реєстрацію: **01.04.2026, Бюл.№ 13**

(72) Винахідник(и):
Алієв Ельчин Бахтияр огли (UA),
Черній Олександр Анатолійович (UA),
Калганков Євген Васильович (UA)

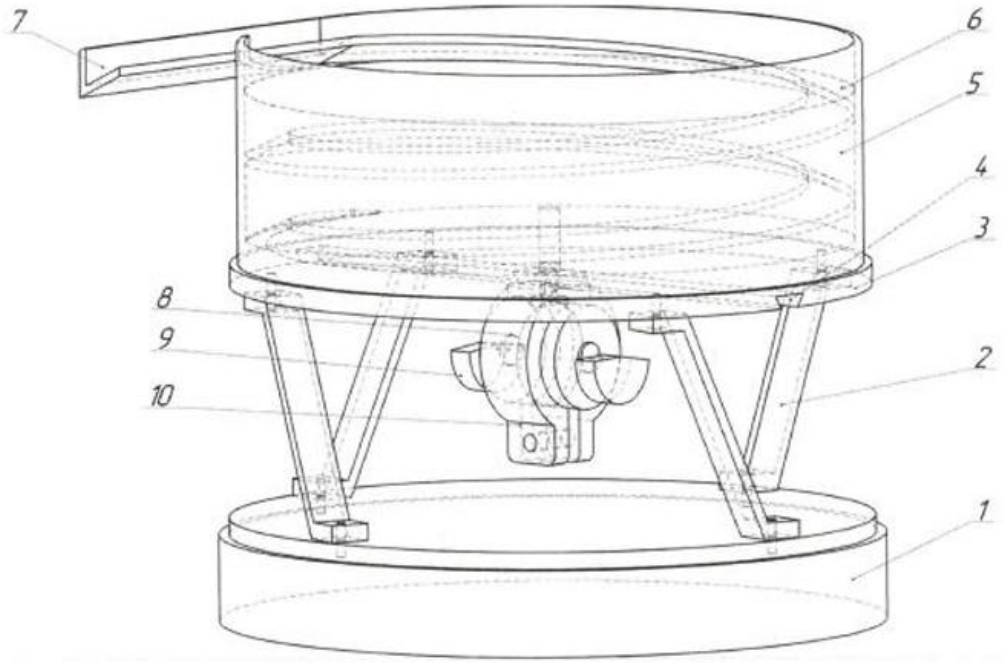
(73) Володілець (володільці):
Алієв Ельчин Бахтияр огли,
вул. Набережна Перемоги, 104, кв. 45, м. Дніпро, 49094 (UA),
Черній Олександр Анатолійович,
вул. Набережна Перемоги, 44/4, кв. 235, м. Дніпро, 49094 (UA),
Калганков Євген Васильович,
вул. Дмитра Скоробогатова, 7, кв. 83, м. Дніпро, 49006 (UA)

(54) СПІРАЛЬНИЙ ВІБРОЖИВИЛЬНИК

(57) Реферат:

Спіральний віброживильник містить основу, чашу з бічною стінкою та спіральною доріжкою вздовж внутрішньої окружності, пружні елементи між основою і чашею, завантажувальну зону та вивантажувальну ділянку, а також збуджувач коливань. Збуджувач коливань виконаний у вигляді двомасової інерційної системи з дебалансним віброзбуджувачем. При цьому вивантажувальна ділянка чаші виконана з формувальною щілиною для поштучної подачі насіння, а в основі виконаний паз типу "ластівчин хвіст" для зміни положення клеми кріплення електродвигуна.

UA 162537 U


7
6
5
4
3
8
9
10
2
1

Корисна модель належить до піднімально-транспортних машин безперервної дії, зокрема до вібраційних живильників (конвеєрів) спірального типу. Пристрій призначений переважно для поодинокого дозованого транспортування насіння на селекційних станціях та у насіннєвих лабораторіях з подальшим викладенням насінин на стрічковий конвеєр із заданим кроком для їх підрахунку чи фенотипування. Також може застосовуватися у машинобудуванні, гірничій, харчовій та переробній промисловості.

Відомий гвинтовий вібраційний конвеєр, який виконано у вигляді основи, циліндричного каркаса, спірального жолоба, вібратора, приводу, завантажувального і вивантажувального лотків [Іванченко, Ф. (1993). Підйомно-транспортні машини. Вища школа].

Основний недолік конвеєра - обмежені технологічні можливості через неможливість регулювання величини кроку спірального жолоба і низька продуктивність роботи.

Найбільш близьким за технічною суттю та результатом є - вібраційний чашовий живильник (US 10,239,698 B1, B65G 27/02, B65G 27/26, B65G 47/14), що містить основу, чашу з бічною стінкою та спіральною доріжкою вздовж внутрішньої окружності, пружні елементи між основою і чашею та збуджувач коливань електромагнітного типу. Пристрій призначений для орієнтування і подачі промислових виробів (болти, гайки тощо) у машини контролю та сортування.

Основними недоліками такого рішення є обмежені технологічні можливості через роботу електромагнітного збуджувача переважно в дорезонансних режимах, залежність тягової сили від повітряного зазору, чутливість до коливань напруги струму живлення та ускладнення пружної системи, режим роботи, оптимізовано під металеві деталі, не забезпечує належної делікатності обробки насіння та може підвищувати ризик виникнення мікропошкоджень при інтенсивних ударних режимах; жорсткий режим роботи може травмувати насіння.

Технічною задачею, що вирішується корисною моделлю, що заявляється, є забезпечення дозованого (крокового) транспортування насіння з рівномірним підйомом по спіральній доріжці чаші та подальшим його викладенням на стрічковий конвеєр із заданим кроком, із одночасним зниженням травмування і підвищенням стабільності роботи живильника.

Цей технічний результат досягається тим, що збуджувач коливань виконаний у вигляді двомасової інерційної системи з дебалансним віброзбуджувачем, яка формує керовану просторову (еліптичну) траєкторію коливань чаші.

Загальними ознаками продукту, що заявляється, є основа, чаша з бічною стінкою та спіральною доріжкою вздовж внутрішньої окружності, пружні елементи між основою і чашею, завантажувальна зона та вивантажувальна ділянка, а також збуджувач коливань.

Відмінними ознаками продукту, що заявляється, є те, що збуджувач коливань виконаний у вигляді двомасової інерційної системи з дебалансним віброзбуджувачем, при цьому вивантажувальна ділянка чаші виконана з формувальною щілиною, а в основі виконаний паз типу "ластівчин хвіст" для зміни положення клеми кріплення електродвигуна.

За наявними у авторів відомостями сукупність ознак, що заявляються і характеризують суть корисної моделі, не відома на даному рівні техніки.

Суть корисної моделі, що заявляється, не випливає явно з відомого авторам рівня техніки. Сукупність ознак, що характеризують відомі рішення, не забезпечують досягнення нових результатів і тільки наявність перерахованих вище відмінних ознак забезпечує одержання нового, більш високого технічного результату.

Суть корисної моделі пояснюється графічно, де на кресленні зображено: 1 - основа, 2 - пластинчасті похилі пружні елементи, 3 - пластина, 4 - паз типу "ластохвіст", 5 - чаша, 6 - спіральна доріжка, 7 - вивантажувальна ділянка чаші, 8 - електродвигун, 9 - дебаланси, 10 - клема.

Спіральний віброживильник працює наступним чином. Віброживильник встановлюється на поверхню столу основою 1, яка являється реактивною масою, до якої приєднані чотири похилі пластинчасті пружні елементи 2. Верхнім своїм кінцем пружні елементи закріплені на пластині 3, що має паз з поперечним перерізом типу "ластівчин хвіст" 4. Циліндрична чаша бункера 5 має всередині спіральну доріжку 6, по доріжках якої під дією вібрації рухатиметься потік насіння. Видача поодинокого насіння з чаші проводиться через вивантажувальну ділянку чаші 7. Збурюючу силу генерує електродвигун 8, що кріпиться до центра пластини 3. На вихідних кінцях вала електродвигуна 8 встановлені два дебаланси 9, що мають однакове положення. Електродвигун 8 з дебалансами 9 кріпиться до пластини 3 за допомогою клеми 10.

Дослідник-селекціонер формує наважку насіння та засипає його в чашу 5 віброживильника. Вмикається електродвигун 8 і працює на певних режимах роботи. Збуджуюча сила віброприводу передається на чашу 5, яка за рахунок закріплення на похилих пружних елементах 2 починає вібрувати по спіральній траєкторії. Насінини під дією кругової вібрації та конусності днища чаші 5, переміщуючись до внутрішніх вертикальних стінок бункера,

потрапляють на спіральну доріжку 6 та поступово рухаються по ній вгору, формуючи рівномірний потік. Піднявшись вгору, насіння потрапляє на горизонтально розташовану вивантажувальну ділянку чаші 7. Остаточно формуючись в задану рівномірність потоку та орієнтацію, насінини подаються на подальшу обробку.

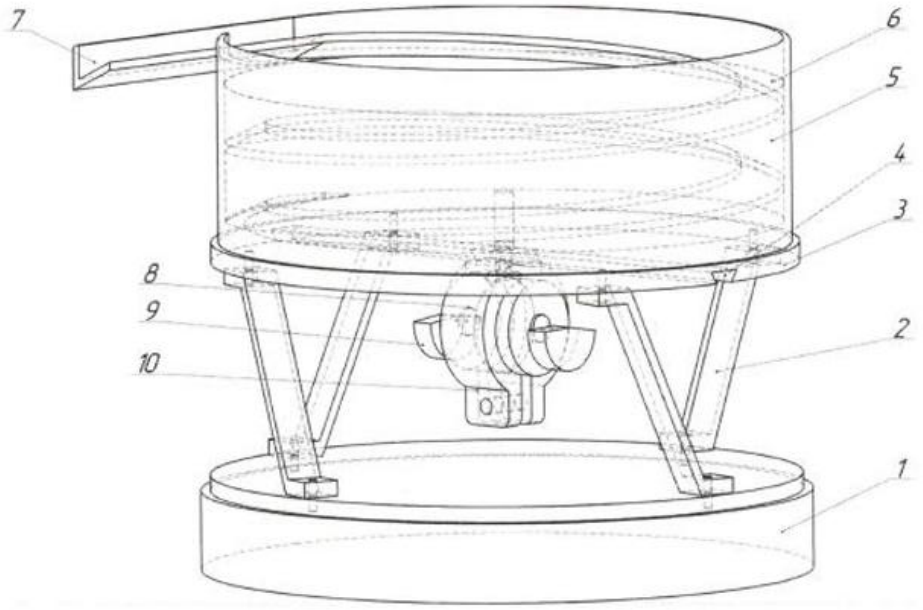
Оскільки насіння сільськогосподарських культур характеризується великою варіативністю розмірів та асиметричністю форм, то потрібно налаштовувати на оптимальні режими руху насіння по спіральних доріжках 6 віброживильника. Змінюючи параметри струму, що живить електродвигун 8, можна проводити підбір частоти обертання його ротора, а отже, й частоти дії збурюючої сили від руху дебалансів 9. Також можна регулювати швидкість потоку насіння, синхронізуючи її з швидкістю руху стрічкового конвеєра, на який воно подається.

Запропонована конструктивно-технологічна схема спірального віброживильника надасть змогу створювати рівномірний регульований потік насіння, уникнення його мікропошкоджень, зменшити собівартість виготовлення віброживильника та його експлуатаційні витрати.

Запропонована корисна модель може бути багаторазово відтворена і використана у вигляді спірального віброживильника.

ФОРМУЛА КОРИСНОЇ МОДЕЛІ

Спіральний віброживильник, що містить основу, чашу з бічною стінкою та спіральною доріжкою вздовж внутрішньої окружності, пружні елементи між основою і чашею, завантажувальну зону та вивантажувальну ділянку, а також збуджувач коливань, який **відрізняється** тим, що збуджувач коливань виконаний у вигляді двомасової інерційної системи з дебалансним віброзбуджувачем, при цьому вивантажувальна ділянка чаші виконана з формувальною щілиною для поштучної подачі насіння, а в основі виконаний паз типу "ластівчин хвіст" для зміни положення клеми кріплення електродвигуна.



Комп'ютерна верстка І. Скворцова

ДО "Український національний офіс інтелектуальної власності та інновацій", вул. Дмитра Годзенка, 1, м. Київ – 42, 01601

Додаток Б

План-матриця та результати факторного експерименту при чисельному моделюванні руху DEM моделі насіння соняшнику по вібруючому лотку

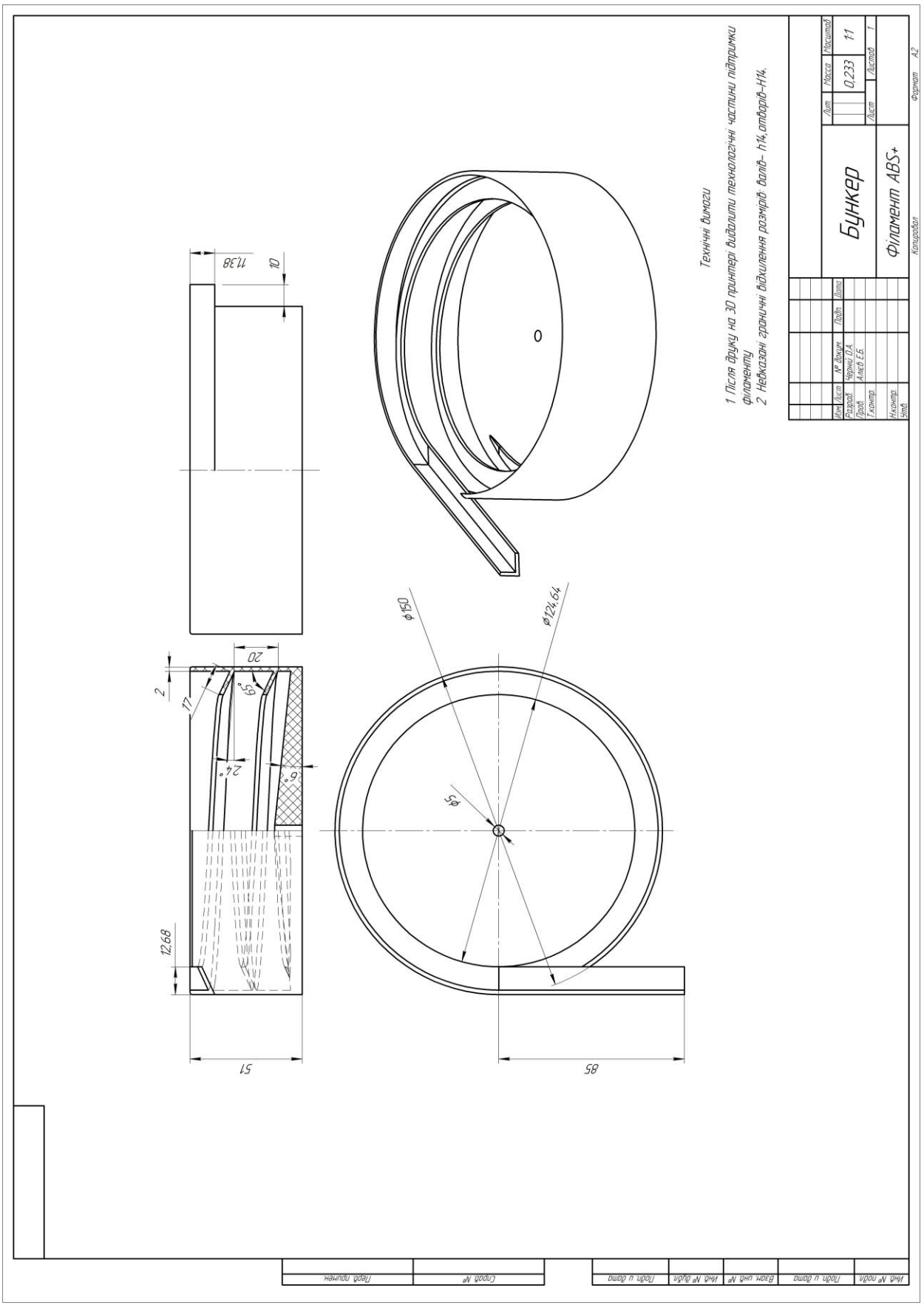
№	δ, °	α, °	ψ, °	x_1	x_2	x_3	V, м/с	$V_{теор}$, м/с
1	10	0	0	-1	-1	-1	-1,255	0,027
2	10	0	20	-1	-1	0	28,67	24,31
3	10	0	40	-1	-1	1	48,83	48,58
4	10	5	0	-1	0	-1	-64,06	-59,40
5	10	5	20	-1	0	0	-35,80	-30,68
6	10	5	40	-1	0	1	0,54	-1,96
7	10	10	0	-1	1	-1	-109,08	-101,09
8	10	10	20	-1	1	0	-89,0	-85,67
9	10	10	40	-1	1	1	-49,42	-52,50
10	25	0	0	0	-1	-1	-0,39	-2,31
11	25	0	20	0	-1	0	33,80	26,56
12	25	0	40	0	-1	1	57,15	55,43
13	25	5	0	0	0	-1	-50,11	-48,27
14	25	5	20	0	0	0	-15,39	-14,96
15	25	5	40	0	0	1	17,37	18,35
16	25	10	0	0	1	-1	-90,80	-94,26
17	25	10	20	0	1	0	-62,32	-56,50
18	25	10	40	0	1	1	-18,13	-18,73
19	40	0	0	1	-1	-1	1,38	5,20
20	40	0	20	1	-1	0	47,15	38,70
21	40	0	40	1	-1	1	62,69	71,79
22	40	5	0	1	0	-1	-26,24	-27,26
23	40	5	20	1	0	0	17,19	19,24
24	40	5	40	1	0	1	50,02	48,53
25	40	10	0	1	1	-1	-59,98	-59,79
26	40	10	20	1	1	0	-21,76	-17,43
27	40	10	40	1	1	1	31,38	42,18

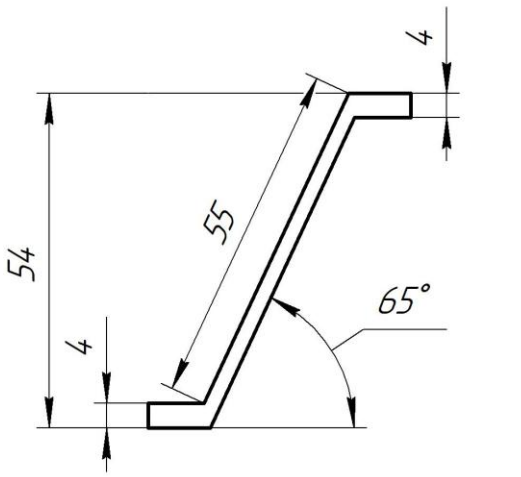
Код програми в Wolfram Cloud для визначення рівняння регресії швидкості руху насіння V по відбуючому лотку

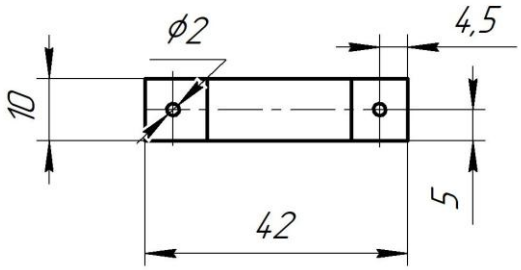
```
MV={{-1,-1,-1,-1.255},{-1,-1,0,28.67},{-1,-1,1,48.83},{-1,0,-1,-64.06},{-
1,0,0,-35.8},{-1,0,1,0.54},{-1,1,-1,-109.075},{-1,1,0,-89},{-1,1,1,-49.415},{0,-1,-
1,-0.395},{0,-1,0,33.795},{0,-1,1,57.15},{0,0,-1,-50.105},{0,0,0,
15.385},{0,0,1,17.37},{0,1,-1,-90.79},{0,1,0,-62.315},{0,1,1,-18.83},{1,-1,-
1,1.375},{1,-1,0,47.145},{1,-1,1,62.69},{1,0,-1,-
26.235},{1,0,0,17.19},{1,0,1,50.015},{1,1,-1,-59.98},{1,1,0,-
21.76},{1,1,1,31.375}};
nlmV=NonlinearModelFit[MV,a00+a10 *x1+a20 * x2+a30 * x3+a12*
x1*x2+a13* x1*x3+a23* x2*x3+a11* x1^2+a22 *x2^2+a33
*x3^2,{a00,a10,a20,a30,a12, a13,a23,a11,a22,a33},{x1,x2,x3}];
Normal[nlmV]
nlmV["ParameterTable"]
nlmV["ANOVATable"]
nlmV["FitCurvatureTable"]
ZV[x1_,x2_,x3_]:=-
14.955370370370357`+20.68777777777778`x1+5.014444444444441`x1^2-
41.54416666666665` x2+13.513333333333327` x1 x2+33.346944444444446`
x3+4.547916666666688` x1 x3+4.502500000000011` x2 x3
x10=25;
dx1=15;
x20=5;
dx2=5;
x30=20;
dx3=20;
RV[\[Delta]_,\[Alpha]_,\[Beta]_]:=ZV[(\[Delta]-x10)/dx1,(\[Alpha]-
x20)/dx2,(\[Beta]-x30)/dx3]
Expand[RV[\[Delta],\[Alpha],\[Beta]]]
"min"
FindMinimum[{RV[\[Delta],\[Alpha],\[Beta]],x10-
dx1<=\[Delta]<=x10+dx1,x20-dx2<=\[Alpha]<=x20+dx2,x30-
dx3<=\[Beta]<=x30+dx3},{\[Delta],x10-0 dx1},{\[Alpha],x20-0
dx2},{\[Beta],x30-0 dx3}]
"max"
FindMaximum[{RV[\[Delta],\[Alpha],\[Beta]],x10-
dx1<=\[Delta]<=x10+dx1,x20-dx2<=\[Alpha]<=x20+dx2,x30-
dx3<=\[Beta]<=x30+dx3},{\[Delta],x10-0 dx1},{\[Alpha],x20-0
dx2},{\[Beta],x30-0 dx3}]
Solve[RV[\[Delta],\[Alpha],\[Beta]]==V0,\[Alpha]]
Plot3D[{RV[\[Delta],\[Alpha],x30]},{\[Delta],x10-
dx1,x10+dx1},{\[Alpha],x20-dx2,x20+dx2},PlotStyle-
>{Directive[Opacity[0.5],Red]}, AxesLabel->{"\[Delta], ° "," \[Alpha], °
```

```
","V*10^-3,  м/с  "},LabelStyle->Directive[FontSize->14,FontFamily-
>"Times"],Mesh->20,PlotTheme->"Detailed",PlotLegends->Automatic]
      Plot3D[{RV[x10,\[Alpha],\[Beta]]},{\[Alpha],x20-
dx2,x20+dx2},{\[Beta],x30-dx3,x30+dx3},PlotStyle-
>{Directive[Opacity[0.5],Red]}, AxesLabel->{"\[Alpha], °  "," \[Psi], ° ","V*10^-
3,  м/с  "},LabelStyle->Directive[FontSize->14,FontFamily->"Times"],Mesh-
>20,PlotTheme->"Detailed",PlotLegends->Automatic]
      Out= 7.29582 -13.7138 \[Alpha]+1.06323 \[Beta]+0.045025 \[Alpha] \[Beta]-
0.939219  \[Delta]+0.180178  \[Alpha] \[Delta]+0.0151597  \[Beta]
\[Delta]+0.0222864 \[Delta]^2
      Out= min
      Out= {-118.988,{\[Delta]->10.,\[Alpha]->10.,\[Beta]->4.45976*10^-8}}
      Out= max
      Out= {72.17,{\[Delta]->40.,\[Alpha]->9.3191*10^-9,\[Beta]->40.}}
      Out=  {{\[Alpha]->(-26.5888+1.  V0-1.44222  (-20.+\[Beta])-0.478296  (-
25.+\[Delta])-0.0151597  (-20.+\[Beta])  (-25.+\[Delta])-0.0222864  (-
25.+\[Delta])^2)/(-8.30883+0.045025 (-20.+\[Beta])+0.180178 (-25.+\[Delta]))}}
      "max"
      Out= {72.17,{\[Delta]->40.,\[Alpha]->9.3191*10^-9,\[Beta]->40.}}
      Out=  {{\[Alpha]->(-26.5888+1.  V0-1.44222  (-20.+\[Beta])-0.478296  (-
25.+\[Delta])-0.0151597  (-20.+\[Beta])  (-25.+\[Delta])-0.0222864  (-
25.+\[Delta])^2)/(-8.30883+0.045025 (-20.+\[Beta])+0.180178 (-25.+\[Delta]))}}
      \[Alpha]k[\[Delta]_,\[Beta]_,V0_]:=(-26.588796296296298`  +1.`  V0-
1.4422222222222216`  (-20.`+\[Beta])-0.4782962962962969`  (-25.`+\[Delta])-
0.015159722222222295`  (-20.`+\[Beta]) (-25.`+\[Delta])-0.022286419753086407`
(-25.`+\[Delta])^2)/(-8.30883333333333`  +0.045025000000000114`  (-
20.`+\[Beta])+0.1801777777777777` (-25.`+\[Delta]))
      Plot3D[{\[Alpha]k[\[Delta],\[Beta],10],\[Alpha]k[\[Delta],\[Beta],20],\[Alph
a]k[\[Delta],\[Beta],30]},{\[Delta],x10-dx1,x10+dx1},{\[Beta],x30-
dx3,x30+dx3},PlotStyle-
>{Directive[Opacity[0.3],Yellow],Directive[Opacity[0.3],Green],Directive[Opacit
y[0.53],Blue]}, AxesLabel->{"\[Delta], °  "," \[Psi], ° ","\[Alpha], °  "},LabelStyle-
>Directive[FontSize->14,FontFamily->"Times"],Mesh->20,PlotTheme-
>"Detailed",PlotLegends->{"0,01 м/с","0,02 м/с","0,03 м/с"}]
```

Додаток В


Технічні вимоги
1 Після друку на 3D принтері видалити технологічні частини підтримки філаменту
2 Невказані граничні відхилення розмірів: валів- h14, отворів-H14.
Бункер
Філамент ABS+
Масса
0,233
1:1
Лист
Листов
1
Формат А2
Копировал
Изм.
Лист
№ докум.
Подп.
Дата
Разраб.
Черній О.А.
Пров.
Алієв Е.Б.
Т.контр.
Н.контр.
Утв.
11,38
10
20
2
17
65°
24°
6°
12,68
51
85
ϕ150
ϕ124,64
ϕ5





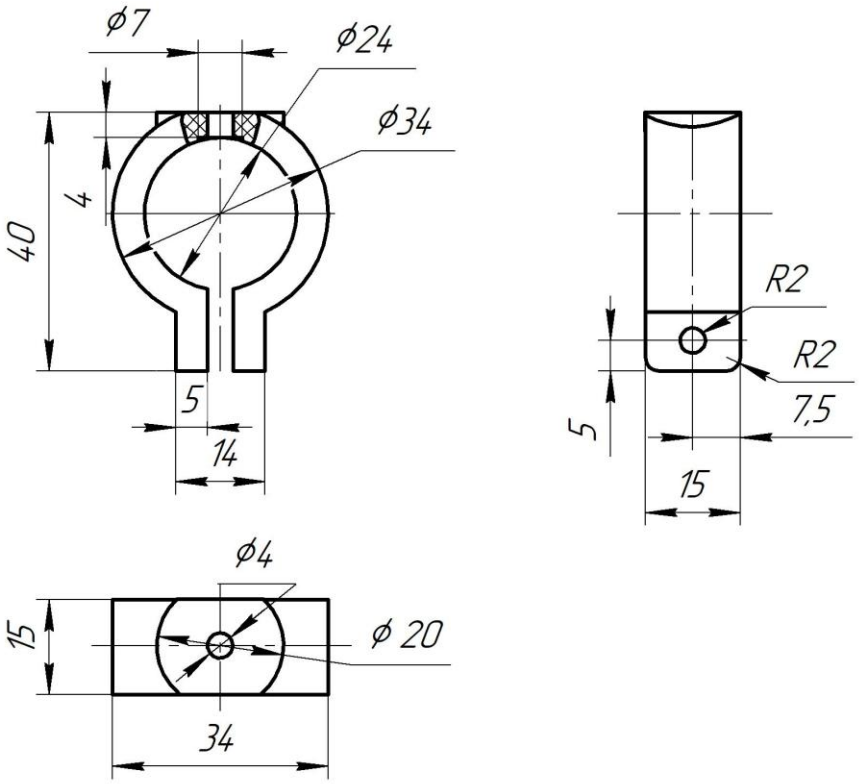
Технічні вимоги

1. Після друку на 3D принтері обрізати технологічні частини філаменту;
2. Невказані граничні відхилення розмірів: валів–h14, отворів–H14,інших–Js14.

Перв. примен.	Справ. №	Подп. и дата	Инв. № дубл.	Взам. инв. №	Подп. и дата	Инв. № подл.

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Пружний елемент	Лит.	Масса	Масштаб
Разраб.		Черній О.А.					0,024	1:1
Пров.		Алієв Е.Б.				Лист	Листов 1	
Т.контр.								
Н.контр.					Філамент ABS +			
Утв.								

Копировал Формат А4



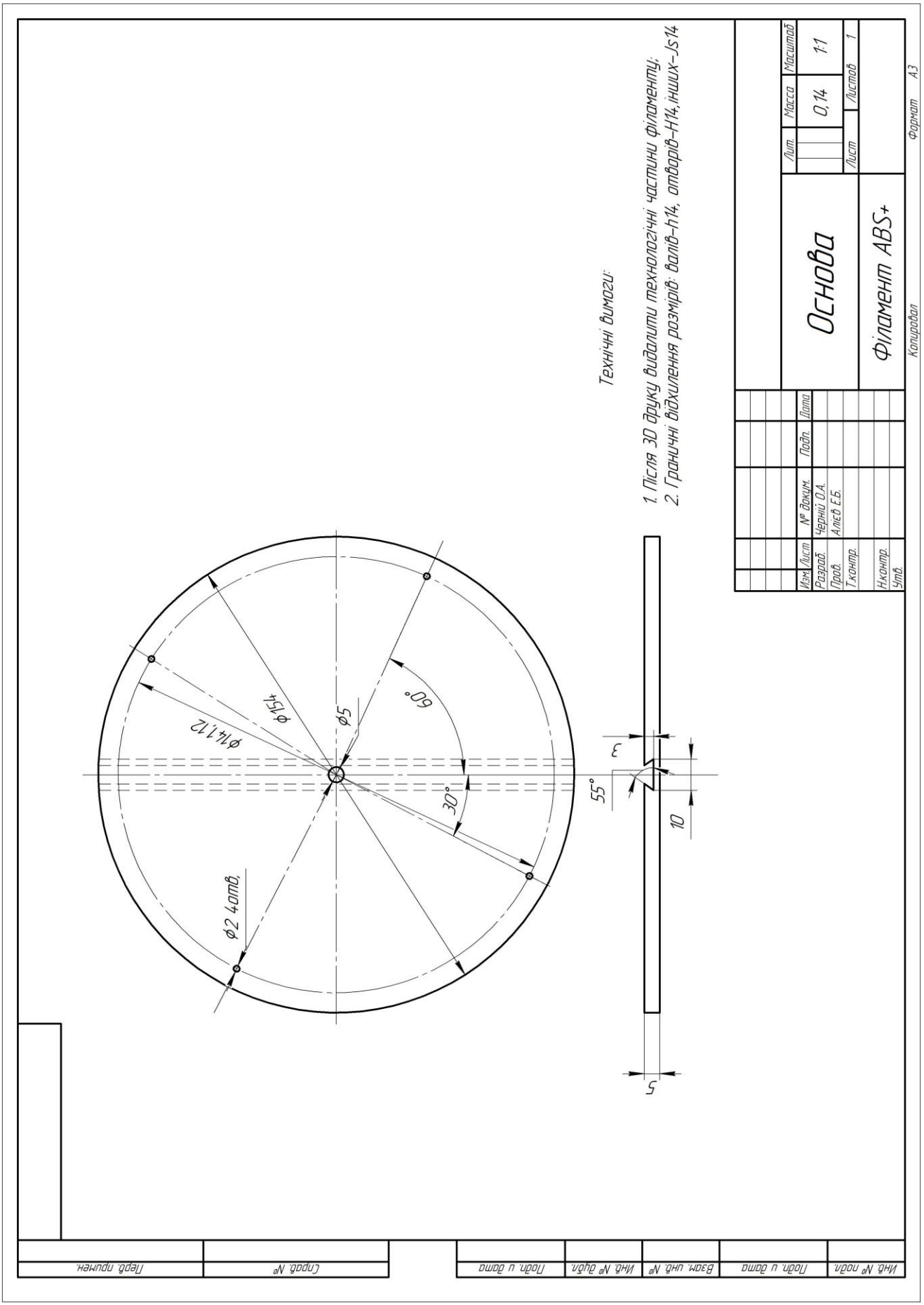
Технічні вимоги:

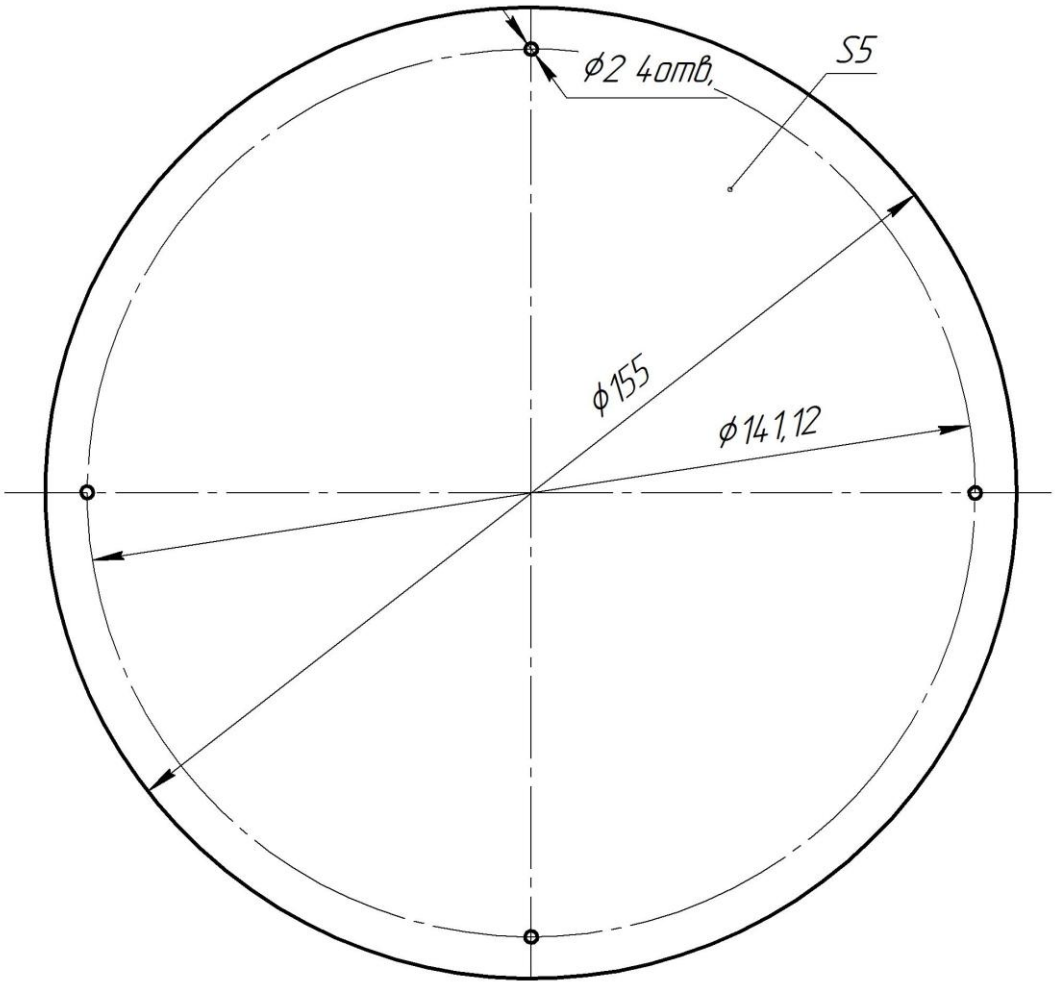
1. Після 3D друку видалити технологічні частини філаменту;
2. Граничні відхилення розмірів: валів–h14, отворів–H14, інших–Js14.

Перв. примен.	Справ. №	Подп. и дата	Инв. № дубл.	Взам. инв. №	Подп. и дата	Инв. № подл.

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Клема	Лит.	Масса	Масштаб
Разраб.		Черній О.А.					0,065	1:1
Пров.		Алієв Е.Б.				Лист	Листов 1	
Т.контр.								
Н.контр.					Філамент ABS+			
Утв.								

Копировал Формат А4


Технічні вимоги:
1. Після 3D друку видалити технологічні частини філаменту;
2. Граничні відхилення розмірів: валів–h14, отворів–H14, інших–Js14
Основа
Філамент ABS+
Лит.
Маса
0,14
Масштаб
1:1
Лист
Листов
1
Формат А3
Копировал
Изм. Лист
№ докум.
Подп.
Дата
Разраб.
Черний О.А.
Пров.
Алєєв Е.Б.
Т.контр.
Н.контр.
Утв.
ϕ2 4отв.
ϕ5
ϕ154
ϕ144,12
60°
30°
55°
3
10
5



Технічні вимоги:

1. Після 3D друку видалити технологічний філамент;
2. Невказані граничні відхилення розмірів: валів–h14, отворів–H14, інших–Js14.

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
Разраб.		Черній О.А.		
Пров.		Алієв Е.Б.		
Т.контр.				
Н.контр.				
Утв.				

Фундаментна плита

Філамент ABS+

Лит.	Масса	Масштаб
	0,13	1:1
Лист	Листов 1	

Перв. примен.

Справ. №

Подп. и дата

Инв. № дубл.

Взам. инв. №

Подп. и дата

Инв. № подл.

Копировал

Формат А4

Додаток Г

План-матриця та результати проведення факторного експерименту методом Бокса-Бенкена при чисельному моделюванні роботи спірального віброживильника

№	x_1	x_2	x_3	m, г	ω, c^{-1}	θ, град	n (продуктивність), шт./хв	ν (рівномірність потоку)
1	1	1	0	116	177	120	30,80	0,42
2	1	-1	0	116	153	120	75,67	0,38
3	-1	1	0	10	177	120	40,30	0,54
4	-1	-1	0	10	153	120	64,30	0,49
5	1	0	1	116	165	240	46,75	0,51
6	1	0	-1	116	165	0	41,28	0,60
7	-1	0	1	10	165	240	76,50	0,38
8	-1	0	-1	10	165	0	11,25	1,11
9	0	1	1	63	117	240	47,59	0,29
10	0	1	-1	63	117	0	49,40	0,89
11	0	-1	1	63	153	240	118,50	0,40
12	0	-1	-1	63	153	0	42,12	0,63
13	0	0	0	63	165	120	52,20	0,50
14	0	0	0	63	165	120	52,20	0,50
15	0	0	0	63	165	120	52,20	0,50

Код програми в Wolfram Cloud для визначення рівняння регресії продуктивності n спірального віброживильника за результатами чисельного моделювання

```
MV={{1,1,0,30.8},{1,-1,0,75.67},{-1,1,0,40.3},{-1,-
1,0,64.3},{0,0,0,52.2},{1,0,1,46.75},{1,0,-1,41.28},{-1,0,1,76.5},{-1,0,-
1,11.25},{0,0,0,52.2},{0,1,1,47.59},{0,1,-1,49.4},{0,-1,1,118.5},{0,-1,-
1,42.12},{0,0,0,52.2}};
nlmV=NonlinearModelFit[MV,a00+a10 *x1+a20 * x2+a30 * x3+a12*
x1*x2+a13* x1*x3+a23* x2*x3+a11* x1^2+a22 *x2^2+a33
*x3^2,{a00,a10,a20,a30,a12, a13,a23,a11,a22,a33},{x1,x2,x3}];
Normal[nlmV]
nlmV["ParameterTable"]
nlmV["ANOVATable"]
nlmV["FitCurvatureTable"]
  ZV[x1_,x2_,x3_] :=52.20000000000002` +0.2687500000000029` x1-
9.945000000000006` x12-16.5625` x2-5.217499999999994` x1
x2+10.512499999999974` x22+18.161249999999992` x3-
14.945000000000011` x1 x3-19.547499999999985` x2
x3+1.6899999999999882` x32
x10=63;
dx1=53;
x20=165;
dx2=12;
x30=120;
dx3=120;
 RV[m_,ω_,θ_] := ZV [ (m-x10)/ dx1 , (ω-x20)/ dx2 , (θ-x30)/ dx3 ]
Expand[ RV[m,ω,θ] ]
"min"
FindMinimum[{ RV [m,ω,θ ],x10-dx1<=m<=x10+dx1,x20-
dx2<=ω<=x20+dx2,x30-dx3<=θ<=x30+dx3},{m,x10-0 dx1},{ω,x20-0
dx2},{θ,x30-0 dx3}]
"max"
FindMaximum[{ RV [m,ω,θ ],x10-dx1<=m<=x10+dx1,x20-
dx2<=ω<=x20+dx2,x30-dx3<=θ<=x30+dx3},{m,x10-0 dx1},{ω,x20-0
dx2},{θ,x30-0 dx3}]
Plot3D[{RV[m,ω,x30],RV[m,ω,0],RV[m,ω,240]},{m,x10-
dx1,x10+dx1},{ω,x20-dx2,x20+dx2},PlotStyle-
>{Directive[Opacity[0.5],Red],Directive[Opacity[0.5],Blue],Directive[Opacity[0
.5],Green]},AxesLabel->{"m, г","ω, c^-1","n, шт/хв"},LabelStyle-
>Directive[FontSize->14,FontFamily->"Times New Roman"],Mesh-
>20,PlotTheme->"Detailed",PlotLegends->{" θ=120°"," θ=0°"," θ=240°"}]
 Plot3D[{ RV [10 ,ω,θ ] , RV [x10 ,ω,θ ] , RV [ 116 ,ω,θ ]},{ω,x20-
dx2,x20+dx2},{θ,x30-dx3,x30+dx3},PlotStyle-
>{Directive[Opacity[0.5],Red],Directive[Opacity[0.5],Blue],Directive[Opacity[0
.5],Green]}, AxesLabel->{"ω, c^-1 "," θ, ° ","n, шт/хв  "},LabelStyle-
```

```
>Directive[FontSize->14,FontFamily->"Times"],Mesh->20,PlotTheme-
>"Detailed",PlotLegends->{" m=10 r"," m=63 r"," m=116 r"}]
 Plot3D[{ RV [ m , 153,θ ] , RV [ m ,x20,θ ] , RV [ m , 177,θ ]},{m,x10-
dx1,x10+dx1},{θ,x30-dx3,x30+dx3},PlotStyle-
>{Directive[Opacity[0.5],Yellow],Directive[Opacity[0.5],Blue],Directive[Opacit
y[0.5],Green]}, AxesLabel->{"m, r "," θ, ° ","n, шт/хв  "},LabelStyle-
>Directive[FontSize->14,FontFamily->"Times"],Mesh->20,PlotTheme-
>"Detailed",PlotLegends->{" ω=153 c^-1"," ω=165 c^-1"," ω=177 c^-1"}]
```

Код програми в Wolfram Cloud для визначення рівняння регресії коефіцієнта варіації ν спірального віброживильника за результатами чисельного моделювання

```
MV={{1,1,0,0.42},{1,-1,0,0.38},{-1,1,0,0.54},{-1,-
1,0,0.49},{0,0,0,0.5},{1,0,1,0.51},{1,0,-1,0.6},{-1,0,1,0.38},{-1,0,-
1,1.11},{0,0,0,0.5},{0,1,1,0.29},{0,1,-1,0.89},{0,-1,1,0.4},{0,-1,-
1,0.63},{0,0,0,0.5}};
nlmV=NonlinearModelFit[MV,a00+a10 *x1+a20 * x2+a30 * x3+a12*
x1*x2+a13* x1*x3+a23* x2*x3+a11* x1^2+a22 *x2^2+a33
*x3^2,{a00,a10,a20,a30,a12, a13,a23,a11,a22,a33},{x1,x2,x3}];
Normal[nlmV]
nlmV["ParameterTable"]
nlmV["ANOVATable"]
nlmV["FitCurvatureTable"]
  ZV[x1_,x2_,x3_]:=0.5000000000000002` -0.07624999999999998`
x1+0.027499999999999993` x12+0.030000000000000023` x2-
0.0024999999999998934` x1 x2-0.07` x22-0.20624999999999996`
x3+0.16000000000000014` x1 x3-0.09250000000000017` x2
x3+0.12249999999999983` x32
x10=63;
dx1=53;
x20=165;
dx2=12;
x30=120;
dx3=120;
 RV[m_,ω_,θ_] := ZV [ (m-x10)/ dx1 , (ω-x20)/ dx2 , (θ-x30)/ dx3 ]
Expand[ RV[m,ω,θ] ]
"min"
FindMinimum[{ RV [m,ω,θ ],x10-dx1<=m<=x10+dx1,x20-
dx2<=ω<=x20+dx2,x30-dx3<=θ<=x30+dx3},{m,x10-0 dx1},{ω,x20-0
dx2},{θ,x30-0 dx3}]
"max"
FindMaximum[{ RV [m,ω,θ ],x10-dx1<=m<=x10+dx1,x20-
dx2<=ω<=x20+dx2,x30-dx3<=θ<=x30+dx3},{m,x10-0 dx1},{ω,x20-0
dx2},{θ,x30-0 dx3}]
Plot3D[{RV[m,ω,x30],RV[m,ω,0],RV[m,ω,240]},{m,x10-
dx1,x10+dx1},{ω,x20-dx2,x20+dx2},PlotStyle-
>{Directive[Opacity[0.5],Red],Directive[Opacity[0.5],Blue],Directive[Opacity[0
.5],Green]},AxesLabel->{"m, r","ω, c^-1","ϑ "},LabelStyle-
>Directive[FontSize->14,FontFamily->"Times New Roman"],Mesh-
>20,PlotTheme->"Detailed",PlotLegends->{" θ=120°"," θ=0°"," θ=240°"}]
 Plot3D[{ RV [10 ,ω,θ ] , RV [x10 ,ω,θ ] , RV [ 116 ,ω,θ ]},{ω,x20-
dx2,x20+dx2},{θ,x30-dx3,x30+dx3},PlotStyle-
>{Directive[Opacity[0.5],Red],Directive[Opacity[0.5],Blue],Directive[Opacity[0
.5],Green]}, AxesLabel->{"ω, c^-1 "," θ, ° ","ϑ  "},LabelStyle-
```

```
>Directive[FontSize->14,FontFamily->"Times"],Mesh->20,PlotTheme-
>"Detailed",PlotLegends->{" m=10 r"," m=63 r"," m=116 r"}]
 Plot3D[{ RV [ m , 153,θ ] , RV [ m ,x20,θ ] , RV [ m , 177,θ ]},{m,x10-
dx1,x10+dx1},{θ,x30-dx3,x30+dx3},PlotStyle-
>{Directive[Opacity[0.5],Yellow],Directive[Opacity[0.5],Blue],Directive[Opacit
y[0.5],Green]}, AxesLabel->{"m, r "," θ, ° ","ϑ "},LabelStyle-
>Directive[FontSize->14,FontFamily->"Times"],Mesh->20,PlotTheme-
>"Detailed",PlotLegends->{" ω=153 c^-1"," ω=165 c^-1"," ω=177 c^-1"}]
```

Додаток Д

Код програми в Arduino 1.8.19 для забезпечення роботоздатності системи контролю продуктивності та рівномірності дозування поодинокого насіння соняшнику дослідним спіральним віброживильником

```
int sensorPin = A0;

int threshold = 500;      // поріг (можна підлаштувати)
bool currentState = false;
bool lastState = false;

unsigned long lastSeedTime = 0;
unsigned long currentTime = 0;
unsigned long interval = 0;

long seedCount = 0;

void setup() {
  Serial.begin(9600);
}

void loop() {
  int sensorValue = analogRead(sensorPin);

  // перетворюємо в логічний стан
  currentState = (sensorValue > threshold);

  // фіксуємо момент проходження насінини
  if (currentState != lastState) {

    // наприклад: фіксуємо момент затемнення (коли насінина перекрила світло)
    if (currentState == false) {

      currentTime = millis();
      interval = currentTime - lastSeedTime;
      lastSeedTime = currentTime;

      seedCount++;

      Serial.print("Кількість: ");
      Serial.print(seedCount);
      Serial.print(" | Інтервал (мс): ");
      Serial.println(interval);
    }
  }

  lastState = currentState;
}
```

Додаток Е

План-матриця та результати факторного експерименту при дослідженні амплітудно-частотних характеристик спірального віброживильника

№	m, г	U, В	x_1	x_2	A, мм	V, мм/с	a, м/с^2
1	10	0	1	-1	0,29	31,7	13,20
2	10	0	1	-0,5	0,32	33,40	16,10
3	10	0	1	0	0,35	38,80	17,0
4	10	5	1	0,5	0,41	46,90	18,50
5	10	5	1	1	0,45	56,60	19,20
6	10	5	0	-1	0,35	34,50	15,50
7	10	10	0	-0,5	0,38	35,20	19,50
8	10	10	0	0	0,4	40,10	20,50
9	10	10	0	0,5	0,435	43,70	22,0
10	25	0	0	1	0,45	47,50	22,40
11	25	0	-0,5	-1	0,4	35,10	14,50
12	25	0	-0,5	-0,5	0,41	38,0	20,80
13	25	5	-0,5	0	0,42	42,70	24,50
14	25	5	-0,5	0,5	0,435	44,80	25,20
15	25	5	-0,5	1	0,53	48,60	26,60
16	25	10	-1	-1	0,415	40,30	16,10
17	25	10	-1	-0,5	0,425	40,80	22,30
18	25	10	-1	0	0,43	46,0	25,90
19	40	0	-1	0,5	0,44	48,20	27,20
20	40	0	-1	1	0,455	53,90	27,50

Код програми в Wolfram Cloud для визначення рівняння регресії вертикальної амплітуди коливань А чаші віброживильника

```
Ma={{1,-1,0.29},{1,-0.5,0.32},{1,0,0.35},{1,0.5,0.41},{1,1,0.45},{0,-1,0.35},{0,-0.5,0.38},{0,0,0.4},{0,0.5,0.435},{0,1,0.45},{-0.5,-1,0.4},{-0.5,-0.5,0.41},{-0.5,0,0.42},{-0.5,0.5,0.435},{-0.5,1,0.53},{-1,-1,0.415},{-1,-0.5,0.425},{-1,0,0.43},{-1,0.5,0.44},{-1,1,0.455}};
nlma=NonlinearModelFit[Ma,a00+a10 *x1+a20 * x2+a12* x1*x2+a11* x1^2+a22 *x2^2,{a00,a10,a20,a12, a11,a22},{x1,x2}];
Normal[nlma]
nlma["ParameterTable"]
nlma["ANOVATable"]
nlma["FitCurvatureTable"]
Out= 0.403637 -0.0373909 x1-0.0117273 x1^2+0.0557143 x2+0.0277143 x1 x2+0.0160714 x2^2
In:= Za[x1_,x2_]:=0.40363701298701316` -0.037390909090909044` x1-0.011727272727273015` x1^2+0.05571428571428574` x2+0.027714285714285754` x1 x2+0.016071428571428296` x2^2
x10=58;
dx1=58;
x20=3.1;
dx2=0.2;
Ra[m_,U_]:=Za[(m-x10)/dx1,(U-x20)/dx2]
Expand[Ra[m,U]]
"min"
FindMinimum[{Ra[m,U],x10-dx1<=m<=x10+dx1,x20-dx2<=U<=x20+dx2},{m,x10-0 dx1},{U,x20-0 dx2}]
"max"
FindMaximum[{Ra[m,U],x10-dx1<=m<=x10+dx1,x20-dx2<=U<=x20+dx2},{m,x10-0 dx1},{U,x20-0 dx2}]
dataPoints=Table[{x10+dx1*Ma[[i,1]],x20+dx2*Ma[[i,2]],Ma[[i,3]]},{i,Length[Ma]}];
Show[Plot3D[{Ra[m,U]},{m,x10-dx1,x10+dx1},{U,x20-dx2,x20+dx2},PlotStyle->{Directive[Opacity[0.5],Green]}, AxesLabel->{"m, г ","U, B"," A, мм "},LabelStyle->Directive[FontSize->14,FontFamily->"Times"],Mesh->20,PlotTheme->"Detailed",PlotLegends->Automatic],
ListPointPlot3D[dataPoints,PlotStyle->{Red,PointSize[Large]}]]
Out= 3.85646 -0.00764669 m-3.48611*10^-6 m^2-2.35107 U+0.00238916 m U+0.401786 U^2
Out= min
Ou= {0.287162,{m->116.,U->2.9}}
Out= max
Out= {0.477419,{m->34.0712,U->3.3}}
```

Код програми в Wolfram Cloud для визначення рівняння регресії вертикальної віброшвидкості коливань V чаші віброживильника

```
Ma={{1,-1,31.7},{1,-0.5,33.4},{1,0,38.8},{1,0.5,46.9},{1,1,50.6},{0,-
1,34.5},{0,-0.5,35.2},{0,0,40.1},{0,0.5,43.7},{0,1,47.5},{-0.5,-1,35.1},{-0.5,-
0.5,38.0},{-0.5,0,42.7},{-0.5,0.5,44.8},{-0.5,1,48.6},{-1,-1,40.3},{-1,-0.5,40.8},{-
1,0,46},{-1,0.5,48.2},{-1,1,53.9}};
nlma=NonlinearModelFit[Ma,a00+a10 *x1+a20 * x2+a12* x1*x2+a11*
x1^2+a22 *x2^2,{a00,a10,a20,a12, a11,a22},{x1,x2}];
Normal[nlma]
nlma["ParameterTable"]
nlma["ANOVATable"]
nlma["FitCurvatureTable"]
In:= Za[x1_,x2_]:=39.34709090909093` -2.712363636363635`
x1+3.029090909090876` x1^2+7.928000000000003` x2+1.7440000000000053`
x1 x2+1.299999999999974` x2^2
x10=58;
dx1=58;
x20=3.1;
dx2=0.2;
Ra[m_,U_]:=Za[(m-x10)/dx1,(U-x20)/dx2]
Expand[Ra[m,U]]
"min"
FindMinimum[{Ra[m,U],x10-dx1<=m<=x10+dx1,x20-
dx2<=U<=x20+dx2},{m,x10-0 dx1},{U,x20-0 dx2}]
"max"
FindMaximum[{Ra[m,U],x10-dx1<=m<=x10+dx1,x20-
dx2<=U<=x20+dx2},{m,x10-0 dx1},{U,x20-0 dx2}]
dataPoints=Table[{x10+dx1*Ma[[i,1]],x20+dx2*Ma[[i,2]],Ma[[i,3]]},{i,Len
gth[Ma]}];
Show[Plot3D[{Ra[m,U]},{m,x10-dx1,x10+dx1},{U,x20-
dx2,x20+dx2},PlotStyle->{Directive[Opacity[0.5],Green]}, AxesLabel->{"m, r ","
U, B","V, мм/с "},LabelStyle->Directive[FontSize->14,FontFamily-
>"Times"],Mesh->20,PlotTheme->"Detailed",PlotLegends->Automatic],
ListPointPlot3D[dataPoints,PlotStyle->{Red,PointSize[Large]}]]
Out= 261.562 -0.617285 m+0.000900443 m^2-170.58 U+0.150345 m
U+32.5 U^2
Out= min
Out= {31.0801,{m->100.664,U->2.9}}
Out= max
Out= {52.5725,{m->7.40401*10^-7,U->3.3}}
```

Код програми в Wolfram Cloud для визначення рівняння регресії вертикального віброприскорення коливань а чаші віброживильника

```
Ma={{1,-1,13.2},{1,-0.5,16.1},{1,0,17.0},{1,0.5,18.5},{1,1,19.2},{0,-1,15.5},{0,-0.5,19.5},{0,0,20.5},{0,0.5,22.0},{0,1,22.4},{-0.5,-1,14.5},{-0.5,-0.5,20.8},{-0.5,0,24.5},{-0.5,0.5,25.2},{-0.5,1,26.6},{-1,-1,16.1},{-1,-0.5,22.3},{-1,0,25.9},{-1,0.5,27.2},{-1,1,27.5}};
nlma=NonlinearModelFit[Ma,a00+a10 *x1+a20 * x2+a12* x1*x2+a11* x1^2+a22 *x2^2,{a00,a10,a20,a12, a11,a22},{x1,x2}];
Normal[nlma]
nlma["ParameterTable"]
nlma["ANOVATable"]
nlma["FitCurvatureTable"]
In:= Za[x1_,x2_]:=21.538259740259747` -3.5741818181818186` x1+0.13454545454544609` x1^2+4.158857142857144` x2-1.5291428571428554` x1 x2-2.67142857142858` x2^2
x10=58;
dx1=58;
x20=3.1;
dx2=0.2;
Ra[m_,U_]:=Za[(m-x10)/dx1,(U-x20)/dx2]
Expand[Ra[m,U]]
"min"
FindMinimum[{Ra[m,U],x10-dx1<=m<=x10+dx1,x20-dx2<=U<=x20+dx2},{m,x10-0 dx1},{U,x20-0 dx2}]
"max"
FindMaximum[{Ra[m,U],x10-dx1<=m<=x10+dx1,x20-dx2<=U<=x20+dx2},{m,x10-0 dx1},{U,x20-0 dx2}]
dataPoints=Table[{x10+dx1*Ma[[i,1]],x20+dx2*Ma[[i,2]],Ma[[i,3]]},{i,Length[Ma]}];
Show[Plot3D[{Ra[m,U]},{m,x10-dx1,x10+dx1},{U,x20-dx2,x20+dx2},PlotStyle->{Directive[Opacity[0.5],Green]}, AxesLabel->{"m, r ","U, B","a, м/с^2 "},LabelStyle->Directive[FontSize->14,FontFamily->"Times"],Mesh->20,PlotTheme->"Detailed",PlotLegends->Automatic],
ListPointPlot3D[dataPoints,PlotStyle->{Red,PointSize[Large]}]]
Out= -704.728+0.342387 m+0.0000399957 m^2+442.511 U-0.131823 m U-66.7857 U^2
Out= min
Out= {12.7975,{m->116.,U->2.9}}
Out= {28.2636,{m->9.71359*10^-7,U->3.3}}
```

Додаток Ж

План-матриця та результати проведення факторного експерименту методом Бокса-Бенкена при експериментальному дослідженню роботи спірального віброживильника

№	x_1	x_2	x_3	m, г	ω, $с^{-1}$	θ, град	n (продуктивність), шт./хв			ν (рівномірність потоку)		
							1	2	3	1	2	3
1	1	1	0	116	177	120	24	23	23	0,48	0,55	0,53
2	1	-1	0	116	153	120	96	89	99	0,47	0,44	0,47
3	-1	1	0	10	177	120	37	32	34	0,52	0,46	0,53
4	-1	-1	0	10	153	120	71	77	68	0,41	0,52	0,55
5	1	0	1	116	165	240	47	47	46	0,39	0,38	0,39
6	1	0	-1	116	165	0	46	48	50	0,49	0,54	0,51
7	-1	0	1	10	165	240	72	76	75	0,46	0,45	0,49
8	-1	0	-1	10	165	0	25	23	23	1,49	1,57	1,73
9	0	1	1	63	117	240	65	60	56	0,37	0,34	0,3
10	0	1	-1	63	117	0	53	55	58	0,97	0,80	0,81
11	0	-1	1	63	153	240	133	133	137	0,5	0,46	0,45
12	0	-1	-1	63	153	0	29	30	33	0,64	0,67	0,78
13	0	0	0	63	165	120	58	51	66	0,48	0,59	0,55
14	0	0	0	63	165	120	65	60	58	0,54	0,57	0,52
15	0	0	0	63	165	120	64	66	67	0,55	0,56	0,49

Код програми в Wolfram Cloud для визначення рівняння регресії продуктивності n спірального віброживильника за результатами експериментальних випробувань

```
MV={{1,1,0,23.3333333333333},{1,-1,0,94.6666666666667},{-
1,1,0,34.3333333333333},{-1,-
1,0,72},{0,0,0,58.3333333333333},{1,0,1,46.6666666666667},{1,0,-1,48},{-
1,0,1,74.3333333333333},{-1,0,-
1,23.6666666666667},{0,0,0,61},{0,1,1,60.3333333333333},{0,1,-
1,55.3333333333333},{0,-1,1,134.333333333333},{0,-1,-
1,30.6666666666667},{0,0,0,65.6666666666667}};
nlmV=NonlinearModelFit[MV,a00+a10 *x1+a20 * x2+a30 * x3+a12* x1*x2+a13*
x1*x3+a23* x2*x3+a11* x1^2+a22 *x2^2+a33 *x3^2,{a00,a10,a20,a30,a12,
a13,a23,a11,a22,a33},{x1,x2,x3}];
Normal[nlmV]
nlmV["ParameterTable"]
nlmV["ANOVATable"]
nlmV["FitCurvatureTable"]
   In:= ZV[x1_,x2_,x3_] :=61.66666666666669` +1.0416666666666816` x1-
13.791666666666627` x12-19.791666666666647` x2-8.416666666666664` x1
x2+8.208333333333254` x22+19.749999999999936` x3-12.99999999999998` x1 x3-
24.66666666666656` x2 x3+0.29166666666661667` x32
x10=63;
dx1=53;
x20=165;
dx2=12;
x30=120;
dx3=120;
 RV[m_,ω_,θ_] := ZV [ (m-x10)/ dx1 , (ω-x20)/ dx2 , (θ-x30)/ dx3 ]
Expand[ RV[m,ω,θ] ]
"min"
FindMinimum[{ RV [m,ω,θ ],x10-dx1<=m<=x10+dx1,x20-dx2<=ω<=x20+dx2,x30-
dx3<=θ<=x30+dx3},{m,x10-0 dx1},{ω,x20-0 dx2},{θ,x30-0 dx3}]
"max"
FindMaximum[{ RV [m,ω,θ ],x10-dx1<=m<=x10+dx1,x20-dx2<=ω<=x20+dx2,x30-
dx3<=θ<=x30+dx3},{m,x10-0 dx1},{ω,x20-0 dx2},{θ,x30-0 dx3}]

Plot3D[{RV[m,ω,x30],RV[m,ω,0],RV[m,ω,240]},{m,x10-dx1,x10+dx1},{ω,x20-
dx2,x20+dx2},PlotStyle-
>{Directive[Opacity[0.5],Red],Directive[Opacity[0.5],Blue],Directive[Opacity[0.5],Gre
en]},AxesLabel->{"m, г","ω, c^-1","n, шт/хв"},LabelStyle->Directive[FontSize-
>14,FontFamily->"Times New Roman"],Mesh->20,PlotTheme-
>"Detailed",PlotLegends->{" θ=120°"," θ=0°"," θ=240°"}]
 Plot3D[{ RV [10 ,ω,θ ] , RV [x10 ,ω,θ ] , RV [ 116 ,ω,θ ]},{ω,x20-
dx2,x20+dx2},{θ,x30-dx3,x30+dx3},PlotStyle-
>{Directive[Opacity[0.5],Red],Directive[Opacity[0.5],Blue],Directive[Opacity[0.5],Gre
en]}, AxesLabel->{"ω, c^-1 "," θ, ° ","n, шт/хв  "},LabelStyle->Directive[FontSize-
```

```
>14,FontFamily->"Times"],Mesh->20,PlotTheme->"Detailed",PlotLegends->{" m=10
r"," m=63 r"," m=116 r"}]
 Plot3D[{ RV [ m , 153,θ ] , RV [ m ,x20,θ ] , RV [ m , 177,θ ]},{m,x10-
dx1,x10+dx1},{θ,x30-dx3,x30+dx3},PlotStyle-
>{Directive[Opacity[0.5],Yellow],Directive[Opacity[0.5],Blue],Directive[Opacity[0.5],
Green]}, AxesLabel->{"m, r "," θ, ° ","n, шт/хв  "},LabelStyle->Directive[FontSize-
>14,FontFamily->"Times"],Mesh->20,PlotTheme->"Detailed",PlotLegends->{" ω=153
c^-1"," ω=165 c^-1"," ω=177 c^-1"}]
```

Код програми в Wolfram Cloud для визначення рівняння регресії коефіцієнта варіації ν спірального віброживильника за результатами експериментальних випробувань

```
MV={{1,1,0,0.526666666666667},{1,-1,0,0.46},{-1,1,0,0.503333333333333},{-1,-
1,0,0.493333333333333},{0,0,0,0.54},{1,0,1,0.386666666666667},{1,0,-
1,0.513333333333333},{-1,0,1,0.466666666666667},{-1,0,-
1,1.59666666666667},{0,0,0,0.543333333333333},{0,1,1,0.336666666666667},{0,1,-
1,0.86},{0,-1,1,0.47},{0,-1,-1,0.696666666666667},{0,0,0,0.533333333333333}};
nlmV=NonlinearModelFit[MV,a00+a10 *x1+a20 * x2+a30 * x3+a12* x1*x2+a13*
x1*x3+a23* x2*x3+a11* x1^2+a22 *x2^2+a33 *x3^2,{a00,a10,a20,a30,a12,
a13,a23,a11,a22,a33},{x1,x2,x3}];
Normal[nlmV]
nlmV["ParameterTable"]
nlmV["ANOVATable"]
nlmV["FitCurvatureTable"]
In:= ZV[x1_,x2_,x3_]:=0.5388888888888889` -0.14666666666666708`
x1+0.05347222222222262` x12+0.013333333333333364` x2+0.014166666666666694`
x1 x2-0.09652777777777802` x22-0.2508333333333335` x3+0.25083333333333435`
x1 x3-0.07416666666666667` x2 x3+0.14847222222222287` x32
x10=63;
dx1=53;
x20=165;
dx2=12;
x30=120;
dx3=120;
 RV[m_,ω_,θ_] := ZV [ (m-x10)/ dx1 , (ω-x20)/ dx2 , (θ-x30)/ dx3 ]
Expand[ RV[m,ω,θ] ]
"min"
FindMinimum[{ RV [m,ω,θ ],x10-dx1<=m<=x10+dx1,x20-dx2<=ω<=x20+dx2,x30-
dx3<=θ<=x30+dx3},{m,x10-0 dx1},{ω,x20-0 dx2},{θ,x30-0 dx3}]
"max"
```

```
FindMaximum[{ RV [m,ω,θ ],x10-dx1<=m<=x10+dx1,x20-dx2<=ω<=x20+dx2,x30-dx3<=θ<=x30+dx3},{m,x10-0 dx1},{ω,x20-0 dx2},{θ,x30-0 dx3}]

Plot3D[{RV[m,ω,x30],RV[m,ω,0],RV[m,ω,240]},{m,x10-dx1,x10+dx1},{ω,x20-dx2,x20+dx2},PlotStyle->{Directive[Opacity[0.5],Red],Directive[Opacity[0.5],Blue],Directive[Opacity[0.5],Green]},AxesLabel->{"m, r","ω, c^-1","ϑ "},LabelStyle->Directive[FontSize->14,FontFamily->"Times New Roman"],Mesh->20,PlotTheme->"Detailed",PlotLegends->{" θ=120°"," θ=0°"," θ=240°"}]
 Plot3D[{ RV [10 ,ω,θ ] , RV [x10 ,ω,θ ] , RV [ 116 ,ω,θ ]},{ω,x20-dx2,x20+dx2},{θ,x30-dx3,x30+dx3},PlotStyle->{Directive[Opacity[0.5],Red],Directive[Opacity[0.5],Blue],Directive[Opacity[0.5],Green]}, AxesLabel->{"ω, c^-1 "," θ, ° ","ϑ "},LabelStyle->Directive[FontSize->14,FontFamily->"Times"],Mesh->20,PlotTheme->"Detailed",PlotLegends->{" m=10 r"," m=63 r"," m=116 r"}]
 Plot3D[{ RV [ m , 153,θ ] , RV [ m ,x20,θ ] , RV [ m , 177,θ ]},{m,x10-dx1,x10+dx1},{θ,x30-dx3,x30+dx3},PlotStyle->{Directive[Opacity[0.5],Yellow],Directive[Opacity[0.5],Blue],Directive[Opacity[0.5],Green]}, AxesLabel->{"m, r "," θ, ° ","ϑ "},LabelStyle->Directive[FontSize->14,FontFamily->"Times"],Mesh->20,PlotTheme->"Detailed",PlotLegends->{" ω=153 c^-1"," ω=165 c^-1"," ω=177 c^-1"}]
```

Додаток З

ЗАТВЕРДЖУЮ
Проректор з наукової та інноваційної діяльності Дніпровського державного аграрно-економічного університету (ДДАЕУ), д-р. с.-г. наук, проф.
_____ Юрій ТКАЛІЧ
«24» 08 2026 р.

ЗАТВЕРДЖУЮ
В.о. директора Інституту олійних культур Національної академії аграрних наук України (ІОК НААН)
_____ Петро БАЛАБАЙ
«24» 08 2026 р.

АКТ
про виробничу перевірку

Ми, що нижче підписались, представники Дніпровського державного аграрно-економічного університету, здобувач наукового ступеня доктора філософії Черній Олександр Анатолійович під науковим керівництвом д-ра техн. наук, старшого дослідника, професора кафедри інжинірингу технічних систем ДДАЕУ Алієва Ельчина Бахтияра огли, з однієї сторони, і представник Інституту олійних культур Національної академії аграрних наук України, заступник директора з наукової роботи, канд. біол. наук, старш. наук. співроб. Ведмедєва К.В., з другої сторони, скали цей акт про те, що система автоматичного фенотипування насіння соняшнику, з удосконаленим здобувачем Чернійом О.А блоком видачі та дозування насіння соняшнику на основі спірального вібраційного живильника проходила виробничу перевірку під час фенотипування різних зразків насіння соняшнику. Зразок №1 – сорт Запорізький кондитерський (ІОК НААН), зразок №2 – сорт Прометей (ІОК НААН). Місце проведення випробування – Інститут олійних культур Національної академії аграрних наук України (ІОК НААН), вул. Інститутська, 1, селище Сонячне, Запорізький район, Запорізька область. Вологість насіння соняшнику – 7,6 %. Ступінь попередньої очистки насіння соняшнику– первинна очистка. Маса тисячі сім'янок: зразок №1 – сорт Запорізький кондитерський (ІОК НААН) –132 г, зразок №2 – сорт Прометей (ІОК НААН) – 62 г. Умови мікроклімату лабораторії: температура повітря – 22 °С, відносна вологість повітря – 55%.

В якості критеріїв перевірки було прийнято такі показники: продуктивність спірального віброживильника, що вимірювалась часом дозування (год) суміші зразків №1 та №2 насіння соняшнику масою 100 г, г/год; наявність виникнення локальних скупчень насінин соняшнику на рухомій стрічці, що характеризує узгодженість швидкості руху стрічкового транспортеру установки автоматичного фенотипування з продуктивністю та якістю дозування спірального віброживильника; характер віброруху насіння по спіральному жолобі чаші віброживильника, що характеризує ймовірність травмування та пошкодження оболонки насіння соняшнику; повноту використання завантаженого насіння в чашу віброживильника, що вказує на недопущення виникнення залишків зразків насіння в чаші віброживильника після закінчення процесу його фенотипування; загальна потужність установки автоматичного фенотипування.

Результати випробувань вказують, що відповідно до прийнятих критеріїв перевірки, отримано наступні дані:

– продуктивність спірального віброживильника системи автоматичного фенотипування становила при роботі з насінням зразку №1 – 222,3 г/год, зразку №2 – 95,2 г/год;

– при контрольній перевірці та спостереженнями за роботою системи автоматичного фенотипування насіння соняшнику не відмічено появу локальних скупчень насінин соняшнику обох зразків на рухомій стрічці, що характеризує синхронність та узгодженість швидкості руху стрічкового транспортеру установки з продуктивністю та якістю дозування поодинокого насіння спіральним віброживильником;

– характер віброруху насіння соняшнику обох зразків по спіральному жолобі чаші віброживильника являвся рівномірний (з сталою швидкістю руху) та стабільний (без заторів та локальних нагромаджень насіння) по всій довжині спірального лотка чаші. Під час вібропереміщення насіння його підкидування та відрив від поверхні спірального лотка не відмічався. Такі параметри віброруху зразків насіння соняшнику спричинюють мінімальне травмування та пошкодження його оболонки;

– конструктивно-технологічні параметри вібраційного спірального живильника, що використовувався в випробовуваній установці для автоматичного фенотипування насіння соняшнику, забезпечували відсутність залишків зразків насіння в чаші віброживильника після закінчення процесу його фенотипування, а, отже, характеризувались абсолютною повнотою використання завантаженого насіння в чашу віброживильника;

– загальна потужність установки автоматичного фенотипування насіння соняшнику при роботі з прийнятими зразками насіннєвого матеріалу №1 та №2 становила 100,74 Вт.

Виконання та дотримання норм основних вимог, що ставляться для машин та автоматичних систем при роботі з насіннєвим матеріалом, а також відповідність експериментальних показників якості роботи нормативним значенням, дають підстави для впровадження результатів науково-дослідної роботи здобувача Чернія О.А. при виробництві автоматизованих систем фенотипування для підготовки якісного насіннєвого матеріалу соняшника.

Від ДДАЕУ
Професор кафедри інжинірингу технічних систем, д-р. техн. наук, старший дослідник

_____Ельчин АЛІЄВ

Здобувач

_____Олександр ЧЕРНІЙ

«24» 08. 2026 р.

Від Інституту олійних культур Національної академії аграрних наук України (ІОК НААН)
Заступник директора з наукової роботи, канд. біол. наук, старш. наук. співроб.

_____Катерина ВЕДМЕДЄВА

«24» 08 2026 р.

Додаток И

УДК 631.372:621.8:620.17:534.83
УКПП
№ держреєстрації: 0120U104862
Інв. №

Міністерство освіти і науки України
Дніпровський державний аграрно-економічний університет
(ДДАЕУ)
49009, м. Дніпро, вул. Сергія Єфремова, 25
тел. (056) 744-81-32, ф. (056) 744-53-03, e-mail: info@dsau.dp.ua

«ЗАТВЕРДЖУЮ»
Проректор з наукової та
інноваційної діяльності
д-р с.-г. наук, професор
_____Юрій ТКАЛІЧ
_____ 2025 р.

ЗВІТ
ПРО НАУКОВУ РОБОТУ

«Розробка наукових засад ризик-орієнтованого керування складними людино-технічними сільськогосподарськими системами»

(остаточний)

Начальник відділу
науки та інновацій,
канд. хіміч. наук, доцент — Андрій ТОКАР

Керівник НР
канд. техн. наук, доцент — Олександр ТОЛСТЕНКО

Керівник НР
д-р техн. наук, професор — Віталій ДИРДА

Дніпро
2025

СПИСОК ВИКОНАВЦІВ

1. Толстенко О.В., к.т.н., доцент кафедри інжинірингу технічних систем ДДАЕУ, 1 розділ
2. Дирда В.І., завідувач кафедри надійності і ремонту машин ДДАЕУ, д-р. техн. наук, професор, 1, 2 розділ
3. Васильєв Д.Л., д-р техн. наук, доцент кафедри інжинірингу технічних систем ДДАЕУ, 1 розділ
4. Мельянцов П.Т., к.т.н., доцент кафедри інжинірингу технічних систем ДДАЕУ, 4 розділ
5. Черній О.А., старший викладач кафедри інжинірингу технічних систем ДДАЕУ 2 розділ
6. Калганков Є.В., старший викладач кафедри інжинірингу технічних систем ДДАЕУ, 2 розділ
7. Павлюченко Василь Олександрович, аспірант кафедри інжинірингу технічних систем ДДАЕУ, 2 розділ
7. Безверхній П., аспірант кафедри інжинірингу технічних систем ДДАЕУ, 3 розділ

Додаток К

ЗАТВЕРДЖУЮ
Проректор з наукової та інноваційної діяльності Дніпровського державного аграрно- економічного університету (ДДАЕУ),
д-р. с.-г. наук, проф.
_____Юрій ТКАЛІЧ
«26» 08 2026 р.

ЗАТВЕРДЖУЮ
Директор
ТОВ НВО «Сортувальні машини»
_____Станіслав МЕЛЬНИК
«26» 08 2026 р.

АКТ
про впровадження/використання результатів науково-технічної роботи

Даним актом стверджується, що результати науково-технічної роботи, які були виконані здобувачем наукового ступеня доктора філософії Чернійом О.А. і його науковим керівником д-ром техн. наук, старшим дослідником, професором кафедри інжинірингу технічних систем ДДАЕУ Алієвим Е.Б., впроваджені і використані на виробництві ТОВ НВО «Сортувальні машини» (ЄДРПОУ 43928874, 49000, Дніпропетровська область, м. Дніпро, вул. Качалова, 1, офіс 101).

ТОВ НВО «Сортувальні машини» в особі директора Мельника С.М., отримало конструкторську та технічну документацію на виготовлення експериментального зразка системи автоматичного фенотипування насіння соняшнику з удосконаленим блоком дозування насіння на основі спірального віброживильника з обґрунтованими конструктивно-технологічними параметрами. Система призначена для фенотипування насіння соняшнику у автоматичному режимі.

Отримана конструкторська та технічна документація буде використана для виготовлення дослідних екземплярів вищевказаних систем з метою їх подальших дослідно-виробничих випробувань.

Підписаний акт не встановлює фінансових зобов'язань між сторонами. Фінансово-правові умови використання науково-технічної продукції обумовлюються двосторонніми договорами.

Від ДДАЕУ
Д-р. техн. наук, старший дослідник, професор кафедри інжинірингу технічних систем
_____Ельчин АЛІЄВ
Здобувач
_____Олександр ЧЕРНІЙ
«26» 08 2026 р.

Від ТОВ НВО «Сортувальні машини»
Директор
_____Станіслав МЕЛЬНИК
«26» 08 2026 р.

Додаток Л

ЗАТВЕРДЖУЮ
Перший проректор – проректор з навчальної роботи Дніпровського державного аграрно-економічного університету (ДДАЕУ),
канд. с.-г. наук, проф.
_____ Дмитро ОНОПРІЄНКО
м.п.
28 вересня 2026 р.

АКТ
про використання результатів дисертації
на здобуття наукового ступеня доктора філософії
Чернія Олександра Анатолійовича
«Обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів вібраційного спірального живильника для систем фенотипування та відбору насіння соняшнику»
у навчальному процесі кафедри інжинірингу технічних систем ДДАЕУ

Комісія у складі: голова – декан інженерно-технологічного факультету ДДАЕУ, д-р наук з держ. управ., проф. Пугач А.М. та членів – завідувач кафедри інжинірингу технічних систем ДДАЕУ, канд. техн. наук, доц. Дудін В.Ю., гарант освітньо-професійної програми «Агроінженерія» першого (бакалаврського) ступеня вищої освіти, в.о. завідувача кафедри тракторів і сільськогосподарських машин ДДАЕУ, канд. техн. наук, доц., Теслюк Г.В., підтверджує впровадження науково-практичних результатів за дисертаційною роботою на здобуття наукового ступеня доктора філософії здобувача Чернія Олександра Анатолійовича «Обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів вібраційного спірального живильника для систем фенотипування та відбору насіння соняшнику» під керівництвом д-ра техн. наук, старш. дослід., професора кафедри інжинірингу технічних систем ДДАЕУ Алієва Е.Б. у навчальному процесі кафедри інжинірингу технічних систем ДДАЕУ і констатує:

– здобувачем освітньо-наукового ступеня доктора філософії Чернійом О.А. під керівництвом д-ра техн. наук, старш. дослід., професора кафедри інжинірингу технічних систем ДДАЕУ Алієва Е.Б. впроваджено в курс дисципліни «Деталі машин і підйомно-транспортні машини» для здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти освітньо-професійної

програми «Агроінженерія» спеціальності H7 «Агроінженерія» наступне: практична робота на тему «Вивчення роботи та розрахунок конструктивно-технологічних параметрів вібраційного спірального живильника насіння сільськогосподарських культур». Мета роботи – вивчити призначення, конструкцію, особливості робочого процесу та методику розрахунку конструктивно-технологічних параметрів спірального вібраційного живильника насіння сільськогосподарських культур. Матеріальне забезпечення – спіральний вібраційний живильник насіння сільськогосподарських культур, який розроблений і створений Чернійом О.А. і Алієвим Е.Б. у відповідності до виконаної дисертаційної роботи.

Голова комісії:
декан інженерно-технологічного
факультету ДДАЕУ,
д-р наук з держ. управ., проф. Андрій ПУГАЧ

Члени комісії:
завідувач кафедри інжинірингу
технічних систем ДДАЕУ,
канд. техн. наук, доц. Володимир ДУДІН

гарант освітньо-професійної програми
«Агроінженерія» першого (бакалаврського)
ступеня вищої освіти, в.о. завідувача кафедри
тракторів і сільськогосподарських
машин ДДАЕУ, канд. техн. наук, доц. Геннадій ТЕСЛЮК

Додаток М

Список публікацій здобувача, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації

Статті у наукових виданнях, включених до переліку наукових фахових видань України зі спеціальності 133 Галузеве машинобудування:

1. Алієв Е.Б., ***Черній О.А.*** Аналіз віброживильників для транспортування та дозування насіння в системі їх автоматичного фенотипування. *Центральноукраїнський науковий вісник. Технічні науки*. 2025. Вип. 12(43), ч. І. С. 147–163. https://doi.org/10.32515/2664-262X.2025.12(43).1.147-163 – *категорія Б (Здобувачу належить огляд конструкцій сучасних спіральних вібраційних живильників)*

2. Алієв Е.Б., ***Черній О.А.*** Аналітичне обґрунтування конструктивних і режимних параметрів спірального віброживильника для дозування поодинокого насіння соняшнику. *Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин*. 2025. Вип. 55. С. 63–79. https://doi.org/10.32515/2414-3820.2025.55.63-79 – *категорія Б (Здобувачу належить аналітичне обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів пружних елементів проєктного спірального віброживильника)*

3. Алієв Е.Б., ***Черній О.А.*** Аналітичне дослідження взаємодії кута підйому лотка чаші спірального віброживильника для дозування поодинокого насіння соняшнику з його конструктивно-технологічними і режимними параметрами. *Вібрації в техніці і технологіях*. 2025. Вип. 4(119). С. 13-27. https://doi.org/10.37128/2306-8744-2025-4-2 – *категорія Б (Здобувачу належить аналітичне визначення величини кута підйому лотка чаші спірального віброживильника для дозування поодинокого насіння соняшнику)*

4. Алієв Е. Б., ***Черній О. А.*** Експериментальні дослідження спірального віброживильника для дозування поодинокого насіння соняшнику. *Центральноукраїнський науковий вісник. Технічні науки*. 2026. Вип. 13(44). С. 140–150. https://doi.org/10.32515/2664-262X.2026.13(44).140-150 – *категорія Б (Здобувачу належить створення експериментального стенда та налаштування його до проведення випробувань дослідного спірального вібраційного живильника для дозування поодинокого насіння соняшнику)*

5. Алієв Е. Б., ***Черній О.А.*** Чисельне моделювання спірального віброживильника для дозування поодинокого насіння соняшнику. *Механіка та автоматика агропромислового виробництва*. 2026. Вип. 8 (122). С. 64–77. https://doi.org/10.37204/2786-7765-2026-8-7– *категорія Б (Здобувачу належить створення моделі чаші спірального вібраційного живильника та проведення чисельного моделювання процесу дозування поодинокого насіння соняшнику)*

Патент України на корисну модель:

6. Алієв Е.Б., ***Черній О.А.***, Калганков Є.В. Патент України на корисну модель 1162537, МПК (2026.01) B65G 27/00, B65G 27/02 (2006.01). Спіральний віброживильник. Заявка № u202504740, заявл. 29.09.2025 р. Опубл. 01.04.2026, бюл. № 13. *(Здобувачу належить проєктування конструктивної схеми спірального віброживильника)*

Тези і матеріали конференцій:

7. Алієв Е.Б., ***Черній О.А.*** Розробка модуля для визначення морфологічних властивостей насіння соняшнику. Олійні культури: сьогодення та перспективи. Збірник тез Міжнародної наукової інтернет-конференції (26 березня 2025 р.). Запоріжжя. ІОК НААН, 2025. С. 135–136 *(Здобувачу належить розробка вібраційного живильника насіння соняшнику у модулі)*

8. ***Черній О.А.*** Використання віброживильників в лініях фенотипування насіння сільськогосподарських культур. Збірник тез доповідей XI Міжнародної науково-практичної конференції «Перспективи і тенденції розвитку конструкцій та технічного сервісу сільськогосподарських машин і знарядь» з нагоди 30-річчя започаткування підготовки ОС «Бакалавр» за спеціальністю «Агроінженерія» 11 квітня 2025 року м. Житомир / МОН України, Житомирський агротехнічний фаховий коледж. Київ. Видавничий центр ЖАТФК України, 2025. С. 203–204.

9. Aliiev, E., ***Chernii, O.*** Research into the use of spiral vibratory feeders for seed dosing in automatic phenotyping systems. Збірник тез доповідей XXVI Міжнародної наукової конференції "Сучасні проблеми землеробської механіки", м. Київ 17–18 жовтня 2025 р., Національний університет біоресурсів і природокористування України, 2025. С. 90–94

(Здобувачу належить аналіз та обґрунтування ефективності використання спіральних віброживильників в системах автоматичного фенотипування насіння)

10. ***Черній О.А.*** Актуальність впровадження та розробки систем автоматичного фенотипування насіння соняшнику. Матеріали VII Міжнародної науково-практичної конференції «Технічне забезпечення інноваційних технологій в агропромисловому комплексі». м. Запоріжжя 03–28 листопада 2025 р., ТДАТУ, 2025. С. 1–6.

11. ***Черній О.А.*** Огляд існуючих конструкцій приладів обліку та дозування насіння сільськогосподарських культур. Інжиніринг технологій і технічних систем агропромислового комплексу. Збірник тез IV Всеукраїнської науково-практичної конференції молодих вчених (21 листопада 2025 р.). Частина 1. Інжиніринг технічних систем агропромислового виробництва. Дніпро. ДДАЕУ, 2025. С. 6–11.

12. ***Черній О.А.*** Оптимізація режимів роботи спірального віброживильника для поодинокого дозування насіння соняшнику в автоматизованих системах фенотипування. Тези XXIII Міжнародної науково-технічної конференції «Потураївські читання» (13 лютого 2026 р.) присвячена 104-й річниці з дня народження академіка НАН України В.М. Потураєва. Дніпро. НТУ «Дніпровська політехніка», 2026. С. 92–94.

13. ***Черній О.А.*** Методика проєктування та виготовлення спірального вібраційного живильника для дозування поодинокого насіння соняшнику. Матеріали Всеукраїнської науково-практичної конференції імені В. А. Дідура. «Науково-практичні аспекти сталого розвитку малотоннажних підприємств агропромислового виробництва» (м. Умань, 19–20 травня 2026 р.) / Редкол.: В.В.Дідур (від. Ред.) та ін. Умань: Уманський НУ, 2026. С. 35–37.

Депонований звіт:

14. Розробка наукових засад ризик-орієнтованого керування складними людино-технічними сільськогосподарськими системами: звіт про НДР (остаточний). МОН, ДДАЕУ; кер. Толстенко О.В.; виконавці: Толстенко О.В., Дирда В.І., Васильєв Д.Л., Мельянцов П.Т., Калганков Є.В., ***Черній О.А.***, Павлюченко В.О., Безверхній П.Є. Дніпро, 2025. 277 с. № ДР 0120U104862. *(Здобувачу належать пункти 2.1, 2.5 розділу 2 і висновки).*