

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ТЕРНОПІЛЬСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ІМЕНІ ІВАНА ПУЛЮЯ

Кваліфікаційна наукова праця
на правах рукопису

КАРП ІВАН ВОЛОДИМИРОВИЧ

УДК 631.331.85

ДИСЕРТАЦІЯ

**ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ШНЕКОВОГО ТРАНСПОРТЕРА
ЗЕРНОВИХ МАТЕРІАЛІВ**

13 – Механічна інженерія
133 – Галузеве машинобудування

Подається на здобуття ступеня доктора філософії.

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

_____ І.В. Карп

Науковий керівник:

Барановський Віктор Миколайович,
доктор технічних наук, професор.

Тернопіль – 2026

АНОТАЦІЯ

Карп І.В. «Обґрунтування параметрів шнекового транспортера зернових матеріалів». – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття ступеня доктора філософії галузі знань 13 Механічна інженерія за спеціальністю 133 Галузеве машинобудування. – Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, м. Тернопіль, 2026 р.

У дисертаційній роботі вирішено нове наукове завдання підвищення технологічної ефективності процесу післязбиральної доробки зернових матеріалів шляхом розробки конструкції та обґрунтування раціональних параметрів робочих органів шнекового транспортера. Підвищення ефективності процесу досягається шляхом застосування малогабаритного мобільного транспортного гвинтового механізму.

У вступі обґрунтовано актуальність теми, сформульовано мету та наведено завдання дослідження для її реалізації. Описано наукову новизну, практичне значення отриманих результатів та наведено особистий внесок здобувача у проведених дослідженнях. Наведено відомості щодо апробації та опублікування результатів наукових досліджень, структуру та обсяг дисертаційного дослідження.

Вирішення поставленої мети зведено до розв'язання таких науково-прикладних задач:

- на основі проведеного аналізу відомих конструкцій гвинтових транспортних механізмів розробити конструктивну схему малогабаритного шнекового транспортера зернових матеріалів;

- розробити математичні моделі, які функціонально описують процес переміщення зернового матеріалу в робочому просторі шнекового транспортера;

- отримати аналітичні залежності для визначення продуктивності та витрат потужності шнекового процесу переміщення зерна робочими органами шнекового транспортера;

- провести лабораторні експериментальні дослідження з визначення продуктивності, витрат потужності та пошкодження зерна пшениці в процесі його транспортування шнековим транспортером;

- визначити економічну ефективність застосування шнекового транспортера у виробничих умовах.

Об'єкт дослідження – технологічний процес роботи та робочі органи шнекового транспортера.

Предмет дослідження – конструктивно-кінематичні параметри робочих органів і їх вплив на технологічні показники транспортування зернового матеріалу шнековим транспортером.

На основі проведених наукових досліджень обґрунтовано основні раціональні параметри робочих органів малогабаритного шнекового транспортера для транспортування зернових матеріалів.

На цій підставі:

- вперше отримано:
 - аналітичну математичну модель, яка функціонально описує перехідний процес динамічного переміщення зернового матеріалу по робочих поверхнях гвинтового конвеєра шнекового транспортера, яку записано в параметричній формі;
 - математичну модель, яка описує функціональний характер кінетики руху елементарної маси зернового матеріалу в міжвитковому просторі гвинтового конвеєра та кожуха;
 - рівняння регресії, які характеризують пошкодження зерна пшениці робочими органами шнекового транспортера залежно від технологічних і конструктивних параметрів процесу;
 - уточнено емпіричні моделі продуктивності та витрат потужності процесу транспортування зерна пшениці шнековим транспортером з врахуванням змінного кроку спіральних витків гвинтового конвеєра.

У першому розділі наведено аналіз процесів переміщення сипких матеріалів гвинтовими транспортними механізмами, конструкцій робочих органів шнекових транспортерів, проаналізовано відомі результати теоретично-

експериментальних досліджень процесів транспортування зернових матеріалів гвинтовими конвеєрами та обґрунтовано вибір конструкції шнекового транспортера для проведення досліджень.

Для реалізації незначного обсягу переміщення зернового матеріалу на зернових токах невеликих багатогалузевих фермерських господарств запропоновано удосконалену схему мобільного малогабаритного шнекового транспортера.

Основними вузлами шнекового транспортера є рама, на якій встановлено електродвигун, кожух, який являє собою напрямну циліндричну трубу, всередині якого встановлено шнековий конвеєр зі змінним кроком спіральних витків, які змонтовано на барабані 9. Крок спіральних витків збільшується в сторону вихідної зони вивантаження матеріалу або вихідної горловини. Зверху кожуха встановлено завантажувальний бункер. Вихідна горловина шнекового конвеєра обладнана шибером. На вхідному валу шнека змонтовано запобіжну муфту та приводний шків клинопасової передачі.

У другому розділі наведено:

- аналітичні викладення функціонального процесу динамічного переміщення зернового матеріалу у просторі кожуха шнекового транспортера для двох випадків його руху: I-го випадку, за якого тіло елементарної маси зернового матеріалу переміщується тільки по робочій поверхні спірального витка; II-го випадку, коли тіло елементарної маси зернового матеріалу одночасно переміщується по робочій поверхні спірального витка та внутрішній поверхні кожуха;

- теоретичний аналіз кінетики руху тіла елементарної маси зернового матеріалу у робочому просторі шнекового транспортера на основі дослідження функціональної зміни кінетичної енергії процесу переміщення тіла у міжвитковому просторі гвинтового конвеєра та процесу співудару двох тіл у просторі кожуха;

- розробку аналітичних залежностей, які описують функціональну зміну продуктивності та витрат потужності під час транспортування зернового матеріалу шнековим транспортером.

За результатами теоретичного аналізу встановлено, що:

- прискорення руху тіла елементарної маси зернового матеріалу по поверхні витка гвинтового конвеєра за зміни приросту кроку від 4 до 8 см змінюється в межах від 8,5 до 17,3 м/с² для I-го випадку та від 6,3 до 15,52 м/с² для II-го випадку, а за діаметра більшого за 0,2 м та кутової швидкості гвинтового конвеєра менше 10 рад/с тіло зернового матеріалу масою понад 0,1 кг втрачає контакт з поверхнею спірального витка;

- кут відхилення тіла елементарної маси зернового матеріалу змінюється у діапазоні від 0 до 72⁰, причому відхилення тіла в межах зміни кута від 45⁰ до 72⁰ залежно від збільшення діаметра та кроку гвинтового конвеєра має прямий характер, а в діапазоні від 0 до 45⁰ – обернений характер;

- сумарна кінетична енергія контактної взаємодії тіл елементарної маси зернового матеріалу збільшується в межах від 0,71 10⁻³ до 3,19 10⁻³ Дж залежно від збільшення маси тіла від 100 до 200 г та швидкості флуктуації від 1,0 до 1,5 м/с та в межах від 0,3 10⁻³ до 2,6 10⁻³ Дж – за збільшення коефіцієнта тертя від 0,4 до 0,8 та коефіцієнта відновлення від 0,3 до 0,9, а значні втрати енергії відбуваються під час транспортування тіла діаметром більшим за 2 мм, при цьому кінетична енергія стрімко зростає від 0,05 до 0,3 Дж за питомої маси зернового матеріалу більше 1300 кг/м³;

- розраховані продуктивність і витрати потужності шнекового транспортера знаходяться в діапазоні, відповідно, від 3,0 до 76,5 (кг/хв) та від 22,0 до 232 Вт/хв в межах зміни діаметра від 0,15 до 0,25 м та частоти обертання від 100 до 300 об/хв за кроку спіральних витків гвинтового конвеєра 5, 10 і 15 см.

У третьому розділі наведено програму, опис лабораторної експериментальної установки та методику проведення експериментальних досліджень шнекового транспортера зернових матеріалів.

Програма проведення експериментальних досліджень процесу транспортування зерна пшениці шнековим транспортером передбачала:

- спроектувати та виготовити макетний зразок розробленого шнекового транспортера зернових матеріалів;

- для перевірки адекватності отриманої аналітичної моделі розробити емпіричну модель або емпіричне рівняння регресії, яке описує функціональні взаємозв'язки зміни продуктивності шнекового транспортера залежно від його основних конструктивно-кінематичних параметрів і вологості зернового матеріалу;

- експериментально встановити характер і ступінь пошкодження зернового матеріалу в процесі його транспортування шнековим транспортером;

- визначити витрати потужності під час транспортування зернового матеріалу шнековим транспортером залежно від параметрів процесу.

В загальному для реалізації експериментів було розроблено структурну схему моделі проведення експериментальних досліджень на основі базових принципів поняття «чорної скрині».

Для проведення експериментальних досліджень процесу транспортування зерна пшениці було застосовано лабораторну установку, основними базовими вузлами якої були електродвигун, шнековий транспортер, персональний комп'ютер і мультисистемний пристрій 9 Altivar 71 керування процесом роботи електродвигуна або, відповідно, шнекового транспортера.

Для обґрунтування основних параметрів і режимів роботи шнекового транспортера провели експериментальні дослідження з визначення функціонального характеру зміни продуктивності, витрат потужності та пошкодження зерна пшениці в процесі його транспортування шнековим транспортером.

В якості вхідних факторів було прийнято: площу вихідного отвору бункера, яку змінювали в межах від 10 до 40 см²; частоту обертання гвинтового конвеєра, яку змінювали в межах від 120 до 280 об/хв; вологість зерна, яку змінювали в межах від 12% до 18%; зазор між крайкою витка гвинтового конвеєра та внутрішньою поверхнею кожуха, який змінювали в межах від 6 до 14 см. Експерименти провели для трьох кроків витків – 5, 8 та 11 см.

Методика проведення експериментальних досліджень базувалася на основі наукових методів планування та реалізації планованих факторних експериментів з метою отримання рівнянь регресії параметра оптимізації.

Обробку експериментального масиву даних проводили за загальновідомими методами розрахунку з використанням методик регресійного та кореляційного аналізу.

У четвертому розділі наведено результати реалізації програми експериментальних досліджень.

На основі обробки експериментального масиву даних отримано рівняння регресії, які описують функціональну зміну:

- продуктивності шнекового конвеєра:
- витрат потужності під час транспортування зерна пшениці шнековим транспортером;
- пошкодження зерна пшениці.

За результатами проведення експериментів і оброблення експериментального масиву даних встановлено, що:

- апроксимовані значення продуктивності та витрат потужності шнекового транспортера за зміни значень вхідних факторів у межах площі вихідного отвору бункера від 10 до 40 см², частоти обертання гвинтового конвеєра від 120 до 280 об/хв та вологості зерна пшениці від 12% до 18% знаходяться в діапазоні, відповідно:

- за кроку витків 5 см, від 5 до 46 кг/хв та від 77,6 до 180 Вт/хв;
- за кроку витків 8 см від 10 до 63 кг/хв та 107,8 до 220,6 Вт/хв;
- за кроку витків 11 см від 20 до 75 кг/хв та від 97,5 до 231,5 Вт/хв;
- апроксимовані значення пошкодження зерна пшениці робочими органами шнекового транспортера за зміни значень вхідних факторів у межах частоти обертання гвинтового конвеєра від 120 до 280 об/хв, вологості зерна пшениці від 12% до 18% та зазору між крайкою витка та внутрішньою поверхнею кожуха від 6 до 14 мм знаходяться в діапазоні від 0,5% до 4,0 %, при цьому:

- за кроку витків 5 см – від 1,1% до 4,0 %;
- за кроку 8 см – від 0,6% до 2,6 %;
- за кроку 11,0 см – від 0,5% до 2,3%.

Розбіжність теоретичних і експериментальних значень продуктивності та витрат потужності становить 5%-15%;

За результатами дослідження рекомендовано такі раціональні значення основних параметрів шнекового транспортера, які забезпечують продуктивність шнекового транспортера в межах 60...75 кг/хв за витрат потужності 100...230 Вт/хв:

- площа вихідного отвору бункера 40 см²;
- зовнішній діаметр гвинтового конвеєра 0,2 м;
- частота обертання гвинтового конвеєра 250...300 об/хв;
- зазор між крайкою витка та зовнішньою поверхнею кожуха 8,0 см

Річний економічний ефект, який досягнуто за рахунок підвищення технологічної ефективності післязбиральної доробки зернових матеріалів шнековим транспортером становить 2,77 грн/кг.

Отримані результати впроваджено у виробничий процес фермерського господарства «Княже поле» (Рівненська область, с. Межиріч) та застосовуються у навчальному процесі кафедри конструювання верстатів, інструментів та машин ТНТУ ім. І. Пулюя під час вивчення дисципліни «Обладнання та транспортні засоби машинобудівних виробництв» для підготовки фахівців освітнього рівня бакалавр за спеціальністю 133 Галузеве машинобудування.

Ключові слова: механічна система, технологія, гвинтовий (шнековий) конвеєр, сипуче середовище, робочий орган, гвинтова спіраль, сипкий матеріал, зернівка, технологічний процес, операція, динамічне середовище, траєкторія, сила, коефіцієнт тертя, диференціальне рівняння.

ABSTRACT

Karp I.V. «Justification of the parameters of a screw conveyor for grain materials». – Qualification scientific work in the form of a manuscript.

Dissertation for the degree of Doctor of Philosophy in the field of knowledge 13 Mechanical Engineering in the specialty 133 Industrial Mechanical Engineering. – Ternopil Ivan Puluj National Technical University, Ternopil, 2026.

The dissertation addresses a novel scientific problem of improving the technological efficiency of post-harvest handling of grain materials through the development of a screw conveyor design and the justification of rational parameters of its working elements. The improvement in process efficiency is achieved by implementing a compact mobile screw conveying mechanism.

The introduction substantiates the relevance of the research topic, formulates the aim of the study, and defines the research objectives required for its achievement. The scientific novelty, practical significance of the obtained results, and the author's personal contribution are presented. Information on the approbation and publication of research results, as well as the structure and scope of the dissertation, is provided.

The achievement of the research objective is reduced to solving the following applied scientific tasks:

- to develop a structural layout of a compact screw conveyor for grain materials based on an analysis of existing screw conveying mechanisms;
- to develop mathematical models that functionally describe the process of grain material movement within the working space of the screw conveyor;
- to obtain analytical relationships for determining the conveying capacity and power consumption of the screw conveying process;
- to conduct laboratory experimental studies to determine conveying capacity, power consumption, and wheat grain damage during transportation by a screw conveyor;
- to assess the economic efficiency of screw conveyor application under production conditions.

The object of the study is the technological process and working elements of the screw conveyor. The subject of the study is the design and kinematic parameters of the working elements and their influence on the technological performance of grain transportation by a screw conveyor.

Based on the conducted research, rational parameters of the working elements of a compact screw conveyor for grain transportation have been substantiated.

For the first time, the following results were obtained:

- an analytical model of the dynamic process of grain material movement along the working surfaces of a screw conveyor;
- a mathematical model describing the functional characteristics of the kinematics of an elementary mass of grain material in the inter-flight space between the screw conveyor and the casing;
 - regression equations characterizing wheat grain damage as a function of technological and design parameters of the screw conveying process;
 - refined empirical models of conveying capacity and power consumption of wheat grain transportation by a screw conveyor, taking into account a variable pitch of the screw flights.

Chapter 1 presents an analysis of bulk material conveying processes using screw mechanisms, designs of screw conveyor working elements, and known theoretical and experimental research results on grain transportation by screw conveyors. The selection of the screw conveyor design for experimental investigations is substantiated.

To handle relatively small volumes of grain at grain handling facilities of small multi-profile farms, an improved layout of a mobile compact screw conveyor is proposed. The main units of the conveyor include a frame with an electric motor, a cylindrical casing acting as a guide tube, and a screw conveyor with variable-pitch flights mounted on a drum. The pitch of the screw flights increases toward the discharge zone. A feed hopper is installed above the casing, and the discharge outlet is equipped with a slide gate. A safety clutch and belt drive pulley are mounted on the screw input shaft.

Chapter 2 presents:

- analytical descriptions of the functional process of dynamic grain movement inside the screw conveyor casing for two cases:
 - movement of the elementary grain mass only along the screw flight surface;
 - simultaneous movement along the screw flight surface and the inner surface of the casing;
- a theoretical analysis of grain motion kinematics based on variations in kinetic energy within the inter-flight space and impact interactions inside the casing;
- analytical dependencies describing the functional variation of conveying capacity and power consumption during grain transportation.

Theoretical analysis established that:

- acceleration of grain movement along the screw flight surface varies from 8.5 to 17.3 m/s² for case I and from 6.3 to 15.52 m/s² for case II when the pitch increment changes from 4 to 8 cm; at a screw diameter exceeding 0.2 m and angular velocity below 10 rad/s, grain particles with mass above 0.1 kg lose contact with the flight surface;
- the angular deviation of the elementary grain mass varies from 0 to 72°, exhibiting direct dependence on diameter and pitch increase in the range 45–72°, and inverse dependence in the range 0–45°;
- the total kinetic energy of contact interaction increases from 0.71×10^{-3} to 3.19×10^{-3} J with increasing particle mass and velocity fluctuation, and significant energy losses occur when transporting particles larger than 2 mm;
- calculated conveying capacity and power consumption range from 3.0 to 76.5 kg/min and from 22.0 to 232 W, respectively, for screw diameters of 0.15–0.25 m and rotational speeds of 100–300 rpm with screw pitches of 5, 10, and 15 cm.

Chapter 3 describes the experimental program, laboratory test rig, and methodology of experimental investigations. A prototype of the developed screw conveyor was designed and manufactured. Empirical regression models were developed to verify the adequacy of the analytical model. Experimental studies determined grain damage and power consumption as functions of operating parameters.

The experiments were designed using factorial experimental planning methods. Data processing was carried out using regression and correlation analysis techniques.

Chapter 4 presents the experimental results. Regression equations describing conveying capacity, power consumption, and wheat grain damage were obtained. The discrepancy between theoretical and experimental results was within 5–15%.

Recommended rational parameters ensuring a conveying capacity of 60–75 kg/min at power consumption of 100–230 W include:

- hopper outlet area: 40 cm²;
- screw outer diameter: 0.2 m;
- screw rotational speed: 250–300 rpm;
- clearance between flight edge and casing: 8,0 cm.

The annual economic effect achieved through improved technological efficiency of post-harvest grain handling amounts to 2.77 uah/kg.

The results obtained were implemented in the production process of the farm "Knyazhe Pole" (Rivne region, village of Mezhyrich) and used in the educational process of the Department of Design of Machine Tools, Instruments and Machines of the I. Pulyuy National Technical University during the study of the discipline "Equipment and Vehicles of Machine-Building Industries" for the training of specialists with a bachelor's degree in specialty 133 Industrial Mechanical Engineering.

Keywords: mechanical system, technology, screw conveyor, bulk medium, working body, screw spiral, bulk material, grain, technological process, operation, dynamic medium, trajectory, force, friction coefficient, differential equation.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Наукові праці, в яких опубліковано основні результати дисертаційної роботи

1. Барановський В.М., **Карп І.В.** Експериментальні дослідження продуктивності та витрат потужності шнекового транспортера. Вібрації в техніці та технологіях. 2026. № 1(120). С. 5–16. *Здобувачем розроблено рівняння регресії, які описують зміну продуктивності та витрати потужності шнекового транспортера. (Фахове видання України).* doi: 10.37128/2306-8744-2026-3-16.

2. Карп І.В. Процеси роботи шнекових транспортерів зернових матеріалів. Вібрації в техніці та технологіях. 2025. № 3(118). С. 154–161. **(Фахове видання України).** doi: 10.37128/2306-8744-2025-3-18.

3. Viktor Baranovsky, **Ivan Karp**, Yaroslav Salo, Bohdan Berezhenko, Petro Marushchak. Analysis of the process of material movement in a screw conveyor. Scientific Journal of the Ternopil National Technical University. 2025. Vol. 1 (117). P. 5–17. *Здобувачем розроблено математичні моделі динаміки транспортування тіла елементарної маси в просторі гвинтового конвеєра для двох випадків його переміщення та сформульовано висновки. В. Барановський запропонував методи аналітичного дослідження процесу транспортування зернового матеріалу. Я. Сало розробив структурні моделі застосування шнекових транспортерів, рис. 1, 2. Б. Береженко проаналізував відомі результати процесів транспортування зернових матеріалів шнековими транспортними механізмами. П. Марущак виконав комп'ютерне оформлення результатів дослідження. (Фахове видання України).* doi.org/10.33108/visnyk_tntu2025.01.

4. Ivan Karp. The process of moving grain material in the pneumatic line of a pneumatic screw conveyor. Scientific Journal of the Ternopil National Technical University. 2025. Vol. 2 (118). P. 79–90. **(Фахове видання України).** doi.org/10.33108/visnyk_tntu2025.02.

5. Карп І.В. Математична модель процесу переміщення зернового матеріалу в пневмошнековому транспортері. Міжвузівський збірник «Наукові нотатки». 2025. № 82. С. 112–120. **(Фахове видання України).** doi: 10.36910/775.24153966.2025.82.18.

Наукові праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертаційної роботи

6. Карп І.В. Аналітична модель процесу роботи шнекового транспортера зернових матеріалів. Актуальні задачі сучасних технологій : тез доп. XIV Міжн. наук.-техн. конф. молодих учених та студентів, (Тернопіль, 11-12 грудня 2025). Терн. націон. техн. ун-т ім. І. Пулюя [та ін]. Тернопіль : ФОП Паляниця В.А., 2025. С. 86–88.

7. **Ivan Karp**, Viktor Baranovsky. Analysis of the process of destruction of grain materials : тези доп. XXVI Міжн. наук. конф. «Сучасні проблеми землеробської механіки» (17-18 жовтня 2025 року) присвяченій 125-й річниці з дня народження академіка Петра Мефодійовича Василенка. НУБіП України. Київ, 2025. С. 320 – 324. *Здобувачем запропоновано методику визначення пошкодження зернового матеріалу.*

8. Карп І.В. Продуктивність та витрати потужності шнекового транспортера зернових матеріалів. Зб. мат. XIII Міжн. наук.-техн. конф. «Крамаровські читання» з нагоди 119-ї річниці від дня народження доктора технічних наук, професора, члена-кореспондента ВАСГНІЛ, віцепрезидента УАСГН Крамарова Володимира Савовича (1906-1987) 19-20 лют. 2026 р., м. Київ. К.: Видавничий центр НУБіП України, 2026. С. 245–247.

ЗМІСТ

ВСТУП	17
РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ СТАНУ ПИТАННЯ	21
1.1. Загальна характеристика та процеси роботи гвинтових транспортних механізмів	21
1.2. Аналіз теоретично-експериментальних досліджень процесу переміщення зернових матеріалів гвинтовими робочими органа	34
1.3. Обґрунтування вибору робочого органу	43
1.4. Висновки, мета та завдання дослідження	47
РОЗДІЛ 2. ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ РОБОТИ ШНЕКОВОГО ТРАНСПОРТЕРА	49
2.1. Математична модель функціонування гвинтового конвеєра шнекового транспортера	49
2.2. Дослідження процесу руху зернового матеріалу у просторі гвинтового конвеєра	65
2.3. Аналіз продуктивності та витрат потужності шнекового транспортера	79
2.3.1. Аналіз продуктивності шнекового транспортера	79
2.3.2. Аналіз витрат потужності шнекового транспортера	86
2.3. Висновки до розділу.....	94
РОЗДІЛ 3. МЕТОДОЛОГІЯ ПРОВЕДЕННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ШНЕКОВОГО ТРАНСПОРТЕРА	97
3.1. Програма, об'єкт і предмет дослідження шнекового транспортера	97
3.2. Методика проведення експериментів з визначення продуктивності та витрат потужності шнекового транспортера	103
3.3. Методика проведення експериментів з визначення пошкодження зернового матеріалу	110
3.4. Висновки до розділу	115

РОЗДІЛ 4. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ РОБОТИ ШНЕКОВОГО ТРАНСПОРТЕРА	116
4.1. Результати експериментальних досліджень продуктивності та витрат потужності шнекового транспортера	116
4.1.1. Аналіз продуктивності шнекового транспортера	116
4.1.2. Аналіз витрат потужності шнекового транспортера	128
4.2. Результати експериментальних досліджень пошкодження зернового матеріалу	139
4.3. Висновки до розділу	149
РОЗДІЛ 5. ОСНОВНІ УЗАГАЛЬНЕНІ НАУКОВІ РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ ТА ВПРОВАДЖЕННЯ ШНЕКОВОГО ТРАНСПОРТЕРА ЗЕРНОВИХ МАТЕРІАЛІВ	151
5.1. Напрямки вдосконалення гвинтових транспортних механізмів для переміщення зернових культур	151
5.2. Економічна ефективність застосування шнекового транспортера	154
5.4. Висновки до розділу.....	159
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	160
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	162
ДОДАТКИ	178

ВСТУП

Актуальність теми. Зважаючи на нестабільні природно-кліматичні умови, які складаються у більшості регіонів України в період стиглості зернових культур і, відповідно, в період механізованого збирання врожаю, просушування зібраного зерна стає фундаментальним етапом його післязбиральної доробки.

За умов значного підвищеної вологості повітря, мінливих погодних умов, які призводять до інтенсивних осадів, значна частина зібраної зернової продукції, відсоток якої може становити від 20% до 50 % потребує природного або технологічного (механізованого) просушування. У вкрай дощовий період цей показник значно зростає – кількість зібраного вологого зерна вологістю більше 15%–18% зростає до 70%–80% [1].

Рациональна організація сушіння дозволяє підвищити властивості зерна, які запобігають його псуванню в процесі зберігання та значно підвищує його технологічні та продовольчі показники [2].

Сушіння дозволяє вирівняти зерно за вологістю та ступенем зрілості, сприяє післязбиральному дозріванню, покращує колір, зовнішній вигляд, інші технологічні властивості. Крім того, воно припиняє життєдіяльність мікроорганізмів, грибків та шкідників – тому сушіння можна застосовувати навіть до дефектного зерна. У переробці зерна (на муку, крупу) правильно висушене зерно дає кращий вихід і якість кінцевої продукції.

Для виконання таких операцій на зернотоках невеликих багатопрофільних господарств, як правило застосовують потужні та дорогі транспортні механізми – складні шнекові гвинтові, пневматичні та комбіновані пневмошнекові транспортери з продуктивністю 5...30 т/год, довжиною подачі до 100 метрів і швидкістю руху повітря 15...40 м/с.

Проте використання потужних машин для виконання невеликого обсягу такої роботи є нераціональним та недоцільним, що призводить до зниження технологічної ефективності виробництва зернової продукції [3].

Таким чином, серед актуальних завдань підвищення ефективності післязбиральної доробки зернових матеріалів на токах невеликих агропідприємств, є розробка та обґрунтування раціональних параметрів малогабаритних шнекових транспортерів, які забезпечують ефективне переміщення зернової продукції на невеликі відстані.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Роботу виконано відповідно до тематики наукового напрямку Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя «Розроблення енергоефективних конструкцій та ресурсозберігаючих технологій виробництва робочих органів гвинтових транспортно-технологічних машин» (№ 0124U002485).

Мета та завдання дослідження. Метою роботи є підвищення технологічної ефективності процесу післязбиральної обробки зернових матеріалів шляхом розробки конструкції та обґрунтування раціональних параметрів робочих органів шнекового транспортера.

Для досягнення мети в роботі поставлені такі завдання:

- на основі проведеного аналізу відомих конструкцій гвинтових транспортних механізмів розробити конструктивну схему малогабаритного шнекового транспортера зернових матеріалів;
- розробити математичні моделі, які функціонально описують процес переміщення зернового матеріалу в робочому просторі шнекового транспортера;
- отримати аналітичні залежності для визначення продуктивності та витрат потужності шнекового процесу переміщення зерна робочими органами шнекового транспортера;
- провести лабораторні експериментальні дослідження з визначення продуктивності, витрат потужності та пошкодження зерна пшениці в процесі його транспортування шнековим транспортером;
- визначити економічну ефективність застосування шнекового транспортера у виробничих умовах.

Об'єкт дослідження – технологічний процес роботи та робочі органи шнекового транспортера.

Предмет дослідження – конструктивно-кінематичні параметри робочих органів і їх вплив на технологічні показники транспортування зернового матеріалу шнековим транспортером.

Методи дослідження. Теоретичні дослідження проведені з використанням методів теоретичної механіки, теорії машин і механізмів, класичної механіки, вищої математики та статистики.

Експериментальні дослідження проводились на розробленій лабораторній установці на основі загальновідомих та запропонованих методик з використанням математичного планування та реалізації багатофакторних експериментів.

Теоретичні розрахунки та статистична обробка експериментальних даних проводились з використанням прикладних програм для персонального комп'ютера.

Наукова новизна отриманих результатів.

Обґрунтовано технологічний процес переміщення зернових матеріалів і раціональні параметри робочих органів шнекового транспортера.

На цій підставі:

- вперше отримано:
- аналітичну математичну модель, яка функціонально описує перехідний процес динамічного переміщення зернового матеріалу по робочих поверхнях гвинтового конвеєра шнекового транспортера, яку записано в параметричній формі;
- математичну модель, яка описує функціональний характер кінетики руху елементарної маси зернового матеріалу в міжвитковому просторі гвинтового конвеєра та кожуха;
- рівняння регресії, які характеризують пошкодження зерна пшениці робочими органами шнекового транспортера залежно від технологічних і конструктивних параметрів процесу;

- уточнено емпіричні моделі продуктивності та витрат потужності процесу транспортування зерна пшениці шнековим транспортером з врахуванням змінного кроку спіральних витків гвинтового конвеєра.

Практичне значення отриманих результатів. Розроблено конструкцію шнекового транспортера зі змінним кроком спіральних витків гвинтового конвеєра.

Спроековано експериментальну лабораторну установку для дослідження процесу транспортування сипких матеріалів шнековим транспортером.

Розроблено методику визначення пошкодження зерна пшениці під час його транспортування шнековим транспортером і обґрунтовано раціональні параметри його робочих органів.

Отримані результати впроваджено у виробничий процес фермерського господарства «Княже поле» (Рівненська область, с. Межиріч) та застосовуються у навчальному процесі кафедри конструювання верстатів, інструментів та машин ТНТУ ім. І. Пулюя під час вивчення дисципліни «Обладнання та транспортні засоби машинобудівних виробництв» для підготовки фахівців освітнього рівня бакалавр за спеціальністю 133 Галузеве машинобудування.

Особистий внесок здобувача. Основні теоретичні та експериментальні дослідження за темою дисертаційної роботи виконано здобувачем самостійно. Постановку завдань, аналіз, трактування одержаних результатів дослідження проведено спільно з науковим керівником.

Результати роботи викладено одноосібно автором у 5 друкованих працях [2, 4-6,8]. У публікаціях, що виконані у співавторстві, дисертантом виконано: [1] – розроблено рівняння регресії, які описують зміну продуктивності та витрати потужності шнекового транспортера. [3] – запропоновано методи аналітичного дослідження динаміки транспортування тіла елементарної маси в просторі гвинтового конвеєра для двох випадків його переміщення; [7] – запропоновано методику визначення пошкодження зернового матеріалу.

Апробація результатів дисертації. Основні положення та результати роботи доповідались і обговорювались на:

- XIII, XIV Міжнародних науково-технічних конференціях молодих учених та студентів «Актуальні задачі сучасних технологій» Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя (Тернопіль, 2024, 2025 рр.);

- XXVI Міжнародній науковій конференції «Сучасні проблеми землеробської механіки» (17-18 жовтня 2025 р.) присвяченій 125-й річниці з дня народження академіка Петра Мефодійовича Василенка (НУБіП України, 2025 р);

- XIII Міжнародній науково-технічній конференції «Крамаровські читання» з нагоди 119-ї річниці від дня народження доктора технічних наук, професора, члена-кореспондента ВАСГНІЛ, віцепрезидента УАСГН Крамарова Володимира Савовича (1906-1987) (НУБіП України, 2026 р).

Публікації. За результатами досліджень опубліковано 8 наукових праць, з яких 5 статей у фахових виданнях України, із них 3 статті – одноосібні, 3 тези наукових конференцій.

Структура та обсяг дисертації. Дисертація складається зі вступу, п'яти розділів, загальних висновків, списку використаних джерел із 147 найменувань та 35 додатків. Основні результати роботи викладено на 161 сторінці, де міститься 64 рисунки та 14 таблиць. Загальний обсяг дисертації становить 228 сторінок.

РОЗДІЛ 1

АНАЛІЗ СТАНУ ПИТАННЯ

1.1. Загальна характеристики та процеси роботи гвинтових транспортних механізмів

Ефективний комплексний показник виробничої діяльності агропромислових господарств суттєво залежить від впливу багатьох об'єктивних та суб'єктивних існуючих факторів, що регулюють технологічну ланку вирощування та переробки отриманої сировини в кінцевий споживчий продукт [3, 4].

У цьому контексті однією з таких ланок у зерновій галузі рослинництва є післязбиральне доведення зібраного врожаю до необхідного стану для належного подальшого використання за цільовим призначенням – підготовки насіннєвого матеріалу, зерна до помелу, до годівлі тощо. Водночас, для виконання таких супутніх робіт, як, наприклад, сушіння, калібрування, протравлювання зерна або відділення домішок, необхідно виконувати операцію переміщення зернового матеріалу до відповідних виконавчих механізмів за заданими маршрутами, що зазначено в роботах [5, 6].

Р.М. Рогатинський та ін. [7] наголошує, що одним з ефективних, простих та надійних методів транспортування сипучих матеріалів, до яких належать зернові продукти, є їх переміщення спіральним шнеком. Для виконання такого технологічного процесу доставки матеріалів до місця призначення за заданими технологічними маршрутами використовуються шнекові транспортери [8, 9].

У роботі [10] зазначено, що на спеціалізованих майданчиках великих сільськогосподарських компаній для переміщення зернової продукції, або виконання вантажно-розвантажувальних робіт, використовуються потужні та складні в обслуговуванні шнекові транспортні машини, які ефективно підходять для виконання значного обсягу транспортних робіт з післязбиральної обробки зібраного зернового врожаю.

Автор Васильків [11] стверджує, що на зернотоках невеликих багатoproфільних господарств використання потужних машин для виконання невеликого обсягу такої роботи є нераціональним та недоцільним, що також зазначається в роботі [12], а найефективнішими методами післязбиральної обробки зібраного зернового врожаю є використання мобільних або пересувних малогабаритних та простих в обслуговуванні шнекових транспортерів.

У загальному контексті транспорт для переміщення сипких або кускових матеріалів можна уявно поділити на три основні типи: пневматичний, механічний, комбінований або пневмомеханічний [13-15].

На спеціалізованих площадках великих агрофірм для переміщення зернової продукції, або виконання завантажувально-розвантажувальних робіт застосовують потужні та складні в обслуговуванні пневмотранспортні машини (рис. 1.1), які є ефективно придатним під час переміщення значного обсягу зібраного урожаю [16].



Рисунок 1.1 – Загальний вигляд пневмотранспортерів для транспортування сипких матеріалів

Пневматичний транспорт виконує переміщення зернових матеріалів у пневмотрасах різної конфігурації за рахунок подачі до них стиснутого повітря та може транспортувати матеріали у вертикальному або горизонтальному напрямках [17-19].

Як правило, вони призначені для виконання розвантажувально-завантажувальних робіт у процесі післязбиральної доробки зернового матеріалу до заданих кондицій залежно від подальшого його використання. Конструкції пневматичних транспортерів великої продуктивності (до 500 т/год) можуть обладнуватися спеціальними пристроями (циклонами) для очищення зерна від домішок, додаток А.1.1.

Переважно зерновий матеріал відбирається з насипної кучі методом його всмоктування розрідженим повітрям та подальшого переміщення по пневмотрасі [20].

Для реалізації невеликого обсягу переміщення зернової маси для її післязбиральної доробки до необхідних кондицій на зернових токах невеликих багатопрофільних господарств колективом авторів [21-23] запропоновано застосовувати малогабаритний пневмошнековий транспортер, конструктивна схема якого наведена на рис. 1.2.

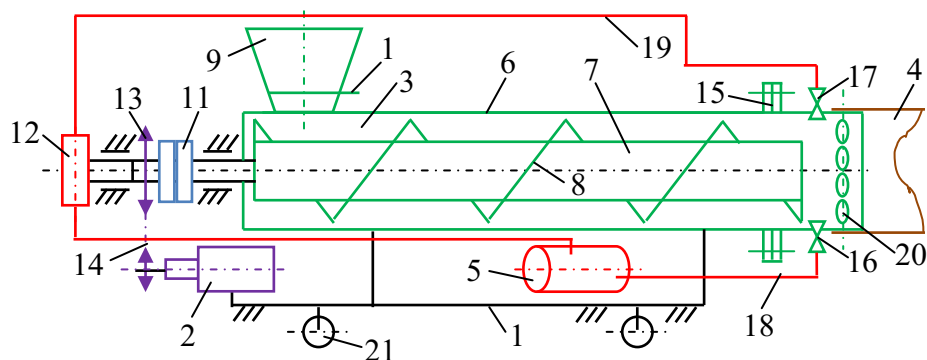


Рисунок 1.2 – Конструктивна схема малогабаритного пневмошнекового транспортера: 1 – рама; 2 – електродвигун; 3 – гвинтовий конвеєр; 4 – пневмотраса; 5 – компресор; 6 – кожух; 7 – шнек; 8 – спіральний виток; 9 – бункер; 10 – шибер; 11 – муфта; 12 – пневморозподільник; 13 – зірочка; 14 – ланцюгова передача; 15 – двосторонній монтажний фланець; 16, 17 – штуцер; 18, 19 – пневмошланг; 20 – пневматичне сопло; 21 – опорне колесо

Основними вузлами пневмошнекового транспортера є: рама 1 на якій встановлено електродвигун 2 і гвинтовий конвеєр 3; пневмотраса 4 заданої конфігурації; компресор 5 для подачі стисненого повітря у пневмотрасу.

Гвинтовий конвеєр являє собою напрямну циліндричну трубу 6, всередині якої встановлено спіральний шнек 7, а зверху напрямної труби обладнано завантажувальний бункер 8. Вихідна горловина бункера обладнана шибером 9.

На вхідному валу шнека змонтовано запобіжну муфту 10, пневморозподільник, 11 та приводну зірочку 12 для обертання шнека, яке виконується за допомогою ланцюгової передачі 13. На вихідному торці напрямної труби встановлено двосторонній монтажний фланець 14, в який вмонтовано вхідний 15 і вихідний 16 штуцери, до яких приєднано пневмошланги 17 подачі стисненого повітря. Всередині та на початку фланця закріплено пневматичні сопла 18 різної форми та конфігурації.

За відкритого шибера 10 (рис. 1.2), завантажений в бункер 9 зерновий матеріал надходить в порожнину циліндричної труби 6 та заповнює її простір навколо шнека 7. За рахунок свого обертання спіральні витки 8 переміщують зерновий матеріал вздовж осі обертання шнека. У процесі сходження зернового матеріалу з останнього напірного витка зерновий матеріал підхоплюється потоком стисненого повітря, яке подається в порожнину двостороннього фланця 15 від ресивера компресора 5 через пневмошланг 18 і впускний штуцер 16. За рахунок створеного повітряного тиску зерновий матеріал через отвори пневматичного сопла 20 переміщується до пневмотраси 4 та транспортується в ній до місця призначення.

Проте на зернових токах невеликих агропромислових багатогалузевих фермерських господарств для виконання незначного обсягу таких робіт застосування потужних машин є нераціональним і недоцільним, а найефективнішим способом післязбиральної обробки зібраного зернового урожаю є застосування простих малогабаритних і нескладних в технічному обслуговуванні шнекових транспортних механізмів [16].

Серед механічних пристроїв, які можуть ефективно переміщувати сипкі та кускові матеріали, найбільш конкурентними є шнекові транспортери.

Шнекові транспортери на виробничих площадках є найбільш розповсюдженими транспортними механізмами за ознаками простоти конструкції, надійності в роботі, нескладному обслуговуванні, незначних габаритних розмірах і відносно невеликої вартості [22].

Класифікацію шнекових транспортерів згідно з [23] наведено на рис. 1.3, яку систематизовано за такими критеріями класифікації: за напрямком руху продукту; за кутом нахилу до горизонту; за функціональним призначенням; за формою виконання шнека; за способом транспортування потоку матеріалу.

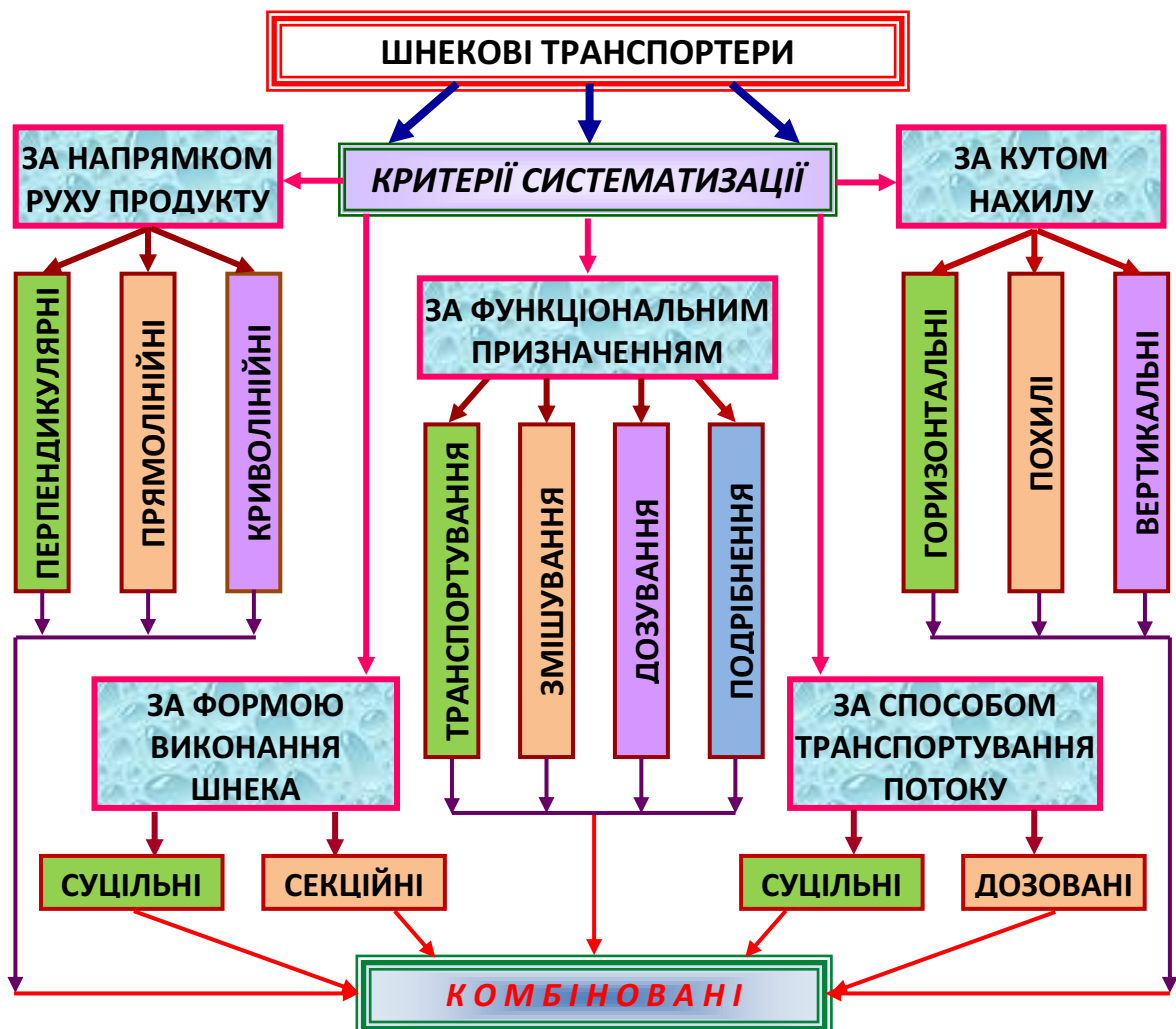


Рисунок 1.3 – Класифікація шнекових транспортерів сипких матеріалів

Конструктивна схема шнекового транспортера у загальному вигляді, яка властива більшості конструкцій шнекового транспортера наведена на рис. 1.4.

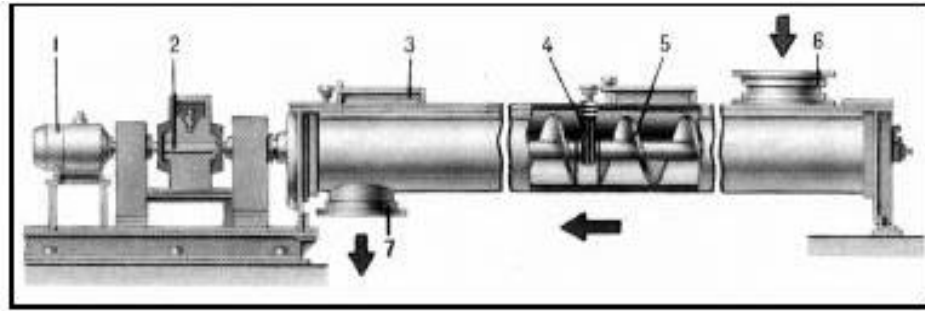


Рисунок 1.4 – Конструктивна схема шнекового транспортера у загальному вигляді: 1 – механізм приводу; 2 – редуктор; 3, 6 – завантажувальні бункері; 4 – кожух; 5 – гвинтовий конвеєр; 7 – вивантажувальний шибер

Загальний вигляд різновидностей шнекових транспортерів для переміщення сипких вантажів наведено на рис. 1.5.



Рисунок 1.5 – Загальний вигляд шнекових транспортерів сипких матеріалів

Поділ шнекових транспортерів за критеріями систематизації є наступним:

- за напрямком руху продукту – поздовжні, поперечні та Г-подібні;
- за кутом нахилу кожуха – горизонтальні, похилі та вертикальні;
- за функціональним призначенням – транспортування, подрібнення, дозування, змішування матеріалу;
- за формою виконання шнека – суцільні, секційні;
- за способом транспортування продукту – суцільні, дозовані.

Робочим органом, який переміщує зерновий матеріал у шнековому транспортері є гвинтовий конвеєр (рис. 1.6), розміщений у напрямній циліндричній або напівциліндричній трубі (кожусі) 1 з зазором між торцем спірального витка 2 та зовнішньою поверхнею напрямної труби.

Він має барабан 3 на якому встановлено спіральну навивку у вигляді витків, закріплених по гвинтовій лінії з певним кроком T та певним кутом нахилу α (кутом підйому гвинтової лінії) витків відносно горизонтальної площини.

Параметрами гвинтового конвеєра, які характеризують різноплановість його застосування є: діаметр D , крок T , частота обертання n , висота h та кут підйому гвинтової лінії α спіральних витків.

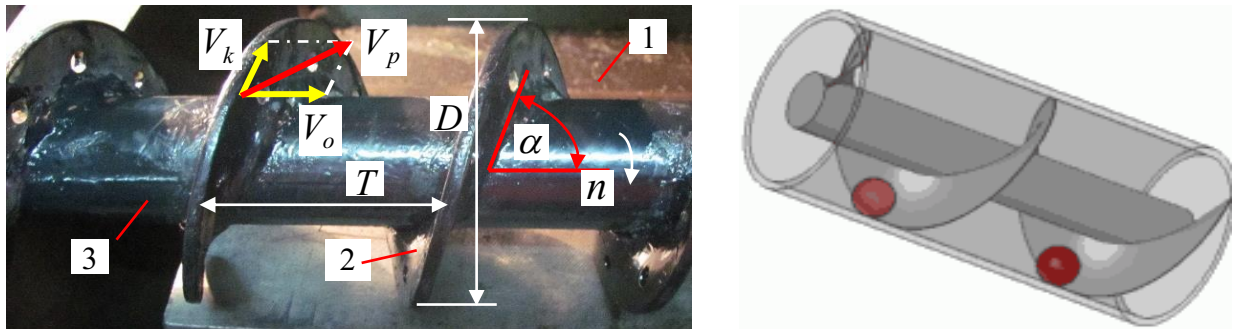


Рисунок 1.6 – Загальний вигляд гвинтового конвеєра: 1 – кожух; 2 – виток шнека; 3 – барабан

Переміщення або транспортування зернового матеріалу відбувається за рахунок обертання витків 2 з частотою обертання n , під час чого матеріал набуває швидкості V_o осьового переміщення вздовж горизонтальної осі обертання гвинтового конвеєра.

Горизонтальні шнекові транспортери призначені як для переміщення кускових, так і сипких матеріалів промислового та сільськогосподарського призначення, причому форма напрямного кожуха в якому встановлено гвинтовий конвеєр може бути відкритою (рис. 1.7) та закритою (рис. 1.8) [23-25].

Шнекові транспортери з відкритим кожухом, як правило переміщують продукти переробної та харчової промисловості у різнопланових лініях [26, 27].

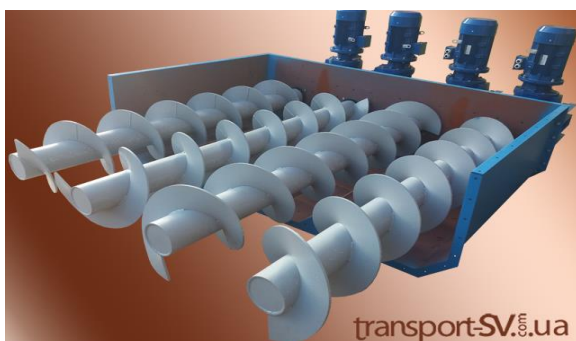
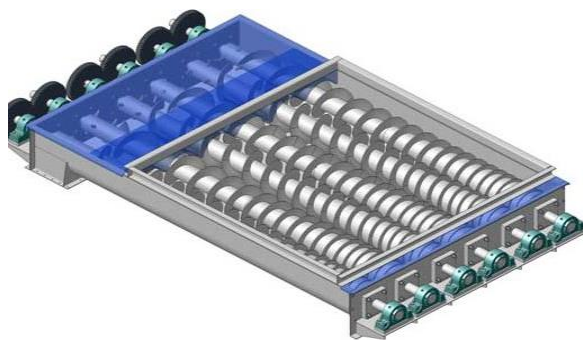


Рисунок 1.7 – Загальний вигляд горизонтальних шнекових транспортерів з відкритим кожухом

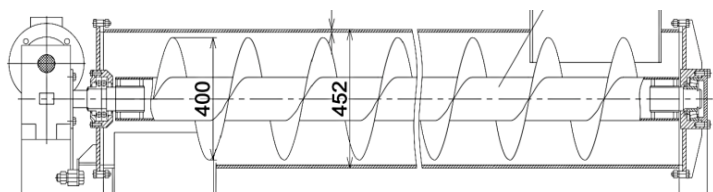


Рисунок 1.8 – Загальний вигляд горизонтальних шнекових транспортерів з закритим кожухом

Будова та принцип роботи горизонтальних шнекових транспортерів різнопланового технологічного призначення (переміщення матеріалів, подрібнення, дозування, сортування, очищення продукту від зайвих непотрібних домішок, протруювання тощо) практично однакова та полягає в наступному, рис. 1.9.

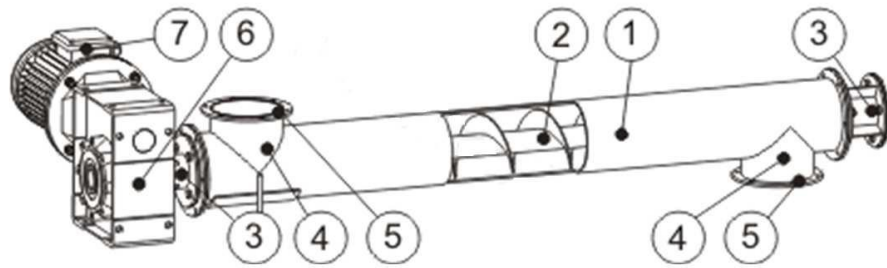


Рисунок 1.9 – Конструктивна схема горизонтального шнекового транспортера: 1 – кожух; 2 – гвинтовий конвеєр; 3 – фланець кожуха; 4 – шибер; 5 – завантажувальна та вивантажувальна горловина; 6 – редуктор; 7 – електродвигун

Вихідні кінці вала гвинтового конвеєра 2 (рис. 1.8) посаджені в опорні підшипники, які закріплено в фланцях 3, що жорстко з'єднані з внутрішньою та зовнішньою поверхнею кожуха 1. Привод вала гвинтового конвеєра відбувається за рахунок передачі крутного моменту від електродвигуна 7 через регульовальний редуктор 6. Завантажений через горловину 5 зерновий матеріал надходить до гвинтового конвеєра та за рахунок його обертання переміщується вздовж кожуха до вивантажувальної горловини 5, та надходить далі за призначенням.

Спіральна навивка гвинтового конвеєра може бути виконаним з правостороннім та лівостороннім напрямком закріплення витків на напрямній трубці та мати окрім одного заходу два або більше заходів спіральних витків, тобто бути однозаходним, двозаходним [28].

Похилі шнекові транспортери за призначенням розрізняють на пологопохилі та крутопохилі залежно від встановленого кута нахилу гвинтового конвеєра до горизонту, а будова гвинтового конвеєра та принцип транспортування зернових матеріалів аналогічна його будові та принципу роботи горизонтальних шнекових механізмів, рис. 1.10 [29].

Шнекові транспортери у яких гвинтовий конвеєр встановлено перпендикулярно до горизонтальної площини називають вертикальними, рис. 1.11. Вони призначені для переміщення зернових матеріалів на певну висоту за встановленими маршрутами.



Рисунок 1.10 – Загальний вигляд похилих шнекових транспортерів



Рисунок 1.11 – Загальний вигляд вертикальних шнекових транспортерів

Такі шнекові транспортери відносяться до спеціальних гвинтових транспортних механізмів, які підіймають зерновий матеріал на доволі значну висоту – до 10-12 м, при цьому частота обертання вертикальних гвинтових конвєсєрів є значно більшою (у декілька разів) порівняно з частотою обертання гвинтового конвєсєра горизонтальних шнекових транспортерів [30, 31].

Для виконання операцій одночасного переміщення зернових матеріалів у горизонтальному напрямку, під певним кутом до горизонту або у вертикальному напрямку застосовують комбінований варіант шнекових транспортерів (рис. 1.12), які мають горизонтальну та похилу трасу транспортування продукту [32, 33].

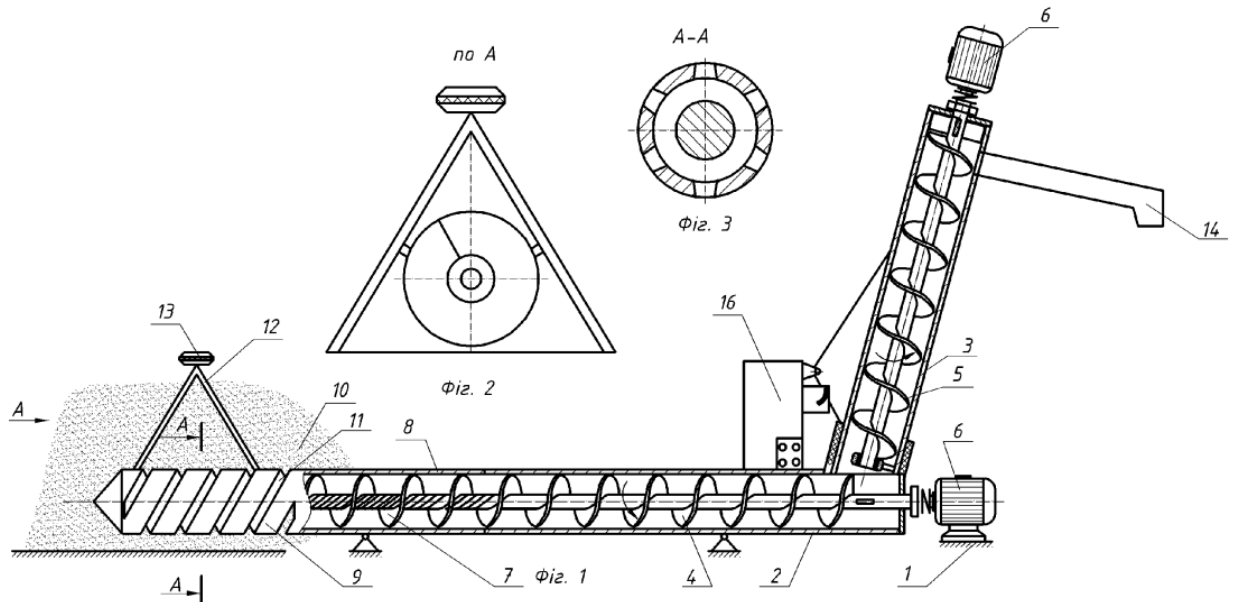


Рисунок 1.12 – Схема комбінованого шнекового транспортера з горизонтальною та похилою трасою переміщення зернового матеріалу: 1 – основна рама; 2, 3 – направляючий кожух; 4, 5 – гвинтовий конвеєр; 6 – електродвигун; 7 – спіральні витки; 8 – гнучкий патрубок; 9 – циліндричний наконечник; 10 – зерновий матеріал; 11 – забірний патрубок; 12 – опорний пристрій; 13 – регульовальна ручка; 14 – вивантажувальний патрубок; 15 – блок керування (пульт управління)

До комбінованих шнекових транспортерів відносяться також транспортери, які мають горизонтальну та вертикальну трасу транспортування зернових матеріалів, рис. 1.13 [34]. Як правило, горизонтальна частина призначена для завантаження зернового матеріалу з насипної кучі та його переміщення до вертикальної частини траси шнекового транспортера.

Специфіка транспортування таких матеріалів гвинтовими механізмами накладає певні обмеження та вимоги до їх техніко-експлуатаційних характеристик [35].



Рисунок 1.13 – Загальний вигляд комбінованих шнекових транспортерів з горизонтальною та вертикальною трасою переміщення зернового матеріалу

Шнекові транспортери за принципом встановлення або розташування залежно від призначення перевантажувальних операцій розрізняють на стаціонарні та пересувні, або мобільні з різними механізмами приводу їх переміщення відносно насипного зернового матеріалу [36].

Основними техніко-експлуатаційними показниками транспортування зернових матеріалів шнековими транспортерами є продуктивність, витрати потужності та пошкодження зерна: середня продуктивність у межах від 40 до 150 т/год; середні витрати потужності у межах від 0,15 до 3,5 кВт/год; середні пошкодження зернових матеріалів: тверді сорти зерна пшениці I та II класу – у межах від 1,5% до 4,5%; м'які сорти зернових матеріалів III та IV класу – у межах від 1,0% до 3,0% [36-39].

Таким чином порівняно з іншими транспортними машинами за результатами аналізу встановлено, що:

- основними перевагами застосування шнекових транспортерів для переміщення зернових матеріалів є:
 - конструктивна простота або нескладність конструкції;
 - відносна ефективність (надійність) переміщення вантажів за відносно незначних витрат потужності;
 - нескладність технічного обслуговування;

- до основних недоліків під час їх застосування для переміщення незначного об'єму зернового матеріалу на токах невеликих фермерських господарств під час післязбиральної доробки можна віднести відносно значну вартість відносно значні енергетичні витрати транспортного механізму порівняно з виконаним обсягом транспортних робіт, що є неефективним і нерациональним в умовах господарювання.

Тому актуальним завданням підвищення ефективності післязбиральної доробки зернових матеріалів на токах невеликих фермерських господарств є розробка мобільних малогабаритних шнекових транспортерів для виконання відносно невеликого обсягу транспортних операцій.

1.2. Аналіз теоретично-експериментальних досліджень процесу переміщення зернових матеріалів гвинтовими робочими органами

Гвинтові механізми, як транспортні робочі органи, які призначені для переміщення різнопланових матеріалів як кускового, так і сипкого характеру досліджені в працях видатних українських вчених Адамчука В.В., Гевка Б.М., Василенка П.М., Григор'єва О.М., Погорілого Л.В. та ін. [40-46], де наведено основні фундаментальні викладення та положення, які розглядають питання стратегічних напрямків ефективності застосування шнекових транспортерів в умовах виробництва, методологічних основ розробки та оптимізації параметрів робочих органів гвинтових механізмів, а також їх подальші шляхи технологічного та конструктивного розвитку.

Питаннями досліджень, які описують основні аспекти функціонування транспортних гвинтових механізмів під час переміщення сипких матеріалів (в тому числі і зернових матеріалів) присвячено праці вітчизняних вчених Рогатинського Р.М., Гевка Р.Б., Пилипця М.І., Барановського В.М., Гевка Ів.Б., Булгакова В.М., Ляшука О.Л., Степаненка С.П., Гудя В.А., Ловейкіна В.С., Стадника І.Я., Серілка Д.Л., Залуцького С.В., Грудового Р.С. та ін. [47-66].

Серед зарубіжних вчених вагомих внесок у розвиток конструкцій та теоретичних засад переміщення зернових матеріалів робочими органами шнекових транспортерів зроблено дослідниками Nilsson L.G., Janson L.P., Fernandezi J., Rehkugler E., Manjula E., Roberts A., Tian Y., Mills D та ін. [67-76].

Продуктивність $W_{u.m}$ (кг/с) шнекових транспортних механізмів безперервної дії є одним із основних технологічних показників ефективності їх застосування для транспортування потоку вантажу та згідно з [42, 47-49] визначається за відомою формулою

$$W_{u.m} = F_n \varrho_n \gamma \psi, \quad (1.1)$$

де F_n , γ , ϱ_n , – відповідно, площа поперечного перетину (m^2), питома маса (kg/m^3) та швидкість осьового переміщення потоку вантажу вздовж горизонтальної осі обертання шнека, м/с;

ψ – коефіцієнт заповнення простору транспортера.

Рядом авторів [50-53] на основі залежності (1.1) розроблено формули для розрахунку об'ємної продуктивності $W'_{u.m}$ (m^3/c) горизонтальних шнекових транспортерів, які являють собою гвинтовий конвеєр, що встановлений в закритий кожух:

$$W'_{u.m} = 0,25\pi\psi\varrho_n^2(D^2 - d^2); \quad W'_{u.m} = 0,25\pi(D^2 - d^2)\left(T - \frac{b}{\cos\alpha}\right)nK_o, \quad (1.2)$$

де D , d , b – відповідно, зовнішній діаметр гвинта, діаметр барабана гвинта та товщина останнього витка гвинта, м;

K_o – комплексний коефіцієнт, який враховує заповнення шнека.

Як і коефіцієнт заповнення простору транспортера ψ , так і комплексний коефіцієнт, який враховує заповнення шнека K_o , поряд з частотою обертання витків шнека ω , є одними домінуючими параметрами, які мають значний вплив на зміну продуктивності горизонтальних шнекових транспортерів, яку розраховано на теоретичному, та встановлено на експериментальному рівнях, при цьому їх розбіжність може становити від 10% до 30% [54, 55].

Nilsson L.G. в праці [67] на основі аналізу такої розбіжності продуктивності шнекових транспортерів запропонував методику для корегування цієї похибки шляхом введення спершу в функцію продуктивності змінного аргументу у вигляді залежності зовнішнього діаметра D шнека

$$D = \left(\frac{4W_{u.m}}{A} \right)^{0,33} \left(\frac{1}{C_1 C_2} \right)^{0,33}, \quad (1.3)$$

де C_1 , C_2 – безрозмірні коефіцієнти, отримані на основі перетворення загального комплексного коефіцієнта K_o ,

за яким введення C_1 і C_2 спочатку обґрунтовує раціональне значення зовнішнього діаметра D шнека, за якого різниця реальної продуктивності шнекових транспортерів від теоретичного значення не перевищує 3,5%.

На рис. 1.14 наведено залежності, які на аналітичному рівні описують функціональну зміну коефіцієнта заповнення φ робочого простору гвинтового конвеєра від частоти обертання шнека, які побудовано Григор'євим О.М. за результатами проведення експериментальних досліджень для трьох значень робочої довжини шнека 1,5S; 2S; 3S [45].

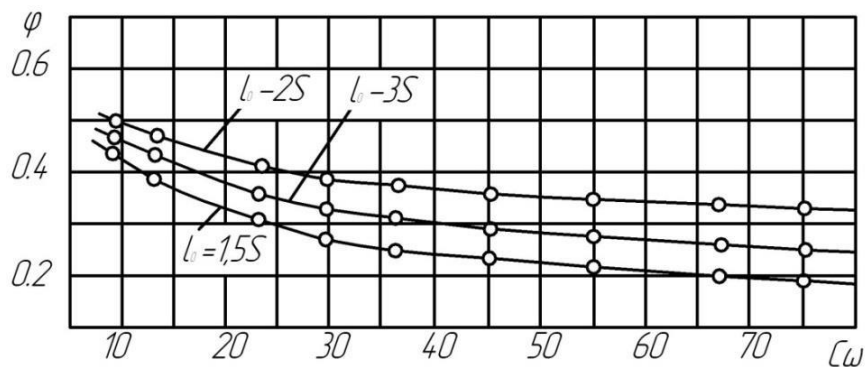


Рисунок 1.14 – Залежність зміни коефіцієнта заповнення φ як функція $\varphi = f(\omega)$

У роботах Р.М. Рогатинського [47-49] було розроблено оптимізаційну модель жорстких шнекових конвеєрів з розширеними технологічними можливостями та сформульовано всеосяжний набір науково-практичних рекомендацій щодо їх оптимального проектування.

Проведено структурно-кінематичний аналіз гвинтових конвеєрних та технологічних машин, визначено основні напрямки синтезу нових конструкцій шнекових механізмів із розширеними технологічними можливостями та характеристиками.

Також розглянуто технологічні основи взаємодії шнекових робочих тіл із сільськогосподарською сировиною. Розроблено уніфіковану модель, яка описує функціонування шнекових конвеєрних та технологічних машин у процесах сільськогосподарського виробництва. Вирішено завдання, які пов'язані з об'ємною взаємодією тіл у потоці, що рухається в умовах напружено-деформованого стану, і сформульовано обчислювальні алгоритми для нелінійних завдань оптимізації.

Крім того, запропоновано нові технологічні рішення, методи та пристрої для забезпечення процесів сортування, очищення, транспортування та формування шнекових робочих тіл.

Ним виведено та запропоновано аналітичні співвідношення які визначають:

- швидкість транспортування вантажу в загальному випадку:

$$v_z = \frac{\omega p}{2\pi} \left[\frac{\operatorname{tg}\beta_1}{\operatorname{tg}\alpha + \operatorname{tg}\beta_1} + \frac{\operatorname{tg}\beta_2}{\operatorname{tg}\alpha + \operatorname{tg}\beta_2} \right], \quad (1.4)$$

де ω , p – відповідно, кутова швидкість (рад/с) та крок витка шнека, м;

β_1 , β_2 – крайні значення кута підйому траси, рад.;

α – кут нахилу спіралі витка, рад.

Ним також наведено теоретичну модель, яка функціонально описує зміну питомих енерговитрат у процесі транспортування вантажу:

$$w = \frac{N}{QL} = g \sin \alpha + \frac{\mu_2 r_0 \omega_0^2}{\sin \beta} \left[1 + \frac{\mu_1 \sin 2\beta_0}{\sin^2 \alpha + \mu_1 \cos 2\alpha} \right] + \xi(P), \quad (1.5)$$

де N – необхідна розрахункова потужність приводу транспортера, Вт;

Q – продуктивність транспортного механізму, кг/с;

L – довжина гвинтового конвеєра, м;

μ_1, μ_2 – коефіцієнти тертя матеріалу по поверхні витка та кожуха;

ω_0 – кутова швидкість центра поперечного перерізу потоку матеріалу в кожусі, рад/с;

r_0 – питома маса вантажу, кг/м³;

β – кут нахилу транспортера відносно горизонту, рад;

$\zeta(P)$ – дисипативна функція.

Серілко Д.Л. у праці [61] для обґрунтування технологічних показників, які характеризують економічну ефективність застосування шнекових транспортерів, запропонував ввести узагальнені показники об'ємного η_Q та енергетичного η_N коефіцієнтів корисної дії гвинтових транспортних машин, записавши їх у загальному випадку у вигляді функціональних зв'язків між основними параметрами шнека:

у параметричній формі

$$\eta_Q = f_Q(k_d; k_s; G_\omega; f_o; f_1; f_2); \quad \eta_N = f_N(k_d; k_s; G_\omega; f_o; f_1; f_2); \quad (1.6)$$

- у загальній канонічній формі

$$\eta_Q = \frac{4Q'_m}{\pi(D^2 - d^2)\Gamma n'}; \quad \eta_N = \frac{N}{Q'_m \rho' L}, \quad (1.7)$$

де η_Q, η_N – відповідно, об'ємний та енергетичний к.к.д. шнека;

$k_d = d / D$ – коефіцієнт відношення діаметра труби до діаметра шнека;

$k_s = T / D$ – коефіцієнт відношення кроку до діаметра шнека;

$G_\omega = \pi^2 n^2 D / 1800g$ – коефіцієнт режиму частоти обертання гвинта;

f_o, f_1, f_2 – відповідно, коефіцієнт внутрішнього тертя між частинками, коефіцієнт тертя матеріалу по поверхні шнека та поверхні кожуха;

Q'_m, L – об'ємна продуктивність (м³/с) та робоча довжина шнека, м;

n' – частота обертання шнека, об/с;

N – затрати споживчої потужності, Вт;

ρ' – питома вага матеріалу, Н/м³.

Nilsson L.G. [68] за результатами проведених експериментально-теоретичних досліджень встановили, що мінімізація енергетичних витрат на процес переміщення крупних матеріалів шнековими транспортерами досягається за значення $k_d = 0,25 \dots 0,3$; $k_s = 0,75$.

У працях науковців Manjit K. Misra, Yuh Yuan Shyu, Leopoldo Baudet, Stephen J. Marley [67-74] та інших вчених [75-85] викладено результати дослідження зміни продуктивності транспортуванні зернового матеріалу шнековими транспортерами та чинників, які суттєво впливають на показники пошкодження насіння зернових культур.

Ними було встановлено, що:

- продуктивність шнекового транспортера, гвинтовий конвеєр якого виконано зі стальними витками становила 62 т/год, з гумовими витками – 58 т/год, з щітковими елементами – 54 т/год за кута нахилу шнекового транспортера до горизонту рівного 30 град;

- пошкодження зерна шнековим транспортером, гвинтовий конвеєр якого виконано зі стальними витками становили 0,56%, з гумовими витками – 0,24%, з щітковими елементами – 0,02% за кута нахилу шнекового транспортера до горизонту рівного 30 град;

- значне збільшення пошкодження зерна відбувалося при збільшені кута нахилу шнекового транспортера в межах від 15 до 30 град: для гвинтового конвеєра, який виконано зі стальними витками приріст пошкодження становив 1,49%, з гумовими витками – 0,66%, з щітковими елементами – в межах статистичної похибки.

Ними також було акцентовано, що показник травмування зернового матеріалу у значній мірі залежав від коефіцієнта заповнення та частоти обертання гвинтового конвеєра, а також від значення радіального зазору між витками та кожухом.

Наукові праці Пилипця М.І. [51, 52] описують основні аспекти методологічних напрямків розробки та оптимізації параметрів і режимів роботи шнекових транспортерів.

Також розглянуто важливе питання зниження складності виготовлення гвинтових механізмів на основі введення коефіцієнта технологічної складності. Ним констатовано, що даний критерій взаємопов'язує конструктивні параметри заготовки для виробництва шнеків з процесом навивання заготовки на оправку.

Було запропоновано залежність, яка визначає значення цього коефіцієнта технологічної складності K_{mc}

$$K_{mc} = \left(\frac{B}{r} \right)^x K_e; K_{mc} = (\psi - 1)^x K_c, \quad (1.8)$$

де B – висота стрічки;

x – показник степені функції;

$K_c = 0,7 \dots 1,1$ – коефіцієнт, який залежить від параметрів формоутворення, або складності процесу виготовлення;

r – радіус оправки.

Для визначення коефіцієнта K_{mc} технологічної складності застосовують узагальнюючий вираз

$$K_{mc} = \psi_o k_1 k_2 \dots k_i \quad (i = 1, 2, \dots, n), \quad (1.9)$$

де ψ_o – коефіцієнт заповнення робочого простору шнека;

$k_1 k_2 \dots k_i$ – конструктивні коефіцієнти, які враховують конструкцію та геометрію шнека, довжину завантажувальної та розвантажувальної частини, значення коефіцієнта тертя, властивості матеріалу, наприклад, вологості, міцності матеріалу тощо.

Для визначення коефіцієнта ψ заповнення робочого простору гвинтового конвеєра шнекових транспортерів Ярошенком В.Ф. [65] запропоновано залежності

$$\psi = 1 - \frac{Kn}{1000}; \quad \psi = \frac{K}{\sqrt{n}} (1 - 0,4 \sin \beta) m, \quad (1.10)$$

де K – коефіцієнт, який залежить від діаметра шнека;

$\beta \leq 30$ град. – кут нахилу шнека до горизонту;

m – коефіцієнт, який залежить від довжини завантажувального вікна.

Ними зроблено практичний висновок, що коефіцієнт заповнення ψ гвинтових механізмів є величиною змінною, мінливість якого регулюється багатьма об'єктивними та суб'єктивними факторами, які притаманні процесам транспортування зернових матеріалів: конструкції механізму, властивостями продукту переміщення, параметрами робочих органів тощо.

Наукова робота Залуцького С.З. [62] описує основні положення взаємодії зернового матеріалу з еластичними поверхнями робочих органів шнекового транспортера під час переміщення зернини у просторі кожуха.

Ним запропоновано залежності, які описують функціональну зміну сили, яка виникає при защемленні зернини у зазорі між витком і кожухом, а також охарактеризовано умову цього защемлення, відповідно:

$$N_b = \frac{E(a^4 - b_4) \sqrt{r^3 (\cos \alpha_T - \cos \alpha_n) (2l - r^3 (\cos \alpha_T - \cos \alpha_n))}}{16l^2 (b - a)k}; \quad (1.11)$$

$$\mu_1 = \frac{\operatorname{tg} \alpha - \mu_2}{1 - \mu_2 \operatorname{tg} \alpha}, \quad (1.12)$$

де μ_1 та μ_2 – коефіцієнти тертя між зерниною та гвинтовим робочим органом і між зерниною та кожухом відповідно;

α – кут контакту між зерниною та еластичним робочим органом, град.

Крім цього, ним за результатами експериментальних досліджень розроблено емпіричні моделі, які характеризують:

- витрати потужності шнекового транспортера під час переміщення зернового матеріалу;

- ступеня пошкодження під час транспортування зернового матеріалу, відповідно:

$$P = 0,055 + 0,11 \cdot 10^{-2} n - 0,06 \alpha - 0,014 \Delta + 0,21 \cdot 10^{-5} n \alpha + 0,84 \cdot 10^{-4} n \Delta + 0,75 \cdot 10^{-4} \alpha \Delta - 0,33 \cdot 10^{-6} n^2 + 0,21 \cdot 10^{-4} \alpha^2 - 0,5 \cdot 10^{-4} \Delta^2; \quad (1.13)$$

$$T_e = 0,0011 + 0,0012 \alpha - 0,0002 n + 0,051 \Delta. \quad (1.14)$$

Встановлено, що пошкодження зерна зростає адекватно збільшенню частоти обертання n гвинтового конвеєра – за збільшення частота n обертання від 200 до 500 об/хв ступінь пошкодження зерна зростає від 0,17% до 0,23 %, а зміна кута нахилу шнекового транспортера у межах від 0° до 40° також призводить до збільшення ступеня пошкодження зернового матеріалу від 0,17% до 0,21%.

Зважаючи на результати виконаного аналізу відомих досліджень можна зробити висновок, що в них недостатньо (не в повній мірі) наведено розв'язок прикладних задач, які описують відмінність функціонування технологічних процесів роботи шнекових транспортерів з змінним кроком, реалізація яких відбувається за одночасного переміщення зернових матеріалів по поверхні спіральних витків і зовнішній поверхні кожуха.

Крім того, недостатньо вивчено процеси перехідного режиму роботи гвинтів від тихохідного до швидкісного, коли при малих кутових швидкостях, гвинтом протягується тіло волочіння, а при збільшенні кутової швидкості гвинта зростає динамічність процесу і режим роботи наближається до перехідного, при якому значна частина вантажу буде пересипати через вал. Тому важливо досліджувати не лише тихохідний режим із стаціонарним волочінням вантажу, а його динаміку, або розглянути два режими: коли на вантаж діють в'язі зі сторони гвинта та кожуха, а також, коли на початку завантаження, чи коли на вантаж, що зривається з відкосу і падає на поверхню гвинта, діють тільки в'язі зі сторони гвинта. Крім цього, при динамічному процесі відбуваються інтенсивні зіткнення частинок в потоці, чим раніше для тихохідних гвинтових конвеєрів нехтували.

Тому враховуючи наукові завдання, які сформульовано в дисертаційній роботі, першочергову увагу необхідно приділити дослідженню та аналізу результатів досліджень, які характеризують процес переміщення зернового матеріалу витками зі змінним кроком спіральної навивки:

- аналіз продуктивності;
- енергетичних затрат процесу;
- ступеня пошкодження зернового матеріалу тощо.

1.3. Обґрунтування вибору робочого органу

Для переміщення зернових матеріалів у процесі їх післязбиральної обробки (просушування вологого зерна, сепарації домішок, протруювання зернового посівного матеріалу тощо) у місцях зберігання, застосовують транспортні механізми, які призначені для завантажування зерна з насипної кучі в транспортні засоби та його транспортування до відповідних виконавчих механізмів.

Широкого поширення, для виконання таких робіт, набули пневмошнекові транспортери, які забезпечують переміщення зернових матеріалів на значні відстані [16, 86, 87].

Пневматичні конвеєри або пневмотранспорт застосовують для переміщення різнопланових вантажів різних галузей промисловості.

Специфічна особливість таких транспортних механізмів полягає в тому, що транспортування матеріалів може відбуватися по трасах різної конфігурації, що полегшує шляхи їх доставки до місця призначення [88, 89].

Для забезпечення виконання таких робіт у великих спеціалізованих агрофірмах, які вирощують зернові культури застосовують потужні пневматичні конвеєри продуктивністю до 200...250 т/год та які переміщують вантажі в горизонтальному напрямку на віддаль до 100 м і більше, або у вертикальному напрямку – на висоту підйому до 30 м [90, 91].

Застосування таких пневматичних конвеєрів на токах сільськогосподарських підприємств є рентабельним за умови вирощування зернових культур на значних площах, або значного валового виробництва зернової продукції [92].

В умовах функціонування багатогалузевих фермерських господарств, які збирають зернові культури на незначних площах (30...100 га) та виконання незначного обсягу післязбиральної доробки зібраного урожаю на токах, актуальним завданням є питання окупності потужних транспортних механізмів за у зв'язку з їх незначним сезонним завантаженням виконаних робіт [16, 93].

Шляхами вирішення цього важливого техніко-економічного завдання є розробка та застосування малогабаритних і мобільних шнекових транспортерів, які призначені для переміщення вологих зернових матеріалів у процесі їх післязбиральної доробки (природнього просушування на площадках зернових токів) або виконання незначного за величиною обсягу транспортних робіт, які притаманні багатогалузевим фермерським господарств аграрного сектору України [94]. Застосування таких шнекових транспортерів для виконання транспортних робіт на зернових токах багатогалузевих фермерських господарств дозволить значно підвищити техніко-економічні показники вирощування зернових культур [95, 96].

Основними вузлами шнекових механізмів (шнекового транспортера) є шнековий конвеєр і завантажувальний бункер. Шнековий конвеєр виконує передавальну функцію сипких або кускових матеріалів і являє собою конструкцію циліндричної форми та складається з напрямної труби (кожуха), в середині простору якого встановлено спіральний шнек, або спеціальний транспортний спіральний гвинт, який приводиться в обертальний рух за допомогою різних механізмів приводу [97-100].

Переважно, у більшості випадків механізми приводу спірального шнека в обертальний рух виконуються механічної, або електричної дії. Невід'ємною складовою одиницею шнекового транспортера є завантажувальні бункери різної просторової конфігурації, який встановлюють зверху напрямної труби у відповідному місці. Просторова конфігурація конструкції бункера регламентована формою та властивостями матеріалу транспортування.

Відповідно до призначення шнекового транспортера, або виду виконуваної роботи (особливо при змішуванні компонентів транспортування) кількість бункерів може бути два та більше [101]. Для реалізації невеликого обсягу переміщення зернового матеріалу для його післязбиральної доробки та доведення його до необхідних кондицій для зберігання на зернових токах невеликих багатопрофільних фермерських господарств запропоновано схему мобільного малогабаритного шнекового транспортера, рис. 1.14 [102, 103].

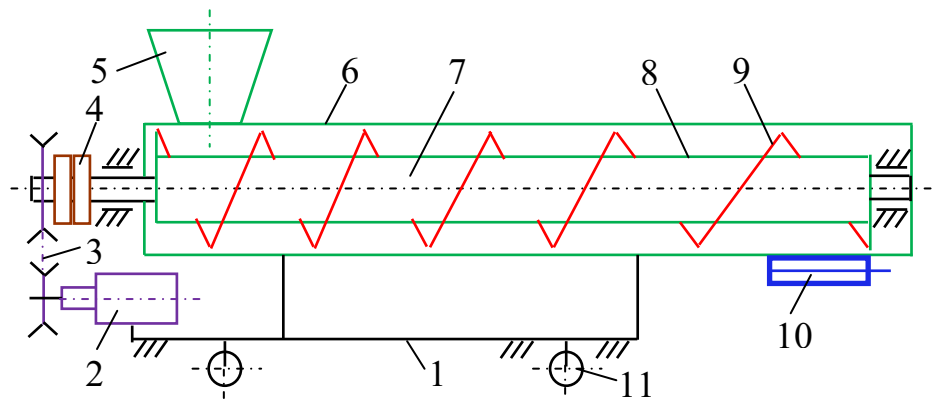


Рисунок 1.14 – Конструктивна схема шнекового транспортера зернових матеріалів: 1 – основна рама; 2 – електродвигун; 3 – клинопасова передача; 4 – запобіжна двосекційна тарілчаста муфта; 5 – завантажувальний бункер; 6 – циліндричний горизонтальний кожух; 7 – гвинтовий конвеєр; 8 – барабан; 9 – спіральний виток; 10 – шибер; 11 – опорне колесо

На рис. 1.15 наведено розроблену трьохвимірну 3D модель шнекового транспортера.

Основними вузлами шнекового транспортера є рама 1, на якій встановлено електродвигун 2, завантажувальний бункер 5, горизонтальний циліндричний кожух 6 та гвинтовий конвеєр 7.

Зверху циліндричного кожуха встановлено завантажувальний бункер 5.

Гвинтовий конвеєр являє собою циліндричний барабан 8 на якому по гвинтовій лінії змонтовано спіральні витки 9 зі змінним кроком.

Крок спіральних витків збільшується в сторону вихідної зони вивантаження зернового матеріалу або в сторону вихідної горловини, яка обладнана вивантажувальним шибером 10.

На вхідному валу гвинтового конвеєра змонтовано запобіжну муфту 4 та приводний шків клинопасової передачі 3.

Привод гвинтового конвеєра та, відповідно, спіральних витків в обертальний рух відбувається за допомогою електродвигуна 2 через ведучий шків клинопасової передачі 3 та запобіжної муфти 4.

Рама шнекового транспортера опирається на рухомі опорні колеса 11 для його переміщення.

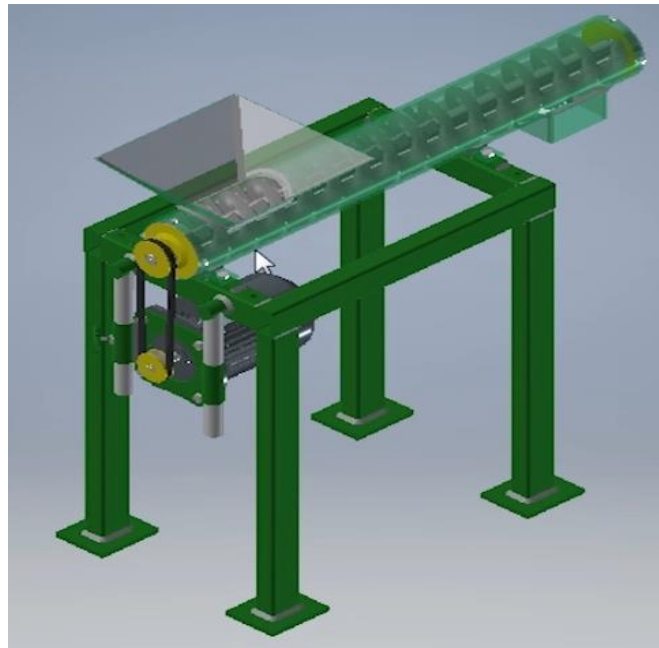


Рисунок 1.15 – 3D модель шнекового транспортера

Завантажений в бункер 5 (рис. 1.14) зерновий матеріал надходить в порожнину кожуха 6 та заповнює його об'ємний простір навколо гвинтового конвеєра 7. За рахунок свого обертання спіральні витки 9 переміщують зерновий матеріал вздовж осі обертання гвинтового конвеєра до вихідної зони вивантаження зернового матеріалу або в сторону вихідної горловини, тобто до отвору шиберу 10.

У процесі сходження зернового матеріалу з останнього напірного спірального витка гвинтового конвеєра він (зерновий матеріал) за рахунок свого вільного падіння вивантажується з порожнини кожуха через вихідний отвір шибера.

При порушенні технологічного процесу транспортування зернового матеріалу спіральними витками гвинтового конвеєра (перевантаження подачі зерна з завантажувального бункера, накопичення його в об'ємному просторі кожуха, непередбачених аварійних ситуацій тощо) спрацьовує запобіжна муфта 4, яка роз'єднує вал гвинтового конвеєра від приводу.

Дослідження процесу транспортування або переміщення матеріалів у гвинтовому конвеєрі, є одним із важливих кроків забезпечення раціонального функціонування процесу роботи транспортних механізмів або технологічності процесу роботи шнекового транспортера.

1.4. Висновки, мета та завдання дослідження

На основі аналізу стану питання, необхідно зробити такі основні висновки:

1. Застосування сучасних потужних пневматичних транспортерів для переміщення зернового матеріалу на токах невеликих агропідприємств є економічно нерентабельним за умов виконання незначного об'єму транспортних робіт.

2. Для невеликих багатогалузевих фермерських господарств економічно доцільним для виконання незначного обсягу післязбиральної доробки зібраного урожаю зернових культур є застосування мобільних малогабаритних пневмошнекових транспортерів, які побудовані на основі поєднання механічного та пневматичного способу переміщення сипких матеріалів.

3. До основних переваг застосування шнекових транспортерів можна віднести: простоту конструкції шнека, ефективність транспортування вантажів, простота обслуговування та відносно незначна вартість виробу; надійність виконання процесу роботи; відносно мала маса (в 2-3 рази менша) та відносно незначні затрати потужності на виконання процесу порівняно з іншими транспортерами, які мають однакову продуктивність і висоту переміщення продукту; розвантаження матеріалу на шляху та напрямку переміщення.

4. Запропоновано малогабаритний пневмошнековий транспортер для виконання відносно незначного обсягу транспортних робіт на токах невеликих фермерських господарств або переміщення зернових матеріалів, який складається з гвинтового конвеєра, пневмонагнітального обладнання та пневмотраси.

5. Незважаючи на значну кількість методів та принципів розробки аналітичних моделей, що описують процеси переміщення продуктів шнековими конвеєрами, існують певні обмеження щодо їх застосування та можливості аналітичного обґрунтування основних параметрів робочих органів шнекових транспортних механізмів

Тому метою досліджень є підвищення технологічної ефективності післязбиральної доробки зернових матеріалів шляхом обґрунтування раціональних параметрів робочих органів шнекового транспортера.

Завдання дослідження – вирішення важливого науково-технічного завдання, яке полягає в розробленні аналітично-емпіричних методів обґрунтування раціональних параметрів робочих органів шнекового транспортера.

Шляхом ідентифікації відомих досліджень технологічних процесів транспортування зернових матеріалів шнековим транспортером вирішення даного завдання зведено до розв'язання прикладних задач:

- на основі проведеного аналізу відомих конструкцій гвинтових транспортних механізмів розробити конструктивну схему малогабаритного шнекового транспортера зернових матеріалів;

- розробити математичні моделі, які функціонально описують процес переміщення зернового матеріалу в робочому просторі шнекового транспортера;

- отримати аналітичні залежності для визначення продуктивності та витрат потужності шнекового процесу переміщення зерна робочими органами шнекового транспортера;

- провести лабораторні експериментальні дослідження з визначення продуктивності, витрат потужності та пошкодження зерна пшениці в процесі його транспортування шнековим транспортером;

Основні положення розділу опубліковано в наукових працях:

1. Карп І.В. Процеси роботи шнекових транспортерів зернових матеріалів. Вібрації в техніці та технологіях. 2025. 2025. № 3(118). С. 154–161.

2. Карп І.В. Аналітична модель процесу роботи шнекового транспортера зернових матеріалів. Актуальні задачі сучасних технологій : тез доп. XIV Міжн. наук.-техн. конф. молодих учених та студентів. Тернопіль : ФОП Паляниця В.А., 2025. С. 86–88. 1.

3. Ivan Karp. The process of moving grain material in the pneumatic line of a pneumatic screw conveyor. Scientific Journal of the Ternopil National Technical University. 2025. Vol. 2 (118). P. 79–90.

РОЗДІЛ 2

ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ РОБОТИ ШНЕКОВОГО ТРАНСПОРТЕРА

2.1. Математична модель функціонування гвинтового конвеєра шнекового транспортера

Для розробки математичної моделі процесу переміщення зернового матеріалу гвинтовим конвеєром шнекового транспортера розглянемо складену схему діючих сил, яку наведено на рис. 2.1 [102, 103].

Розглянемо переміщення тіла 5 (рис. 2.1) елементарної маси dm_e зернового матеріалу, яка знаходиться в точці M та яка належить робочій поверхні спірального витка 4, який встановлено на барабані 3 гвинтового конвеєра 2.

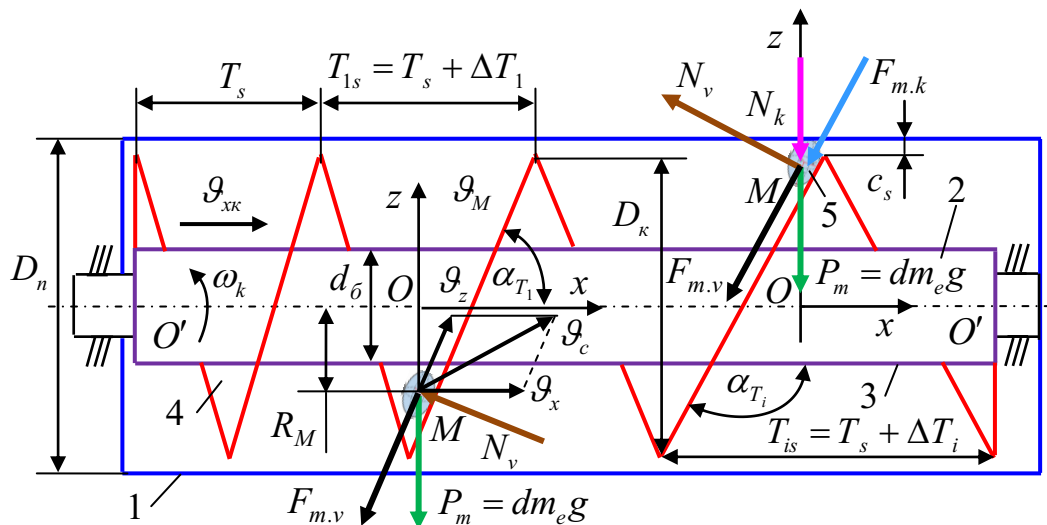


Рисунок 2.1 – Схема до розрахунку процесу переміщення зернового матеріалу у гвинтовому конвеєрі: 1 – кожух; 2 – гвинтовий конвеєр; 3 – барабан; 4 – спіральний виток; 5 – тіло зернового матеріалу

Приймаємо припущення, що тіло 5 елементарної маси dm_e , яке має форму розтягнутого еліпсоїда, рухається по поверхні спірального витка 4 гвинтового конвеєра 2 під час його обертання з кутовою швидкістю ω_k без відриву від робочої поверхні спірального витка.

Тобто тіло еліпсоїдної форми, за певний час свого переміщення по робочій поверхні спірального витка не втрачає зв'язок з поверхнею витка, або зв'язане з витком гвинтового конвеєра та пересувається (переміщується) по робочій поверхні спірального витка.

Для розробки математичної моделі функціонування гвинтового конвеєра введемо, зв'язану з кожухом 1 (рис. 2.1), нерухому просторову систему координат $Oxuz$, початок відліку якої знаходиться на осі $O'O'$ обертання барабана 5 гвинтового конвеєра 2, а вісь Oz співпадає з нею.

При цьому вісь Ox направлено вгору перпендикулярно осі Oz , а вісь Oy – горизонтально у напрямку від нас.

Нехай в момент часу $t_0 = 0$ початковий кут повороту φ_0 (рад) спірального витка 4 (рис. 2.1) гвинтового конвеєра 2 дорівнює $\varphi_0 = const$, а тіло 5 елементарної маси dm_e зернового матеріалу знаходиться на поверхні спірального витка в точці M , змінний крок T_{is} якого дорівнює $T_{is} = T_s + \Delta T_i$, залежно від кількості змінних кроків k_z та коефіцієнтом кроку k_{Tis} дорівнює [63, 64]

$$\Delta T_{is} = \frac{D_k (k_{Tis} - k_{Ts})}{i - 1}; \quad T_{is} = T_s + (k_z - 1) \frac{D_k (k_{Tis} - k_{Ts})}{i - 1}, \quad (2.1)$$

де ΔT_{is} – приріст кроку гвинтового конвеєра, м;

D_k – діаметр гвинтового конвеєра, м;

k_{Ts} , k_{Tis} – відповідно, коефіцієнт кроку T_s та T_{is} ;

i – загальна кількість витків гвинтового конвеєра;

T_s – початковий крок гвинтового конвеєра, м.

За певний проміжок часу t виток гвинтового конвеєра повернеться на деякий кут φ_M (рад), значення якого можна записати у вигляді

$$\varphi_M(t) = 2\pi\omega_k t + \varphi_0, \quad (2.2)$$

де ω_k – кутова швидкість гвинтового конвеєра, рад/с.

Згідно з [104], поряд з обертальним рухом, тіло 5 елементарної маси dm_e зернового матеріалу (рис. 2.1) здійснює плоскопаралельний рух в площині xOz , яка перпендикулярна до осі обертання барабана 3 шнека, тобто осі $O'O'$.

При цьому згідно з [104], за початкової координати $x_0 = 0$, цей плоскопаралельний рух можна задати канонічним рівнянням руху центра обертання вала гвинтового конвеєра, яке записано у вигляді

$$[x_0(t); z_0(t); y_0(t)] = [x_0(t); z_0(t); 0], t \geq 0. \quad (2.3)$$

Крім того зміну початкових координат x_0 і y_0 , які визначають положення тіла зернового матеріалу на поверхні спірального витка за певний проміжок часу t згідно з положенням [104, 105] можна задати у вигляді функціоналів, які записано у канонічній формі

$$\begin{cases} x_0(t) = -f_x [\varphi_0(t) \cos \varphi_M(t)] + g [\varphi_0(t) \sin \varphi_0(t)]; \\ y_0(t) = -f_y [\varphi_M(t) \sin \varphi_M(t)] - g [\varphi_M(t) \cos \varphi_0(t)]. \end{cases} \quad (2.4)$$

Під час обертання гвинтового конвеєра на тіло 5 (рис. 2.1) елементарної маси dm_e зернового матеріалу, елементарний об'єм якого дорівнює dV_m та яке розташоване на робочій поверхні спірального витка 4 у точці M , діють такі сили:

- елементарна сила ваги $dP_m = dm_e g = dV_m \rho_q g$ (Н), де m – маса тіла зернового матеріалу, кг; dV_m – елементарний об'єм тіла зернового матеріалу еліпсоїдної форми, м³; ρ_q – питома маса зернового матеріалу, кг/м³;

- елементарна сила реакції спірального витка $dN_v = R_v n_v$ шнека (Н), де R_v – реакція в'язі робочої поверхні спірального витка, Н; n_v – одинична нормаль до робочої поверхні спірального витка;

- елементарна сила реакції робочої (внутрішньої) поверхні кожуха $dN_k = R_k n_k$ шнекового транспортера (Н), де R_k – реакція в'язі робочої поверхні кожуха, Н; n_k – одинична нормаль до робочої поверхні кожуха шнекового транспортера;

- елементарна сила тертя ковзання частинки тіла зернового матеріалу по робочій поверхні спірального витка $dF_{m.v} = N_v f_v = R_v n_v f_v$ (Н), де f_v – коефіцієнт тертя ковзання тіла зернового матеріалу по поверхні спірального витка;

- елементарна сила тертя ковзання тіла зернового матеріалу по робочій поверхні кожуха шнекового транспортера $dF_{m.k} = N_k f_k = R_k n_k f_k$ (Н), де f_k – коефіцієнт тертя ковзання тіла зернового матеріалу по поверхні кожуха шнекового транспортера.

Розглянемо два можливі випадки переміщення зернового матеріалу робочими органами шнекового транспортера, або руху тіла зернового матеріалу по робочій поверхні спірального витка гвинтового конвеєра:

- тіло зернового матеріалу рухається по робочій поверхні спірального витка без контакту з внутрішньою поверхнею кожуха – I-й випадок;

- тіло зернового матеріалу рухається одночасно по робочій поверхні спірального витка та внутрішній поверхні кожуха – II-й випадок.

Згідно з класичними законами механіки запишемо рівняння руху тіла зернового матеріалу у нерухомій системі координат $Oxyz$ у векторній формі запису для I-го та II-го випадків, відповідно [103, 106]:

$$dm_e \frac{d^2 \vec{R}_M}{dt^2} = \vec{P}_m + \vec{N}_v + \vec{F}_{m.v}; t > 0; \quad (2.5)$$

$$dm_e \frac{d^2 \vec{R}_M}{dt^2} = \vec{P}_m + \vec{N}_v + \vec{N}_k + \vec{F}_{m.v} + \vec{F}_{m.k}; t > 0, \quad (2.6)$$

або після підстановки значення діючих сил

$$dV_{m\rho_q} \frac{d^2 \vec{R}_M}{dt^2} = dm_e \vec{g} + \vec{R}_v \vec{n}_v + \vec{N}_v f_v; t > 0; \quad (2.7)$$

$$dV_{m\rho_q} \frac{d^2 \vec{R}_M}{dt^2} = dm_e \vec{g} + \vec{R}_v \vec{n}_v + \vec{R}_k \vec{n}_k + \vec{N}_v f_v + \vec{N}_k f_k; t > 0, \quad (2.8)$$

або після підстановки значення N_v та N_k

$$dV_m \rho_q \frac{d^2 \vec{R}_M}{dt^2} = dV_n \rho_q \vec{g} + N_v \left(\vec{n}_v + f_v \frac{\Delta \vec{g}_M}{|\Delta \vec{g}_M|} \right); t > 0; \quad (2.9)$$

$$dV_m \rho_q \frac{d^2 \vec{R}_M}{dt^2} = dV_n \rho_q \vec{g} + R_v \left(\vec{n}_v + f_v \frac{\Delta \vec{g}_M}{|\Delta \vec{g}_M|} \right) + R_k \left(\vec{n}_k + f_k \frac{\Delta \vec{g}_M}{|\Delta \vec{g}_M|} \right); t > 0, \quad (2.10)$$

де \vec{R}_M – миттєвий радіус-вектор положення тіла зернового матеріалу на робочій поверхні спірального витка у момент часу t в координатах Oxz .

Позначимо у канонічній формі записи відповідних складових векторів рівнянь (2.5) і (2.6) таким чином:

- миттєвий радіус-вектор положення тіла зернового матеріалу в системі Oxz у момент часу t через

$$\vec{R}_M(t) = [x_M(t); y_M(t); z_M(t)]; \quad (2.11)$$

- вектор сили ваги тіла зернового матеріалу згідно з [7] через

$$\begin{aligned} d\vec{P}_m &= dm_e \vec{g} = (dV_m \rho_q \vec{g}; 0; -dV_m \rho_q \vec{g}) = \\ &= \left(\iint_{S_n} z(x, y) dx dy \right) \rho_q \vec{g}; 0; -d \left(\iint_{S_n} z(x, y) dx dy \right) \rho_q \vec{g}, \end{aligned} \quad (2.12)$$

де $dV_m = d \left(\iint_{S_n} z(x, y) dx dy \right)$, де S_n – площа проекції тіла зернового матеріалу на горизонтальну площину, m^2 ;

- вектор сили тертя ковзання тіла елементарної маси dm_e зернового матеріалу по робочій поверхні спірального витка

$$d\vec{F}_{m.v} = d \left(-\vec{N}_v f_v \left(\frac{d\vec{R}_k}{dt} - \frac{d\vec{R}_M}{dt} \right) / \left| \frac{d\vec{R}_k}{dt} - \frac{d\vec{R}_M}{dt} \right| \right) = d \left(-\vec{N}_v f_v \left(\frac{d\vec{R}_k}{dt} - \vec{g}_v \right) / \left| \frac{d\vec{R}_k}{dt} - \vec{g}_v \right| \right), \quad (2.13)$$

$\frac{d\vec{R}_M}{dt} = \vec{g}_v$ – вектор швидкості руху поверхні спірального витка гвинтового

конвеєра у точці M і момент часу t , (м/с), при цьому підставивши у рівняння (2.13) значення вектора сили реакції спірального витка $\vec{N}_v = \vec{R}_v \vec{n}_v$, отримаємо

$$d\vec{F}_{m.v} = d \left(\vec{R}_v \vec{n}_v f_v \left(\frac{d\vec{R}_k}{dt} - \vec{g}_v \right) / \left| \frac{d\vec{R}_k}{dt} - \vec{g}_v \right| \right); \quad (2.14)$$

- вектор сили тертя ковзання тіла зернового матеріалу по робочій внутрішній поверхні кожуха шнекового транспортера

$$d\vec{F}_{m.k} = d \left(-|\vec{N}_k| f_k \left(\frac{d\vec{R}_k}{dt} \right) / \left| \frac{d\vec{R}_k}{dt} \right| \right) = d \left(-|\vec{R}_k \vec{n}_k| f_k \left(\frac{d\vec{R}_k}{dt} \right) / \left| \frac{d\vec{R}_k}{dt} \right| \right). \quad (2.15)$$

З урахуванням плоскопаралельного та обертального руху спіральних витків гвинтового конвеєра, який згідно з (2.3) задано канонічним рівнянням руху центра обертання осі $O'O'$ барабана гвинтового конвеєра у площині xOy , визначаємо швидкість руху робочої поверхні спірального витка \mathcal{G}_v гвинтового конвеєра, яка адекватна швидкість руху \mathcal{G}_M тіла зернового матеріалу

$$\mathcal{G}_v = \left(\frac{d \left[(D_k) \cos \left(2\pi \frac{d\varphi_k}{dt} t \right) \right]}{2dt}; \frac{d \left[(D_k + 2c_s) \sin \left(2\pi \frac{d\varphi_k}{dt} t \right) \right]}{2dt}; 0 \right) + \frac{d \left[x_0(t); y_0(t); 0 \right]}{dt} = \mathcal{G}_M \quad (2.16)$$

або

$$\mathcal{G}_M = \left(-2\pi \frac{d\varphi_k}{dt} \cdot y + \frac{dx_0(t)}{dt}; \frac{dy_0(t)}{dt} + 2\pi \frac{d\varphi_k}{dt} \cdot x; 0 \right). \quad (2.17)$$

Для визначення реакції в'язі R_v робочої поверхні спірального витка та реакції в'язі R_k робочої поверхні кожуха шнекового транспортера необхідно визначити вектор одиничної нормалі \vec{n}_v до робочої поверхні спірального витка та вектор одиничної нормалі \vec{n}_k до робочої поверхні кожуха.

Для цього запишемо канонічний вигляд рівняння поверхні шнека та поверхні кожуха, які згідно з [104] можна задати залежностями, відповідно:

$$\hat{S}_s(0,5D_k; R_k; \varphi_k; z) = z + \frac{0,5}{\pi} \left[T_s + (k_z - 1) \frac{D_k (k_{Tis} - k_{Ts})}{i - 1} \right] \left(2\pi \frac{d\varphi_k}{dt} t - \varphi_0 \right) = 0; \quad (2.18)$$

$$\hat{S}_k(x; y; z) = x^2 + y^2 - 0,25D_k^2 = x^2 + y^2 - (0,5D_k + 2c_s)^2 = 0, \quad (2.19)$$

де D_k – зовнішній діаметр гвинтового конвеєра, м;

D_k – внутрішній діаметр кожуха шнекового транспортера, м;

φ_{ui} – кут повороту спірального витка гвинтового конвеєра, рад;

c_s – зазор між внутрішньою поверхнею кожуха та крайкою торця спірального витка, м.

Тоді положення вектора одиничної нормалі \vec{n}_v до робочої поверхні спірального витка гвинтового конвеєра та вектора одиничної нормалі \vec{n}_k до внутрішньої робочої поверхні кожуха шнекового транспортера згідно з (2.18) і (2.19) можна записати у вигляді [103]:

$$\vec{n}_v = \begin{bmatrix} \left[T_i + (k_z - 1) \frac{D_k (k_{Tis} - k_{Ts})}{i - 1} \right] \sin \varphi_k; \\ - \left[T_s + (k_z - 1) \frac{D_k (k_{Tis} - k_{Ts})}{i - 1} \right] \cos \varphi_k; 2\pi R_M / a(R_M) \end{bmatrix}; \quad (2.20)$$

$$\vec{n}_k = \left[\cos \left(2\pi \frac{d\varphi_k}{dt} t - \varphi_0 \right); -\sin \left(2\pi \frac{d\varphi_k}{dt} t - \varphi_0 \right); 0 \right], \quad (2.21)$$

де $a(R_M)$ – кутовий параметр гвинтового конвеєра.

При цьому згідно [103] та значення приросту кроку спіральних витків ΔT_{is} гвинтового конвеєра шнекового транспортера, яке задано рівнянням (2.1) маємо

$$a(R_M) = \sqrt{\left[T_s + (k_z - 1) \frac{D_k (k_{Tis} - k_{Ts})}{i - 1} \right]^2 + 4\pi^2 R_M^2}. \quad (2.22)$$

Також згідно з рівняннями (2.5) і (2.6), у рівняння руху тіла елементарної маси dm зернового матеріалу (2.9) і (2.10), відповідно, для I -го та II -го випадку у нерухомій системі координат $Oxuz$ підставимо:

- значення всіх сил, які прикладені до тіла елементарної маси dm_e зернового матеріалу та які визначено згідно з рівняннями (2.12), (2.14), (2.15);
- відповідно, рівняння (2.5) і (2.6) помножимо на скалярне значення одиничної нормалі n_v та n_k , які визначено згідно з рівняннями (2.20) та (2.21).

Крім того у рівняння (2.20) і (2.21), які визначають скалярне значення одиничної нормалі n_v до робочої поверхні спірального витка та одиничної нормалі n_k до робочої поверхні кожуха шнекового транспортера підставимо значення кутового параметра гвинтового конвеєра $a(R_M)$, яке визначено згідно з рівняння (2.22).

Тоді після підстановки та перетворення записів та їх спрощення, отримаємо аналітичні записи рівняння для I-го та II-го випадку переміщення тіла елементарної маси dm_e зернового матеріалу по робочих поверхнях шнекового транспортера [106]:

- коли тіло елементарної маси dm_e зернового матеріалу рухається по робочій поверхні спірального витка без контакту з внутрішньою поверхнею кожуха шнекового транспортера

$$dV_m \rho_q \frac{d^2 R_M}{dt^2} = \left(d \left(\iint_{S_n} z(x, y) dx dy \right) \rho_q g; 0; -d \left(\iint_{S_n} z(x, y) dx dy \right) \rho_q g \right) +$$

$$+ R_v \left\{ \frac{\left[T_s + (k_z - 1) \frac{D_k (k_{Tis} - k_{Ts})}{i - 1} \right] \sin \varphi_k; - \left[T_s + (k_z - 1) \frac{D_k (k_{Tis} - k_{Ts})}{i - 1} \right] \cos \varphi_k;}{2\pi R_M} \right\} \times; \quad (2.23)$$

$$\left\{ \frac{\left[T_s + (k_z - 1) \frac{D_k (k_{Tis} - k_{Ts})}{i - 1} \right]^2 + 4\pi^2 R_M^2}{\sqrt{\left[T_s + (k_z - 1) \frac{D_k (k_{Tis} - k_{Ts})}{i - 1} \right]^2 + 4\pi^2 R_M^2}} \right\}$$

$$\times (1 - f_v) \left(\frac{dR_k}{dt} - \mathcal{G}_M \right) / \left| \frac{dR_k}{dt} - \mathcal{G}_M \right|$$

- коли тіло елементарної маси dm_e зернового матеріалу рухається одночасно по робочій поверхні спірального витка та внутрішній поверхні кожуха

$$\begin{aligned}
dV_m \rho_q \frac{d^2 R_M}{dt^2} = & \left(d \left(\iint_{S_n} z(x, y) dx dy \right) \rho_q g; 0; -d \left(\iint_{S_n} z(x, y) dx dy \right) \rho_q g \right) + \\
+ R_v & \left\{ \frac{\left[T_s + (k_z - 1) \frac{D_k (k_{Tis} - k_{Ts})}{i - 1} \right] \sin \varphi_k; - \left[T_s + (k_z - 1) \frac{D_k (k_{Tis} - k_{Ts})}{i - 1} \right] \cos \varphi_k;}{2\pi R_M} \right\} \times \\
& \left\{ \frac{2\pi R_M}{\sqrt{\left[T_s + (k_z - 1) \frac{D_u (k_{Tis} - k_{Ts})}{i - 1} \right]^2 + 4\pi^2 R_M^2}} \right\} \cdot (2.24) \\
& \times (1 - f_v) \left(\frac{dR_k}{dt} - \mathcal{G}_M \right) / \left| \frac{dR_k}{dt} - \mathcal{G}_M \right| + \\
& + R_k \left(\left[\cos \left(2\pi \frac{d\varphi_k}{dt} t - \varphi_0 \right); -\sin \left(2\pi \frac{d\varphi_k}{dt} t - \varphi_0 \right); 0 \right] \right) (1 - f_k) \left(\frac{dR_k}{dt} \right) / \left| \frac{dR_k}{dt} \right|
\end{aligned}$$

Підставивши значення $d^2 R_M / dt^2 = R_M (dR_M / dt)^2$ у (2.23) і (2.24), отримаємо аналітичні записи рівняння для *I*-го та *II*-го випадку переміщення тіла елементарної маси dm_e зернового матеріалу в канонічній формі:

- для *I*-го випадку переміщення тіла елементарної маси dm_e зернового матеріалу

$$\begin{aligned}
d \left(\iint_{S_n} z(x, y) dx dy \right) \rho_q R_M \left(\frac{dR_M}{dt} \right)^2 = \\
= \left(d \left(\iint_{S_n} z(x, y) dx dy \right) \rho_q g; 0; -d \left(\iint_{S_n} z(x, y) dx dy \right) \rho_q g \right) + \\
- R_v & \left\{ \frac{\left[T_s + (k_z - 1) \frac{D_k (k_{Tis} - k_{Ts})}{i - 1} \right] \sin \varphi_k; - \left[T_s + (k_z - 1) \frac{D_k (k_{Tis} - k_{Ts})}{i - 1} \right] \cos \varphi_k;}{2\pi R_M} \right\} ; (2.25) \\
& \left\{ \frac{2\pi R_M}{\sqrt{\left[T_s + (k_z - 1) \frac{D_u (k_{Tis} - k_{Ts})}{i - 1} \right]^2 + 4\pi^2 R_M^2}} \right\} \times \\
& \times (1 - f_v) \left(\frac{dR_k}{dt} - \mathcal{G}_M \right) / \left| \frac{dR_k}{dt} - \mathcal{G}_M \right|
\end{aligned}$$

- для *II*-го випадку переміщення тіла елементарної маси dm_e зернового матеріалу

$$\begin{aligned}
& d \left(\iint_{S_n} z(x, y) dx dy \right) \rho_q R_M \left(\frac{dR_M}{dt} \right)^2 = \\
& = \left(d \left(\iint_{S_n} z(x, y) dx dy \right) \rho_q g; 0; -d \left(\iint_{S_n} z(x, y) dx dy \right) \rho_q g \right) + \\
& - R_v \left\{ \frac{\left[T_a + (k_z - 1) \frac{D_k (k_{Tk} - k_{T1})}{i - 1} \right] \sin \varphi_k; - \left[T_s + (k_z - 1) \frac{D_k (k_{Tis} - k_{Ts})}{i - 1} \right] \cos \varphi_k;}{2\pi R_M} \right\} \times \\
& \left\{ \frac{2\pi R_M}{\sqrt{\left[T_s + (k_z - 1) \frac{D_k (k_{Tis} - k_{Ts})}{i - 1} \right]^2 + 4\pi^2 R_M^2}} \right\} \times \\
& \times (1 - f_v) \left(\frac{dR_k}{dt} - \mathcal{G}_M \right) / \left| \frac{dR_k}{dt} - \mathcal{G}_M \right| + \\
& - R_k \left(\left[\cos \left(2\pi \frac{d\varphi_k}{dt} t - \varphi_0 \right); -\sin \left(2\pi \frac{d\varphi_k}{dt} t - \varphi_0 \right); 0 \right] \right) (1 - f_k) \left(\frac{dR_k}{dt} \right) / \left| \frac{dR_k}{dt} \right| \quad . \quad (2.26)
\end{aligned}$$

Із рівнянь (2.25) та (2.26) знаходимо реакцію в'язі R_v робочої поверхні спірального витка гвинтового конвеєра та реакції в'язі R_k робочої поверхні кожуха шнекового транспортера, які записано у канонічній формі для обох випадків переміщення тіла елементарної маси dm_e зернового матеріалу:

- реакція в'язі R_v та R_k :

$$\begin{aligned}
& d \left(\iint_{S_n} z(x, y) dx dy \right) \rho_q R_M \left(\frac{dR_M}{dt} \right)^2 - \\
& - \left(d \left(\iint_{S_n} z(x, y) dx dy \right) \rho_q g; 0; -d \left(\iint_{S_n} z(x, y) dx dy \right) \rho_q g \right) \\
R_v = & \frac{\left\{ \frac{\left[T_s + (k_z - 1) \frac{D_k (k_{Tis} - k_{Ts})}{i - 1} \right] \sin \varphi_k; - \left[T_s + (k_z - 1) \frac{D_k (k_{Tis} - k_{Ts})}{i - 1} \right] \cos \varphi_k;}{2\pi R_M} \right\} \times}{\left\{ \frac{2\pi R_M}{\sqrt{\left[T_s + (k_z - 1) \frac{D_k (k_{Tis} - k_{Ts})}{i - 1} \right]^2 + 4\pi^2 R_M^2}} \right\} \times} \\
& \times (1 - f_v) \left(\frac{dR_k}{dt} - \mathcal{G}_M \right) / \left| \frac{dR_k}{dt} - \mathcal{G}_M \right| \quad ; \quad (2.27)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& d \left(\iint_{S_n} z(x, y) dx dy \right) \rho_q R_M \left(\frac{dR_M}{dt} \right)^2 - \\
& - \left(d \left(\iint_{S_n} z(x, y) dx dy \right) \rho_q g; 0; - \left(\iint_{S_n} z(x, y) dx dy \right) \rho_q g \right) - \\
& - R_v \left\{ \frac{\left[T_s + (k_z - 1) \frac{D_u (k_{Tis} - k_{Ts})}{i - 1} \right] \sin \varphi_k; - \left[T_s + (k_z - 1) \frac{D_k (k_{Tis} - k_{Ts})}{i - 1} \right] \cos \varphi_k;}{2\pi R_M} \right\} \times \\
& \left. \frac{\sqrt{\left[T_s + (k_z - 1) \frac{D_k (k_{Tis} - k_{Ts})}{i - 1} \right]^2 + 4\pi^2 R_M^2}}{\left(\left[\cos \left(2\pi \frac{d\varphi_k}{dt} t - \varphi_0 \right); -\sin \left(2\pi \frac{d\varphi_k}{dt} t - \varphi_0 \right); 0 \right] (1 - f_k) \left(\frac{dR_M}{dt} \right) / \left| \frac{dR_M}{dt} \right| \right)} \right\} \times \\
& \times (1 - f_v) \left(\frac{dR_k}{dt} - \mathcal{G}_M \right) / \left| \frac{dR_k}{dt} - \mathcal{G}_M \right| \quad ; (2.28)
\end{aligned}$$

Підставивши значення реакції в'язі R_v робочої поверхні спірального витка із рівнянь (2.27) та реакції в'язі R_k робочої поверхні кожуха із рівняння (2.28) в рівняння руху (2.23) і (2.24) та провівши заміну виразу $d \left(\iint_{S_n} z(x, y) dx dy \right) = dV_m = 4ab^2 / 3$, отримаємо математичні моделі процесу руху тіла елементарної маси dm_e зернового матеріалу в шнековому транспортері у нерухомій системі координат $Oxuz$ для *I*-го та *II*-го випадків [106]:

$$\begin{aligned}
& ab^2 \rho_q \frac{D_k}{2} \left(\frac{d\varphi_k}{dt} \right)^2 \frac{4}{3(1 + f_v)} = \frac{4ab^2 \rho_q g}{3} + \frac{2ab^2 \rho_q D_k}{3} \left(\frac{d\varphi_k}{dt} \right)^2 - \\
& - (4ab^2 \rho_q g / 3; 0; -4ab^2 \rho_q g / 3) \\
& \frac{\left(-T_{is} \sin \varphi_k; T_{is} \cos \varphi_k; \frac{2\pi R_M}{\sqrt{T_{is}^2 + 4\pi^2 R_M^2}} \right) \times}{\left(\left| \frac{dR_k}{dt} - \left(-2\pi \frac{d\varphi_k}{dt} \cdot y + \frac{dx_0(t)}{dt}; \frac{dy_0(t)}{dt} + 2\pi \frac{d\varphi_k}{dt} \cdot x; 0 \right) \right| \right)} \quad ; (2.29^*) \\
& \times \left(\left| \frac{dR_k}{dt} - \left(-2\pi \frac{d\varphi_k}{dt} \cdot y + \frac{dx_0(t)}{dt}; \frac{dy_0(t)}{dt} + 2\pi \frac{d\varphi_k}{dt} \cdot x; 0 \right) \right| \right)
\end{aligned}$$

* – для *I*-го випадку в параметричній формі запису;

- для *II*-го випадку в параметричній формі запису

$$\begin{aligned} & \frac{4ab^2}{3} \rho_q \frac{D_k}{2} \left(\frac{d\varphi_k}{dt} \right)^2 = \left(\frac{4ab^2}{3} \rho_q g \sin \varphi_k; 0; -\frac{4ab^2}{3} \rho_q g \sin \varphi_k \right) + \\ & + R_v \left(-T_{is} \sin \varphi_k; T_{is} \cos \varphi_k; \frac{2\pi R_M}{\sqrt{T_{is}^2 + 4\pi^2 R_M^2}} \right) \times \\ & \times \left(1 - f_v \frac{\left| \frac{dD_k}{2dt} - \left(-2\pi \frac{d\varphi_k}{dt} \cdot y + \frac{dx_0(t)}{dt}; \frac{dy_0(t)}{dt} + 2\pi \frac{d\varphi_k}{dt} \cdot x; 0 \right) \right|}{\left| \frac{dD_k}{2dt} - \left(-2\pi \frac{d\varphi_k}{dt} \cdot y + \frac{dx_0(t)}{dt}; \frac{dy_0(t)}{dt} + 2\pi \frac{d\varphi_k}{dt} \cdot x; 0 \right) \right|} \right) \end{aligned} \quad (2.29)$$

або після скорочення та спрощення:

- для *I*-го випадку

$$\begin{aligned} & \frac{ab^2 \rho_q}{(1 - f_v)} \frac{d^2 \varphi_k}{dt^2} = ab^2 \rho_q g + ab^2 \rho_q \frac{d^2 \varphi_k}{dt^2} - \\ & - \frac{(ab^2 \rho_q g; 0; ab^2 \rho_q g)}{\left(-T_{is} \sin \varphi_k; T_{is} \cos \varphi_k; \frac{2\pi R_M}{\sqrt{T_{is}^2 + 4\pi^2 R_M^2}} \right) \left(1 - f_v \frac{|\Phi|}{|\Phi|} \right)} \end{aligned} \quad (2.30)$$

- для *II*-го випадку

$$\begin{aligned} & \frac{4ab^2}{3} \rho_q \frac{d^2 \varphi_k}{dt^2} = \left(\frac{4ab^2}{3} \rho_q g \sin \varphi_k; 0; -\frac{4ab^2}{3} \rho_q g \sin \varphi_k \right) + \\ & + R_v \left(-T_{is} \sin \varphi_k; T_{is} \cos \varphi_k; \frac{2\pi R_M}{\sqrt{T_{is}^2 + 4\pi^2 R_M^2}} \right) \left(1 - f_v \frac{|\Gamma|}{|\Pi|} \right) \end{aligned} \quad (2.31)$$

де $\Phi = \frac{dR_{is}}{dt} - \left(-2\pi \frac{d\varphi_k}{dt} \cdot y + \frac{dx_0(t)}{dt}; \frac{dy_0(t)}{dt} + 2\pi \frac{d\varphi_k}{dt} \cdot x; 0 \right)$;

$$\Gamma = \frac{d\varphi_k}{dt} - 2\pi\omega_k \cdot y + \frac{d\varphi_0}{dt}; \quad \Pi = \frac{dR_M}{2dt} - 2\pi\omega_k \cdot y + \frac{dx_0(t)}{dt}.$$

Для повного опису процесу роботи шнекового транспортера математичні моделі динамічного процесу переміщення тіла елементарної маси dm_e зернового матеріалу гвинтовим конвеєром (2.30), (2.31) необхідно доповнити початковими умовами: $\varphi_k(0) = \varphi_k$; $\frac{d\varphi_k(0)}{dt} = \omega_0$

Отримані математичні моделі (2.30), (2.31) мають стаціонарні рішення відносно швидкості руху $d\varphi_k / dt = \mathcal{G}_m$, прискорення руху $d^2\varphi_k / dt^2 = a_m$ (м/с²), реакцій в'язі R_v і R_k та кута повороту φ_k (рад) тіла елементарної маси dm_e зернового матеріалу, які відповідають точкам спокою [103]:

$$\left. \begin{aligned} \frac{d^2\varphi_k}{dt^2} = a_{lm} = g \sin \varphi_k \left[\frac{\left(\frac{1 + f_v(f_v - 1)}{f_v(1 - f_v)} \right)}{\left(\frac{\pi D_k \cos \varphi_k}{\sqrt{T_{is}^2 + \pi^2 D_k^2}} \right)} \right]; \\ \frac{d^2\varphi_k}{dt^2} = a_{llm} = 0,5 g \sin \varphi_k \left(1 - \frac{D}{\sqrt{T_{is}^2 + \pi^2 D_k^2}} \right) (\sin \varphi_k - 1) \end{aligned} \right\}; \quad (2.32)$$

$$\left. \begin{aligned} R_v = dm_e \left[\frac{\left(\frac{d\varphi_k}{dt} \right)^2 - g \sin \varphi_k}{\pi \cos \varphi_k (1 - f_v)} \sqrt{T_{is}^2 + \pi^2 D_k^2} \right]; \\ R_k = dm_e \left[\frac{\left(\frac{d\varphi_k}{dt} \right)^2 - g \sin \varphi_k}{2\pi \cos \varphi_k \sin \varphi_k (1 - f_v)(1 - f_k)} \sqrt{T_{is}^2 + \pi^2 D_k^2} \right] \end{aligned} \right\}. \quad (2.33)$$

Необхідно також зазначити, що математичні моделі (2.30), (2.31) адекватні тільки за умови, реакції в'язі R_v та R_k є більшими нуля, або $R_v > 0$ і $R_k > 0$.

При цьому в випадку, якщо $R_v < 0$ і $R_k < 0$, тоді тіло елементарної маси dm_e зернового матеріалу втрачає контакт з поверхнями і математичні моделі (2.30), (2.31) вже не описують стабільний процес руху, або переміщення зернового матеріалу.

На основі аналізу графічних інтерпретацій (рис. 2.2, рис. 2.3, додаток Б1.1), які побудовано згідно з залежністю (2.32) та які описують функціональну зміну прискорення руху тіла елементарної маси dm_e зернового матеріалу під час його переміщення по робочих поверхнях шнекового транспортера встановлено, що:

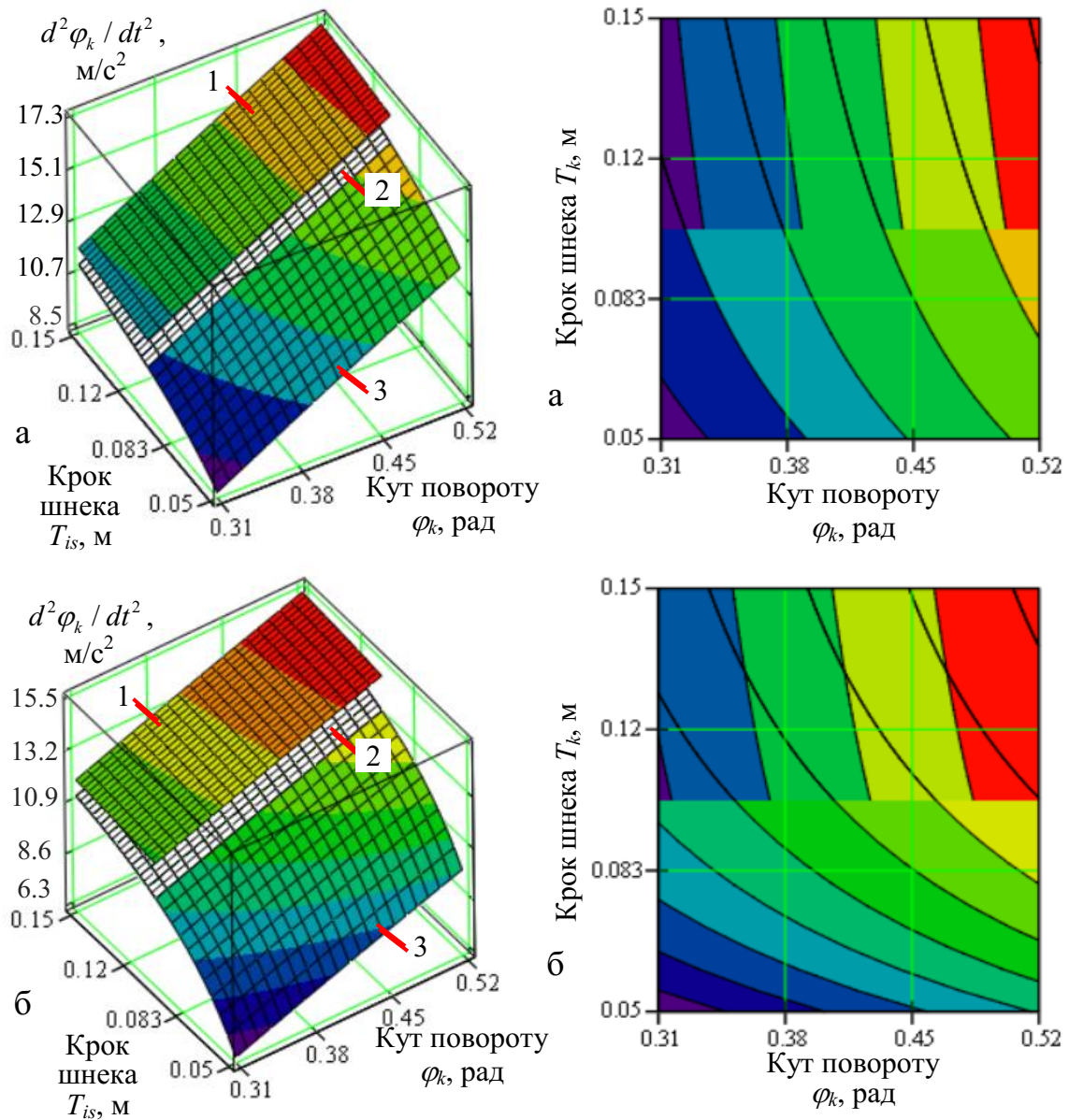


Рисунок 2.2 – Залежність функціональної зміни прискорення руху тіла елементарної маси dm_e зернового матеріалу у шнековому транспортері як функція $d^2\varphi_k / dt^2 = f_a(\varphi_k; T_{is})$; а – I-й випадок переміщення зернового матеріалу; б – II-й випадок переміщення зернового матеріалу; 1, 2, 3 – відповідно, $D_k = 0,15; 0,2; 0,25$ м

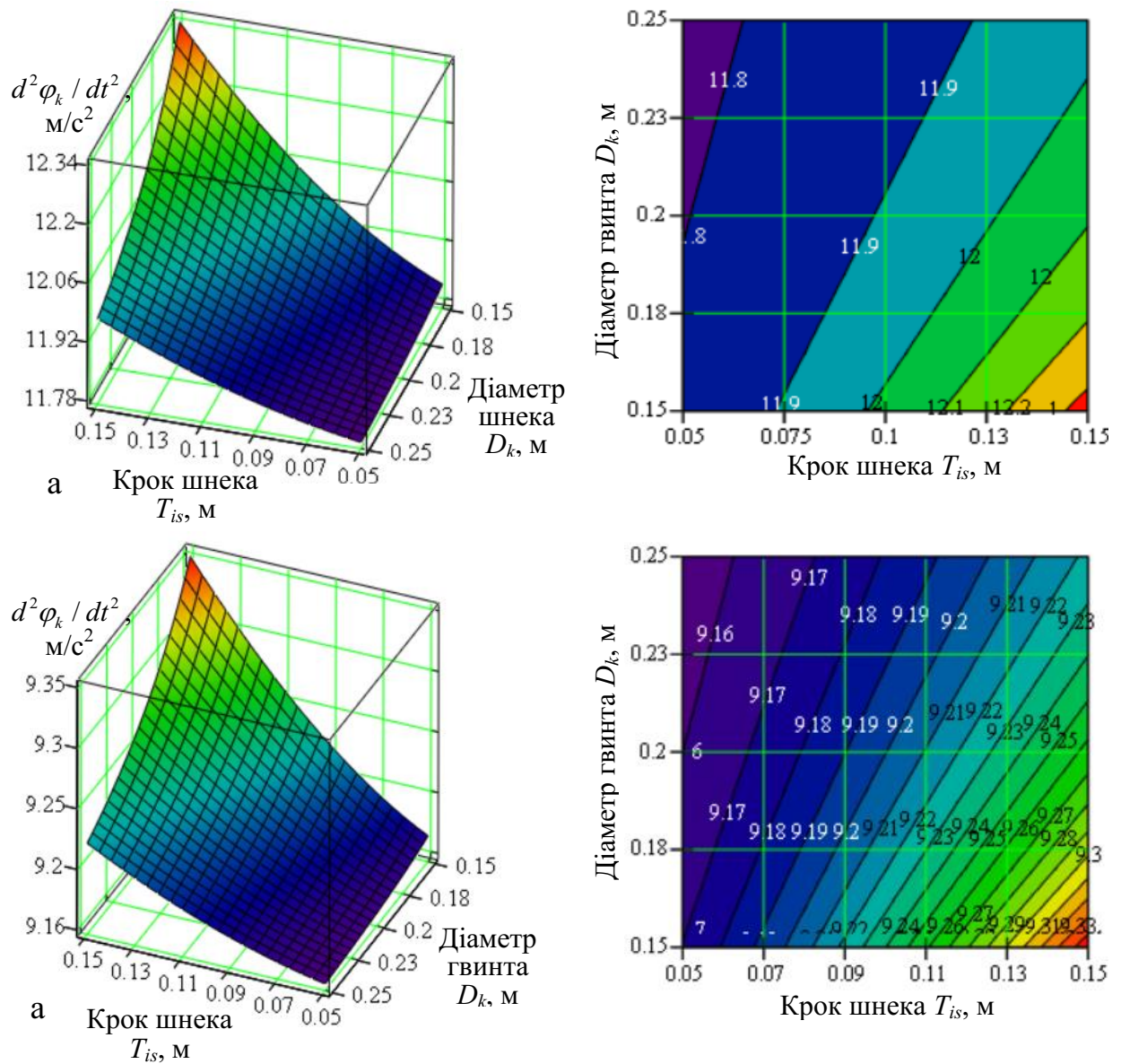


Рисунок 2.3 – Залежність функціональної зміни прискорення руху тіла елементарної маси dm_e зернового матеріалу у шнековому транспортері як функція $d^2\varphi_k / dt^2 = f_a(D_k; T_{is})$, $\varphi_k = 45$ град.: а – I-й випадок переміщення зернового матеріалу; б – II-й випадок переміщення зернового матеріалу

- прискорення руху тіла елементарної маси dm_e зернового матеріалу по поверхні спірального витка за зміни його кроку T_{is} від 0,05 до 0,15 м та кута повороту спірального витка φ_k від 15 до 45 град. за значення зовнішнього діаметра гвинтового конвеєра $D_k = 0,25$ м змінюється в межах від 8,5 до 17,3 м/с² для I-го випадку (рис. 2.2а) та від 6,3 до 15,5 м/с² для II-го випадку (рис. 2.2б);

- прискорення швидкості руху тіла елементарної маси dm_e зернового матеріалу по поверхні спірального витка за зміни зовнішнього діаметра гвинтового конвеєра D_k від 0,15 до 0,25 м та кроку T_{is} від 0,05 до 0,15 м змінюється в межах від 11,8 до 12,4 м/с² за кута повороту $\varphi_k = 45$ град. для I-го випадку (рис. 2.3а) та від 9,2 до 9,4 м/с² за кута повороту $\varphi_k = 45$ град. для II-го випадку (рис. 2.б).

При цьому:

- за зміни кроку витків спіралі $T_{is} = T_s + 0$ (м), прискорення руху частинки тіла елементарної маси dm_e зернового матеріалу по поверхні витків спіралі змінюється в межах:

- від 9,6 до 15,1 м/с² для I-го випадку;
- від 8,9 до 13,2 м/с² для II-го випадку;

- за зміни кроку витків спіралі $T_{is} = T_s + 0,05$ (м), прискорення руху частинки тіла елементарної маси dm_e зернового матеріалу по поверхні витків спіралі змінюється в межах:

- від 9,6 до 15,1 м/с² для I-го випадку;
- від 8,9 до 13,2 м/с² для II-го випадку.

- за зміни кроку витків спіралі $T_{is} = T_s + 0,1$ (м), прискорення руху тіла елементарної маси dm_e зернового матеріалу по поверхні спіральних витків гвинтового конвеєра змінюється в межах:

- від 10,7 до 17,3 м/с² для I-го випадку;
- від 11,1 до 15,5 м/с² для II-го випадку.

Таким чином, отримані аналітичні значення реакції в'язі R_v робочої поверхні спірального витка (2.26) та реакції в'язі R_k робочої поверхні кожуха гвинтового конвеєра (2.27) та рівняння руху тіла елементарної маси dm_e зернового матеріалу (2.30) і (2.31) для I-го та II-го випадків, є основою для подальшого проведення аналітичних розрахунків з метою обґрунтування основних параметрів і режимів роботи робочих органів шнекових транспортерів.

2.2. Дослідження процесу руху зернового матеріалу у просторі гвинтового конвеєра

Завантажений у бункер 5 (рис. 1.14) зерновий матеріал надходить в простір кожуха 6 та до гвинтового конвеєра 7, який за рахунок обертання спіральних витків 9 переміщує зерновий матеріал вздовж своєї горизонтальної осі обертання до вихідного кінця кожуха, або вихідного отвору, де зерновий матеріал останнім витком вивантажується з порожнини кожуха через шибер 10.

Дослідження процесу руху або переміщення зернових матеріалів у просторі кожуха, є одним із важливих кроків забезпечення раціонального функціонування процесу роботи транспортних механізмів або технологічності процесу роботи шнекового транспортера [107, 108].

У процесі свого переміщення відбувається контактна взаємодія масових частинок зернового матеріалу та його накопичення або стиснення у міжвитковому просторі гвинтового конвеєра.

Переміщення вантажів у стисненому потоці з механічної точки зору є складним і хаотичним процесом й характеризується наявністю багатьох об'єктивних і суб'єктивних факторів, які мають значний вплив на кінематичні та динамічні процеси, які відбуваються в ньому [109].

Одним із методів дослідження таких потоків є теоретичний аналіз витрат кінетичної енергії на переміщення матеріалів і контактної взаємодії частинок матеріалу під час руху у міжвитковому просторі шнекового транспортера із застосуванням основних законів теоретичної механіки та методів переміщення суцільних середовищ [110, 111].

На першому етапі розглянемо процес переміщення елементарної маси зернового матеріалу у міжвитковому просторі шнекового транспортера.

Відомо, що в процесі переміщення потоків гранульованих матеріалів або руху тіла елементарної маси dm в трубопроводі (що аналогічно кожуху шнекового транспортера) відбувається їх хаотичне переміщення, яке носить відносно складний характер, рис. 2.4 [112].

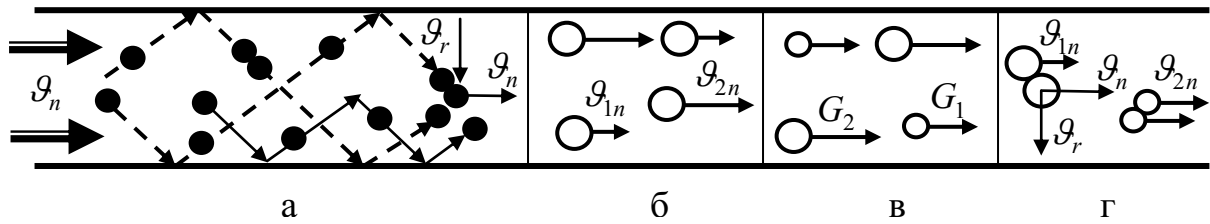


Рисунок 2.4 – Схеми руху частинок, які летять у трубопроводі: а – типи переміщення частинок; б, в, г – випадки співудару частинок

При цьому згідно з [113]:

- залежно від неоднакових значень поступальних швидкостей руху елементарні частинки набувають відносних зсувних швидкостей;
- за характером контактної взаємодії елементарних частинок або співударом між собою набувають додаткових компонент швидкостей поступального руху, який супроводжує їх просторове хаотичне переміщення в просторі кожуха.

Для аналізу кінематичного процесу переміщення зернового матеріалу у потоці міжвиткового простору шнекового транспортера складено схему, яку наведено на рис. 2.4.

Вона характеризує процес переміщення потоку тіла зернового матеріалу 4 у потоці міжвиткового простору гвинтового конвеєра. При цьому для формалізації процесу приймаємо форму зернового матеріалу у вигляді еліпсоїда.

Схему руху тіла у потоці міжвиткового простору гвинтового конвеєра наведено на рис. 2.5 [22, 112].

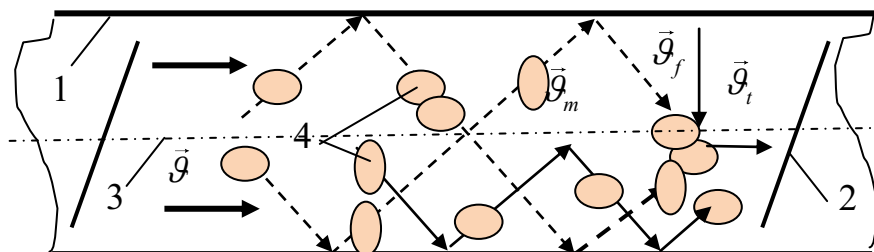


Рисунок 2.5 – Схема руху тіла зернового матеріалу у потоці міжвиткового простору гвинтового конвеєра: 1 – кожух; 2 – виток гвинтового конвеєра; 3 – вісь обертання гвинтового конвеєра; 4 – зерновий матеріал

За основу розгляду та аналізу кінематичного процесу контактної взаємодії двох тіл елементарної маси dm_1 і dm_2 приймаємо відому залежність, яка описує поведінку стану переміщення сипкого зернового середовища [115]

$$p(x)\bar{\xi}(x) = \chi \left(\frac{d\mathcal{G}}{dx} \right)^2, \quad (2.35)$$

де $p(x)$ – аналог гідростатичний тиск у кожусі, Па;

$\bar{\xi}(x)$ – поросність або дилатація зернистого середовища;

χ – коефіцієнт фізичної константи;

\mathcal{G} – швидкість переміщення зернового матеріалу у потоці, м/с.

У рівнянні (2.31) добуток складових $p(x)$ і $\bar{\xi}(x)$ лівої частини тотожний фізичному поняттю елементарної кінетичної енергії хаотичного переміщення тіла зернового середовища елементарної маси dm , а добуток коефіцієнта фізичної константи χ на квадрат швидкості \mathcal{G}^2 тотожний елементарному значенню роботи, яка витрачена на переміщення тіла елементарної маси.

Відомо, що за основу переміщення або руху гранульованого середовища, яким є середовище зернового матеріалу розглядається зсув потоку тіл елементарної маси dm , де миттєва швидкість переміщення тіла в просторі кожуха є сумою трьох взаємоспоріднених компонент швидкостей:

- швидкості флуктації;
- опосередковану поступальну швидкість руху частинки;
- кутову швидкість обертання тіла.

Тоді елементарна сумарна кінетична енергія $d \sum_{i=1}^n E_i$ (Дж) переміщення

тіла визначається як сума кінетичних енергій трьох наявних переміщень:

- елементарної кінетичної енергії тіла відносного поступального руху dE_i (Дж) при зсуві,
- елементарної кінетичної енергії хаотичного випадкового відхилення тіла або флуктуації dE_f (Дж);

- елементарної кінетичної енергії поперечного масопереносу dE_m (Дж) при обертанні тіла, тобто

$$d \sum_{i=1}^3 E_i = dE_t + dE_f + dE_m. \quad (2.36)$$

При цьому відповідні кінетичні енергії трьох наявних переміщень тіла елементарної маси dm_e визначаються за формулою [116]:

- елементарної кінетичної енергії тіла відносного поступального руху при зсуві

$$dE_t = \frac{dm_e (\Delta x)^2}{2} \left(\frac{d\mathcal{G}_t}{dx} \right)^2; \quad (2.37)$$

- елементарної кінетичної енергії хаотичного випадкового відхилення тіла або флуктуації

$$dE_f = \frac{dm_e (\mathcal{G}_f)^2}{2}; \quad (2.38)$$

- елементарної кінетичної енергії поперечного масопереносу при обертанні тіла

$$dE_m = \frac{dm_e l_e \mathcal{G}_m}{2} \frac{d\mathcal{G}_t}{dx}; \quad (2.39)$$

де Δx – різниця переміщення частинки відносно її центрів ваги початкових і прикінцевих координат, м;

\mathcal{G}_f – швидкість флуктуації, м/с;

\mathcal{G}_m – швидкість поперечного масопереносу тіла, м/с.

Відповідно, за залежностями визначаються:

- різниця переміщення тіла Δx елементарної маси dm_e зернового матеріалу відносно її центрів початкових і прикінцевих координат;

- елементарна маса dm_e тіла еліпсоїдної форми;

- швидкість флуктуації \mathcal{G}_f ;

- швидкість поперечного масопереносу тіла \mathcal{G}_m

$$\left. \begin{aligned} \Delta x &= x_2 - x_1; \\ dm_e &= V_e \rho_q = \frac{4}{3} \pi abc \rho_q; \\ \mathcal{G}_f &= \mathcal{G}_m = 2\nu_k l_m \end{aligned} \right\}, \quad (2.40)$$

де $V_e = 4\pi ab^2 / 3$ – об’єм розтягнутого еліпсоїда, м³ [117];

a, b – відповідно, мала та велика вісь розтягнутого еліпсоїда, м;

ρ_q – питома маса зернового матеріалу, кг/м³;

ν_k – середня частота контактів тіла, 1/с;

l_m – середня відстань між приведеними центрами мас тіла, м.

Тоді рівняння (2.37)-(2.39) набудуть вигляду:

- елементарної кінетичної енергії тіла відносного поступального руху при зсуві

$$dE_t = \frac{2\pi abc \rho_q (x_2 - x_1)^2}{3} \left(\frac{d\mathcal{G}_t}{dx} \right)^2; \quad (2.41)$$

- елементарної кінетичної енергії хаотичного випадкового відхилення тіла або флуктуації

$$dE_f = \frac{4\pi abc \rho_q (\nu_k l_m)^2}{3}; \quad (2.42)$$

- елементарної кінетичної енергії поперечного масопереносу при обертанні тіла

$$dE_m = \frac{4\pi abc \rho_q \nu_k l_m^2}{3} \frac{d\mathcal{G}_t}{dx}. \quad (2.43)$$

Тоді елементарна сумарна кінетична енергія $d \sum_{i=1}^n E_i$ переміщення тіла зернового матеріалу у просторі кожуха шнекового транспортера згідно з (2.36) і (2.41)-(2.43) визначається за формулою

$$\sum_{i=1}^3 dE_i = \frac{2\pi abc \rho_q (x_2 - x_1)^2}{3} \left(\frac{d\mathcal{G}_t}{dx} \right)^2 + \frac{4\pi abc \rho_q (\nu_k l_m)^2}{3} + \frac{4\pi abc \rho_q \nu_k l_m^2}{3} \frac{d\mathcal{G}_t}{dx}. \quad (2.44)$$

Після перетворення та спрощення залежність (2.44) матиме вигляд

$$\sum_{i=1}^3 dE_i = \frac{2\pi abc\rho_q}{3} \left[(x_2 - x_1)^2 \left(\frac{d\mathcal{G}_t}{dx} \right)^2 + 2v_k l_m^2 \left(v_k + \frac{d\mathcal{G}_t}{dx} \right) \right]. \quad (2.45)$$

При цьому рівняння (2.35), яке описує поведінку на цьому етапі аналізу стану переміщення сипкого зернового середовища у просторі кожуха шнекового транспортера згідно з (2.45) можна записати у вигляді

$$p(\bar{\xi}) = \chi' \frac{2\pi abc\rho_q}{3} \left[(x_2 - x_1)^2 \left(\frac{d\mathcal{G}_t}{dx} \right)^2 + 2v_k l_m^2 \left(v_k + \frac{d\mathcal{G}_t}{dx} \right) \right] \left(\frac{d\mathcal{G}_t}{dx} \right)^2, \quad (2.46)$$

де $\bar{\xi}$ – значення середньої поросності зернового середовища;

χ' – коефіцієнт фізичної константи, який адекватний питомій роботі, яку затрачено на переміщення шару тіла на площу, яка дорівнює 1 м^2 .

Відомо, що за формулою Акермана-Шена [118] визначаються такі складові:

- середня частота контактів v_k тіла

$$v_k = \frac{\tau}{D_{1k} n_{1V}} \frac{d\mathcal{G}_t}{dx}, \quad (2.47)$$

де τ – напруження зсуву, Па;

D_{1k} – дисипація кінетичної енергії одного контакту тіла, Дж;

n_{1V} – кількість тіл в одиниці об'єму одного шару, $1/\text{м}^3$;

- дисипація кінетичної енергії D_{1k} одного контакту тіла

$$D_{1k} = \frac{4}{3} \pi abc\rho_q \left(\frac{1-\kappa^2}{4} + \frac{f(1+\kappa)}{\pi} - \frac{f^2(1+\kappa)^2}{4} \right) (\mathcal{G}_f)^2. \quad (2.48)$$

Підставивши значення D_{1k} із (2.48) в залежність (2.47), отримаємо

$$v_k = \frac{12\pi\tau}{4\pi abc\rho_q n_{1V} (\mathcal{G}_f)^2 \left[\pi(1-\kappa^2) + 4f(1+\kappa) - \pi f^2(1+\kappa)^2 \right]} \frac{d\mathcal{G}_t}{dx}. \quad (2.49)$$

Отже кінцева залежність для визначення елементарної сумарної кінетичної енергії $d \sum_{i=1}^n E_i$ переміщення тіла зернового матеріалу у просторі кожуха шнекового транспортера має вигляд

$$\sum_{i=1}^3 dE_i = \frac{2\pi abc \rho_q}{3} \left[(x_2 - x_1)^2 \left(\frac{d\vartheta_t}{dx} \right)^2 + \left(\Omega l_m^2 \frac{d\vartheta_t}{dx} \right) \left(\Omega \frac{d\vartheta_t}{dx} + \frac{d\vartheta_t}{dx} \right) \right], \quad (2.50)$$

$$\text{де } \Omega = \frac{24\pi\tau}{4\pi abc \rho_q n_V (\vartheta_f)^2 \left[\pi(1 - \kappa^2) + 4f(1 + \kappa) - \pi f^2(1 + \kappa)^2 \right]}.$$

Тоді рівняння (2.46), яке описує поведінку на кінцевому етапі аналізу стану переміщення сипкого зернового середовища у просторі кожуха шнекового транспортера згідно з (2.50) можна записати у вигляді

$$p(\bar{\xi}) = \chi' \frac{2\pi abc \rho_q}{3} \left[(x_2 - x_1)^2 \left(\frac{d\vartheta_t}{dx} \right)^2 + \left(\Omega l_m^2 \frac{d\vartheta_t}{dx} \right) \left(\Omega \frac{d\vartheta_t}{dx} + \frac{d\vartheta_t}{dx} \right) \right]. \quad (2.51)$$

Отримана кінцева залежність (2.51) описує «температуру зернистого середовища» [119] під час взаємних переміщень частинок зернистого сипкого середовища.

На другому етапі розглянемо процес співудару двох елементарних частинок зернового матеріалу у просторі кожуха шнекового транспортера.

За основу розгляду та аналізу кінематичного процесу контактної взаємодії двох частинок формалізуємо процес переміщення частинок елементарної маси dm_1 і dm_2 в просторі кожуха таким чином: матеріал частинок елементарної маси dm_1 і dm_2 в процесі їх контактної взаємодії або співудару однієї тіла з іншою частинкою зернового матеріалу є пружним.

При цьому пружність частинок зернового матеріалу характеризується коефіцієнтом відновлення, який позначимо символом κ .

Контактна взаємодія двох тіл елементарної маси dm_1 і dm_2 , які переміщуються у потоці простору кожуха відбувається за умови:

- коли співударяються тіла відмінної елементарної маси $dm_1 \neq dm_2$ або, відповідно, коли тіла мають різну вагу $dm_1g \neq dm_2g$, що також, відповідно, призводить до наслідкової умови за якої $\mathcal{G}_1 \neq \mathcal{G}_2$, тобто швидкості руху тіл не дорівнюють одна одній;

- коли тіла елементарної маси суттєво різняться за своєю формою, або мають відмінні значення сили опору середовища простору кожуха, або $F_{o1} \neq F_{o2}$.

Також можливий випадок контактної взаємодії двох однакових тіл, коли їх елементарні маси рівні між собою $dm_1 = dm_2$ або їх відповідні розмірні геометричні параметри дорівнюють одна одній [120].

У цьому випадку також необхідна поява умови, за якої окрім миттєвих швидкостей або швидкостей осьового напрямку їх переміщення (зближення) повинні бути наявні нормальні, або радіальні та тангенціальні компоненти швидкостей.

Розглянемо процес контактної взаємодії тіла 1 (рис. 2.6) елементарної маси з тілом 2 елементарної маси зернового матеріалу, які рухаються у просторі кожуха 3 шнекового транспортера [112].

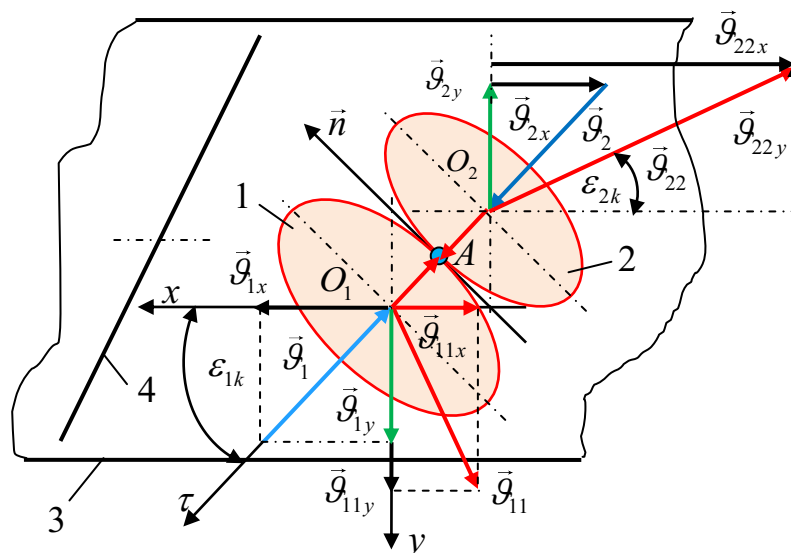


Рисунок 2.6 – Схема до розрахунку процесу контактної взаємодії двох тіл елементарної маси зернового матеріалу: 1 – тіло елементарної маси dm_1 ; 2 – тіло елементарної маси dm_2 ; 3 – кожух; 4 – спіральний виток

Приймаємо положення, що співударяння або кінематичний контакт двох елементарних тіл масою dm_1 і dm_2 відбувається в просторі кожуха 3 після їх співудару з його внутрішньою стінкою, а кут ε_{1k} має змінюватися в інтервалі від 0 до 90 град, або $0 \leq \varepsilon_{1k} \leq \pi / 2$ рад. При цьому процес контактної взаємодії двох тіл елементарної маси dm_1 і dm_2 можна розглядати у аспекті косоного співудару, за якого напрямком початкових ударних векторів швидкостей тіл $\vec{\mathcal{G}}_1$ та $\vec{\mathcal{G}}_2$ направлені під кутом, відповідно, ε_{1k} та ε_{2k} до напрямку руху зернового потоку, або вздовж осі обертання витків 4, а процес контакту супроводжується виникаючими ударними імпульсами двох тіл, відповідно, $dm_1\mathcal{G}_1$ та $dm_2\mathcal{G}_2$.

Згідно з законом збереження енергії у процесі контактного удару двох елементарних тіл зернового матеріалу масою dm_1 і dm_2 їх сумарна елементарна кінетична енергія $\sum_{i=1}^2 dE_i$ визначається за формулою [112]

$$\sum_{i=1}^2 dE_i = \frac{1}{2} dm_1 \mathcal{G}_1^2 + \frac{1}{2} dm_2 \mathcal{G}_2^2 - \frac{1}{2} dm_1 \mathcal{G}_{11}^2 - \frac{1}{2} dm_2 \mathcal{G}_{22}^2 = \frac{dm_1 (\mathcal{G}_1^2 - \mathcal{G}_{11}^2) + dm_2 (\mathcal{G}_2^2 - \mathcal{G}_{22}^2)}{2}, \quad (2.52)$$

де $\mathcal{G}_1, \mathcal{G}_2$ – відповідно, швидкість руху центрів тіла 1 та 2 зернового матеріалу до контакту між собою, м/с;

$\mathcal{G}_{11}, \mathcal{G}_{22}$ – відповідно, швидкість руху центрів тіла 1 та 2 зернового матеріалу після контакту між собою, м/с,

Після спрощення (2.48) маємо

$$\begin{aligned} \sum_{i=1}^2 dE_i &= \frac{dm_1 (\mathcal{G}_1 - \mathcal{G}_{11})(\mathcal{G}_1 + \mathcal{G}_{11}) + dm_2 (\mathcal{G}_2 - \mathcal{G}_{22})(\mathcal{G}_2 + \mathcal{G}_{22})}{2} = \\ &= \frac{dm_1 (\Delta \mathcal{G}_1)^2 + dm_2 (\Delta \mathcal{G}_2)^2}{2} \end{aligned} \quad ; \quad (2.53)$$

Різницю компонент швидкостей $\mathcal{G}_1 - \mathcal{G}_{11} = \Delta \mathcal{G}_1$ та $\mathcal{G}_2 - \mathcal{G}_{22} = \Delta \mathcal{G}_2$ згідно з гіпотезою Гауса [121] про існування зв'язку між дотичними та нормальними імпульсами двох елементарних тіл, який формується подібно закону Кулона про тертя двох тіл, визначають за формулою

$$\left. \begin{aligned} \mathcal{G}_1 - \mathcal{G}_{11} = \Delta \mathcal{G}_1 = -\mathcal{G}_{1f} f (1 + \kappa_1); \\ \mathcal{G}_2 - \mathcal{G}_{22} = \Delta \mathcal{G}_2 = -\mathcal{G}_{2f} f (1 + \kappa_2) \end{aligned} \right\}, \quad (2.54)$$

де κ_1, κ_2 – відповідно, коефіцієнт відновлення тіла 1 та 2 зернового матеріалу;

$\mathcal{G}_{1f}, \mathcal{G}_{2f}$ – відповідно, швидкість флуктуації тіла 1 та 2 зернового матеріалу, м/с;

f – коефіцієнт тертя між частинками 1 та 2 зернового матеріалу.

Підставивши у залежність (2.53) значення різниці компонент швидкостей $\mathcal{G}_1 - \mathcal{G}_{11} = \Delta \mathcal{G}_1$ та $\mathcal{G}_2 - \mathcal{G}_{22} = \Delta \mathcal{G}_2$ із (2.54), отримаємо:

$$\sum_{i=1}^2 dE_i = \frac{dm_1 [\mathcal{G}_{1f} f (1 + \kappa_1)]^2 + dm_2 [\mathcal{G}_{2f} f (1 + \kappa_2)]^2}{2}. \quad (2.55)$$

Приймаємо припущення, що коефіцієнти відновлення κ_1, κ_2 , відповідно, тіла 1 та 2 рівні між собою, або $\kappa_1 = \kappa_2$ та дорівнюють коефіцієнту відновлення κ .

Тоді коефіцієнт відновлення κ визначається за формулою

$$\kappa = \frac{\mathcal{G}_{11} - \mathcal{G}_{22}}{\mathcal{G}_1 \cos \varepsilon_{1k} - \mathcal{G}_2 \cos \varepsilon_{2k}}, \quad (2.56)$$

де $\varepsilon_{1k}, \varepsilon_{2k}$ – відповідно, кут між вектором напрямку руху центрів тіла 1 та 2 зернового матеріалу і горизонтальною віссю Ox , град.,

Тоді залежність (2.55) можна записати у вигляді

$$\sum_{i=1}^2 dE_i = \frac{dm_1 [\mathcal{G}_{1f} f (1 + \kappa)]^2 + dm_2 [\mathcal{G}_{2f} f (1 + \kappa)]^2}{2}. \quad (2.57)$$

Підставивши у залежність (2.57) значення коефіцієнт відновлення κ із (2.54), отримаємо:

$$\sum_{i=1}^2 dE_i = 0,5 f^2 \left(1 + \frac{\mathcal{G}_{11} - \mathcal{G}_{22}}{\mathcal{G}_1 \cos \varepsilon_{1k} - \mathcal{G}_2 \cos \varepsilon_{2k}} \right)^2 (dm_1 \mathcal{G}_{1f}^2 + dm_2 \mathcal{G}_{2f}^2). \quad (2.58)$$

Якщо також прийняти припущення, що елементарні маси dm_1 та dm_2 , відповідно, тіл 1 та 2 зернового матеріалу рівні між собою, або $dm_1 = dm_2$ та дорівнюють елементарній масі dm , або $dm_1 = dm_2 = dm$, а також те, що й швидкість флуктуації \mathcal{G}_{1f} та \mathcal{G}_{2f} , відповідно тіла 1 та 2 зернового матеріалу рівні між собою, або $\mathcal{G}_{1f} = \mathcal{G}_{2f}$ та дорівнюють швидкості флуктуації \mathcal{G}_f , тоді залежність (2.57) можна записати у вигляді

$$\sum_{i=1}^2 dE_i = 0,5 f^2 dm (1 + \kappa)^2 \mathcal{G}_f^2. \quad (2.59)$$

Відомо, що швидкість флуктуації тіл зернового матеріалу \mathcal{G}_{1f} та \mathcal{G}_{2f} у значній мірі залежить від коефіцієнта поперечної квазидифузії D_{kd} [122].

Коефіцієнт поперечної квазидифузії D_{kd} регламентує інтенсивність взаємного переміщення тіл 1 та 2 зернового матеріалу у просторі кожуха шнекового транспортера, при цьому інтенсивність переміщення тіл зростає пропорційно D_{kd} і градієнту швидкості поступального руху тіл в напрямку швидкості зсуву $d\mathcal{G}_t / dx$.

При цьому коефіцієнт поперечної квазидифузії D_{kd} згідно з [122] визначається за формулою

$$D_{kd} = 0,5 \mathcal{G}_f l_m, \quad (2.60)$$

Крім того залежності (2.56) та (2.57) не враховують фізико-механічні властивості поверхонь тіл 1 та 2, які співударяються в точках співудару, а зв'язок між дотичним і нормальним імпульсом під час контактного удару описується « λ -гіпотезою» [123], яка констатує, що різниця $\Delta\mathcal{G}_1$ та $\Delta\mathcal{G}_2$ дотичних і відносних швидкостей є пропорційною доударних значень швидкостей \mathcal{G}_1 тіла 1 та \mathcal{G}_2 тіла 2

$$\Delta\mathcal{G}_1 = -\bar{\lambda}\mathcal{G}_1; \quad \Delta\mathcal{G}_2 = -\bar{\lambda}\mathcal{G}_2, \quad (2.61)$$

де $\bar{\lambda}$ – середній коефіцієнт, значення якого залежить від характеристики тіл.

При подальшому визначенні різниці швидкості руху $\Delta \mathcal{G}_1$ тіла 1 та різниці швидкості руху $\Delta \mathcal{G}_2$ тіла 2 за основу аналізу приймаємо об'єднані гіпотези (2.53) і (2.60) та запишемо їх граничні випадки у вигляді неперервної функції згідно з [124].

При цьому приймаємо, що

$$\kappa_1 = \mathcal{G}_{11} / \mathcal{G}_1 = \frac{dl_{11}}{dt} / \frac{dl_1}{dt} = \frac{dl_{11}dt}{dtdl_1} / \frac{dl_1dt}{dtdl_1} = \frac{dl_{11}}{dl_1}, \quad (2.62)$$

а коефіцієнт κ_2 за аналогією κ_1 згідно з [124] визначається як

$$\kappa_2 = \mathcal{G}_{22} / \mathcal{G}_2 = \frac{dl_{22}}{dl_2}, \quad (2.63)$$

де dl_{11} , dl_1 – відповідно, пройдений шлях 1-го тіла після контакту та до точки контакту, м;

t – час руху тіла, с;

dl_{22} , dl_2 – відповідно, пройдений шлях 2-го тіла після контакту та до точки контакту, м.

Тоді згідно з (2.53), отримаємо:

$$\Delta \mathcal{G}_1 = -f \left(1 + \frac{dl_{11}}{dl_1} \right) \mathcal{G}_{1f} \sin^2 \varepsilon_{1k} - \bar{\lambda} \frac{dl_1}{dt} \cos^2 \varepsilon_{1k}. \quad (2.64)$$

$$\Delta \mathcal{G}_2 = -f \left(1 + \frac{dl_{22}}{dl_2} \right) \mathcal{G}_{2f} \sin^2 \varepsilon_{2k} - \bar{\lambda} \frac{dl_2}{dt} \cos^2 \varepsilon_{2k}. \quad (2.65)$$

Після підстановки відповідних компонент з (2.64) і (2.65) у залежність (2.53), отримаємо [112]

$$\sum_{i=1}^2 dE_i = 0,5 f^2 dm_1 \left[\left(1 + \frac{dl_{11}}{dl_1} \right) \mathcal{G}_{1f} \sin^2 \varepsilon_{1k} - \bar{\lambda} \frac{dl_1}{dt} \cos^2 \varepsilon_{1k} \right]^2 + \quad (2.66)$$

$$+ 0,5 f^2 dm_2 \left[\left(1 + \frac{dl_{22}}{dl_2} \right) \mathcal{G}_{2f} \sin^2 \varepsilon_{2k} - \bar{\lambda} \frac{dl_2}{dt} \cos^2 \varepsilon_{2k} \right]^2.$$

Якщо покласти прийняті раніше припущення що, $dm_1 = dm_2 = dm$, $\mathcal{G}_{1f} = \mathcal{G}_{2f} = \bar{\mathcal{G}}_f$, $\varepsilon_{1k} = \varepsilon_{2k} = \varepsilon_k$ та те, що $dm = 4\pi abc\rho_q / 3$, тоді залежність (2.60), яка описує функціональну зміну елементарної сумарної кінетичної енергії $\sum_{i=1}^2 dE_i$ контактної взаємодії двох тіл елементарної маси dm_1 та dm_2 зернового матеріалу під час їх переміщення у просторі кожуха шнекового транспортера набуде кінцевого вигляду

$$\sum_{i=1}^2 dE_i = \frac{2}{3} f^2 \pi abc \rho_q \left\{ \left[\left(1 + \frac{dl_{11}}{dl_1} \right) \bar{\mathcal{G}}_f \sin^2 \varepsilon_k - \bar{\lambda} \frac{dl_1}{dt} \cos^2 \varepsilon_k \right]^2 + \left[\left(1 + \frac{dl_{22}}{dl_2} \right) \bar{\mathcal{G}}_f \sin^2 \varepsilon_k - \bar{\lambda} \frac{dl_2}{dt} \cos^2 \varepsilon_k \right]^2 \right\}. \quad (2.67)$$

Отримана аналітична залежність (2.62) є математичною моделлю, яка описує формалізований процес контактної взаємодії тіл зернового матеріалу елементарної маси під час їх переміщення у просторі кожуха шнекового транспортера та може бути застосована для обґрунтування раціональних параметрів його робочих органів і процесу транспортування.

У результаті аналізу графічних моделей, які побудовано згідно з залежністю (2.67) та наведено на рис. 2.7, 2.8, 2.9 встановлено, що [112]:

- елементарна сумарна кінетична енергія $\sum_{i=1}^2 dE_i$ контактної взаємодії тіл елементарної маси зернового матеріалу збільшується: в межах від $0,71 \cdot 10^{-3}$ до $3,19 \cdot 10^{-3}$ Дж залежно від збільшення маси m тіла від 1 до 2 г та збільшення швидкості флуктуації \mathcal{G}_f від 1,0 до 1,5 м/с;

- елементарна сумарна кінетична енергія $\sum_{i=1}^2 dE_i$ контактної взаємодії тіл елементарної маси зернового матеріалу збільшується в межах від $0,3 \cdot 10^{-3}$ до $2,6 \cdot 10^{-3}$ Дж залежно від збільшення коефіцієнта тертя f зернини від 0,4 до 0,8 та збільшення коефіцієнта відновлення κ від 0,3 до 0,9.

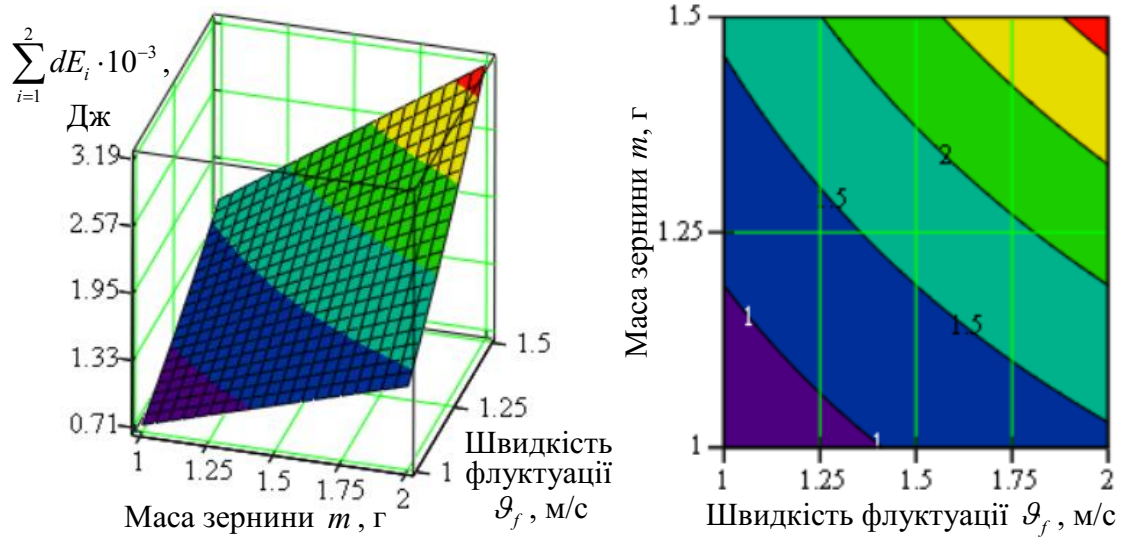


Рисунок 2.7 – Залежність зміни елементарної сумарної кінетичної енергії взаємодії тіл зернового матеріалу елементарної маси як функція $\sum_{i=1}^2 dE_i = (m, \bar{\vartheta}_f)$

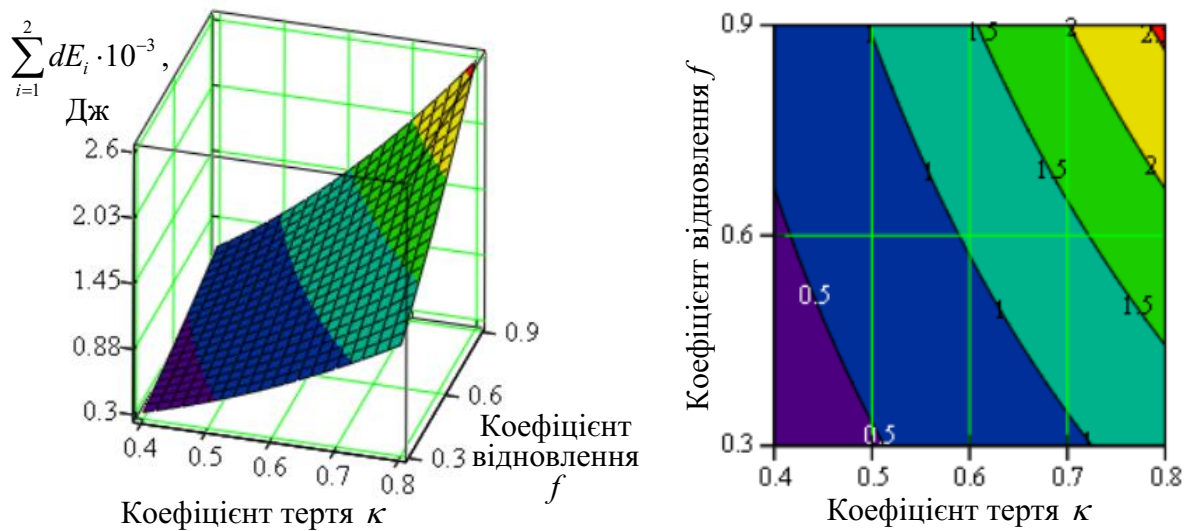


Рисунок 2.8 – Залежність зміни елементарної сумарної кінетичної енергії взаємодії тіл елементарної маси зернового матеріалу як функція $\sum_{i=1}^2 dE_i = (f, \kappa)$

Приріст енергії E (додаток Б2.2) при співударі двох тіл діаметром $d \leq 2,0$ мм становить в середньому 0,01 Дж при зміні кута α_c в межах $0 \leq \alpha_c \leq 0,5$ (рад) та об'ємної маси $900 \leq \rho \leq 1500$ кг/м³; при подальшому збільшенні α_c приріст E практично відсутній (рис. 1а). Значні втрати енергії E відбуваються під час транспортування тіла діаметром більшим за 2 мм, при цьому E стрімко зростає від 0,02 до 0,14 Дж та від 0,05 до 0,3 Дж для $\rho = 1300$ кг/м³, рис. 1а,б.

2.3. Аналіз продуктивності та витрат потужності шнекового транспортера

2.3.1. Аналіз продуктивності шнекового транспортера

Для формалізації процесу роботи шнекового транспортера приймаємо такі припущення (рис. 1.14, рис. 2.1):

- поперечний переріз вихідного отвору бункера 5 (рис. 1.14) має форму прямокутника, сторони якого дорівнюють a_{σ} , b_{σ} ;

- закономірності руху сипкого матеріалу в бункері 5 описуються (підкоряються) основним закономірностям вільного витікання сипкого сільськогосподарського матеріалу із місткості [125];

- витрати сипкого матеріалу через вихідний отвір бункера шнекового транспортера відбуваються у процесі його стікання у воронку під кутом природного укосу до періоду руйнування висоти динамічного розвантажувального склепіння [126];

- витрати сипкого матеріалу через вихідний отвір бункера 5 (рис. 1.14) до i -го кроку спіральних витків 4 (рис. 2.1) гвинтового конвеєра 2 в кінцевому аспекті не менше продуктивності самого гвинтового конвеєра.

Позначимо площу поперечного перерізу вихідного отвору бункера 5 (рис. 1.14) через S_b (см²), секундну подачу зернового матеріалу 5 через вихідний отвір бункера до i -кроку T_{is} спіральних витків 4 (рис. 2.1) гвинтового конвеєра 2 через Q_b (кг/с), а продуктивність шнекового транспортера i -кроку T_{is} спіральних витків гвинтового конвеєра через W_{isc} (кг/с).

Тоді раціональне функціонування шнекового транспортера можливе за такої технологічної умови

$$Q_b \leq W_{isc} . \quad (2.68)$$

Згідно з [47, 127] складові нерівності (2.68) визначаються за формулою:

- витрати сипкого матеріалу Q_b (кг/с) через вихідний отвір бункера та прийнятого припущення

$$Q_b = 1,47k_n\rho_m S_b \sqrt[4]{r_z} / \sqrt{f}, \quad (2.69)$$

де k_n – коефіцієнт опору;

ρ_m – об'ємна маса зернового матеріалу, кг/см³;

... r_z – зведений радіус отвору, м, при цьому r_z дорівнює подвійному гідравлічному радіусу;

f – коефіцієнт внутрішнього тертя;

- продуктивність шнекового транспортера W_{isc} , яка рівнозначна продуктивності гвинтового конвеєра у загальному випадку під час транспортування зернового матеріалу визначається за формулою

$$W_{isc} = \rho_m S_v V_{ic} \mu_n, \quad (2.70)$$

де S_v – площа поперечного перерізу потоку зернового матеріалу, м²;

V_{ic} – середня швидкість осьового переміщення зернового матеріалу спіральними витками i -го кроку T_{is} гвинтового конвеєра, м/с;

μ_n – коефіцієнта технологічної подачі гвинтового конвеєра.

При цьому площа поперечного перерізу S_v потоку зернового матеріалу є адекватною площі поперечного перерізу кожуха 1 (рис. 2.1), внутрішній діаметр якого позначимо через D_n та який визначається за відомою формулою [47]

$$S_v = 0,25\pi D_n^2 = 0,25\pi \left[(D_k + 2c_s)^2 - d_o^2 \right], \quad (2.71)$$

де D_n – внутрішній діаметр кожуха, м.

d_o – діаметр барабана гвинтового конвеєра, м.

Середню швидкість V_{ic} осьового переміщення зернового матеріалу спіральними витками i -го кроку T_{is} гвинтового конвеєра згідно [47] визначають за формулою

$$V_{ic} = V_{im} k_k = T_{is} n_s k_g = \frac{30T_{is} \omega_k}{\pi} k_g = \frac{30T_{is} k_g}{\pi} \frac{d\varphi_k}{dt}, \quad (2.72)$$

де V_{im} – теоретична швидкість переміщення зернового матеріалу спіральними витками i -го кроку T_{is} гвинтового конвеєра у поздовжньому напрямку, м/с;
 k_g – коефіцієнт, який регламентує, або враховує невідповідність практичної швидкості переміщення зернового матеріалу вздовж горизонтальної осьової лінії гвинтового конвеєра та теоретичної швидкості V_{im} переміщення зернового матеріалу спіральними витками i -го кроку T_{is} за рахунок проковзування зернового матеріалу по поверхні спірального витка, його ущільнення тощо. При цьому $k_g = k_\alpha k_k$, де k_α – коефіцієнт, який показує вплив кута підйому гвинтової лінії α_{Ti} на ступінь проковзування матеріалу, k_y – коефіцієнт, який враховує ущільнення зернового матеріалу.

Складова T_{is} (м) згідно з [128] визначається як різниця кроку останнього напірного спірального витка i -го кроку T_{is} і товщини витка δ_n (м) гвинтового конвеєра, або $T_k = T_{is} - \delta_n$.

Підставивши значення $T_k = T_{is} - \delta_n$ у залежність (2.72), а отримане значення V_{ic} та значення $k_g = k_\alpha k_k$ у залежність (2.71), одержимо

$$W_{isc} = 7,5\rho_m \left[(D_k + 2c_s)^2 - d_0^2 \right] \mu_n (T_{is} - \delta_n) k_\alpha k_k \frac{d\varphi_k}{dt}, \quad (2.73)$$

Фізичний зміст коефіцієнта технологічної подачі μ_n шнекового транспортера при транспортуванні сипких матеріалів згідно з [129] трактується, як різниця значення коефіцієнта об'ємного заповнення простору кожуха μ_k та об'ємного коефіцієнта λ_c , який враховує технологічну невідповідність переміщення частини об'єму зернового матеріалу в зазорі c_s між крайкою спірального витка гвинтового конвеєра та внутрішнім діаметром кожуха, тобто $\mu_n = \mu_k - \lambda_c$.

При цьому:

- коефіцієнт μ_k заповнення простору кожуха шнекового транспортера та коефіцієнт технологічної подачі μ_n шнекового транспортера визначається за залежністю [129]

$$\mu_k = \frac{D_k^2}{(D_k + 2c_s)^2} (1 - k_z); \quad \mu_n = \frac{D_k^2}{(D_k + 2c_s)^2} (1 - k_z) - \lambda_c, \quad (2.74)$$

де k_z – коефіцієнт, який враховує об'єм, що займають витки гвинтового конвеєра в загальному просторі кожуха;

- коефіцієнт k_z , який враховує об'єм, що займають витки гвинтового конвеєра в загальному просторі кожуха шнекового транспортера визначається

$$k_z = 1 - \frac{\delta_n z_n}{D_k \operatorname{tg}(45^\circ - 0,5\alpha_{Ti})} \cos \operatorname{arctg} \frac{2\pi D_k \operatorname{tg}(45^\circ - 0,5\alpha_{Ti})}{D_k + d_\sigma}, \quad (2.75)$$

де z_n – кількість заходів спіральних витків гвинтового конвеєра, шт.;

α_{Ti} – кут підйому гвинтової лінії останнього напірного витка гвинтового конвеєра, град;

У дійсності, під час практичної реалізації транспортування сипких матеріалів шнековим транспортером, значення коефіцієнта заповнення простору кожуха μ_k не постійне і залежить від рівномірності надходження зернистого сипкого матеріалу з бункера, розмірних характеристик і вологості матеріалу, ущільнення частинок матеріалу під час транспортування тощо.

Таким чином продуктивність W_{isc} шнекового транспортера з врахуванням залежностей (2.74) і (2.75) визначається за формулою [130]

$$W_{isc} = 0,75 \rho_m (T_{is} - \delta_n) k_\alpha k_y \left[(D_k + 2c_s)^2 - d_\sigma^2 \right] \frac{d\varphi_k}{dt} \times \left(\frac{D_k^2}{(D_k + 2c_s)^2} \left(\frac{\delta_n z_n}{D_k \operatorname{tg}(45^\circ - 0,5\alpha_{Ti})} \cos \operatorname{arctg} \frac{2\pi D_k \operatorname{tg}(45^\circ - 0,5\alpha_{Ti})}{D_k + d_\sigma} \right) - \lambda \right), \quad (2.76)$$

Для практичного застосування визначення розрахункової продуктивності шнекового транспортера W_{isc} (кг/хв) з урахуванням того, що $\frac{d\varphi_k}{dt} = \omega_s = \frac{\pi n_s}{30}$ [41], де n_s – частота обертання шнекового конвеєра (об/хв) запишемо залежність (2.76) у вигляді [130]

$$W_{isc} = 0,5\pi n_s \rho_m (T_{is} - \delta_n) k_\alpha k_y \left[(D_k + 2c_s)^2 - d_\delta^2 \right] \times \left[\frac{D_k^2}{(D_k + 2c_s)^2} \left(\frac{\delta_n z_n}{D_k \operatorname{tg}(45^\circ - 0,5\alpha_{Ti})} \Phi \right) - \lambda \right], \quad (2.77)$$

де $\Phi = \cos \arctg \frac{2\pi D_k \operatorname{tg}(45^\circ - 0,5\alpha_{Ti})}{D_k + d_\delta}$.

Згідно з (2.77) побудовано графічне відтворення залежності зміни продуктивності W_{isc} шнекового транспортера:

- від зовнішнього діаметра D_k та частоти обертання n_s гвинтового конвеєра як функція $W_{isc} = f_W(D_k; n_s)$ для трьох значень змінного i -го кроку спіральних витків гвинтового конвеєра $T_{is} = 5, 10$ і 15 см у вигляді 3D поверхонь та їх двомірного перерізу;

- від частоти обертання n_s гвинтового конвеєра як функція $W_{isc} = f_W(n_s)$ для трьох значень змінного i -го кроку спіральних витків гвинтового конвеєра $T_{is} = 5, 10$ і 15 см та як функція $W_{isc} = f_W(T_{is})$ у вигляді двомірних 2D залежностей.

При цьому значення інших складових залежності (2.77) дорівнювали: $k_\alpha = 0,8$; $k_y = 1,3$; $d_\delta = 0,5D_k$; $\alpha_{Ti} = 15,0$ град; $z = 1$; $\delta_n = 2$ мм; $\rho = 1200$ кг/м³; $\lambda = 0,2$.

Графічні залежності зміни продуктивності W_{isc} шнекового транспортера як функція $W_{isc} = f_W(D_k; n_s)$ та як функція $W_{isc} = f_W(n_s)$ і $W_{isc} = f_W(T_{is})$ наведені, відповідно, на рис. 2.9 та 2.10.

Аналіз наведених графічних побудов дозволяє констатувати, що розрахована на аналітичному рівні продуктивність W_{isc} шнекового транспортера знаходиться в діапазоні від 3,0 до 76,5 (кг/хв) в межах зміни діаметра D_k гвинтового конвеєра 0,15...0,25 м, частоти обертання n_s гвинтового конвеєра 100...300 об/хв за значення зміни кроку спіральних витків гвинтового конвеєра $T_{is} = 5, 10$ і 15 см.

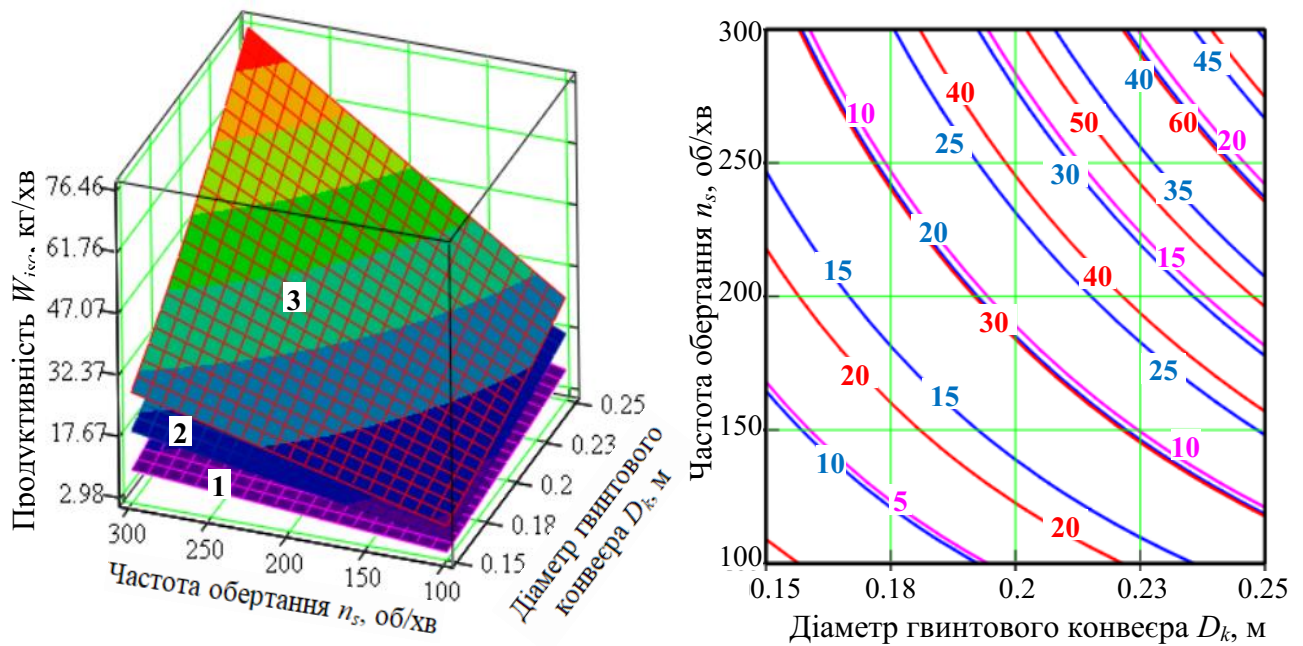


Рисунок 2.9 – 3D залежність та її двомірний переріз зміни продуктивності W_{isc} шнекового транспортера як функція $W_{isc} = f_w(D_k; n_s)$ за значення i -го кроку спіральних витків гвинтового конвеєра: 1 – $T_{1s} = 5,0$ см; 2 – $T_{2s} = 10,0$ см; 3 – $T_{3s} = 15,0$ см

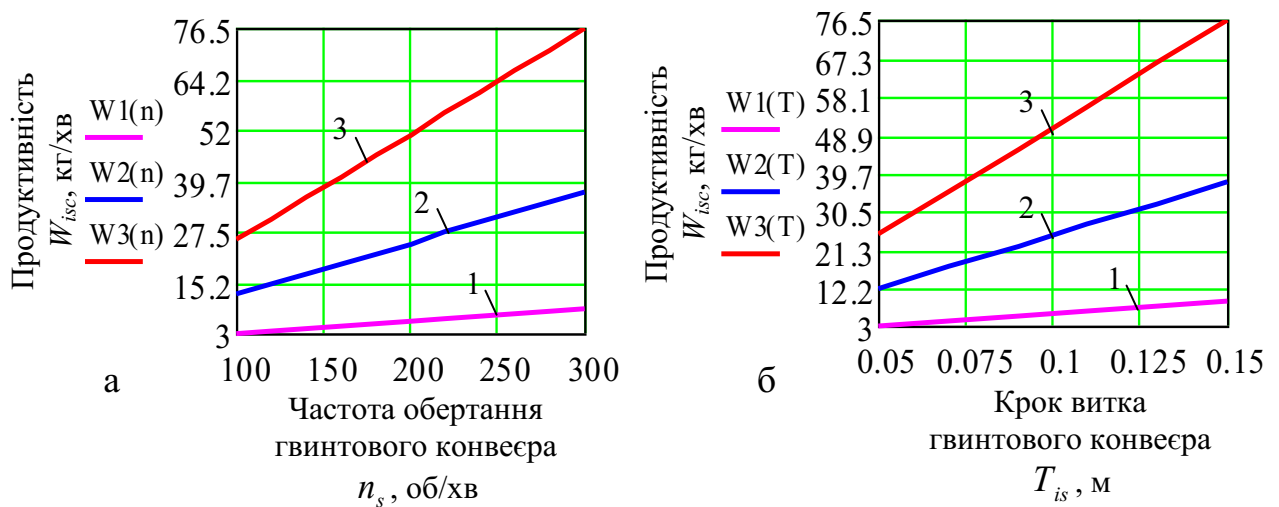


Рисунок 2.10 – Залежність зміни продуктивності W_{isc} шнекового транспортера як функція: а – $W_{isc} = f_w(n_s)$ за комбінації параметрів гвинтового конвеєра: 1 – $T_{1s} = 5,0$ см, $D_k = 0,15$ м; 2 – $T_{2s} = 10,0$ см, $D_k = 0,2$ м; 3 – $T_{3s} = 15,0$ см, $D_k = 0,25$ м б – $W_{isc} = f_w(T_{is})$ за комбінації параметрів гвинтового конвеєра: 1 – $D_k = 0,15$ м, $n_s = 100$ об/хв; 2 – $D_k = 0,2$ м, $n_s = 200$ об/хв; 3 – $D_k = 0,25$ м, $n_s = 300$ об/хв

Такий характер функціональної зміни продуктивності W_{isc} шнекового транспортера також адекватний та відповідає аналізу графічної побудови, яку наведено на рис. 2.10.

Значний вплив на лінійний характер зміни продуктивності W_{isc} шнекового транспортера має частота обертання n_s гвинтового конвеєра – за збільшення частоти обертання n_s гвинтового конвеєра в 3 рази (від 100 до 300 об/хв) продуктивність W_{isc} шнекового транспортера зростає, рис. 2.10:

- приблизно в 3,3 рази (від 3,0 до 10,0 кг/хв) за кроку спіральних витків гвинтового конвеєра $T_{1s} = 5,0$ см та зовнішнього діаметра гвинтового конвеєра $D_k = 0,15$ м;

- приблизно в 2,5 рази (від 15,0 до 38,0 кг/хв) за кроку спіральних витків гвинтового конвеєра $T_{2s} = 10,0$ см та зовнішнього діаметра гвинтового конвеєра $D_k = 0,2$ м;

- приблизно в 2,7 рази (від 27,0 до 76,0 кг/хв) за кроку спіральних витків гвинтового конвеєра $T_{3s} = 15,0$ см та діаметра гвинтового конвеєра $D_k = 0,25$ м.

Лінійний характер зміни продуктивності W_{isc} шнекового транспортера залежно від зміни кроку T_{is} спіральних витків гвинтового конвеєра майже адекватний або подібний W_{isc} , яка змінюється залежно від зміни частоти обертання n_s гвинтового конвеєра.

При цьому за збільшення кроку T_{is} спіральних витків гвинтового конвеєра від 5 до 15 см продуктивність W_{isc} шнекового транспортера зростає, рис. 2.10б:

- приблизно в 3 рази (від 3,0 до 9,8 кг/хв) за частоти обертання гвинтового конвеєра $n_s = 100$ об/хв та діаметра гвинтового конвеєра $D_k = 0,15$ м;

- приблизно в 2,7 рази (від 12,2 до 39,7 кг/хв) за частоти обертання гвинтового конвеєра $n_s = 200$ об/хв та зовнішнього діаметра гвинтового конвеєра $D_k = 0,2$ м;

- приблизно в 2,7 рази (від 27,0 до 76,0 кг/хв) за частоти обертання гвинтового конвеєра $n_s = 300$ об/хв та зовнішнього діаметра гвинтового конвеєра $D_k = 0,25$ м.

2.3.2. Аналіз витрат потужності шнекового транспортера

Загальні витрати потужності P_{sc} , які забезпечують транспортування зернового матеріалу шнековим транспортером можна визначити з формули, яка характеризує необхідну потужність на валу електродвигуна 2 (рис. 1.14), [131]

$$P_{ed} = P'_{isc} / \eta_{np}, \text{ або } P_{sc} = P_{ed} \eta_{np}, \quad (2.78)$$

де P_{ed} – потужність електродвигуна, Вт;

P'_{sc} – загальна потужність на валу гвинтового конвеєра, яка необхідна для виконання процесу транспортування зернового матеріалу спіральними витками i -го кроку гвинтового конвеєра шнекового транспортера, Вт;

η_{np} – коефіцієнт корисної дії приводу вала гвинтового конвеєра.

Тоді необхідні витрати потужності P_{isc} (Вт/с) для виконання процесу транспортування зернового матеріалу спіральними витками i -го кроку гвинтового конвеєра шнековим транспортером за час його роботи $t = 1$ с, є сумою потужностей, які затрачуються:

- на переміщення зернового потоку P_{zn} , Вт/с;
- на подолання опору тертя зернового матеріалу об внутрішню поверхню кожуха P_{mk} , Вт/с;
- на подолання опору тертя зернового матеріалу об робочі поверхні гвинтового конвеєра (спірального витка та труби) P_{me} , Вт/с;
- на подолання внутрішнього опору транспортуючого зернового матеріалу P_{mz} , Вт/с;
- на подолання опору тертя в опорних підшипниках P_{on} вала гвинтового конвеєра, Вт/с.

Приймаючи до уваги, що опір переміщенню значних мас транспортуючого зернового матеріалу є значно більшим за незначний опір тертя в двох опорних підшипниках, які змонтовані на торцях вала гвинтового конвеєра, цим опором P_{zn} нехтуємо, тобто не приймаємо до уваги потужність на подолання опору тертя в опорних підшипниках P_{on} .

Тоді загальні витрати потужності P_{sc} на транспортування зернового матеріалу шнековим транспортером будуть дорівнювати

$$P_{isc} = P_{zn} + P_{mk} + P_{m\theta} + P_{mз}. \quad (2.79)$$

Складові рівняння (2.79) визначаються за формулою:

1. Витрати потужності, які необхідні для переміщення зернового потоку в гвинтовому конвеєрі P_{zn} , Вт/с:

$$P_{zn} = \frac{F_1 \mathcal{G}_{ic}}{t}; \quad (2.80)$$

$$F_1 = ql_s = \frac{W_{isc}}{\mathcal{G}_{ic}} l_s, \quad (2.81)$$

де F_1 – сила опору переміщенню зернового матеріалу, Н;

q – погонний опір переміщення зернового матеріалу, Н/м;

l_s – довжина гвинтового конвеєра, м.

Підставивши значення F_1 з (2.81) у формулу (2.80), отримаємо залежність для визначення витрат потужності P_{zn} , які необхідні для переміщення зернового потоку в гвинтовому конвеєрі шнекового транспортера

$$P_{zn} = \frac{F_1 \mathcal{G}_{ic} l_s}{\mathcal{G}_{is} t} = \frac{W_{isc} l_s}{t}. \quad (2.82)$$

2. Витрати потужності, які необхідні на подолання опору тертя зернового матеріалу по внутрішній поверхні кожуха P_{mk} , Вт/с:

$$P_{mk} = \frac{F_2 \mathcal{G}_c}{t}; \quad (2.83)$$

$$F_2 = ql_k f_k = \frac{W_{isc}}{\mathcal{G}_{ic}} l_k f_k. \quad (2.84)$$

де F_2 – сила опору тертя матеріалу по внутрішній поверхні кожуха, Н;

$l_k \approx l_s$ – довжина робочої частини кожуха, яка рівнозначна довжині гвинтового конвеєра, м;

$f_k = 0,3 \dots 0,6$ – коефіцієнт тертя матеріалу по жолобу.

Підставивши значення сили опору тертя F_2 матеріалу по внутрішній поверхні кожуха з (2.84) у формулу (2.83), отримуємо залежність для визначення витрат потужності P_{mk} , які необхідні на подолання опору тертя зернового матеріалу по внутрішній поверхні кожуха шнекового транспортера

$$P_{mk} = \frac{W_{isc} l_s f_k}{t}. \quad (2.85)$$

3. Витрати потужності, які необхідні на подолання опору тертя зернового матеріалу по робочій поверхні гвинтового конвеєра P_{me} , Вт/с:

$$P_{me} = \frac{F_3 \mathcal{G}_k}{t}; \quad (2.86)$$

$$F_3 = (F_1 + F_2) f_s \frac{\pi D_k^2}{T_{is} - \delta_n} = \frac{W_{isc}}{\mathcal{G}_k t} l_s (1 + f_k) f_s \frac{\pi D_k^2}{T_{is} - \delta_n}; \quad (2.87)$$

$$\mathcal{G}_k = \omega_k r_s = r_s \frac{d\varphi_k}{dt}, \quad (2.88)$$

де F_3 – сила опору тертя зернового матеріалу по робочій поверхні гвинтового конвеєра, Н;

\mathcal{G}_k – колова швидкість спірального витка гвинтового конвеєра, м/с;

$f_s = 0,5 \dots 0,8$ – коефіцієнт тертя матеріалу по робочій поверхні гвинтового конвеєра;

$r_s = 0,5 K_o D_k$ – середній радіус центра тяжіння перерізу зернового матеріалу в кожусі, або миттєвий радіус прикладеної сили F_3 , м;

$\dots K_o = 0,7 \dots 0,9$ – коефіцієнт, менше значення якого приймають за максимального коефіцієнта заповнення простору кожуха.

Підставивши значення сили опору тертя F_3 зернового матеріалу по робочій поверхні гвинтового конвеєра з (2.87) та \mathcal{G}_k з формули (2.88) у формулу (2.86), отримуємо залежність для визначення витрат потужності P_{me} , які необхідні на подолання опору тертя зернового матеріалу по робочій поверхні спіральних витків гвинтового конвеєра шнекового транспортера [130]

$$\begin{aligned}
P_{m3} &= \frac{W_{isc} l_s}{\mathcal{G}_{ic} t} (1 + f_k) f_s \frac{\pi D_k^2 \mathcal{G}_k}{T_{is} - \delta_n} = \\
&= \frac{30 W_{isc} l_s}{\pi t} \frac{dt}{d\varphi_k} (1 + f_k) f_s \frac{\pi D_k^2 r_s}{T_{is} - \delta_n} \frac{d\varphi_k}{dt} = \frac{30 l_s W_{isc}}{t} (1 + f_k) f_s \frac{D_k^2 r_s}{T_{is} - \delta_n}.
\end{aligned} \quad (2.89)$$

4. Витрати потужності, які необхідні на подолання внутрішнього опору транспортуючого зернового матеріалу P_{m3} , Вт/с:

$$P_{m3} = \frac{F_4 \mathcal{G}_{ic}}{t}; \quad (2.90)$$

$$F_4 = \frac{(1 - K_g) q l_s \pi D_k f_k}{T_{is} - \delta_n} = \frac{W_{sc}}{\mathcal{G}_c} l_s (1 - K_g) \frac{\pi D_k f_k}{T_{is} - \delta_n}, \quad (2.91)$$

де F_4 – сила опору внутрішнього тертя зернового матеріалу, Н.

Підставивши значення F_4 з (2.91) у формулу (2.90), отримаємо залежність для визначення витрат потужності P_{m3} , які необхідні на подолання внутрішнього опору транспортуючого зернового матеріалу

$$P_{m3} = \frac{W_{sc} \mathcal{G}_{ic}}{\mathcal{G}_{ic} t} l_s (1 - K_g) \frac{\pi D_k f_k}{T_{is} - \delta_n} = \frac{\pi D_k l_s W_{ssc} f_k}{(T_{is} - \delta_n) t} (1 - K_g). \quad (2.92)$$

Тоді підставивши значення відповідних витрат потужності з (2.82), (2.85), (2.89) і (2.92) у формулу (2.79), отримаємо залежність для визначення загальних витрат потужності P_{isc} , які витрачаються на транспортування зернового матеріалу спіральними витками i -го кроку гвинтового конвеєра шнекового транспортера [130]

$$P_{isc} = \frac{W_{isc} l_s}{t} + \frac{W_{isc} l_s f_k}{t} + \frac{30 l_s W_{isc}}{t} (1 + f_k) f_s \frac{D_k^2 r_s}{T_{is} - \delta_n} + \frac{\pi D_k l_s W_{ssc} f_k}{(T_{is} - \delta_n) t} (1 - K_g). \quad (2.93)$$

Після спрощення (2.93), отримано

$$P_{isc} = \frac{W_{isc} l_s}{t} \left[1 + f_k + 30(1 + f_k) f_s \frac{D_k^2 r_s}{T_{is} - \delta_n} + \frac{\pi D_k f_k}{(T_{is} - \delta_n)} (1 - K_g) \right]. \quad (2.94)$$

Для практичного застосування залежності (2.94), підставимо значення продуктивності шнекового конвеєра W_{isc} згідно з залежністю (2.77) у залежність (2.94) та враховуючи, що $t = 1$ с та $r_s = 0,5K_oD_k$, отримаємо кінцеву залежність для визначення загальних витрат потужності P_{isc} (Вт/хв), які витрачаються на транспортування зернового матеріалу спіральними витками i -го кроку гвинтового конвеєра шнекового транспортера [130]

$$P_{isc} = \left(0,5\pi n_s \rho_m (T_{is} - \delta_n) k_\alpha k_y \left[(D_k + 2c_s)^2 - d_\delta^2 \right] \times \right. \\ \left. \times l_s \left[\frac{D_k^2}{(D_k + 2c_s)^2} \left(\frac{\delta_n z_n}{D_k \operatorname{tg}(45^\circ - 0,5\alpha_{Ti})} \Phi \right) - \lambda \right] \right) \times, \quad (2.95) \\ \times \left[1 + f_k + 30(1 + f_k) f_s \frac{D_k^2 r_s}{T_{is} - \delta_n} + \frac{\pi D_k f_k}{(T_{is} - \delta_n)} (1 - K_g) \right]$$

де $\Phi = \cos \arctg \frac{2\pi D_k \operatorname{tg}(45^\circ - 0,5\alpha_{Ti})}{D_k + d_\delta}$.

Згідно з (2.95) побудовано графічне відтворення залежності зміни витрат потужності P_{isc} , які витрачаються на транспортування зернового матеріалу спіральними витками i -го кроку T_{is} гвинтового конвеєра:

- від зовнішнього діаметра D_k та частоти обертання n_s гвинтового конвеєра як функція $P_{isc} = f_P(D_k; n_s)$ для трьох значень змінного кроку спіральних витків гвинтового конвеєра $T_{is} = 5, 10$ і 15 см у вигляді 3D поверхонь та їх двомірного перерізу;

- від частоти обертання n_s гвинтового конвеєра як функція $P_{isc} = f_P(n_s)$ для трьох значень змінного кроку спіральних витків гвинтового конвеєра $T_{is} = 5, 10$ і 15 см та від i -го кроку спіральних витків гвинтового конвеєра як функція $P_{isc} = f_P(T_{is})$ у вигляді 2D залежностей.

При цьому значення інших складових залежності (2.77) дорівнювали: $\mu_k = 0,9$; $k_\alpha = 0,8$; $k_y = 1,3$; $d_\delta = 0,5D_k$; $\alpha_{Ti} = 15,0$ град; $z = 1$; $\delta_n = 2$ мм; $\rho = 1200$ кг/м³; $K_o = 0,9$; $K_g = 0,9$.

Графічні залежності зміни витрат потужності P_{isc} шнекового транспортера як функція $P_{1sc} = f_P(D_k; n_s)$, $P_{2sc} = f_P(D_k; n_s)$, $P_{3sc} = f_P(D_k; n_s)$ та як функція $P_{isc} = f_P(n_s)$ і $P_{isc} = f_P(T_{is})$ наведені, відповідно, на рис. 2.11, 2.12, 2.13 та 2.14.

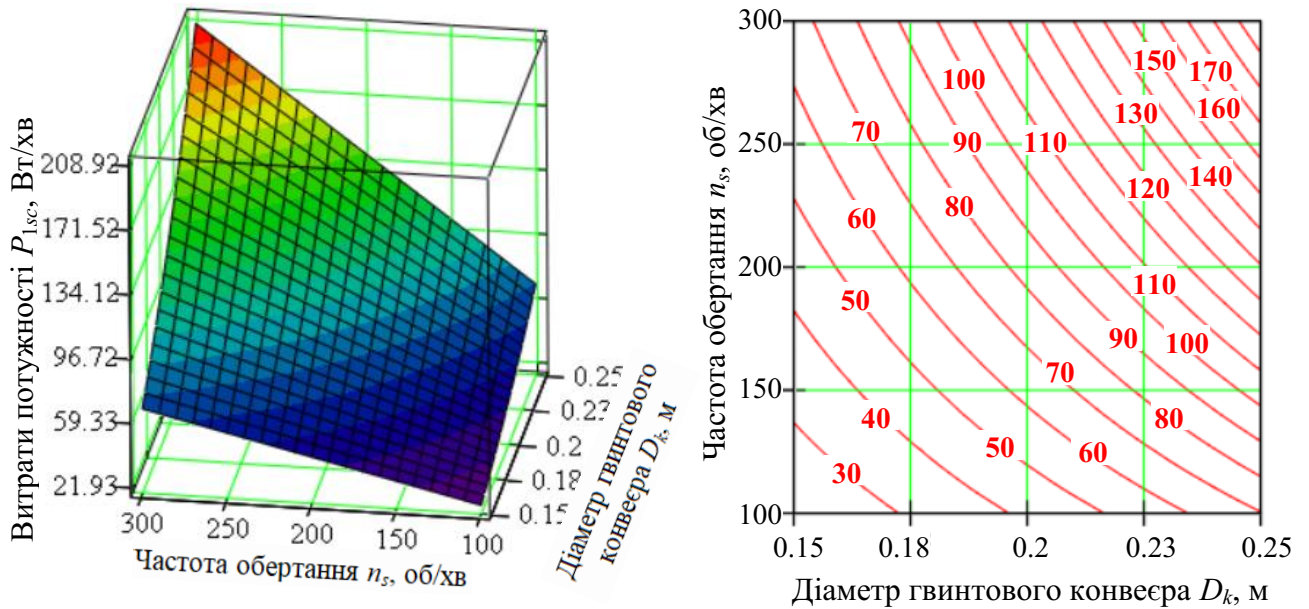


Рисунок 2.11 – Поверхня та її двомірний переріз залежності зміни витрат потужності P_{1sc} при транспортуванні зернового матеріалу шнековим транспортером як функція $P_{1sc} = f_P(D_k; n_s)$ за кроку спіральних витків гвинтового конвеєра $T_{1s} = 5,0$ см

Аналіз наведених графічних побудов дозволяє констатувати, що розраховані на аналітичному рівні витрати потужності P_{isc} шнекового транспортера за зміни зовнішнього діаметра D_k гвинтового конвеєра 0,15...0,25 м та частоти обертання n_s гвинтового конвеєра 100...300 об/хв знаходиться в діапазоні:

- від 22,0 до 208,0 Вт/хв за значення зміни кроку спіральних витків гвинтового конвеєра $T_{1s} = 5$ см;
- від 22,0 до 213,0 Вт/хв за значення зміни кроку спіральних витків гвинтового конвеєра $T_{2s} = 10$ см;
- від 24,0 до 232,0 Вт/хв за значення зміни кроку спіральних витків гвинтового конвеєра $T_{3s} = 15$ см.

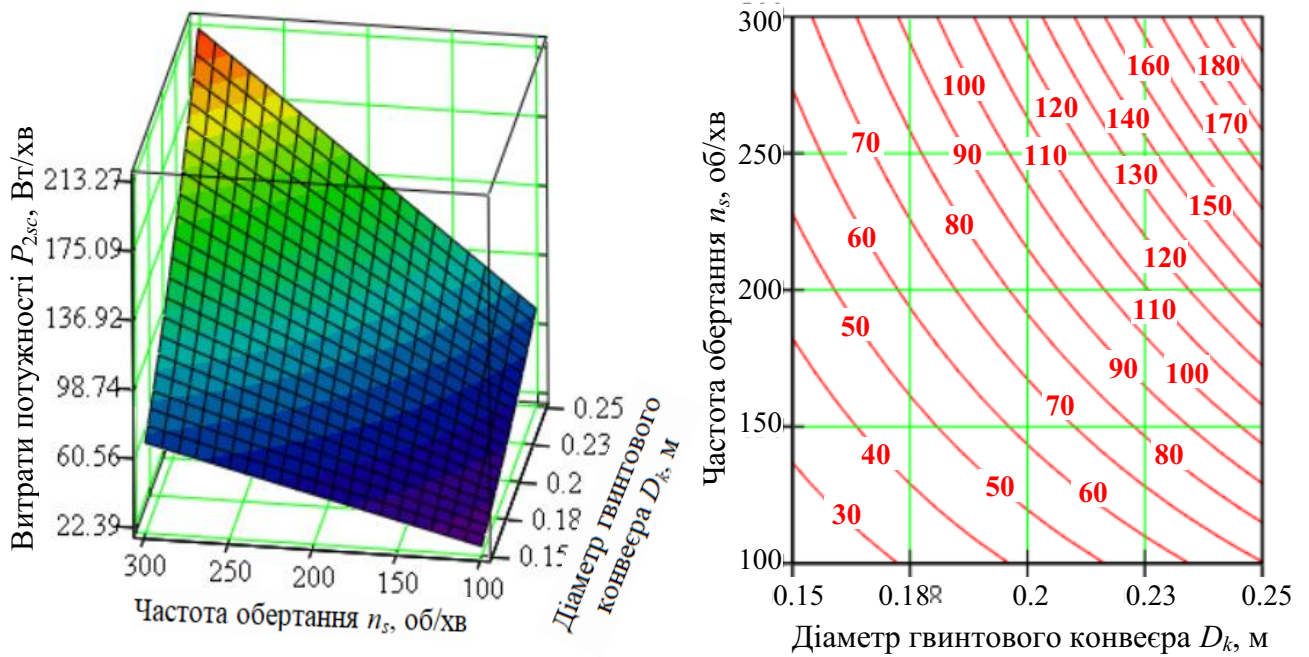


Рисунок 2.12 – Поверхня та її двовірний переріз залежності зміни витрат потужності P_{2sc} при транспортуванні зернового матеріалу шнековим транспортером як функція $P_{2sc} = f_P(D_k; n_s)$ за кроку спіральних витків гвинтового конвеєра $T_{2s} = 10,0$ см

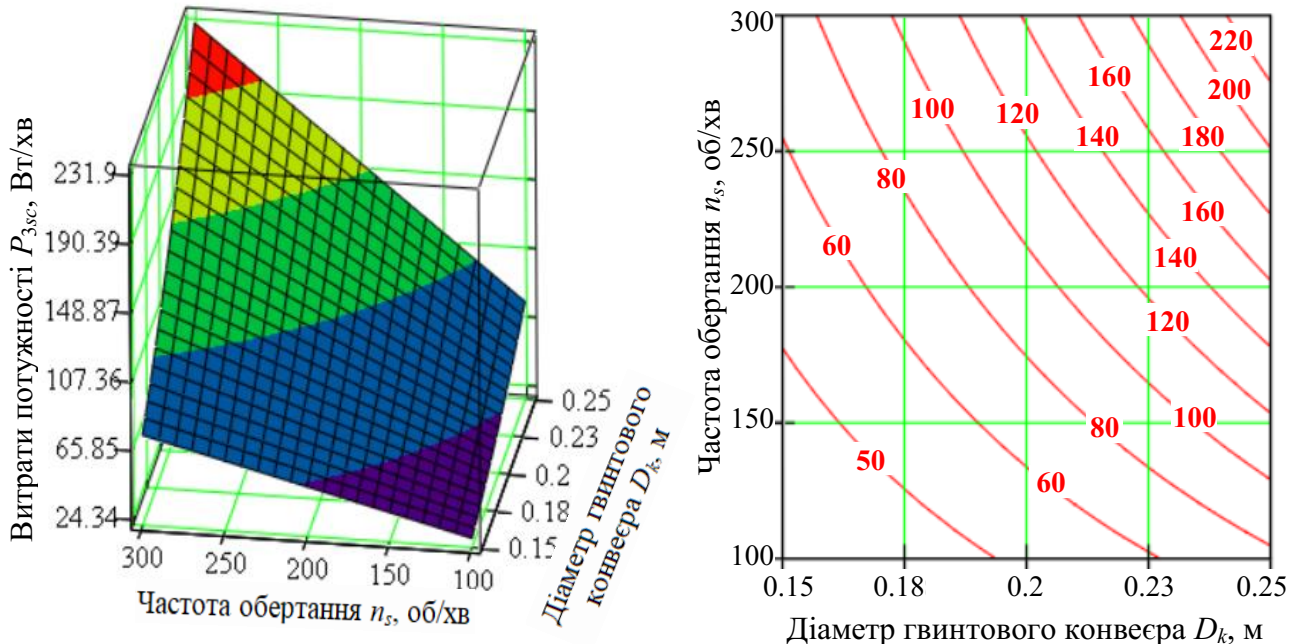


Рисунок 2.13 – Поверхня та її двовірний переріз залежності зміни витрат потужності P_{3sc} при транспортуванні зернового матеріалу шнековим транспортером як функція $P_{3sc} = f_P(D_k; n_s)$ за кроку спіральних витків гвинтового конвеєра $T_{3s} = 15,0$ см

Такий характер функціональної зміни витрат потужності P_{3sc} при транспортуванні зернового матеріалу шнековим транспортером також адекватний та відповідає аналізу графічної побудови, яку наведено на рис. 2.14.

Значний вплив на лінійний характер зміни витрат потужності P_{3sc} при транспортуванні зернового матеріалу шнековим транспортером має частота обертання n_s гвинтового конвеєра – за збільшення частоти обертання n_s гвинтового конвеєра в 3 рази (від 100 до 300 об/хв) витрати потужності P_{3sc} при транспортуванні зернового матеріалу шнековим транспортером зростають, рис. 2.14а:

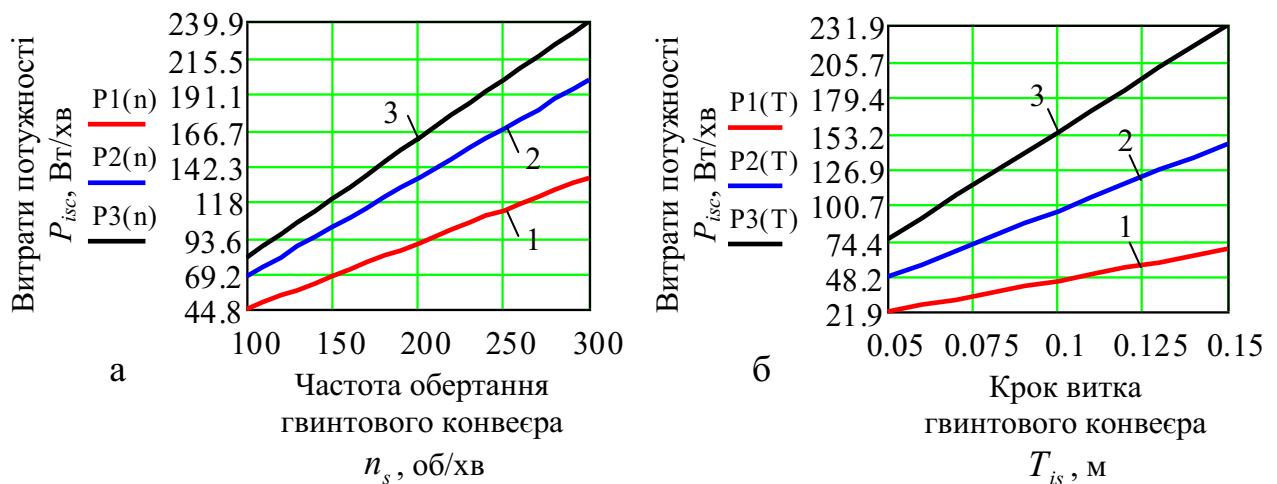


Рисунок 2.14 – Залежність зміни витрат потужності P_{isc} при транспортуванні зернового матеріалу шнековим транспортером як функція:
 а – $P_{isc} = f_P(n_s)$, 1 – $D_k = 0,15$ м; 2 – $D_k = 0,2$ м; 3 – $D_k = 0,25$ м, $T_{is} = 10,0$ см;
 б – $W_{isc} = f_W(T_{is})$, 1 – $n_s = 100$ об/хв, $D_k = 0,15$ м; 2 – $n_s = 200$ об/хв, $D_k = 0,2$ м;
 3 – $n_s = 300$ об/хв, $D_k = 0,25$ м

- приблизно в 3 рази (від 45,0 до 136,0 Вт/хв) за зовнішнього діаметра $D_k = 0,15$ м гвинтового конвеєра та кроку спіральних витків гвинтового конвеєра $T_{is} = 10,0$ см;

- приблизно в 2,8 раза (від 71,0 до 201,0 Вт/хв) за зовнішнього діаметра $D_k = 0,2$ м гвинтового конвеєра та кроку спіральних витків гвинтового конвеєра $T_{is} = 10,0$ см;

- приблизно в 2,9 рази (від 84,0 до 240,0 кг/хв) за зовнішнього діаметра $D_k = 0,25$ м гвинтового конвеєра та кроку спіральних витків гвинтового конвеєра $T_{is} = 10,0$ см.

Лінійний характер зміни витрат потужності P_{3sc} при транспортуванні зернового матеріалу шнековим транспортером залежно від зміни кроку T_{is} спіральних витків гвинтового конвеєра майже адекватний або подібний характеру зміни витрат потужності P_{isc} при транспортуванні зернового матеріалу шнековим транспортером, яка змінюється залежно від зміни частоти обертання n_s гвинтового конвеєра.

При цьому за збільшення кроку T_{is} спіральних витків гвинтового конвеєра від 5 до 15 см витрати потужності P_{isc} при транспортуванні зернового матеріалу шнековим транспортером зростають, рис. 2.14б:

- приблизно в 3 рази (від 22,0 до 65,0 Вт/хв) за зовнішнього діаметра $D_k = 0,15$ м гвинтового конвеєра та частоти обертання гвинтового конвеєра $n_s = 100$ об/хв;

- приблизно в 3 рази (від 50,0 до 148,0 Вт/хв) за зовнішнього діаметра $D_k = 0,2$ м гвинтового конвеєра та частоти обертання гвинтового конвеєра $n_s = 200$ об/хв;

- приблизно в 3 рази (від 78,0 до 232,0 кг/хв) за зовнішнього діаметра $D_k = 0,25$ м гвинтового конвеєра та частоти обертання гвинтового конвеєра $n_s = 300$ об/хв.

2.4. Висновки до розділу

2.4.1. Розроблені диференціальні залежності (2.27), (2.28), (2.30) та (2.31) є математичними моделями, які описують технологічний процес роботи шнекового транспортера, або функціональну зміну процесу транспортування зернового матеріалу для I-го та II-го випадків його переміщення гвинтовим конвеєром та можуть бути використана для подальшого обґрунтування конструктивно-кінематичних параметрів шнекового транспортера.

2.4.2. Встановлено, що прискорення швидкості руху тіла елементарної маси dm_e зернового матеріалу по поверхні спірального витка за зміни його кроку в діапазоні від $T_k = T_1 + 0,04$ (м) до $T_k = T_1 + 0,08$ (м) змінюється в межах від 8,5 до 17,3 м/с² для I-го випадку та від 6,3 до 15,52 м/с² для II-го випадку.

При зміні кроку спірального витка T_k в діапазоні від 0,04 до 0,06 м за діаметра D_k більшого за 0,2 м та кутової швидкості гвинтового конвеєра менше 10 рад/с, тіло елементарної маси dm_e зернового матеріалу понад 0,1 кг втрачає контакт з поверхнею спірального витка.

2.4.3. Кут φ_P відхилення тіла елементарної маси зернового матеріалу змінюється у діапазоні $0 \dots 72^\circ$, причому відхилення тіла в межах від 45° до 72° залежно від збільшення діаметра та кроку гвинтового конвеєра має прямий характер, а в діапазоні від 0 до 45° – обернений характер.

2.4.4. Розроблена аналітична залежність (2.62) є математичною моделлю, яка описує формалізований процес контактної взаємодії тіл зернового матеріалу елементарної маси під час їх переміщення у просторі кожуха шнекового транспортера та може бути застосована для обґрунтування раціональних параметрів його робочих органів і процесу транспортування.

2.4.5. Встановлено, що сумарна кінетична енергія контактної взаємодії тіл елементарної маси зернового матеріалу збільшується в межах від $0,71 \cdot 10^{-3}$ до $3,19 \cdot 10^{-3}$ Дж залежно від збільшення маси тіла від 1 до 2 г та швидкості флуктуації від 1,0 до 1,5 м/с та в межах від $0,3 \cdot 10^{-3}$ до $2,6 \cdot 10^{-3}$ Дж – від збільшення коефіцієнта тертя тіла від 0,4 до 0,8 та коефіцієнта відновлення від 0,3 до 0,9. Значні втрати енергії відбуваються під час транспортування тіла діаметром більшим за 2 мм, при цьому кінетична енергія стрімко зростає від 0,02 до 0,14 Дж та від 0,05 до 0,3 Дж для за питомої маси більшої за 1300 кг/м³.

2.4.6. Констатовано, що розраховані на аналітичному рівні продуктивність W_{isc} і витрати потужності P_{isc} шнекового транспортера знаходяться в діапазоні, відповідно, від 3,0 до 76,5 (кг/хв) та від 22,0 до 232 Вт/хв в межах зміни діаметра D_k від 0,15 до 0,25 м та частоти обертання n_s від 100 до 300 об/хв за значення кроку спіральних витків гвинтового конвеєра $T_{is} = 5, 10$ і 15 см.

Основні результати розділу опубліковано в працях:

1. Карп І.В. Процеси роботи шнекових транспортерів зернових матеріалів. Вібращії в техніці та технологіях. 2025. № 3(118). С. 154–161.
2. Карп І.В. Аналітична модель процесу роботи шнекового транспортера зернових матеріалів. Актуальні задачі сучасних технологій : тез доп. XIV Міжн. наук.-техн. конф. молодих учених та студентів, (Тернопіль, 11-12 грудня 2025). Терн. націон. техн. ун-т ім. І. Пулюя [та ін]. Тернопіль : ФОП Паляниця В.А., 2025. С. 86–88.
3. Карп І.В. Продуктивність та витрати потужності шнекового транспортера зернових матеріалів. Зб. мат. XII Міжн. наук.-техн. конф. «Крамаровські читання» з нагоди 119-ї річниці від дня народження доктора технічних наук, професора, члена-кореспондента ВАСГНІЛ, віцепрезидента УАСГН Крамарова Володимира Савовича (1906-1987) 19-20 лют. 2026 р., м. Київ. К.: Видавничий центр НУБіП України, 2026. С. 245–247.
4. Viktor Baranovsky, Ivan Karp, Yaroslav Salo, Bohdan Berezhenko, Petro Marushchak. Analysis of the process of material movement in a screw conveyor. Scientific Journal of the Ternopil National Technical University 2025, Vol. 1 (117). P. 5–17.
5. Карп І.В. Математична модель процесу переміщення зернового матеріалу в пневмошнековому транспортері. Міжвузівський збірник «Наукові нотатки». 2025. № 82. С. 112–120.
6. Ivan Karp. The process of moving grain material in the pneumatic line of a pneumatic screw conveyor. Scientific Journal of the Ternopil National Technical University. 2025. Vol. 2 (118). P. 79–90.

РОЗДІЛ 3

МЕТОДОЛОГІЯ ПРОВЕДЕННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ШНЕКОВОГО ТРАНСПОРТЕРА

3.1. Програма, об'єкт і предмет дослідження шнекового транспортера

Післязбиральна обробка (просушування, (відокремлення домішок, протруювання тощо) зернових матеріалів є одним із важливих аспектів доведення зібраного урожаю до необхідних кондицій і підготовки зерна до його подальшого зберігання та використання в якості посівного матеріалу, хлібопекарського виробництва, кормових сумішей тощо.

У цьому контексті, для виконання операції переміщення зернових матеріалів на токах агропідприємств застосовують шнекові транспортери, як одні із самих нескладних за будовою та доволі простих в обслуговуванні транспортних механізмів, що дозволяє підвищити технологічну ефективність всього ланцюга виробництва та використання зернової продукції аграрного сектору [87].

Програма експериментальних досліджень, яку складено для реалізації поставленої мети згідно з дисертаційним дослідженням запропонованого шнекового транспортера, є наступною:

- спроектувати та виготовити макетний зразок розробленого шнекового транспортера зернових матеріалів;
- для перевірки адекватності отриманої аналітичної моделі розробити емпіричну модель або емпіричне рівняння регресії, яке описує функціональні взаємозв'язки зміни продуктивності шнекового транспортера залежно від його основних конструктивно-кінематичних параметрів і вологості зернового матеріалу;
- експериментально встановити характер і ступінь пошкодження зернового матеріалу в процесі його транспортування шнековим транспортером;
- визначити витрати потужності під час транспортування зернового матеріалу шнековим транспортером залежно від параметрів процесу.

У якості об'єкта експериментального дослідження прийнято макетний зразок шнекового транспортера та зерновий матеріал пшениці середнього класу, а предметом дослідження – конструктивно кінематичні параметри робочих органів і їх взаємозв'язок впливу на технологічні показники та показник якості процесу транспортування зернового матеріалу.

Загальну структурну схему реалізації експериментів згідно з запропонованою програмою досліджень показано на рис. 3.1 [102].

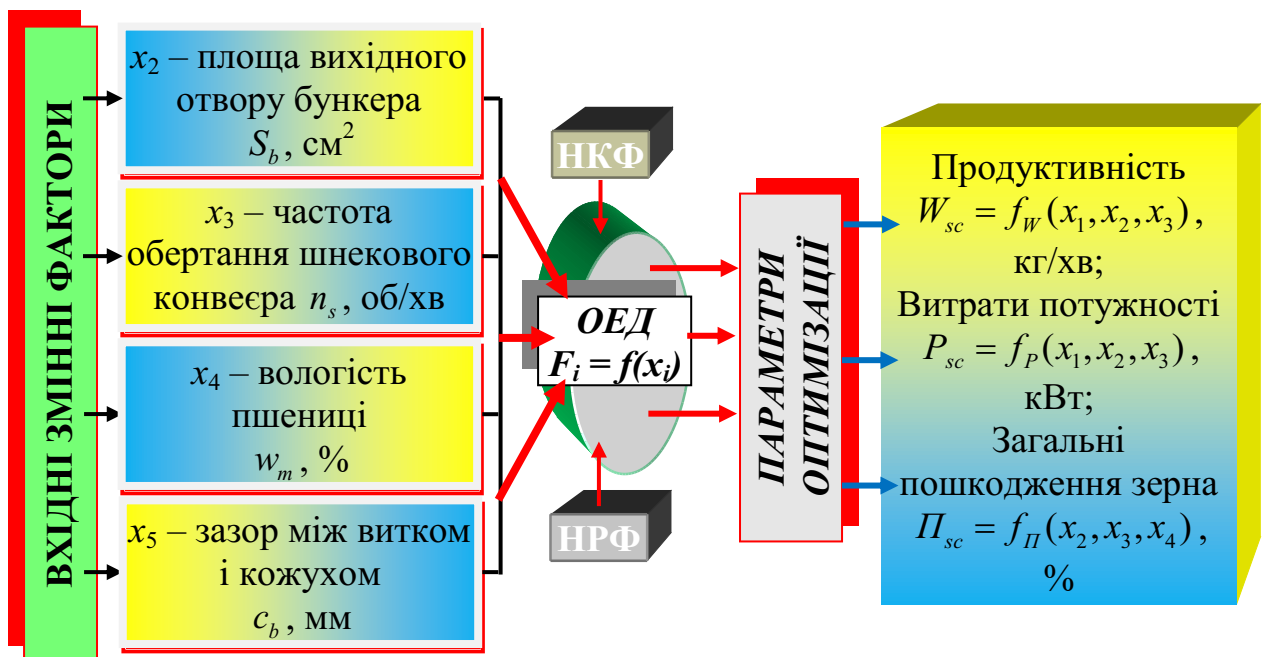


Рисунок 3.1 – Загальна структурна схема проведення експериментальних досліджень макетного зразка шнекового транспортера: НКФ, НРФ – відповідно, некеровані та нерегульовані збурюючі фактори зовнішнього та внутрішнього впливу на вихідні параметри оптимізації; ОЕД – об'єкт експериментальних досліджень

Загальну структурну схему реалізації експериментів під час дослідження макетного зразка шнекового транспортера побудовано на основі загальноприйнятого поняття «чорної скрині» [131].

При цьому вхідними змінними параметрами, або змінними вхідними факторами об'єкта експериментальних досліджень, або «чорної скрині» є конструктивно-кінематичні параметри робочих органів шнекового транспортера.

Вихідними параметрами, або параметрами оптимізації об'єкта експериментальних досліджень є технологічні показники та показник якості процесу транспортування зернового матеріалу, які зазначено в програмі та завданнях дисертаційного дослідження.

У загальному необхідно констатувати, що реалізацію експериментів здійснено на основі застосування загальновідомої методології математичного планування та проведення планованих багатофакторних експериментів [132], а обробку отриманого експериментального масиву технологічних показників і показника якості та їх оптимізації в процесі аналізу проведено з застосуванням вбудованих прикладних додатків ліцензованої програми «Microsoft 365» для персонального комп'ютера.

Для встановлення функціональної зміни вихідних параметрів, або параметрів оптимізації (рис. 3.1) залежно від зміни вхідних факторів об'єкта експериментальних досліджень (ОЕД) процесу транспортування зернових матеріалів розроблено лабораторну установку, структурну схему якої наведено на рис. 3.2, а загальний вигляд – на рис. 3.3 [102, 132].

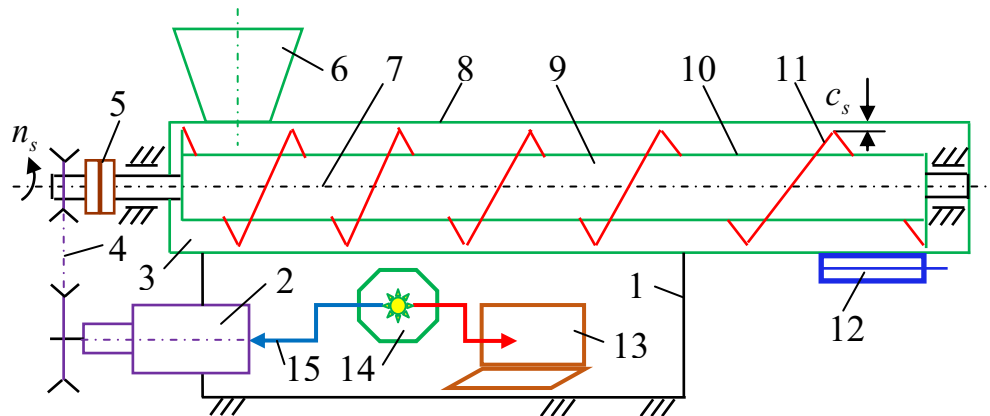


Рисунок 3.2 – Конструктивна схема лабораторної установки: 1 – рама; 2 – асинхронний електродвигун; 3 – шнековий конвеєр; 4 – клинопасова передача; 5 – запобіжна муфта; 6 – завантажувальний бункер; 7 – гвинтовий конвеєр; 8 – корпус гвинтового конвеєра (кожух); 9 – шнек; 10 – барабан шнека; 11 – спіральний виток; 12 – шиберна засувка; 13 – персональний комп'ютер; 14 – мультисистемний пристрій керування Altivar 71; 15 – засоби комунікації електродвигуна, комп'ютера та пристрою Altivar 71

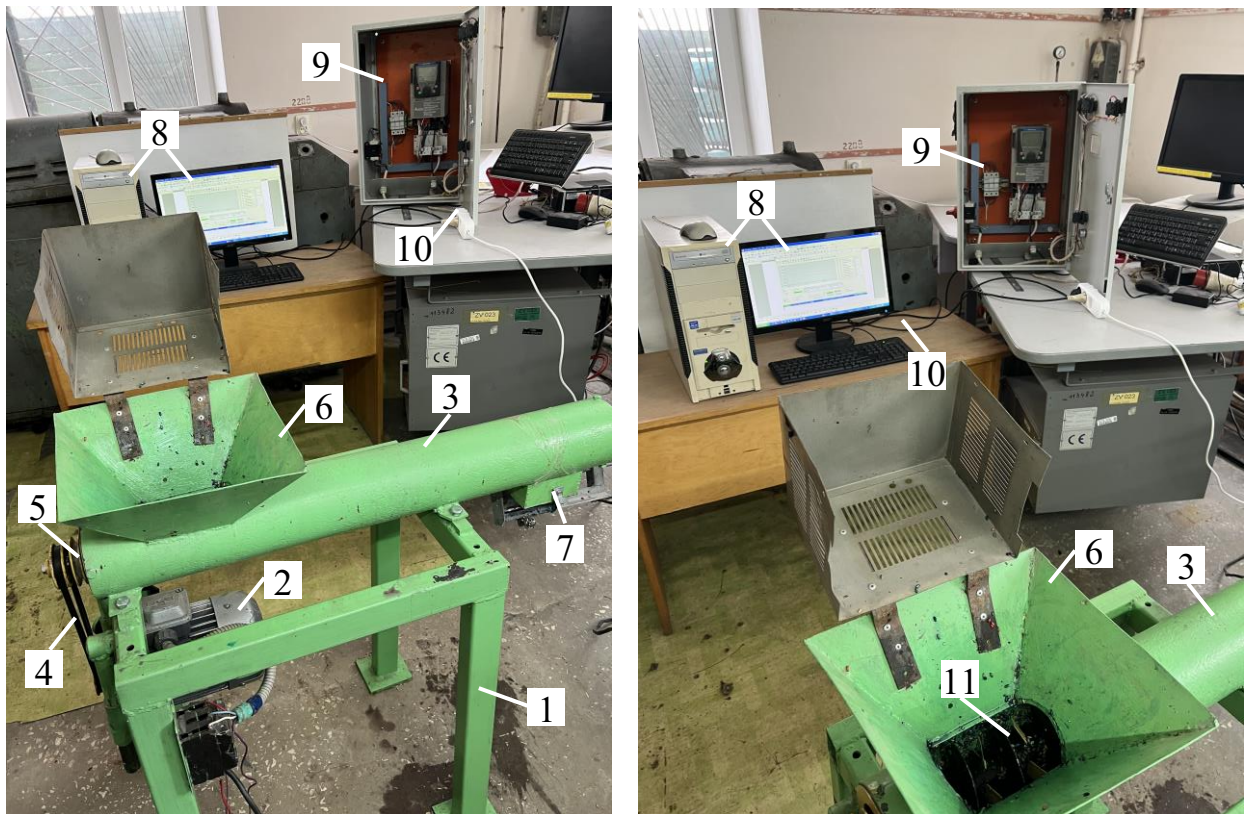


Рисунок 3.3 – Загальний вигляд лабораторної установки: 1 – рама; 2 – асинхронний електродвигун; 3 – шнековий транспортер; 4 – клинопасова передача; 5 – запобіжна тарілчаста муфта; 6 – завантажувальний бункер; 7 – шиберна засувка; 8 – персональний комп’ютер; 9 – мультисистемний пристрій керування Altivar 71; 10 – засоби комунікації електродвигуна, комп’ютера та пристрою Altivar 71; 11 – гвинтовий конвеєр

Базовими складовими лабораторної установки є рама 1 (рис. 3.3), електродвигун 2, шнековий транспортер 3, персональний комп’ютер 8 і мультисистемний пристрій 9 Altivar 71 керування процесом роботи електродвигуна або, відповідно, шнекового транспортера.

Будова та принцип роботи шнекового транспортера 6 (рис. 3.2) або 3 (рис. 3.3) ідентична будові (рис. 1.14) та принципу роботи, які наведено та описано в підрозділі 1.3 першого розділу дисертаційного дослідження.

Основні технічні показники, або технічну характеристику лабораторної установки наведено в додатку В1.1. Загальний вигляд мультисистемного пристрою керування Altivar 71 наведено на рис. 3.4.



Рисунок 3.4 – Загальний вигляд мультисистемного пристрою керування Altivar 71

Таким чином алгоритм проведення експериментальних досліджень макетного зразка шнекового транспортера формалізовано у вигляді структурної моделі (рис. 3.1) та структурної схеми керування процесом його роботи (асинхронного електродвигуна) з застосуванням мультисистемного пристрою Altivar 71, рис. 3.5 [102].

Структурна схема керування процесом роботи шнекового транспортера 6 (рис. 3.5) включає в собі: електродвигун 1 та мультисистемний пристрій 2 Altivar 71 керування процесом роботи електродвигуна, які через засоби комунікації 9 під'єднані до мережі живлення трифазного струму 380 В; персональний комп'ютер з встановленим в його кореневий каталог жорсткого диска ліцензованого програмного забезпечення Power Suite V2.3.0, який за допомогою засобів комунікації з'єднано з пристроєм 2 керування Altivar 71 і, відповідно, з перетворювачем частоти 3 E40S6-10Z4-6L-5 обертання вала електродвигуна та, відповідно, гвинтового конвеєра 11 (рис. 3.3) шнекового транспортера 3; вмонтованого в конструкцію пристрою керування Altivar 71 електронного реле часу 8 тривалості роботи електродвигуна.

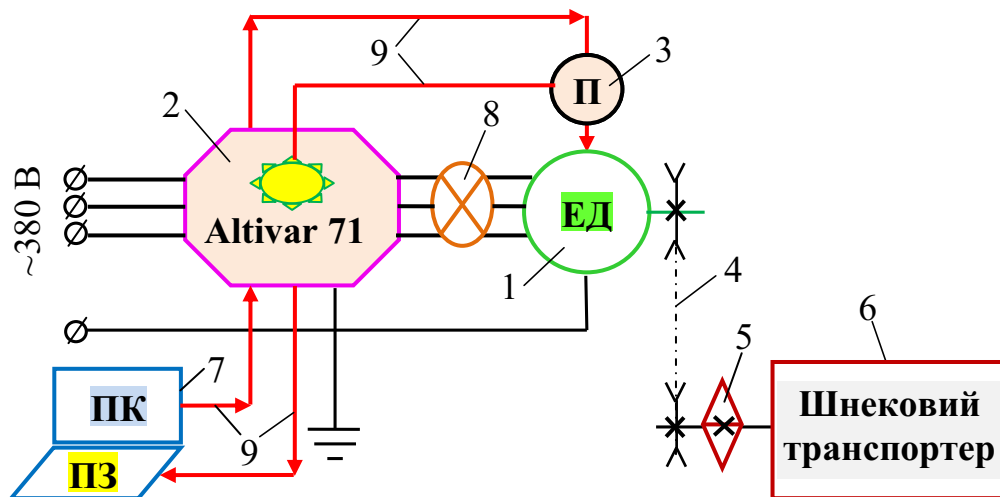


Рисунок 3.5 – Структурна схема керування процесом роботи шнекового транспортера: 1 – електродвигун; 2 – мультисистемний пристрій керування Altivar 71; 3 – перетворювач частоти E40S6-10Z4-6L-5; 4 – клинопасова передача; 5 – запобіжна тарілчаста двосекційна муфта; 6 – шнековий транспортер; 7 – персональний комп’ютер; 8 – електронне реле часу; 9 – засоби комунікації; ПЗ – програмне забезпечення; ПК – персональний комп’ютер; П – перетворювач частоти; ЕД – електродвигун

Більш детальний опис процесів керування та узгоджувальної комунікації роботи електродвигуна та мультисистемного пристрою керування Altivar 71 за допомогою програмного забезпечення Power Suite V2.3.0 для персонального комп’ютера наведено в додатку В2.1.

Принцип роботи лабораторної установки наступний.

Вмикали мультисистемний пристрій 9 (рис. 3.3) керування Altivar 71 та персональний комп’ютер 8, після чого завантажували програмне забезпечення Power Suite V2.3.0 в кореневий каталог жорсткого диска персонального комп’ютера. Після відкриття вікна інтерфейсу віртуального осцилографа відповідними командами з панелі керування встановлювали відповідну частоту та напрямок обертання вала гвинтового конвеєра 11 шнекового транспортера 3. Завантажували в бункер 6 зерновий матеріал, після чого відповідною командою з панелі керування запускали електродвигун 2, який за допомогою клинопасової передачі та запобіжної муфти приводив в обертальний рух гвинтовий конвеєр шнекового транспортера.

3.2. Методика проведення експериментів з визначення продуктивності та витрат потужності шнекового транспортера

Продуктивність шнекового транспортера є одним з основних і пріоритетних показників технологічної ефективності (продуктивності та витрат потужності) процесів транспортування вологих зернових матеріалів під час післязбирального досушування на площадках зернових потоків аграрних підприємств до необхідної кондиції для подальшого їх зберігання в спеціалізованих сховищах [47].

Головним завданням проведення експериментів з визначення продуктивності W_{sc} макетного зразка шнекового транспортера є встановлення адекватності розробленої аналітичної математичної моделі (2.77), тобто відповідності, або деякої розбіжності її теоретичних показників продуктивності W_{sc} реальним показникам, які отримано в процесі реалізації теоретичних і експериментальних досліджень шнекового транспортера, а також визначення витрат потужності P_{sc} , які необхідні для процесу транспортування зерна пшениці.

Згідно з структурною схемою (рис. 3.1) в якості емпіричної моделі, яка описує зміну продуктивності W_{sc} (кг/хв) та витрат потужності P_{sc} (Вт) макетного зразка шнекового транспортера прийнято функціональну залежність у вигляді $W_{sc} = f_w(x_1, x_2, x_3)$ та $P_{sc} = f_w(x_1, x_2, x_3)$, тобто функціональну зміну продуктивності W_{sc} та витрат потужності P_{sc} залежно від зміни трьох вхідних факторів – площі вихідного отвору бункера S_b (см²), частоти обертання гвинтового конвеєра n_s (об/хв), вологості зерна пшениці w_m (%) для трьох значень змінного кроку гвинтового конвеєра $T_{is} = T_1 + \Delta T_i$, де T_1 – початковий постійний крок спіральних витків гвинтового конвеєра, ΔT_i – приріст кроку спіральних витків гвинтового конвеєра, при цьому $T_1 = const = 5,0$ см, $\Delta T_i = 0$; 3,0; 6,0 (см), або: $T_{1s} = T_1 + \Delta T_1 = 5,0 + 0 = 5,0$ (см); $T_{2s} = T_1 + \Delta T_2 = 5,0 + 3,0 = 8,0$ (см); $T_{3s} = T_1 + \Delta T_3 = 5,0 + 6,0 = 11,0$ (см).

Таблиця 3.1 – Характеристика факторів та їх рівні варіювання

Фактор	Найменування фактора	Варіювання фактором	Рівні фактора
x_1	Площа вихідного отвору бункера S_b , см ²	15	10-25-40
x_2	Частота обертання гвинтового конвеєра n_s , об/хв	80	120-200-280
x_3	Вологість зерна w_m , %	3	12-15-18

Послідовність порядку реалізації планованих факторних експериментів з визначення продуктивності W_{sc} та витрат потужності P_{sc} макетного зразка шнекового транспортера під час транспортування зерна пшениці встановлювали згідно нумерованого порядку рандомізованої несиметричної план-матриці Бокса-Бенкіна [133], яку отримано з основної план-матриці (додаток В3.2).

При цьому рандомізацію несиметричної план-матриці Бокса-Бенкіна провели згідно методу випадкового балансу за таблицями випадкових чисел [133], що дозволило скоротити загальну кількість експериментів однієї повторності з 27 до 15 випадків, де (-1) – нижній (мінімальний), (0) – середній (нульовий), $(+1)$ – верхній (максимальний) рівень варіювання фактором.

Рандомізована несиметрична план-матриця Бокса-Бенкіна наведена в додатку В4.2.

Порядок проведення експериментів був таким.

Перед початком реалізації експериментів виконували такі підготовчі операції.

1. Вимірювали вологість w_m зерна пшениці цифровим електронним вологоміром моделі MD7822 (рис. 3.8) та за необхідності доводили вологість зерна до необхідного значення (рис. 3.9) згідно з встановленим рівнем варіювання фактора шляхом додаткового просушування або водяного зволоження.

Конструктивна схема та основні технічні показники характеристики вологоміра MD7822 наведено в додатку В5.2.



Рисунок 3.8 – Загальний вигляд цифрового електронного вологоміра моделі MD7822

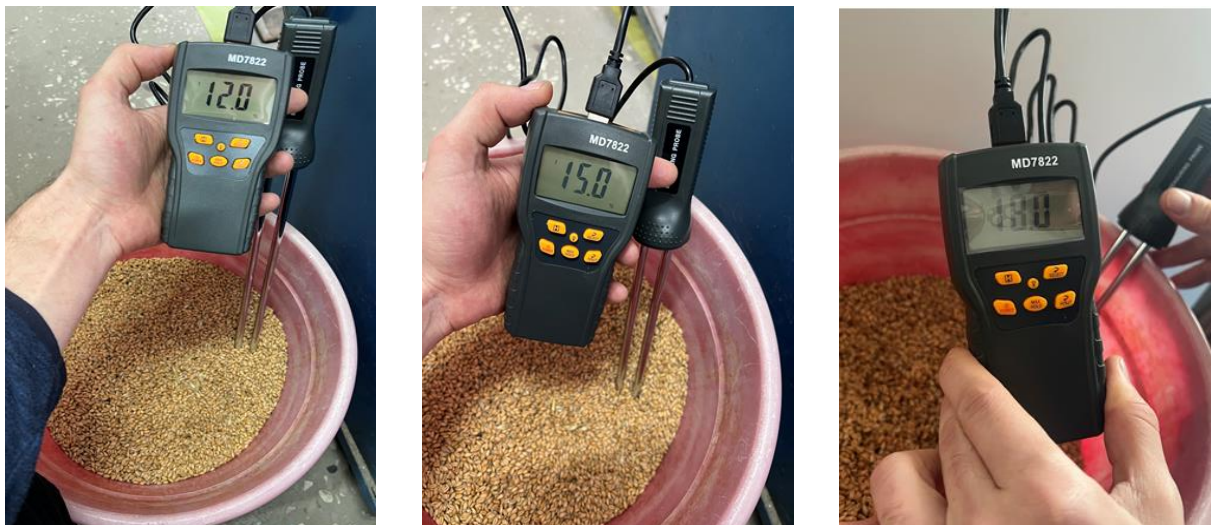


Рисунок 3.9 – Вимірювання вологості зерна пшениці

2. Встановлювали числові значення двох інших вхідних факторів, при цьому:

- завантажували у кореневий каталог жорсткого диска персонального комп'ютера 8 (рис. 3.3) ліцензоване програмне забезпечення Power Suite версії 2.3.0, призначене для керування мультисистемного керуючого пристрою 9 Altivar 71;

- встановлювали необхідну площу S_b вихідного отвору завантажувального бункера 6 (рис. 3.3) шнекового транспортера 3 шляхом перестановки всередині бункера пірамідального вкладиша трапецевидної форми;

- задавали частоту обертання n_s гвинтового конвеєра 11 (рис. 3.3) шнекового транспортера через регулювання відповідної частоти обертання ротора електродвигуна 2 з урахуванням передавального числа клинопасової передачі 4:

- числове значення частоти обертання ротора n_r (об/хв) електродвигуна встановлювали командою з панелі керування віртуального осцилографа, який відображався на моніторі персонального комп'ютера 8 (рис. 3.3) після завантаження програмного забезпечення Power Suite версії 2.3.0 через засоби комунікації 10.

При цьому фактичне (практичне) значення частоти обертання ротора n_r електродвигуна 2, яке відображалось у вікні віртуального осцилографа встановлювали шляхом завдання відповідної частоти змінного струму v_{ac} (Гц) напруги живлення електродвигуна;

- частоту обертання ротора n_r електродвигуна та практичне значення частоти обертання n_s гвинтового конвеєра шнекового транспортера визначали за формулою [134]:

$$n_r = n_{re} v_{ac} / v_{sv}, \quad n_s = n_r i_b, \quad (3.1)$$

де n_r – частота обертання ротора електродвигуна, Гц;

n_{re} – номінальна (паспортна) частота обертання ротора електродвигуна, об/хв;

v_{ac} – задана у відповідному вікні віртуального осцилографа частота змінного струму напруги живлення електродвигуна, Гц;

$v_{sv} = 50$ Гц – частота змінного струму електромережі, Гц;

$i_b = 0,5$ – передаточне число клинопасової передачі.

- у табл. 3.2 наведено відповідність значень заданої частоти ν_{ac} змінного струму напруги живлення електродвигуна та встановленої практичної частоти обертання n_s гвинтового конвеєра шнекового транспортера з урахуванням передавального числа клинопасової передачі;

Таблиця 3.2 – Відповідність значень заданої частоти змінного струму та частоти обертання гвинтового конвеєра

Показник	Задана частота змінного струму ν_{ac} , Гц		
Частота обертання гвинтового конвеєра n_s , об/хв	20	26	32
	120	200	280

3. Завантажували зерновий матеріал (рис. 3.10а) встановленої вологості w_m зерна пшениці у завантажувальний бункер 6 (рис. 3.3) шнекового транспортера 3 та командою з панелі керування віртуального осцилографа запускали електродвигун 2 з метою попереднього досягнення сталого режиму роботи гвинтового конвеєра 11 за відповідного кроку його спіральних витків, або досягнення максимального заповнення робочого простору шнекового транспортера 3 (рис. 3.10б), після чого командою з панелі керування віртуального осцилографа зупиняли електродвигун приводу гвинтового конвеєра шнекового транспортера.

4. Задавали електронним таймером мультисистемного пристрою 9 (рис. 3.3) Altivar 71 тривалість, або час $t_e = const = 5$ с проведення експерименту, а після закінчення експерименту, або автоматичної зупинки електродвигуна 2 за рахунок команди з системи управління роботою мультисистемного пристрою Altivar 71 зважували вивантажене в ємність зерно пшениці на електронних вагах PS.200/2000.R1 (рис. 3.11а, додаток В6.2) з точністю $\pm 0,01$ кг, яке надходило через відкриту шиберну заслінку 7.

5. Періодично в процесі проведення експерименту відповідність встановленої частоти обертання n_s гвинтового конвеєра перевіряли за допомогою електронного безконтактного цифрового тахометра DT-2234с+ з точністю $\pm 0,1$ об/хв, загальний вигляд якого наведено на рис. 3.11б.

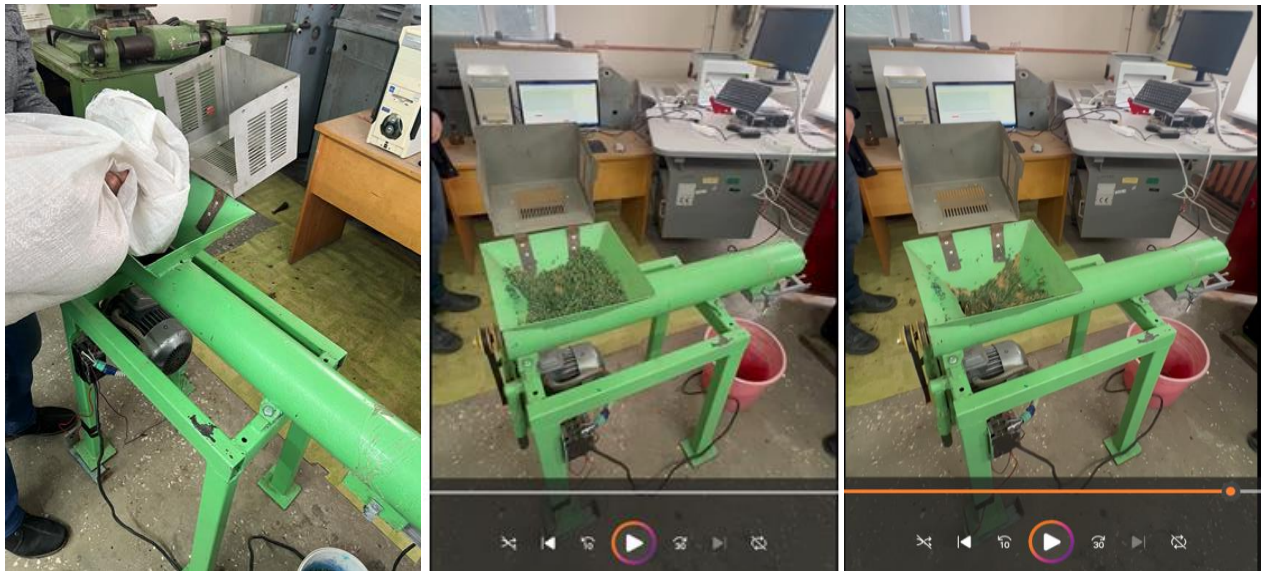


Рисунок 3.10 – Загальний вигляд підготовчого періоду проведення експериментів з визначення продуктивності та витрат потужності шнекового транспортера (завантаження зернового матеріалу в гвинтовий конвеєр шнекового транспортера)

Технічну характеристику електронного безконтактного цифрового тахометра DT-2234c+ наведено у додатку В6.2.



Рисунок 3.11 – Загальний вигляд: а – електронних ваг PS.200/2000.R1; б – цифрового тахометра DT-2234c+

6. Продуктивність W_{sc} (кг/хв) макетного зразка шнекового транспортера кожного експерименту визначали за формулою

$$W_{sc} = 12M_n / t_e, \quad (3.2)$$

де M_n – маса вивантаженого зерна, кг;

$t_e = 5$ с – час проведення експерименту.

7. Витрати потужності P_{sc} , які необхідні для транспортування зернового матеріалу макетним зразком шнекового транспортера в процесі реалізації кожного послідовного експерименту визначали таким чином:

- на холостому ході шнекового транспортера 3 (рис. 3.3) визначали витрати потужності P_x (Вт) холостого ходу, числове значення якої зчитували з відповідного вікна віртуального осцилографа (див. рис. 1 додатка В2.1);

- при сталому режимі роботи шнекового транспортера в процесі транспортування зерна пшениці гвинтовим конвеєром 11 визначали загальні (сумарні) витрати потужності P_c (Вт), числове значення якої зчитували з відповідного вікна віртуального осцилографа (див. рис. 1 додатка В2.1);

- визначали «чисті» витрати потужності P_{sc} , які необхідні для реалізації процесу транспортування зернового матеріалу гвинтовим конвеєром шнекового транспортера як різницю між сумарними витратами потужності P_c (Вт) та витратами потужності P_x (Вт) холостого ходу за формулою

$$P_{sc} = P_c - P_x. \quad (3.3)$$

8. Отримані дані продуктивності W_{sc} та витрат потужності P_{sc} заносили в електронну таблицю результатів експерименту.

Кожен експеримент за відповідних рівнів варіювання факторів (табл. 3.1) проводили за три повторності, при цьому визначалося середнє значення продуктивності W_{sc} та витрат потужності P_{sc} макетного зразка шнекового транспортера.

Обробку отриманого експериментального масиву даних продуктивності W_{sc} та витрат потужності P_{sc} макетного зразка шнекового транспортера проводили згідно з методикою, яку наведено в роботі [135] та в додатку В7.2.

Для наглядного зображення результатів експериментальних досліджень, або графічної інтерпретації функціональної зміни продуктивності W_{sc} та витрат потужності P_{sc} макетного зразка шнекового транспортера застосовували прикладні додатки до ліцензованої комп'ютерної програми Microsoft 365.

При цьому будували 3D поверхні відгуку та їх двомірні перерізи, а також 2D залежності, які графічно описували функціональну зміну параметрів оптимізації залежно від зміни вхідних змінних факторів.

3.3. Методика проведення експериментів з визначення пошкодження зернового матеріалу

Переважаю, або в більшості випадків зерновий матеріал під час його транспортування шнековим транспортером значно пошкоджується внаслідок заклинювання зернини в зазорі між зовнішнім торцем спірального витка гвинтового конвеєра та внутрішньою поверхнею кожуха.

Також пошкодження зерна є наслідком його безпосереднього тертя об робочу поверхню спіральних витків гвинтового конвеєра та внутрішню поверхню кожуха в процесі його переміщення [136].

Ступінь травмування зернового матеріалу в процесі його транспортування шнековим транспортером в основному залежить від частоти обертання гвинтового конвеєра, кроку спіральних витків і зазору між зовнішнім торцем спірального витка гвинтового конвеєра та внутрішньою поверхнею кожуха [137].

Згідно з структурною схемою (рис. 3.1) в якості емпіричної моделі, яка описує зміну пошкодження зерна пшениці P_{sc} в процесі його транспортування гвинтовим конвеєром макетного зразка шнекового транспортера прийнято функціональну залежність у вигляді $P_{sc} = f_w(x_2, x_3, x_4)$, тобто функціональну зміну пошкодження зерна пшениці P_{sc} (%) залежно від зміни трьох вхідних факторів – частоти обертання гвинтового конвеєра n_s (об/хв), вологості зерна пшениці w_m (%) та зазору c_b (мм) між верхнім торцем спірального витка гвинтового конвеєра та внутрішньою поверхнею кожуха для трьох значень змінного кроку гвинтового конвеєра $T_{is} = T_1 + \Delta T_i$, де T_1 – початковий постійний крок спіральних витків гвинтового конвеєра, ΔT – приріст кроку спіральних витків гвинтового конвеєра, при цьому $T_1 = const = 5,0$ см; $\Delta T_i = 0, 3,0; 6,0$ (см).

Таким чином було реалізовано планований трифакторний експеримент на трьох рівнях варіювання вхідними факторами, або експеримент типу ПФЕ 3^3 .

Характеристику вхідних факторів планованого трифакторного експерименту на трьох рівнях варіювання вхідними факторами, або експерименту типу ПФЕ 3^3 наведено в табл. 3.3.

Таблиця 3.3 – Характеристика факторів та їх рівні варіювання

Фактор	Найменування фактора	Варіювання фактором	Рівні фактора
x_2	Частота обертання гвинтового конвеєра n_s , об/хв	80	120-200-280
x_3	Вологість зерна w_m , %	3	12-15-18
x_4	Зазор c_s , мм	4	6-10-14

Послідовність порядку реалізації планованих експериментів з визначення P_{sc} макетного зразка шнекового транспортера встановлювали згідно нумерованого порядку рандомізованої несиметричної план-матриці Бокса-Бенкіна [133], яку отримано з основної план-матриці (додаток В8.3).

При цьому рандомізацію несиметричної план-матриці Бокса-Бенкіна провели згідно методу випадкового балансу за таблицями випадкових чисел [133], що дозволило скоротити загальну кількість експериментів однієї повторності з 27 до 15 випадків, де (-1) – нижній (мінімальний), (0) – середній (нульовий), $(+1)$ – верхній (максимальний) рівень варіювання фактором.

Рандомізована несиметрична план-матриця Бокса-Бенкіна наведена в додатку В9.3.

Порядок проведення експериментів був таким.

1. На першому етапі для встановлення ступеня пошкодження зерна пшениці в процесі його транспортування шнековим транспортером 3 (рис. 3.3) залежно від частоти обертання n_s гвинтового конвеєра 11 проводили підготовчі роботи з позначення експериментальних зразків наважки зерна пшениці різними кольорами.

При цьому:

- для частоти обертання n_s гвинтового конвеєра, яка дорівнювала 120 об/хв, наважку зерна пшениці фарбували фарбником у зелений колір;
- для частоти обертання $n_s = 200$ об/хв – у синій колір;
- для частоти обертання $n_s = 280$ об/хв – у червоний колір.

Часткові зразки наважки зерна пшениці різних кольорів для проведення експериментів наведено на рис. 3.12.



Рисунок 3.12 – Загальний вигляд зразків часткової наважки зернового матеріалу

2. Вимірювали вологість w_m фарбованого зерна пшениці цифровим електронним вологоміром моделі MD7822 згідно з рис. 3.8 та за необхідності доводили вологість зерна до необхідного значення згідно з встановленим рівнем варіювання фактора шляхом додаткового просушування або зволоження розведеним водяним розчином відповідного фарбника.

Загальний вигляд і основні технічні показники характеристики вологоміра MD7822 наведено в додатку B5.2.

3. Частоту обертання n_s гвинтового конвеєра 11 (рис. 3.3) шнекового транспортера 3 під час дослідження пошкодження зразків часткової наважки зернового матеріалу (рис. 3.12) встановлювали згідно з порядком опису в пункті 2 підрозділу 3.2.

4. Зазор c_b між верхнім торцем спірального витка гвинтового конвеєра та внутрішньою поверхнею кожуха змінювали шляхом перестановки кожуха відповідного внутрішнього діаметра D_k , при цьому: за зазору $c_s = 6$ мм внутрішній діаметра D_k кожуха дорівнював $D_k = 0,212$ м; за зазору $c_s = 10$ мм внутрішній діаметра D_k кожуха дорівнював $D_k = 0,22$ м; за зазору $c_s = 14$ мм внутрішній діаметра D_k кожуха дорівнював $D_k = 0,228$ м.

5. Проводили експерименти, порядок реалізації яких відбувався згідно порядком, який описано в пунктах 3 і 4 підрозділу 3.2 за виключенням:

- пункт 3 – попередньо не проводили операцію повного заповнення простору гвинтового конвеєра зерновим матеріалом, рис. 3.13;



Рисунок 3.13 – Загальний вигляд завантаженого зернового матеріалу

- пункт 4 – тривалість, або час t_e проведення кожного експерименту дорівнював $t_e = 1$ хв.

6. Загальні пошкодження Π_{sc} (%) зерна пшениці визначали таким чином:

- після закінчення кожного експерименту з ємності (рис. 3.13) у хаотичному порядку відбирали вибірки з 100 зернин транспортованого зернового матеріалу у трикратній повторності, які розміщували на білому папері;

- візуально при п'ятикратному збільшенні розміру вибірки лупою з підсвічуванням (додаток В10.3, рис. 3.14) відбирали пошкоджені зернини пшениці відповідного кольору та підраховували їх загальну кількість;

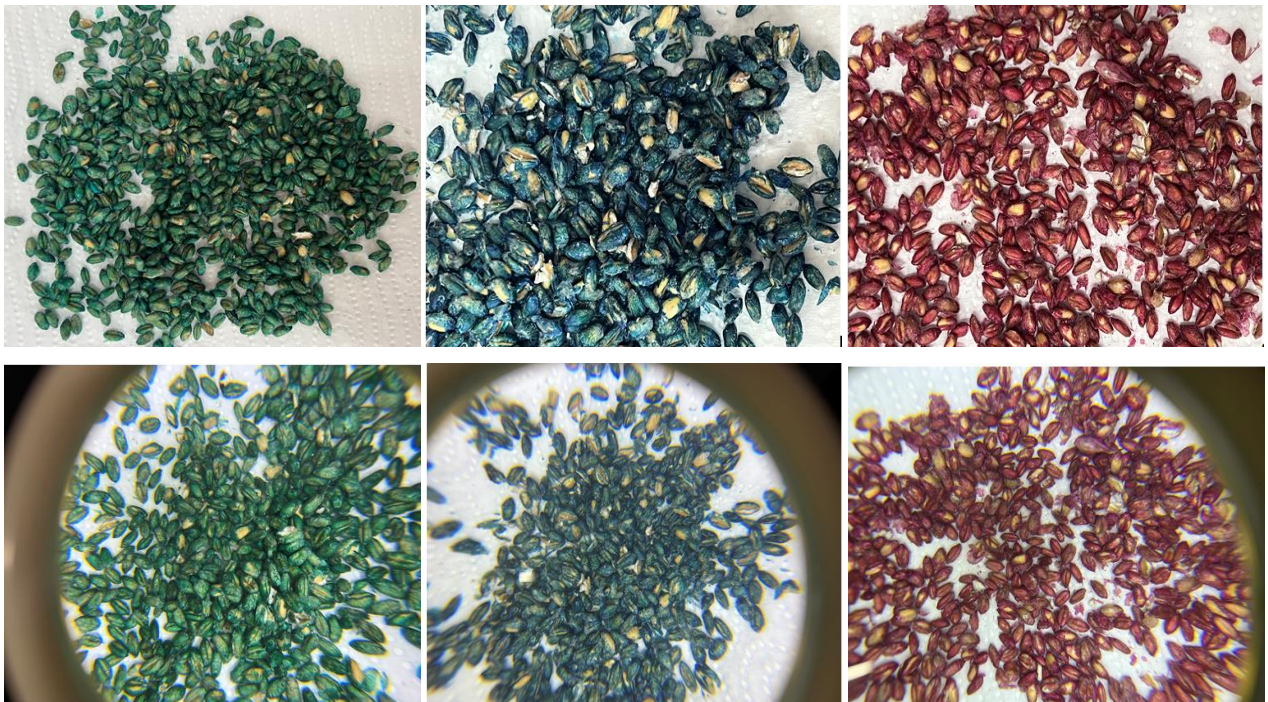


Рисунок 3.14 – Загальний вигляд процесу визначення пошкодження зернового матеріалу

- загальні пошкодження Π_{sc} зерна пшениці визначали за формулою

$$\Pi_{sc} = K_n / K_{np} 100\%, \quad (3.4)$$

де K_n – загальна кількість пошкоджених зернин, шт.;

$K_{np} = 100$ шт. – кількість відібраних зернин однієї вибірки.

7. Кожен експеримент за відповідних рівнів варіювання факторів (табл. 3.3) проводили за три повторності, при цьому визначалося середнє значення загальних пошкоджень Π_{sc} зерна пшениці.

Отримані дані загальних пошкоджень P_{sc} зерна пшениці кожного експерименту заносили в електронну таблицю результатів експерименту. Обробку отриманого експериментального масиву даних загальних пошкоджень P_{sc} зерна пшениці проводили згідно з методикою, яку наведено в роботі [135] та в додатку В7.2. Для наглядного зображення результатів експериментальних досліджень, або графічної інтерпретації функціональної зміни загальних пошкоджень P_{sc} зерна пшениці застосовували прикладні додатки до ліцензованої комп'ютерної програми Microsoft 365. При цьому будували 3D поверхні відгуку та їх двомірні перерізи, а також 2D залежності, які графічно описували функціональну зміну параметрів оптимізації.

3.4. Висновки до розділу

3.4.1. Розроблено лабораторну установку для реалізації експериментів з визначення функціональної залежності зміни продуктивності W_{sc} , витрат потужності P_{sc} та загальних пошкоджень P_{sc} зерна пшениці в процесі його транспортування робочими органами шнекового транспортера.

3.4.2. Розроблено методику реалізації експериментів з визначення продуктивності W_{sc} , витрат потужності P_{sc} та загальних пошкоджень P_{sc} пшениці в процесі її транспортування робочими органами шнекового транспортера.

Основні результати розділу опубліковано в працях:

1. Карп І.В. Процеси роботи шнекових транспортерів зернових матеріалів. Вібращії в техніці та технологіях. 2025. № 3(118). С. 154–161.

2. Барановський В.М., Карп І.В. Експериментальні дослідження продуктивності та витрат потужності шнекового транспортера. Вібращії в техніці та технологіях. 2026. № 1(120). С. 5–16.

3. Ivan Karp, Viktor Baranovsky. Analysis of the process of destruction of grain materials : тези доп. XXVI Міжн. наук. конф. «Сучасні проблеми землеробської механіки» (17-18 жовтня 2025 року) присвяченій 125-й річниці з дня народження академіка Петра Мефодійовича Василенка. НУБіП України. Київ, 2025. С. 320 – 324.

РОЗДІЛ 4

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ

ПРОЦЕСУ РОБОТИ ШНЕКОВОГО ТРАНСПОРТЕРА

4.1. Результати експериментальних досліджень продуктивності та витрат потужності шнекового транспортера

Загальний вигляд процесу роботи лабораторної установки під час транспортування зернового матеріалу, або проведення експериментів з визначення функціональної зміни продуктивності W_{sc} та витрат потужності P_{sc} шнекового транспортера залежно від вхідних факторів як функція, відповідно, $W_{sc} = f(x_1; x_2; x_3)$ та $P_{sc} = f(x_1; x_2; x_3)$ наведено на рис. 4.1.

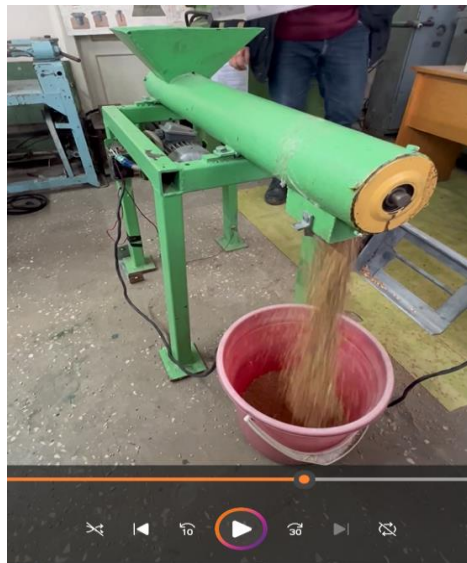


Рисунок 4.1 – Загальний вигляд шнекового транспортера в роботі

4.1.1. Аналіз продуктивності шнекового транспортера

Числові результати експериментальних досліджень зміни продуктивності W_{isc} шнекового транспортера для трьох значень змінних кроків T_{is} спіральних витків гвинтового конвеєра $T_{1s} = 5,0$ см, $T_{2s} = 8,0$ см та $T_{3s} = 11,0$ см згідно з прийнятою рандомізованою несиметричною план-матрицею реалізації експериментів Бокса-Бенкіна (додаток В4.2) наведено у додатку Г1.1.

Графічну інтерпретацію результатів експериментальних дослідження зміни продуктивності W_{isc} шнекового транспортера для трьох значень змінних кроків спіральних витків гвинтового конвеєра T_{is} представлено у вигляді діаграми, рис. 4.1.

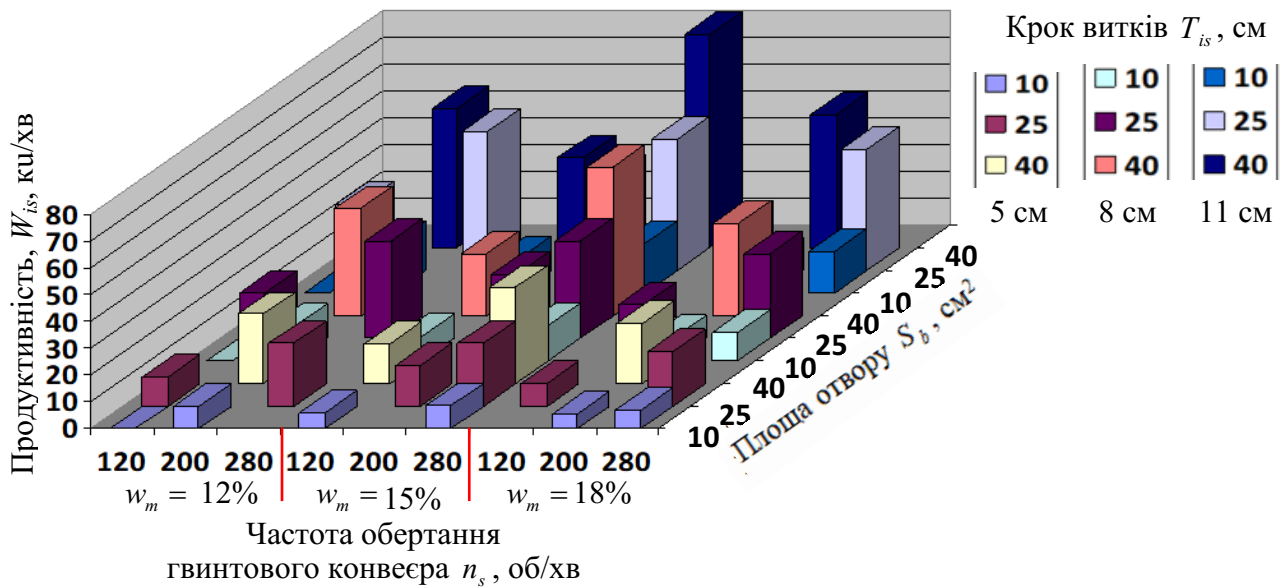


Рисунок 4.1 – Діаграма числових експериментальних значень зміни продуктивності W_{isc} шнекового транспортера для трьох значень змінних кроків спіральних витків гвинтового конвеєра T_{is}

Апроксимуючу функцію $W_{isc} = f_W(S_b; n_s; w_m)$, яка описує функціональну зміну продуктивності W_{isc} шнекового транспортера залежно від вхідних факторів (табл. 3.1) для трьох значень змінного кроку T_{is} спіральних витків гвинтового конвеєра визначалася за найбільшим значенням коефіцієнта чисельної детермінації R_{is}^2 [138].

Після обробки та аналізу середніх значень експериментального масиву даних продуктивності W_{isc} шнекового транспортера (додаток Г2.1) було виявлено, що найбільше значення коефіцієнта множинної детермінації $R_{1_s}^2 = 0,9963$; $R_{2_s}^2 = 0,9969$; $R_{3_s}^2 = 0,9972$ належить цільовій функціональній залежності полінома другої степені для рівня значущості $\alpha = 0,05$ та значення коефіцієнта множинної кореляції $R_{1_s} = 0,987$; $R_{2_s} = 0,994$; $R_{3_s} = 0,999$ (додаток Г3.1), яку записано у вигляді рівняння регресії

$$W_{isc} = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_{11}x_1^2 + b_{22}x_2^2 + b_{33}x_3^2 + b_{12}x_1x_2 + b_{13}x_1x_3 + b_{23}x_2x_3, \quad (4.1)$$

де b_0 – вільний член;

b_1, b_2, b_3 – лінійні коефіцієнти регресії відповідного фактора;

b_{12}, b_{13}, b_{23} – коефіцієнт регресії відповідної взаємодії факторів;

b_{11}, b_{22}, b_{33} – квадратичні коефіцієнти регресії відповідного фактора.

Розраховані числові значення коефіцієнтів рівняння регресії (4.1) для відповідних факторів та їх взаємодії наведено в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 – Числові значення коефіцієнтів рівняння регресії

Позначення коефіцієнта	Функція		
	$W_{1sc} = f_W(x_1; x_2; x_3)$	$W_{2sc} = f_W(x_1; x_2; x_3)$	$W_{3sc} = f_W(x_1; x_2; x_3)$
	Значення коефіцієнта		
b_0	2,91	4,88	-0,63
b_1	-0,01	-0,36	-0,12
b_2	-0,04	-0,07	-0,05
b_3	0,88	1,8	1,93
b_{11}	$0,1 \cdot 10^{-2}$	$0,21 \cdot 10^{-3}$	$0,2 \cdot 10^{-2}$
b_{22}	$0,1 \cdot 10^{-3}$	$0,13 \cdot 10^{-3}$	$0,1 \cdot 10^{-3}$
b_{33}	-0,03	-0,078	-0,07
b_{12}	$0,4 \cdot 10^{-2}$	$0,63 \cdot 10^{-2}$	$0,6 \cdot 10^{-2}$
b_{13}	-0,01	$0,85 \cdot 10^{-6}$	-0,01
b_{23}	$-0,6 \cdot 10^{-3}$	$-0,13 \cdot 10^{-2}$	$-0,6 \cdot 10^{-3}$

Після статистичної перевірки значущості коефіцієнтів рівняння регресії (4.1), які наведено в табл. 4.1 за t -альфа критерієм Стьюдента [139] та адекватності моделі експериментальним значенням продуктивності W_{isc} за F -критерієм Фішера [140] було встановлено, що (додаток Г3.1):

- критичне значення t -альфа критерію Стьюдента $t_{кр}(0,05;5) = 2,571$ для рівня значущості $\alpha = 0,05$ та числа ступенів вільності $f = n - k = 15 - 10 = 5$;

- всі коефіцієнти рівняння регресії (4.1) $b_1, b_2, b_3, b_{11}, b_{22}, b_{33}, b_{12}, b_{13}, b_{23}$, які записано в табл. 4.1 є значимими тому що виконується умова значимості $t_{(ij)} \geq t_{кр} = 2,571$, додаток Г3.1;

- критичне значення F -критерію Фішера $F_{кр}(0,05; 9; 5) = 4,77$ для рівня значущості $\alpha = 0,05$ та числа ступенів вільності $f_1 = k - 1 = 10 - 1 = 9; f_2 = n - k = 15 - 10 = 5$;

- модель адекватна експериментальним даним на рівні значущості $\alpha = 0,05$, відповідно: $F_{1фак} = 148,83 \gg F_{кр} = 4,77$; $F_{2фак} = 176,74 \gg F_{кр} = 4,77$; $F_{3фак} = 200,47 \gg F_{кр} = 4,77$, додаток Г3.1.

Таким чином з врахуванням значущості коефіцієнтів рівняння регресії (4.1), отримано кінцевий вигляд емпіричних моделей (рівнянь регресії) у натуральних величинах, яка функціонально описують зміну продуктивності W_{isc} шнекового транспортера під час транспортування зерна пшениці для трьох значень змінного кроку T_{is} спіральних витків гвинтового конвеєра [132]:

- для кроку спіральних витків гвинтового конвеєра $T_{1s} = 5,0$ см

$$W_{1sc} = 2,91 - 0,01S_b - 0,04n_s + 0,88w_m + 0,1 \cdot 10^{-2} S_b^2 + 0,1 \cdot 10^{-3} n_s^2 - 0,03w_m^2 + 0,4 \cdot 10^{-2} S_b n_s - 0,01S_b w_m - 0,6 \cdot 10^{-3} n_s w_m \quad ; \quad (4.2)$$

- для кроку спіральних витків гвинтового конвеєра $T_{2s} = 8,0$ см

$$W_{2sc} = 4,88 - 0,36S_b - 0,07n_s + 1,8w_m + 0,21 \cdot 10^{-3} S_b^2 + 0,13 \cdot 10^{-3} n_s^2 - 0,078w_m^2 + 0,63 \cdot 10^{-2} S_b n_s + 0,85 \cdot 10^{-6} S_b w_m - 0,13 \cdot 10^2 n_s w_m \quad ; \quad (4.3)$$

- для кроку спіральних витків гвинтового конвеєра $T_{3s} = 11,0$ см

$$W_{3sc} = -0,63 - 0,12S_b - 0,05n_s + 1,93w_m + 0,2 \cdot 10^{-2} S_b^2 + 0,1 \cdot 10^{-3} n_s^2 - 0,07w_m^2 + 0,6 \cdot 10^{-2} S_b n_s - 0,01S_b w_m - 0,6 \cdot 10^{-3} n_s w_m \quad . \quad (4.4)$$

Відповідно до емпіричних моделей (4.2)-(4.4) побудовано графічні зображення, які характеризують функціональну зміну продуктивності W_{isc} шнекового транспортера у вигляді 3D моделей, або поверхонь відгуку та 2D моделей як цільова функція, відповідно:

- $W_{1sc} = f_W(S_b; n_s)$, рис. 4.2а; $W_{1sc} = f_W(n_s; w_m)$, рис. 4.2б; $W_{1sc} = f_W(S_b; w_m)$, додаток Г4.1;

- $W_{2sc} = f_W(S_b; n_s)$, рис. 4.3а; $W_{2sc} = f_W(n_s; w_m)$, рис. 4.3б; $W_{2sc} = f_W(S_b; w_m)$, додаток Г4.1;

- $W_{3sc} = f_W(S_b; n_s)$, рис. 4.4а; $W_{3sc} = f_W(n_s; w_m)$, рис. 4.4б; $W_{3sc} = f_W(S_b; w_m)$, додаток Г4.1;

- $W_{1sc} = f_W(n_s)$, $W_{2sc} = f_W(n_s)$, $W_{3sc} = f_W(n_s)$, рис. 4.5а;

- $W_{1sc} = f_W(w_m)$, $W_{2sc} = f_W(w_m)$, $W_{3sc} = f_W(w_m)$, рис. 4.5б.

- $W_{1sc} = f_W(S_b)$, $W_{2sc} = f_W(S_b)$, $W_{3sc} = f_W(S_b)$, додаток Г5.1.

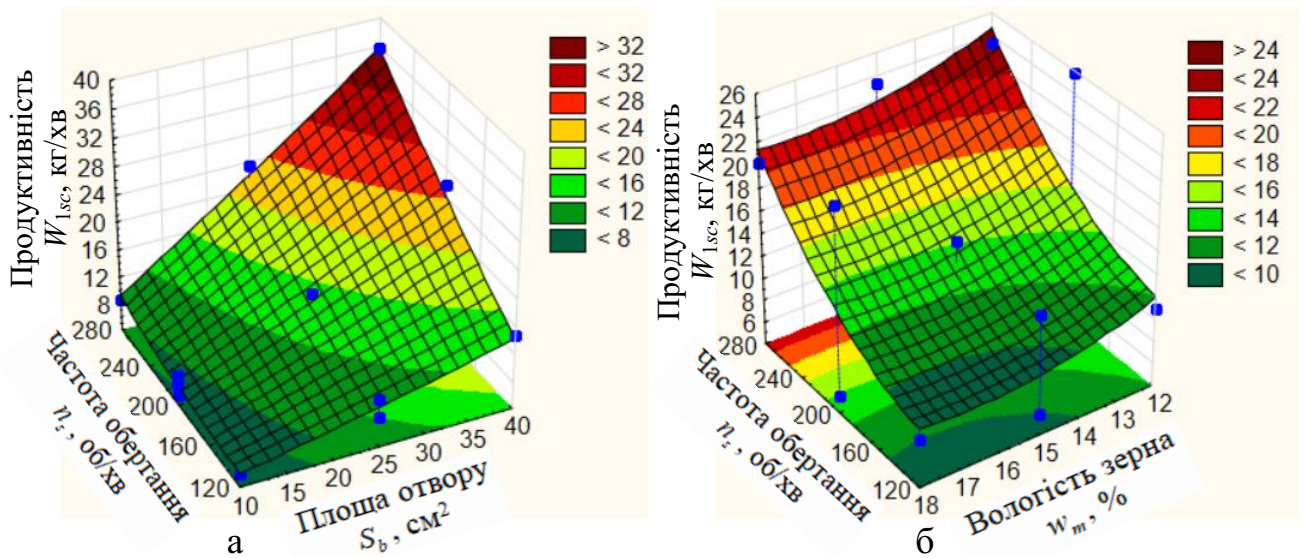


Рисунок 4.2 – Поверхня відгуку зміни продуктивності W_{1sc} шнекового транспортера як функція: а – $W_{1sc} = f_W(S_b; n_s)$; б – $W_{1sc} = f_W(n_s; w_m)$

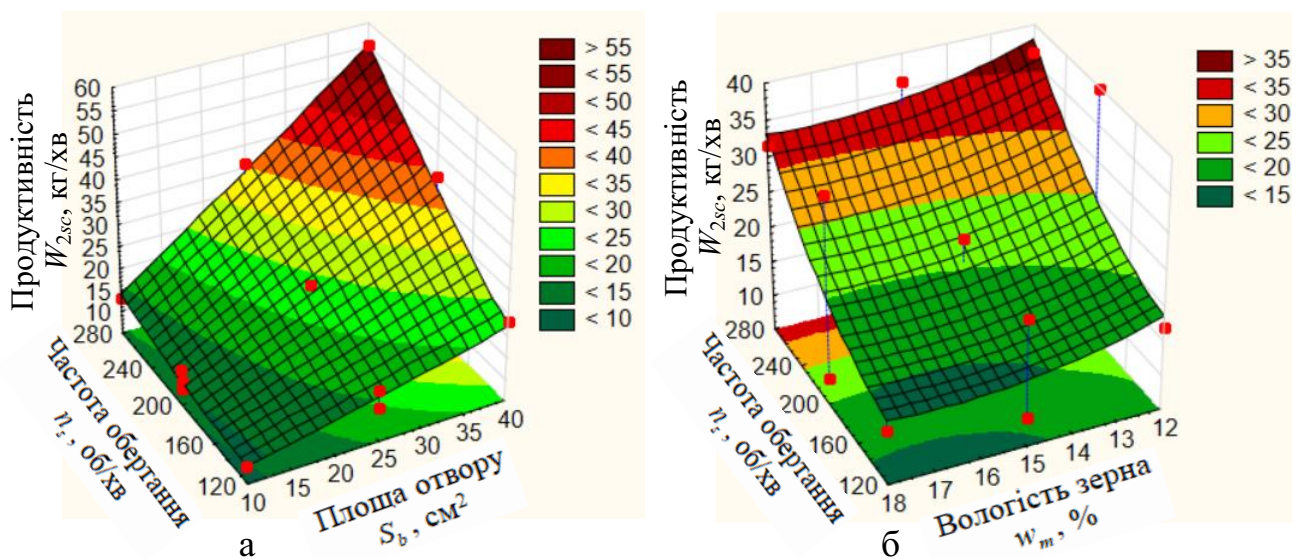


Рисунок 4.3 – Поверхня відгуку зміни продуктивності W_{2sc} шнекового транспортера як функція: а – $W_{2sc} = f_W(S_b; n_s)$; б – $W_{2sc} = f_W(n_s; w_m)$

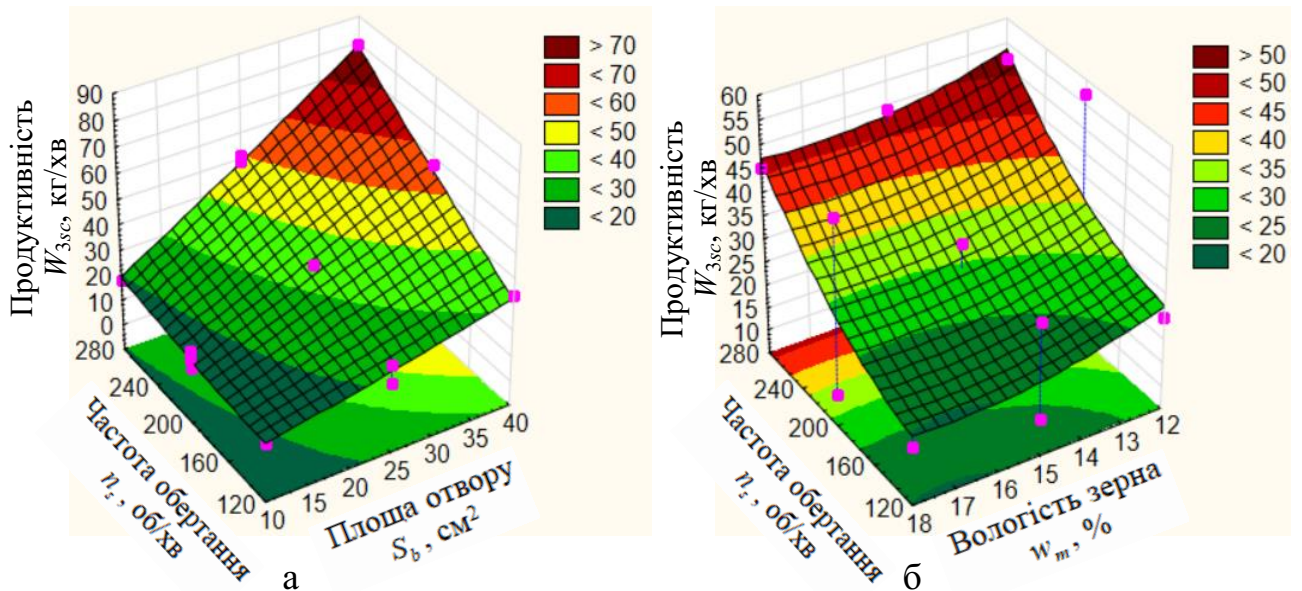


Рисунок 4.4 – Поверхня відгуку зміни продуктивності W_{1sc} шнекового транспортера як функція: а – $W_{3sc} = f_W(S_b; n_s)$; б – $W_{3sc} = f_W(n_s; w_m)$

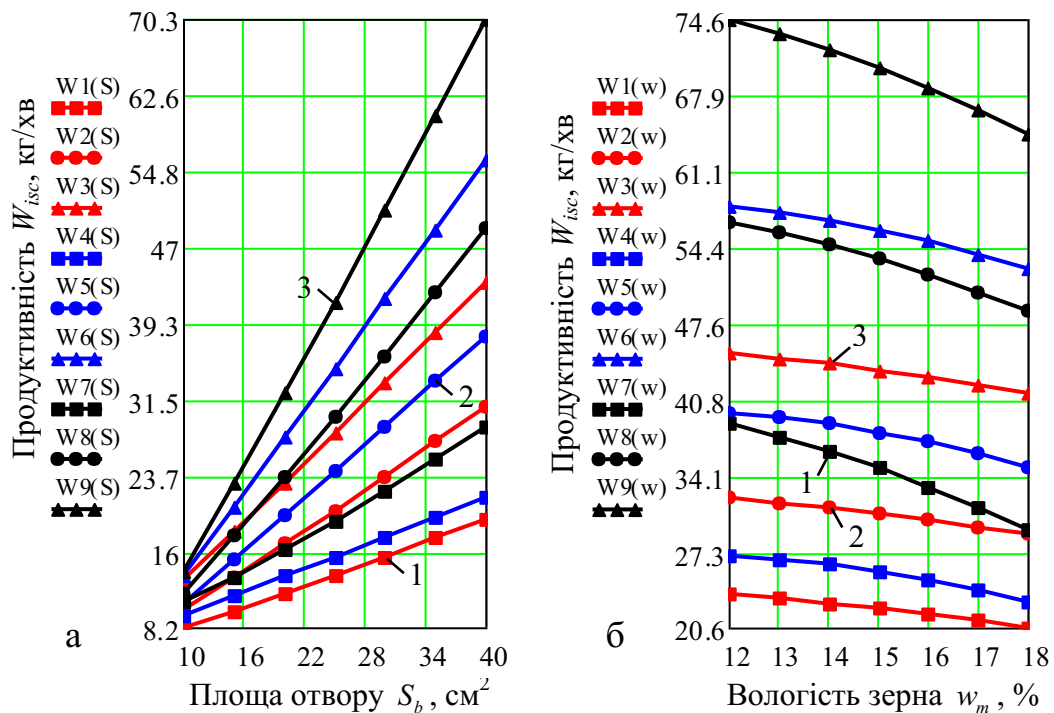


Рисунок 4.5 – Залежність зміни продуктивності шнекового транспортера як функція: а – $W_{isc} = f_W(S_b)$, $w_m = 15\%$, 1, 2, 3 – відповідно, $n_s = 120, 200, 280$ об/хв; б – $W_{isc} = f_W(w_m)$, $S_b = 40$ см², 1, 2, 3 – відповідно, $n_s = 120, 200, 280$ об/хв; W1(S), W1(w); W2(S), W2(w); W3(S), W3(w) – відповідно, $T_{1s} = 5,0$ см; W4(S), W4(w); W5(S), W5(w); W6(S), W6(w) – відповідно, $T_{2s} = 8,0$ см; W7(S), W7(w); W8(S), W8(w); W9(S), W9(w) – відповідно, $T_{3s} = 11,0$ см

На основі аналізу емпіричних (4.2) (4.4) та графічних моделей (рис. 4.2-4.5, додаток Г5.1) можна констатувати, що апроксимовані значення продуктивності W_{isc} шнекового транспортера за зміни значень вхідних факторів у межах площі вихідного отвору бункера $10 \leq S_b \leq 40 \text{ см}^2$, частоти обертання гвинтового конвеєра $120 \leq n_s \leq 280 \text{ об/хв}$ та вологості зерна пшениці $12\% \leq w_m \leq 18\%$ знаходяться в діапазоні від 5,0 до 74,6 кг/хв, при цьому:

- за кроку спіральних витків $T_{1s} = 5,0 \text{ см}$ гвинтового конвеєра апроксимовані значення продуктивності W_{isc} шнекового транспортера змінюються від 5,0 до 46,0 кг/хв;

- за кроку спіральних витків $T_{2s} = 8,0 \text{ см}$ гвинтового конвеєра апроксимовані значення продуктивності W_{isc} шнекового транспортера змінюються від 10,0 до 63,0 кг/хв;

- за кроку спіральних витків $T_{3s} = 11,0 \text{ см}$ гвинтового конвеєра апроксимовані значення продуктивності W_{isc} шнекового транспортера змінюються від 20,0 до 75,0 кг/хв.

Функціональний характер зміни продуктивності W_{isc} шнекового транспортера залежно від зміни вхідних факторів полягає в наступному:

- в межах збільшення площі S_b вихідного отвору бункера від 10 до 40 см^2 та швидкості обертання n_s гвинтового конвеєра від 120 до 280 об/хв продуктивність W_{isc} шнекового транспортера збільшується в середньому, відповідно, від 2,5 до 3,5 раза та від 1,3 до 1,7 раза, тобто функціональний вплив факторів S_b і n_s на зміну функції відгуку W_{isc} має прямий характер – збільшення факторів S_b і n_s призводить до зростання продуктивності W_{isc} шнекового транспортера, рис. 4.2-4.5, додаток Г5.1;

- у загальному трактуванні збільшення вологості w_m зерна пшениці в межах від 12 до 18%, незважаючи на його більшу питому масу одиниці об'єму, призводить до зниження продуктивності W_{isc} шнекового транспортера приблизно від 1,1 до 1,2 рази через його налипання та зниження швидкості руху в поперечному (уздовж поверхні витків спіралі шнека) та поздовжньому (горизонтальному) напрямках, рис. 4.2-4.5, додаток Г5.1;

- при цьому значне зниження продуктивності W_{isc} шнекового транспортера відбувається за збільшення вологості w_m зерна пшениці в діапазоні зміни фактора від 16% до 18% – продуктивність W_{isc} шнекового транспортера зменшується в значних межах, приблизно в 1,3...1,4 раза за рахунок стрімкого зниження сипучості зерна, що сприяє його злипанню та утворенню «пробок», які суттєво збільшують опір між зерном і внутрішньою поверхнею кожуха.

Для аналізу впливу зміни кроку T_{is} спіральних витків гвинтового конвеєра на продуктивність W_{isc} шнекового транспортера побудовано діаграму для факторного простору нижнього рівня за значення факторів 10 – 120 – 12 (відповідно $S_b - n_s - w_m$), для середнього рівня за значення факторів 25 – 200 – 15, для верхнього рівня за значення факторів 40 – 250 – 18, рис. 4.6.

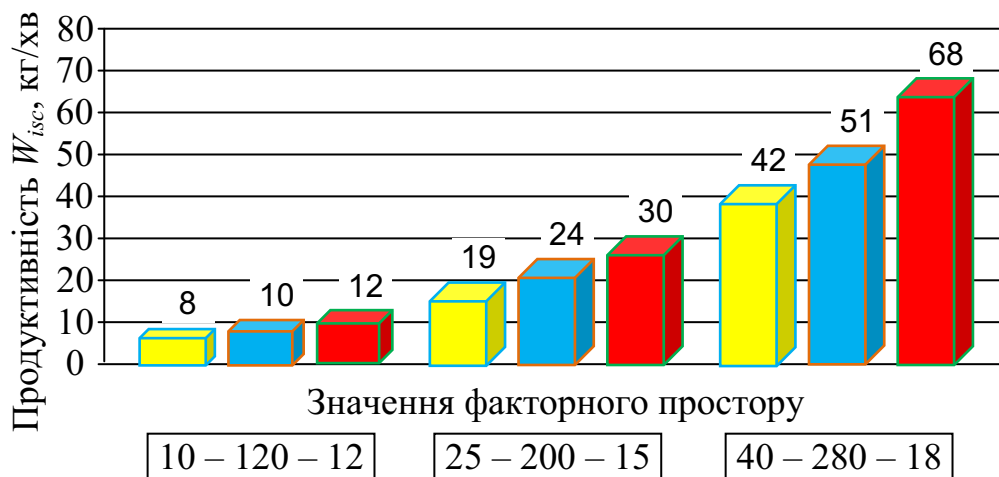


Рисунок 4.6 – Діаграма зміни продуктивності W_{isc} шнекового транспортера: жовтий колір – $T_{1s} = 5,0$ см; синій колір – $T_{2s} = 8,0$ см; червоний колір – $T_{3s} = 11,0$ см

Встановлено, що зі збільшенням кроку T_{is} спіральних витків гвинтового конвеєра в межах зміни діапазону 5,0; 8,0 та 11,0 см продуктивність W_{isc} шнекового транспортера зростає приблизно в 1,5...1,6 раза, або на 4,0, 11,0 та 24,0 кг/хв, відповідно, для нижнього, середнього та верхнього рівня факторного простору за значення факторів 10 – 120 – 12, 25 – 200 – 15, 40 – 250 – 18 (відповідно $S_b - n_s - w_m$).

Згідно з методикою (додаток В7.2) проведено кореляційний аналіз впливу факторів x_1 , x_2 , x_3 і їх взаємодії, або щільності впливу факторів і їх зв'язків на апроксимовані значення параметра оптимізації (відгуку), тобто продуктивності W_{isc} шнекового транспортера під час транспортування зерна пшениці для трьох значень змінного кроку T_{is} спіральних витків гвинтового конвеєра.

Розрахунки, які проведено згідно з методикою (додаток В4.1) наведено в додатку Г6.1.

Кореляційний аналіз повністю підтверджує отримані результати рівнянь регресії. Отримані результати кореляційного аналізу узгоджуються з результатами регресійного моделювання та підтверджують коректність обраної математичної моделі (4.1), відповідно також підтверджують коректність розроблених математичних моделей, або рівнянь регресії (4.2)-(4.4).

Таким чином необхідно констатувати.

1. Найсильніший вплив на зміну продуктивності W_{isc} шнекового транспортера має взаємодія площі отвору S_b та частоти обертання n_s гвинтового конвеєра ($p < 0,001$). Це критична взаємодія факторів.

2. Окремо площа отвору S_b також є високо-значущим фактором ($p < 0,001$) на зміну продуктивності W_{isc} шнекового транспортера

3. Частота обертання n_s спіральних витків гвинтового конвеєра має помітний, статистично значущий вплив ($p \approx 0,2022$) на зміну продуктивності W_{isc} шнекового транспортера.

4. Вологість зерна w_m у межах дослідження істотно не впливає ($p \approx 0,47$) на зміну продуктивності W_{isc} шнекового транспортера.

Квадратичний ефект частоти обертання n_s^2 спіральних витків гвинтового конвеєра є значущим ($p \approx 0,01$) та має вплив на зміну продуктивності W_{isc} шнекового транспортера, що свідчить про нелінійність впливу обертів гвинтового конвеєра.

Коефіцієнт детермінації дорівнює $R^2 = 0,998$, тобто модель дуже добре описує експериментальні дані.

Для перевірки адекватності теоретичної моделі (2.77), яка описує функціональну зміну продуктивності W_{isc} шнекового транспортера залежно від основних параметрів процесу транспортування зернового матеріалу, або відповідності теоретичних і експериментальних значень побудовано графічне відтворення результатів аналітичного та емпіричного моделювання, рис. 4.7.

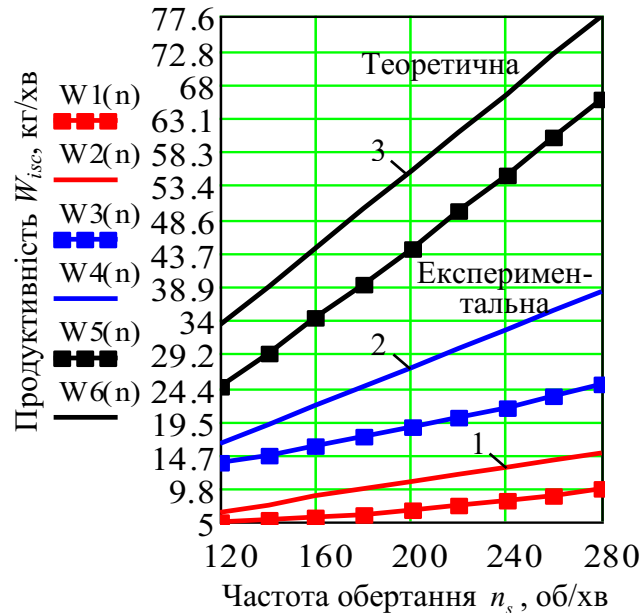


Рисунок 4.7 – Залежність зміни продуктивності W_{isc} шнекового транспортера як функція $W_{isc} = f_W(n_s)$, 1, 2, 3 – відповідно, $T_{1s} = 5,0$ см; $T_{2s} = 8,0$ см; $T_{3s} = 11,0$ см

Встановлено, що розбіжність теоретичних і експериментальних значень продуктивності W_{isc} шнекового транспортера за i -го кроку T_{is} спіральних витків і діаметра гвинтового конвеєра рівного $D_k = 0,2$ м знаходиться в межах:

- 5%...10% за кроку спіральних витків гвинтового конвеєра $T_{1s} = 5,0$ см;
- 10%...15% за кроку спіральних витків гвинтового конвеєра $T_{1s} = 8,0$ см;
- 8%...14% за кроку спіральних витків гвинтового конвеєра $T_{1s} = 11,0$ см.

Таким чином можна констатувати, що розроблена теоретична математична модель (2.77), яка описує на аналітичному рівні характер зміни продуктивності W_{isc} шнекового транспортера за i -го кроку T_{is} спіральних витків під час транспортування зернового матеріалу робочими органами шнекового

транспортера адекватна значення продуктивності W_{isc} шнекового транспортера, які отримано в процесі проведення експериментів і які описуються розробленими емпіричними моделями (4.2)-(4.4).

Для можливого попереднього прогнозування параметрів і режимів роботи шнекового транспортера побудовано номограму для визначення зміни продуктивності W_{isc} шнекового транспортера під час транспортування зерна пшениці для трьох значень змінного кроку T_{is} спіральних витків гвинтового конвеєра, рис. 4.8.

Користуються номограмою наступним чином.

1. Якщо необхідно спрогнозувати продуктивність W_{isc} шнекового транспортера залежно від рівня встановленого значення конструктивно-кінематичних параметрів під час транспортування зерна пшениці, тоді показник продуктивності W_{isc} визначається на перетині значень двох факторів, наприклад:

- за комбінації частоти обертання гвинтового конвеєра $n_s = 200$ об/хв і площі вихідного отвору бункера $S_b = 30$ см² для значень зміни кроку спірального витка гвинтового конвеєра $T_{is} = 5,0, 8,8, 11,0$ см продуктивність шнекового транспортера, відповідно, становить $W_{1sc} = 17,5$ кг/хв, $W_{2sc} = 22,5$ кг/хв, $W_{3sc} = 51,5$ кг/хв.

2. Якщо необхідно спрогнозувати за яких значень конструктивно-кінематичних параметрів шнекового транспортера забезпечується необхідна продуктивність, тоді показники конструктивно-кінематичних параметрів шнекового транспортера визначаються проекціями точки, яка відповідає необхідному значенню продуктивності на відповідні осі координат, наприклад:

- для заданого значення продуктивності шнекового транспортера $W_{isc} = 17,5$ кг/хв, $W_{2sc} = 22,5$ кг/хв, $W_{3sc} = 51,5$ кг/хв для відповідних значень зміни кроку спірального витка гвинтового конвеєра $T_{is} = 5,0, 8,0, 11,0$ см комбінація конструктивно-кінематичних параметрів шнекового транспортера буде становити $n_s = 200$ об/хв і $S_b = 30$ см².

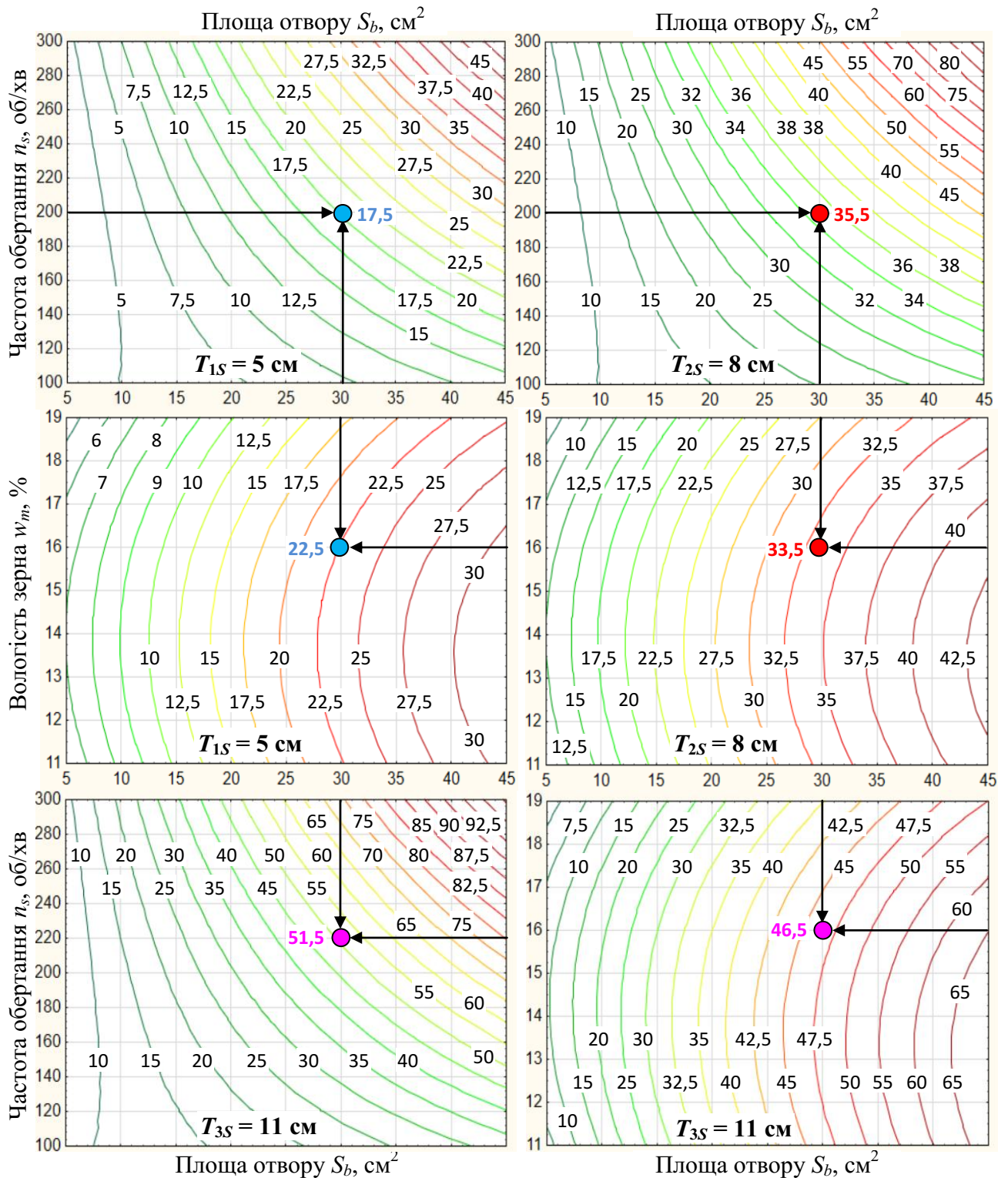


Рисунок 4.8 – Номограма для визначення зміни продуктивності W_{isc} шнекового транспортера залежно від площі S_b вихідного отвору бункера, частоти обертання n_s гвинтового конвеєра та вологості зерна w_m пшениці для трьох значень змінного i -го кроку T_{is} спіральних витків ($T_{1s} = 5,0$ см, $T_{2s} = 8,0$ см, $T_{3s} = 11,0$ см гвинтового конвеєра під час транспортування зерна пшениці

4.1.2. Аналіз витрат потужності шнекового транспортера

Числові результати експериментальних досліджень зміни витрат потужності P_{isc} шнекового транспортера для трьох значень змінних кроків T_{is} спіральних витків гвинтового конвеєра $T_{1s} = 5,0$ см, $T_{2s} = 8,0$ см та $T_{3s} = 11,0$ см згідно з прийнятою рандомізованою несиметричною план-матрицею реалізації експериментів Бокса-Бенкіна (додаток В4.2) наведено у додатку Г1.1.

Графічну інтерпретацію результатів експериментальних дослідження зміни витрат потужності P_{isc} шнекового транспортера для трьох значень змінних кроків спіральних витків гвинтового конвеєра T_{is} представлено у вигляді діаграми, рис. 4.8.

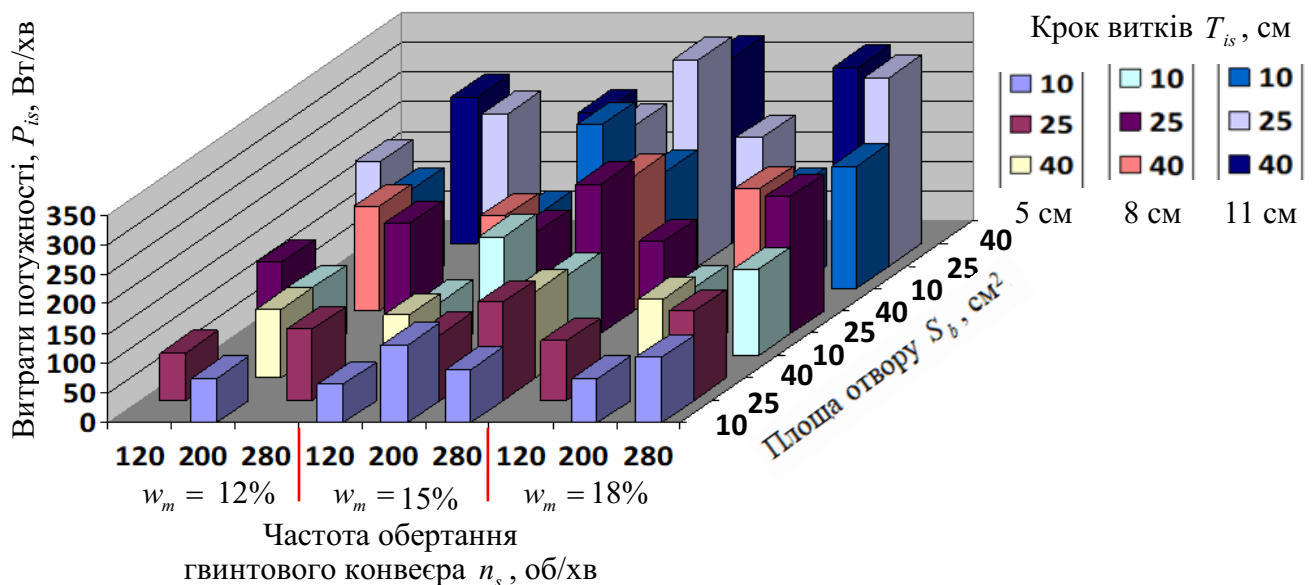


Рисунок 4.8 – Діаграма числових експериментальних значень зміни витрат потужності P_{isc} шнекового транспортера для трьох значень змінних кроків спіральних витків гвинтового конвеєра T_{is}

Апроксимуючу функцію $P_{isc} = f_P(S_b; n_s; w_m)$, яка описує функціональну зміну витрат потужності P_{isc} шнекового транспортера залежно від вхідних факторів (табл. 3.1) для трьох значень змінного кроку T_{is} спіральних витків гвинтового конвеєра визначалася за найбільшим значенням коефіцієнта чисельної детермінації R_{is}^2 [138].

Після обробки та аналізу середніх значень експериментального масиву даних витрат потужності P_{isc} шнекового транспортера (додаток Г6.1) було виявлено, що найбільше значення коефіцієнта множинної детермінації $R_{1s}^2 = 0,979$; $R_{2s}^2 = 0,977$; $R_{3s}^2 = 0,987$ належить цільовій функціональній залежності полінома другої степені для рівня значущості $\alpha = 0,05$ та значення коефіцієнта множинної кореляції $R_{1s} = 0,990$; $R_{2s} = 0,988$; $R_{3s} = 0,993$ (додаток Г7.1), яку записано у вигляді рівняння регресії

$$W_{isc} = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_{11}x_1^2 + b_{22}x_2^2 + b_{33}x_3^2 + b_{12}x_1x_2 + b_{13}x_1x_3 + b_{23}x_2x_3, \quad (4.5)$$

де b_0 – вільний член;

b_1, b_2, b_3 – лінійні коефіцієнти регресії відповідного фактора;

b_{11}, b_{22}, b_{33} – квадратичні коефіцієнти регресії відповідного фактора;

b_{12}, b_{13}, b_{23} – коефіцієнт регресії відповідної взаємодії факторів.

Розраховані числові значення коефіцієнтів рівняння регресії (4.5) для відповідних факторів та їх взаємодії наведено в таблиці 4.4.

Перевірку значимості коефіцієнтів (табл. 4.4) рівняння регресії та адекватності моделі проведено згідно з відомою методикою [141].

Таблиця 4.4 – Числові значення коефіцієнтів рівняння регресії

Позначення коефіцієнта	Функція		
	$P_{1sc} = f_P(x_1; x_2; x_3)$	$P_{2sc} = f_P(x_1; x_2; x_3)$	$P_{3sc} = f_P(x_1; x_2; x_3)$
	Значення коефіцієнта		
b_0	137,75	150,28	259,54
b_1	2,67	4,99	6,28
b_2	-0,11	$-0,6 \cdot 10^{-2}$	0,2
b_3	-16,79	-21,46	-37,68
b_{11}	-0,02	-0,04	0,05
b_{22}	$-0,42 \cdot 10^{-5}$	$-0,1 \cdot 10^{-3}$	$-0,54 \cdot 10^{-3}$
b_{33}	0,68	0,95	1,47
b_{12}	$0,4 \cdot 10^{-2}$	$0,54 \cdot 10^{-2}$	$0,42 \cdot 10^{-2}$
b_{13}	-0,09	-0,15	-0,13
b_{23}	0,02	0,02	0,03

Після статистичної перевірки значущості коефіцієнтів рівняння регресії (4.5), які наведено в табл. 4.2 за t -альфа критерієм Стьюдента [139] та адекватності моделі експериментальним значенням витрат потужності P_{isc} за F -критерієм Фішера [140] було встановлено, що (додаток Г7.1): критичне значення t -альфа критерію Стьюдента $t_{кр}(0,05;5) = 2,142$ для рівня значущості $\alpha = 0,05$ та числа ступенів вільності $f = n - k = 15 - 10 = 5$; всі коефіцієнти рівняння регресії (4.1) $b_1, b_2, b_3, b_{11}, b_{22}, b_{33}, b_{12}, b_{13}, b_{23}$, які записано в табл. 4.1 є значимими тому, що виконується умова значимості $t_{(ij)} \geq t_{кр} = 2,142$, додаток Г7.1; критичне значення F -критерію Фішера $F_{кр}(0,05; 9; 5) = 4,77$ для рівня значущості $\alpha = 0,05$ та числа ступенів вільності $f_1 = k - 1 = 10 - 1 = 9; f_2 = n - k = 15 - 10 = 5$; модель адекватна експериментальним даним на рівні значущості $\alpha = 0,05$, відповідно: $F_{1факт} = 26,26 \gg F_{кр} = 4,77; F_{2факт} = 23,26 \gg F_{кр} = 4,77; F_{3факт} = 41,68 \gg F_{кр} = 4,77$, додаток Г7.1.

Таким чином з врахуванням значущості коефіцієнтів рівняння регресії (4.5), отримано кінцевий вигляд емпіричних моделей (рівнянь регресії) у натуральних величинах, яка функціонально описують зміну витрат потужності P_{isc} шнекового транспортера під час транспортування зерна пшениці для трьох значень змінного кроку T_{is} спіральних витків гвинтового конвеєра [132]:

- для кроку спіральних витків гвинтового конвеєра $T_{1s} = 5,0$ см

$$P_{1sc} = 137,75 + 2,67S_b - 0,11n_s - 16,79w_m - 0,02S_b^2 - 0,42 \cdot 10^{-5}n_s^2 + ; \quad (4.6)$$

$$+ 0,68w_m^2 + 0,4 \cdot 10^{-2}S_b n_s - 0,09S_b w_m + 0,02n_s w_m$$

- для кроку спіральних витків гвинтового конвеєра $T_{2s} = 8,0$ см

$$P_{2sc} = 150,28 + 4,99S_b - 0,6 \cdot 10^{-2}n_s - 21,46w_m - 0,06S_b^2 - 0,1 \cdot 10^{-3}n_s^2 + ; \quad (4.7)$$

$$+ 0,95w_m^2 + 0,54 \cdot 10^{-2}S_b n_s - 0,15S_b w_m + 0,02n_s w_m$$

- для кроку спіральних витків гвинтового конвеєра $T_{3s} = 11,0$ см

$$P_{3sc} = 259,54 + 6,28S_b + 0,2n_s - 37,68w_m + 0,05S_b^2 - 0,54 \cdot 10^{-3}n_s^2 + \quad (4.8)$$

$$+ 1,47w_m^2 + 0,42 \cdot 10^{-2}S_b n_s - 0,13S_b w_m + 0,03n_s w_m$$

Відповідно до емпіричних моделей (4.6)-(4.8) побудовано графічні зображення, які характеризують функціональну зміну витрат потужності P_{isc} шнекового транспортера у вигляді 3D моделей, або поверхонь відгуку та 2D моделей як залежності зміни цільової функції, відповідно:

- $P_{1sc} = f_P(S_b; n_s)$, рис. 4.9а; $P_{1sc} = f_P(S_b; w_m)$, рис. 4.9б; $P_{1sc} = f_P(n_s; w_m)$, додаток Г8.1;

- $P_{2sc} = f_P(S_b; n_s)$, рис. 4.10а; $P_{2sc} = f_P(S_b; w_m)$, рис. 4.10б; $P_{2sc} = f_P(n_s; w_m)$, додаток Г8.1;

- $P_{3sc} = f_P(S_b; n_s)$, рис. 4.11а; $P_{3sc} = f_P(S_b; w_m)$, рис. 4.11б; $P_{3sc} = f_P(n_s; w_m)$, додаток Г8.1;

- $P_{1sc} = f_P(n_s)$, $P_{2sc} = f_P(n_s)$, $P_{3sc} = f_P(n_s)$, рис. 4.12а;

- $P_{1sc} = f_P(w_m)$, $P_{2sc} = f_P(w_m)$, $P_{3sc} = f_P(w_m)$, рис. 4.12б.

- $P_{1sc} = f_P(S_b)$, $P_{2sc} = f_P(S_b)$, $P_{3sc} = f_P(S_b)$, додаток Г9.1.

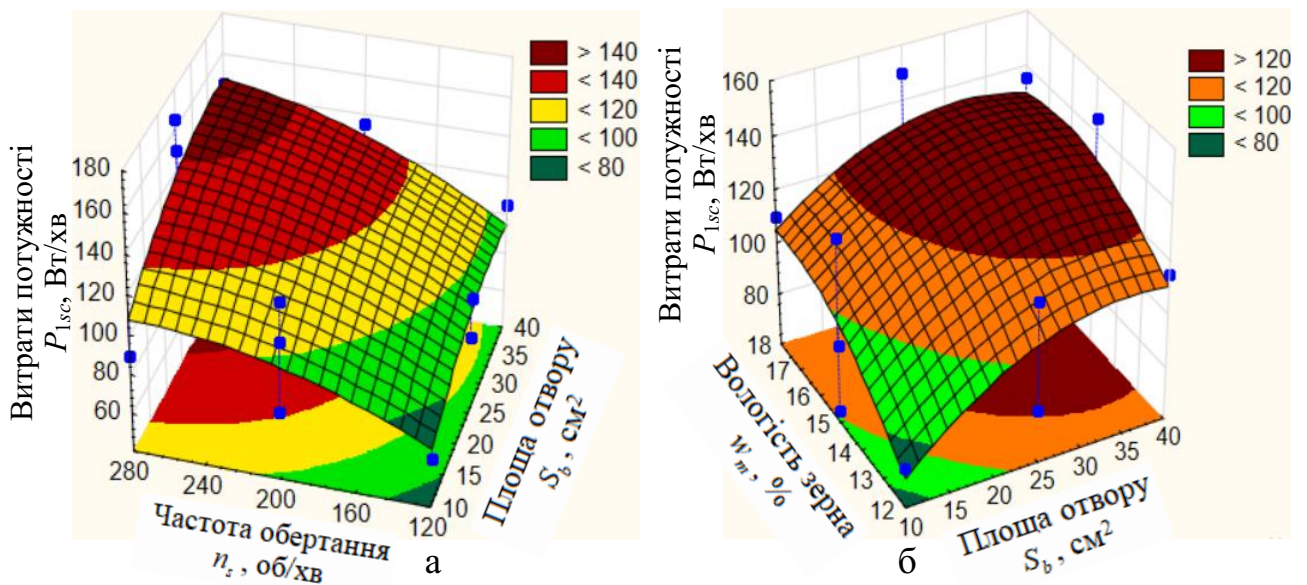


Рисунок 4.9 – Поверхня відгуку зміни витрат потужності P_{1sc} шнекового транспортера як функція: а – $P_{1sc} = f_P(S_b; n_s)$; б – $P_{1sc} = f_P(S_b; w_m)$

На основі аналізу емпіричної (4.6)-(4.8) та графічних моделей (рис. 4.2-4.5, додаток Г9.1) можна констатувати, що апроксимовані значення витрат потужності P_{isc} шнекового транспортера знаходяться в діапазоні від 77,6 до 231,5 Вт/хв за зміни значень вхідних факторів у межах:

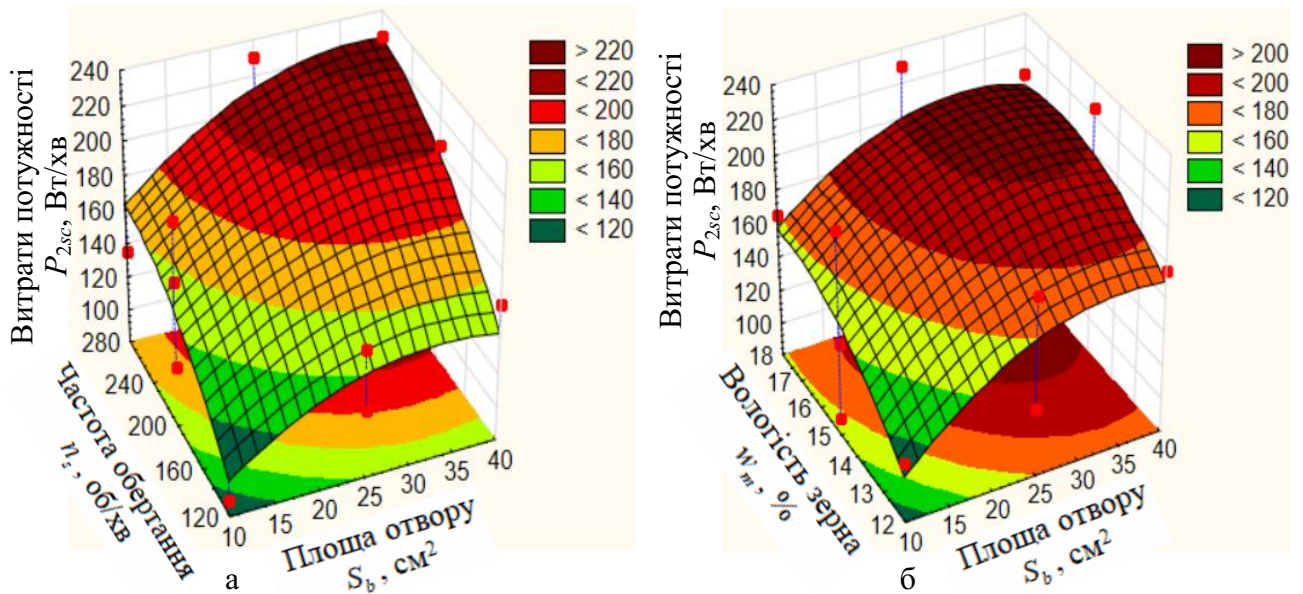


Рисунок 4.10 – Поверхня відгуку зміни витрат потужності P_{2sc} шнекового транспортера як функція: а – $P_{2sc} = f_P(S_b; n_s)$; б – $P_{2sc} = f_P(S_b; w_m)$

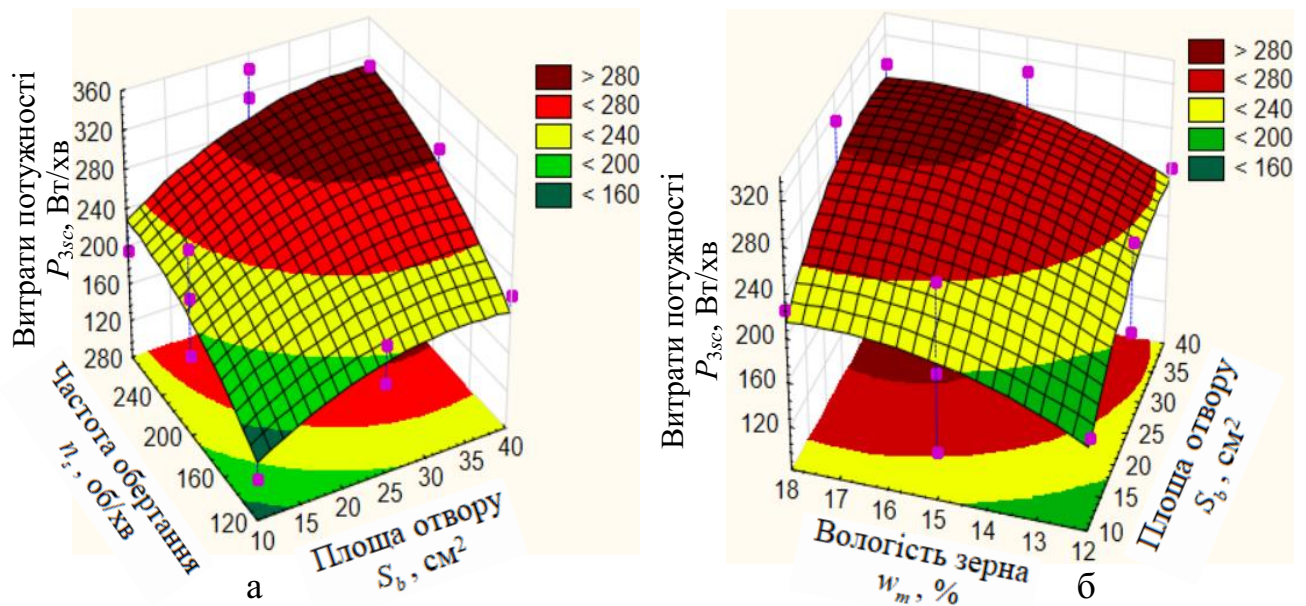


Рисунок 4.11 – Поверхня відгуку зміни витрат потужності P_{3sc} шнекового транспортера як функція: а – $P_{3sc} = f_P(S_b; n_s)$; б – $P_{3sc} = f_P(S_b; w_m)$

- площі вихідного отвору бункера $10 \leq S_b \leq 40 \text{ см}^2$;
- частоти обертання гвинтового конвеєра $120 \leq n_s \leq 280 \text{ об/хв}$;
- вологості зерна пшениці $12\% \leq w_m \leq 18\%$.

При цьому:

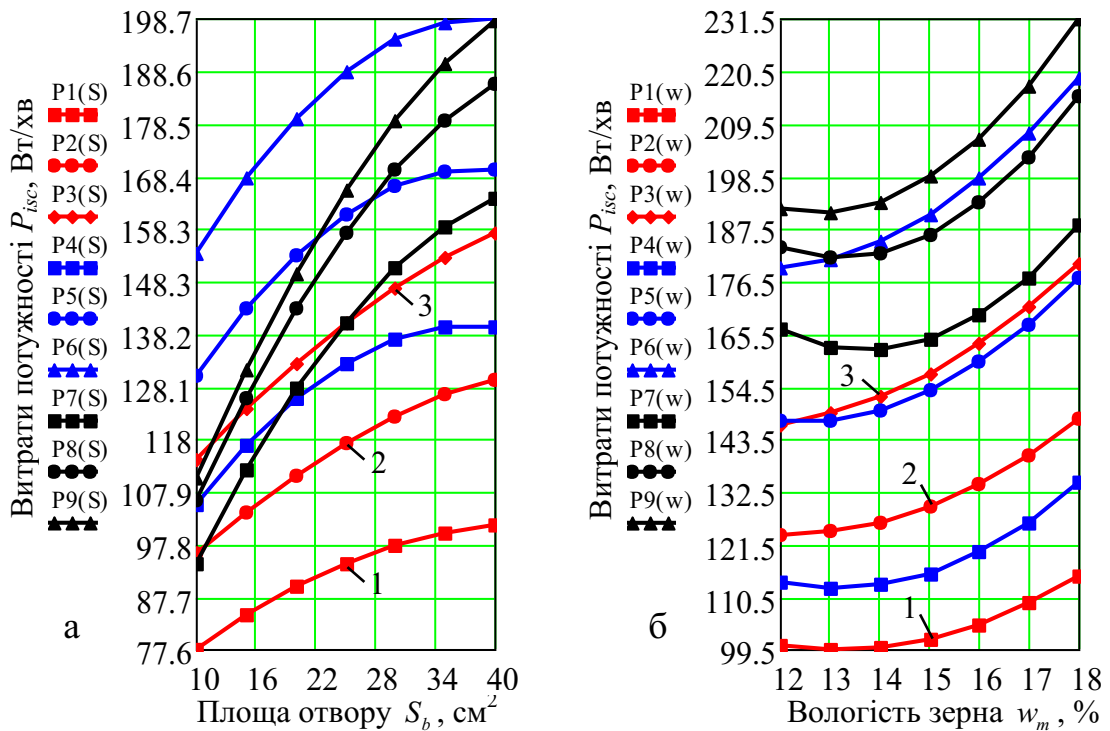


Рисунок 4.12 – Залежність зміни витрат потужності шнекового транспортера як функція: а – $P_{isc} = f_P(S_b)$, $w_m = 15\%$, 1, 2, 3 – відповідно, $n_s = 120, 200, 280$ об/хв; б – $P_{isc} = f_P(w_m)$, $S_b = 40$ см², 1, 2, 3 – відповідно, $n_s = 120, 200, 280$ об/хв; позначення W1(n), W2(n), W3(n) – відповідно, $T_{1s} = 5,0$ см; позначення W4(n), W5(n), W6(n) – відповідно, $T_{2s} = 8,0$ см; позначення W7(n), W8(n), W9(n) – відповідно, $T_{3s} = 11,0$ см

- за кроку спіральних витків $T_{1s} = 5,0$ см гвинтового конвеєра апроксимовані значення витрат потужності P_{isc} шнекового транспортера змінюються від 77,6 до 180,0 Вт/хв;

- за кроку спіральних витків $T_{2s} = 8,0$ см гвинтового конвеєра апроксимовані значення витрат потужності P_{isc} шнекового транспортера змінюються від 107,8 до 220,6 Вт/хв;

- за кроку спіральних витків $T_{3s} = 11,0$ апроксимовані значення витрат потужності P_{isc} шнекового транспортера змінюються від 97,5 до 231,5 Вт/хв.

Функціональний характер зміни витрат потужності P_{isc} шнекового транспортера залежно від зміни вхідних факторів полягає в наступному:

- в межах збільшення площі S_b вихідного отвору бункера від 10 до 40 см² та швидкості обертання n_s гвинтового конвеєра від 120 до 280 об/хв витрати потужності P_{isc} шнекового транспортера збільшуються в середньому, відповідно, від 1,2 до 1,3 раза та від 1,3 до 1,5 раза, тобто функціональний вплив факторів S_b і n_s на зміну функції відгуку W_{isc} має прямий характер – збільшення факторів S_b і n_s призводить до зростання витрат потужності P_{isc} шнекового транспортера, рис. 4.9-4.12, додаток Г9.1;

- у загальному трактуванні збільшення вологості w_m зерна пшениці в межах від 12 до 18% призводить також до зростання витрат потужності P_{isc} шнекового транспортера приблизно від 0,8 до 1,1 раза за рахунок збільшення питомої маси одиниці об'єму зерна, його налипання на поверхні витків спіралі шнека та утворення комків, рис. 4.9-4.12, додаток Г9.1;

- при цьому значне зростання витрат потужності P_{isc} шнекового транспортера відбувається за збільшення вологості w_m зерна пшениці в діапазоні зміни фактора від 16% до 18% – витрати потужності P_{isc} шнекового транспортера зростають в значних межах, приблизно в 1,2...1,3 раза за рахунок стрімкого зниження сипучості зерна, що сприяє його злипанню та утворенню «пробок», які збільшують опір між зерном і внутрішньою поверхнею кожуха.

Для аналізу впливу зміни кроку T_{is} спіральних витків гвинтового конвеєра на витрати потужності P_{isc} шнекового транспортера побудовано діаграму для факторного простору нижнього рівня за значення факторів 10 – 120 – 12 (відповідно $S_b - n_s - w_m$), для середнього рівня за значення факторів 25 – 200 – 15, для верхнього рівня за значення факторів 40 – 250 – 18, рис. 4.13.

Встановлено, що зі збільшенням кроку T_{is} спіральних витків гвинтового конвеєра в межах зміни діапазону 5,0; 8,0 та 11,0 см витрати потужності P_{isc} шнекового транспортера зростають приблизно в 1,4...1,5 раза, або на 100,0, 155,0 та 225,0 Вт/хв, відповідно, для нижнього, середнього та верхнього рівня факторного простору за значення факторів 10 – 120 – 12, 25 – 200 – 15, 40 – 250 – 18 (відповідно $S_b - n_s - w_m$).

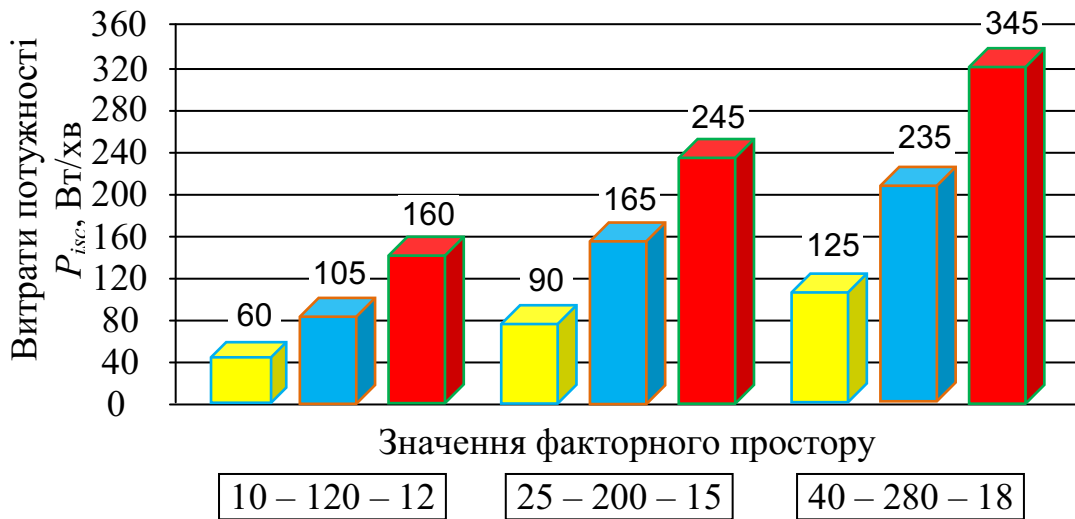


Рисунок 4.13 – Діаграма зміни витрат потужності P_{isc} шнекового транспортера: жовтий колір – $T_{1s} = 5,0$ см; синій колір – $T_{2s} = 8,0$ см; червоний колір – $T_{3s} = 11,0$ см

Згідно з методикою (додаток В7.2) проведено кореляційний аналіз впливу факторів x_1 , x_2 , x_3 і їх взаємодії, або щільності впливу факторів і їх зв'язків на апроксимовані значення параметра оптимізації (відгуку), тобто витрат потужності P_{isc} шнекового транспортера під час транспортування зерна пшениці для трьох значень змінного кроку T_{is} спіральних витків гвинтового конвеєра.

Результати кореляційного аналізу згідно з методикою (додаток В4.1) наведено в додатку Г10.1.

Кореляційний аналіз повністю підтверджує отримані експериментальні результати та відповідність адекватності розроблених рівнянь регресії, які описують функціональну зміну витрат потужності під час транспортування зернового матеріалу.

Отримані результати кореляційного аналізу узгоджуються з результатами регресійного моделювання та підтверджують коректність обраної математичної моделі (4.5), відповідно також підтверджують коректність розроблених математичних моделей, або рівнянь регресії (4.6) – (4.8) витрат потужності шнекового транспортера.

Для перевірки адекватності теоретичної моделі (2.95), яка описує функціональну зміну витрат потужності P_{isc} шнекового транспортера залежно від основних параметрів процесу транспортування зернового матеріалу побудовано графічне відтворення порівняння результатів аналітичного та емпіричного моделювання, рис. 4.14.

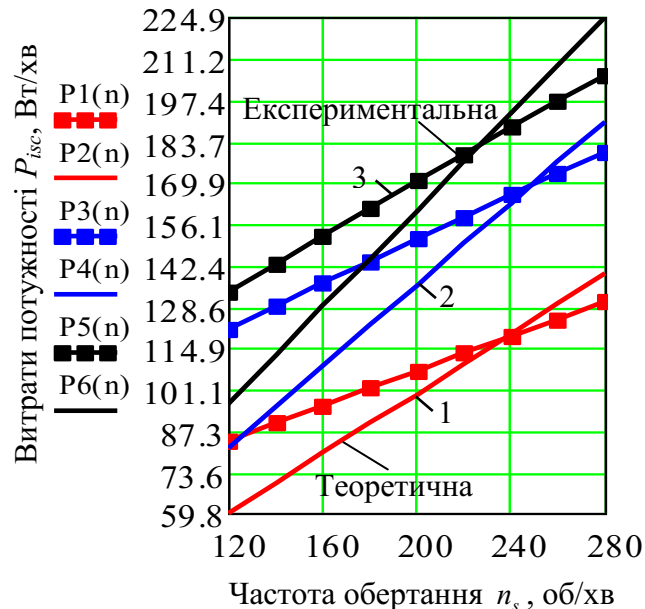


Рисунок 4.14 – Залежність зміни витрат потужності P_{isc} шнекового транспортера як функція $W_{isc} = f_W(n_s)$, 1, 2, 3 – відповідно, $T_{1s} = 5,0$ см; $T_{2s} = 8,0$ см; $T_{3s} = 11,0$ см

Встановлено, що розбіжність теоретичних і експериментальних значень витрат потужності P_{isc} під час транспортування зернового матеріалу шнековим транспортером за i -го кроку T_{is} спіральних витків і діаметра гвинтового конвеєра рівного $D_k = 0,2$ м знаходиться в межах:

- 5%...15% за кроку спіральних витків гвинтового конвеєра $T_{1s} = 5,0$ см;
- 7%...14% за кроку спіральних витків гвинтового конвеєра $T_{1s} = 8,0$ см;
- 8%...13% за кроку спіральних витків гвинтового конвеєра $T_{1s} = 11,0$ см.

Таким чином можна констатувати, що розроблена теоретична математична модель (2.95), яка описує на аналітичному рівні характер зміни продуктивності W_{isc} шнекового транспортера за i -го кроку T_{is} спіральних витків

під час транспортування зернового матеріалу робочими органами шнекового транспортера адекватна значення продуктивності W_{isc} шнекового транспортера, які отримано в процесі проведення експериментів і які описуються розробленими емпіричними моделями (4.6)-(4.8).

Це дозволяє зробити висновок про практичну доцільність застосування емпіричних моделей (4.6)-(4.8) для подальшого обґрунтування раціональних параметрів гвинтових транспортних механізмів.

Для можливого попереднього прогнозування параметрів і режимів роботи шнекового транспортера побудовано номограму для визначення зміни витрат потужності P_{isc} шнекового транспортера під час транспортування зерна пшениці для трьох значень змінного кроку T_{is} спіральних витків гвинтового конвеєра, рис. 4.15.

Користуються номограмою наступним чином.

1. Якщо необхідно спрогнозувати витрати потужності P_{isc} шнекового транспортера залежно від рівня встановленого значення конструктивно-кінематичних параметрів під час транспортування зерна пшениці, тоді показник витрат потужності P_{isc} визначається на перетині значень двох факторів, наприклад: за комбінації $n_s = 200$ об/хв і $S_b = 30$ см² для значень зміни кроку спірального витка гвинтового конвеєра $T_{is} = 5, 8, 11$ см продуктивність шнекового транспортера, відповідно, становить $P_{1sc} = 128$ Вт/хв, $P_{2sc} = 130$ Вт/хв, $P_{3sc} = 285$ Вт/хв.

2. Якщо необхідно спрогнозувати за яких значень конструктивно-кінематичних параметрів шнекового транспортера забезпечується необхідна продуктивність, тоді показники конструктивно-кінематичних параметрів шнекового транспортера визначаються проекціями точки, яка відповідає необхідному значенню продуктивності на відповідні осі координат, наприклад, для значення $P_{1sc} = 128$ Вт/хв, $P_{2sc} = 130$ Вт/хв, $P_{3sc} = 285$ Вт/хв для відповідних значень зміни кроку спірального витка гвинтового конвеєра $T_{is} = 5, 8, 11$ см комбінація конструктивно-кінематичних параметрів шнекового транспортера буде становити $n_s = 200$ об/хв і $S_b = 30$ см².

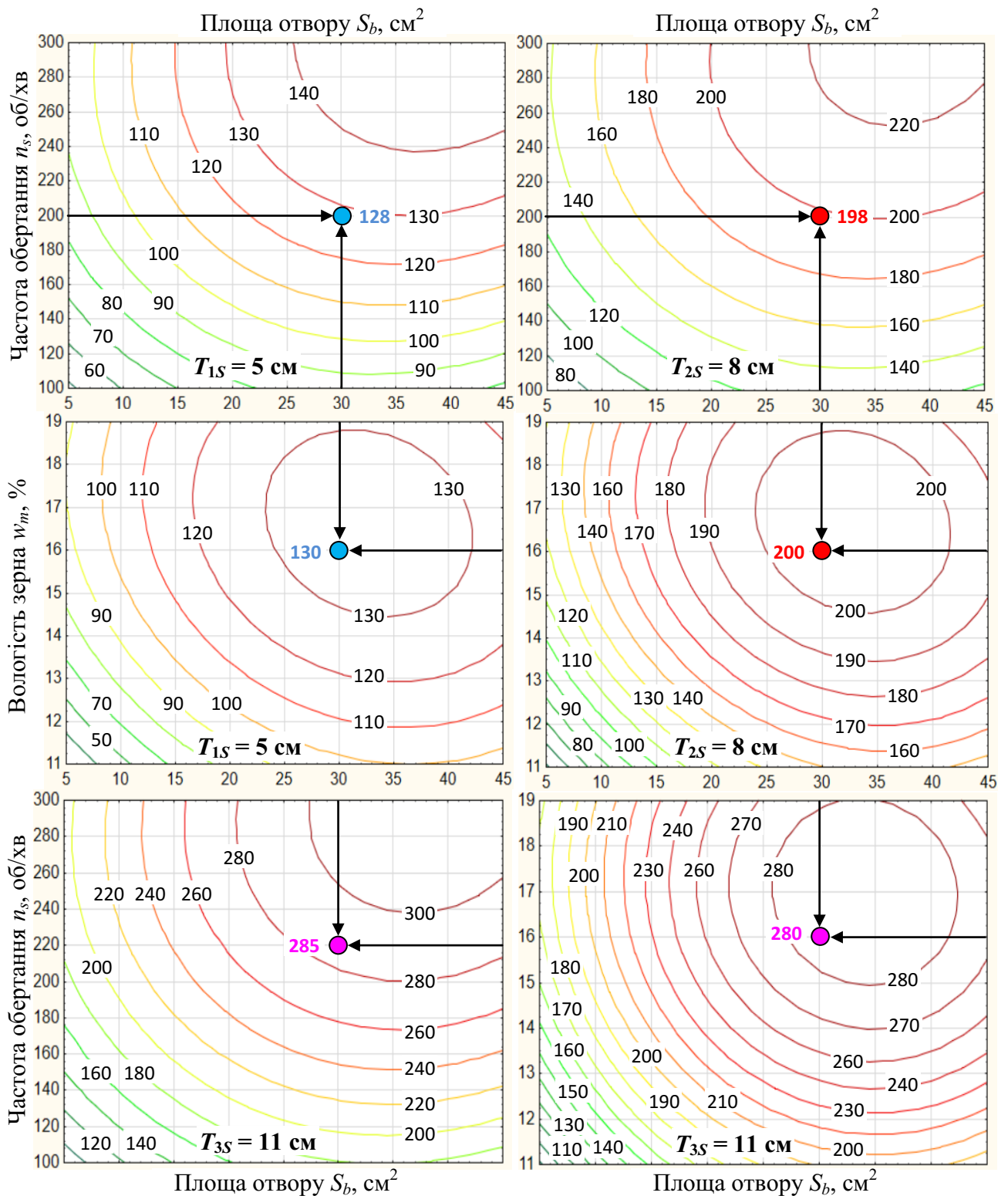


Рисунок 4.15 – Номограма для визначення зміни витрат потужності P_{isc} шнекового транспортера залежно від площі S_b вихідного отвору бункера, частоти обертання n_s гвинтового конвеєра та вологості зерна w_m пшениці для трьох значень змінного i -го кроку T_{is} спіральних витків ($T_{1s} = 5,0$ см, $T_{2s} = 8,0$ см, $T_{3s} = 11,0$ см гвинтового конвеєра під час транспортування зерна пшениці

4.2. Результати експериментальних досліджень пошкодження зернового матеріалу

Загальний характер зміни пошкодження зерна Π_{is} пшениці робочими органами шнекового транспортера для трьох значень частоти обертання гвинтового конвеєра $n_{1s} = 120$ об/хв, $n_{2s} = 200$ об/хв, $n_{3s} = 280$ об/хв встановлено на основі аналізу функціонального характеру розподілу випадкових величин пошкодження зерна Π_{is} .

Результати генеральної вибірки ($N_g = 45$ – кількість спостережень) експериментальних даних пошкодження зерна Π_{is} пшениці робочими органами шнекового транспортера для трьох значень частоти обертання гвинтового конвеєра $n_{1s} = 120$ об/хв, $n_{2s} = 200$ об/хв, $n_{3s} = 280$ об/хв наведено у додатку Г11.2, а статистичної обробки [141] показників генеральної вибірки пошкодження зерна Π_{is} – у додатку Г.12.2

Згідно з [142] диференційний закон вірогідності щільності розподілу описується функцією

$$f(x_i) = \frac{1}{\sigma_i \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{1}{2} \left(\frac{x_i - \mu_i}{\sigma_i} \right)^2}, \quad (4.9)$$

де σ_i – середнє квадратичне відхилення i -го параметра;

μ_i – математичне сподівання i -го параметра відповідного класу.

Значення середнього квадратичного відхилення σ_i та математичного сподівання μ_i наведено в табл. 4.7.

Таблиця 4.7 – Числові значення σ і μ

Функція	σ	μ
$\Pi_{1s} = f(x_{11})$	1,49	0,69
$\Pi_{2s} = f(x_{21})$	1,27	0,63
$\Pi_{3s} = f(x_{31})$	1,56	0,9

Тоді функціональна залежність, яка характеризує диференційний закон вірогідності щільності розподілу пошкодження зерна Π_{is} пшениці робочими органами шнекового транспортера для трьох значень частоти обертання гвинтового конвеєра $n_{1s} = 120$ об/хв, $n_{2s} = 200$ об/хв, $n_{3s} = 280$ об/хв матиме вигляд:

- за частоти обертання гвинтового конвеєра $n_{1s} = 120$ об/хв

$$\Pi_{1s} = f(x_{II}) = \frac{1}{1,49\sqrt{2\pi}} e^{\frac{1}{2}\left(\frac{x_p - 0,69}{1,49}\right)^2}; \quad (4.10)$$

- за частоти обертання гвинтового конвеєра $n_{2s} = 200$ об/хв

$$\Pi_{2s} = f(x_{II}) = \frac{1}{1,27\sqrt{2\pi}} e^{\frac{1}{2}\left(\frac{x_p - 0,63}{1,27}\right)^2}; \quad (4.11)$$

- за частоти обертання гвинтового конвеєра $n_{3s} = 280$ об/хв

$$\Pi_{3s} = f(x_{II}) = \frac{1}{1,56\sqrt{2\pi}} e^{\frac{1}{2}\left(\frac{x_p - 0,9}{1,56}\right)^2}, \quad (4.12)$$

де адекватність моделей провели згідно з критерієм відповідності $K(\lambda)$ Колмогорова-Смирнова [143].

Побудовані гістограм (рис. 4.16), які описують щільність розподілу випадковості процесу пошкодження зерна Π_{is} пшениці робочими органами шнекового транспортера для трьох значень частоти обертання гвинтового конвеєра $n_{1s} = 120$ об/хв, $n_{2s} = 200$ об/хв, $n_{3s} = 280$ об/хв наглядно ілюструють, що диференційний закон щільності розподілу Π_{is} відповідає нормальному закону, а основний масив пошкоджень знаходиться в діапазоні 0,7...1,6%.

Числові результати експериментальних досліджень зміни пошкодження зерна Π_{isc} пшениці робочими органами шнекового транспортера для трьох значень змінних кроків T_{is} спіральних витків гвинтового конвеєра $T_{1s} = 5,0$ см, $T_{2s} = 8,0$ см та $T_{3s} = 11,0$ см наведено у додатку Г13.2.

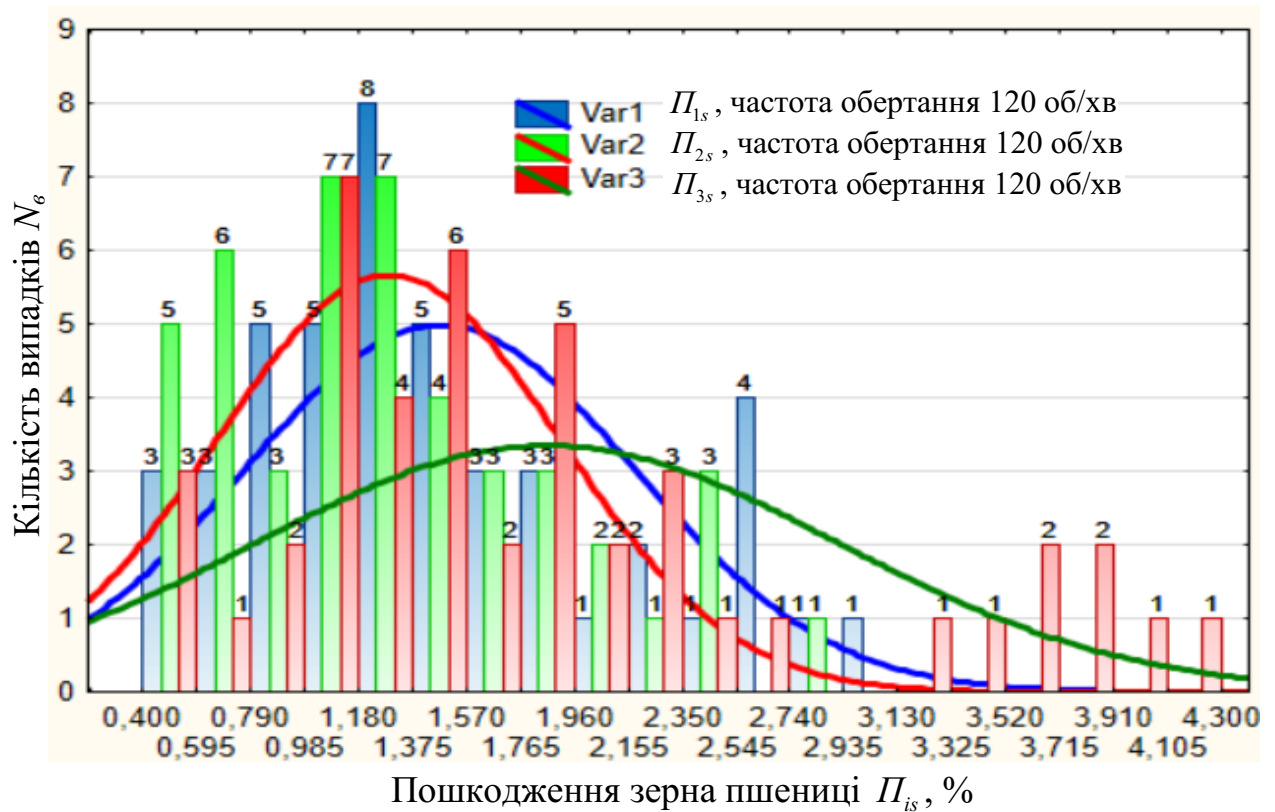


Рисунок 4.16 – Гістограма щільності розподілу пошкодження зерна Π_{is} пшениці робочими органами шнекового транспортера для трьох значень частоти обертання гвинтового конвеєра $n_{1s} = 120$ об/хв, $n_{2s} = 200$ об/хв, $n_{3s} = 280$ об/хв

Апроксимуючу функцію в кодованих величинах $\Pi_{isc} = f_{\Pi}(x_2; x_3; x_n)$, або апроксимуючу функцію записану в натуральних факторах $\Pi_{isc} = f_{\Pi}(n_s; w_m; c_s)$, яка характеризує функціональну зміну пошкодження зерна P_{is} пшениці робочими органами шнекового транспортера залежно від вхідних факторів (рис. 3.1, табл. 3.3) для трьох значень змінного кроку T_{is} спіральних витків гвинтового конвеєра визначали за найбільшим значенням коефіцієнта чисельної детермінації R_{is}^2 [140].

Після обробки та аналізу середніх значень експериментального масиву даних пошкодження зерна P_{is} пшениці робочими органами шнекового транспортера (додаток Г14.2) було виявлено, що найбільше значення коефіцієнта множинної детермінації $R_{1s}^2 = 0,958$; $R_{2s}^2 = 0,886$; $R_{3s}^2 = 0,886$

належить цільовій функціональній залежності у вигляді оберненої функції для рівня значущості $\alpha = 0,05$ та значення коефіцієнта множинної кореляції $R_{1s} = 0,979$; $R_{2s} = 0,941$; $R_{3s} = 0,941$ (додаток Г14.2), яку записано у вигляді рівняння регресії

$$\Pi_{isc} = b_0 + b_2 / x_2 + b_3 / x_3 + b_4 / x_4, \quad (4.13)$$

де b_0 – вільний член;

b_2, b_3, b_4 – лінійні коефіцієнти регресії відповідного фактора.

Розраховані числові значення коефіцієнтів рівняння регресії (4.9) для відповідних факторів наведено в таблиці 4.7.

Перевірку значимості коефіцієнтів (табл. 4.8) рівняння регресії та адекватності моделі проведено згідно з відомою методикою [141].

Таблиця 4.8 – Числові значення коефіцієнтів рівняння регресії

Позначення коефіцієнта	Функція		
	$\Pi_{1sc} = f_{\Pi}(n_s; w_m; c_s)$	$\Pi_{2sc} = f_{\Pi}(n_s; w_m; c_s)$	$\Pi_{3sc} = f_{\Pi}(n_s; w_m; c_s)$
	Значення коефіцієнта		
b_0	-1,06	-1,09	-1,19
b_2	-135,33	-107,0	-107,0
b_3	27,7	24,2	24,2
b_4	20,57	13,6	13,6

Після статистичної перевірки значущості коефіцієнтів рівняння регресії (4.9), які наведено в табл. 4.7 за t -альфа критерієм Стюдента [138] та адекватності моделі експериментальним значенням пошкодження зерна P_{is} робочими органами шнекового транспортера за F -критерієм Фішера [139] було встановлено, що (додаток Г14.2):

- критичне значення t -альфа критерію Стюдента $t_{кр}(0,05;11) = 2,142$ для рівня значущості $\alpha = 0,05$ та числа ступенів вільності $f = n - k = 15 - 4 = 11$;

- всі коефіцієнти квадратичного рівняння регресії (4.9) b_0, b_2, b_3, b_4 є значимими тому, що виконується умова значимості $t_{(ij)} \geq t_{кр} = 2,142$, додаток Г14.2;

- критичне значення F -критерію Фішера $F_{кр}(0,05; 3; 11) = 2,899$ для рівня значущості $\alpha = 0,05$ та числа ступенів вільності дорівнює $f_1 = k - 1 = 4 - 1 = 3$; $f_2 = n - k = 15 - 4 = 11$;

- модель адекватна експериментальним даним на рівні значущості $\alpha = 0,05$, відповідно: $F_{1факт} = 84,28 \gg F_{кр} = 2,65$; $F_{2факт} = 28,39 \gg F_{кр} = 2,65$; $F_{3факт} = 28,39 \gg F_{кр} = 2,65$, додаток Г14.2.

Таким чином з врахуванням значущості коефіцієнтів рівняння регресії (4.13), отримано кінцевий вигляд емпіричних моделей (рівнянь регресії) у натуральних величинах, яка функціонально описують зміну пошкодження зерна P_{is} робочими органами шнекового транспортера під час транспортування зерна пшениці для трьох значень змінного кроку T_{is} спіральних витків гвинтового конвеєра:

- для кроку спіральних витків гвинтового конвеєра $T_{1s} = 5,0$ см

$$\Pi_{1sc} = -1,06 - \frac{153,33}{n_s} + \frac{27,7}{w_m} + \frac{20,57}{c_s}; \quad (4.14)$$

- для кроку спіральних витків гвинтового конвеєра $T_{2s} = 8,0$ см

$$\Pi_{2sc} = -1,09 - \frac{107,0}{n_s} + \frac{24,2}{w_m} + \frac{13,6}{c_s}; \quad (4.15)$$

- для кроку спіральних витків гвинтового конвеєра $T_{3s} = 11,0$ см

$$\Pi_{3sc} = -1,19 - \frac{107,0}{n_s} + \frac{24,2}{w_m} + \frac{13,6}{c_s}. \quad (4.16)$$

Відповідно до емпіричних моделей (4.14)-(4.16) побудовано графічні зображення які характеризують функціональну зміну пошкодження зерна P_{is} пшениці робочими органами шнекового транспортера у вигляді 3D моделей, або поверхонь відгуку та 2D моделей як залежності зміни цільової функції;

- $\Pi_{1sc} = f_{\Pi}(n_s; w_m)$, рис. 4.17а; $\Pi_{1sc} = f_{\Pi}(n_s; c_s)$, рис. 4.17б; $\Pi_{1sc} = f_{\Pi}(w_c; c_s)$, додаток Г15.2;

- $\Pi_{2sc} = f_{\Pi}(n_s; w_m)$, рис. 4.18а; $\Pi_{2sc} = f_{\Pi}(n_s; c_s)$, рис. 4.18б; $\Pi_{2sc} = f_{\Pi}(w_c; c_s)$, додаток Г15.2;

- $\Pi_{3sc} = f_{\Pi}(n_s; w_m)$, рис. 4.19а; $\Pi_{3sc} = f_{\Pi}(n_s; c_s)$, рис. 4.19б; $\Pi_{3sc} = f_{\Pi}(w_c; c_s)$,
 додаток Г15.2;

- $\Pi_{1sc} = f_{\Pi}(n_s)$, $\Pi_{2sc} = f_{\Pi}(n_s)$, $\Pi_{3sc} = f_{\Pi}(n_s)$, рис. 4.20а;

- $\Pi_{1sc} = f_{\Pi}(c_s)$, $\Pi_{2sc} = f_{\Pi}(c_s)$, $\Pi_{3sc} = f_{\Pi}(c_s)$, рис. 4.20б.

- $\Pi_{1sc} = f_{\Pi}(w_m)$, $\Pi_{1sc} = f_{\Pi}(w_m)$, $\Pi_{1sc} = f_{\Pi}(w_m)$, додаток Г16.2.

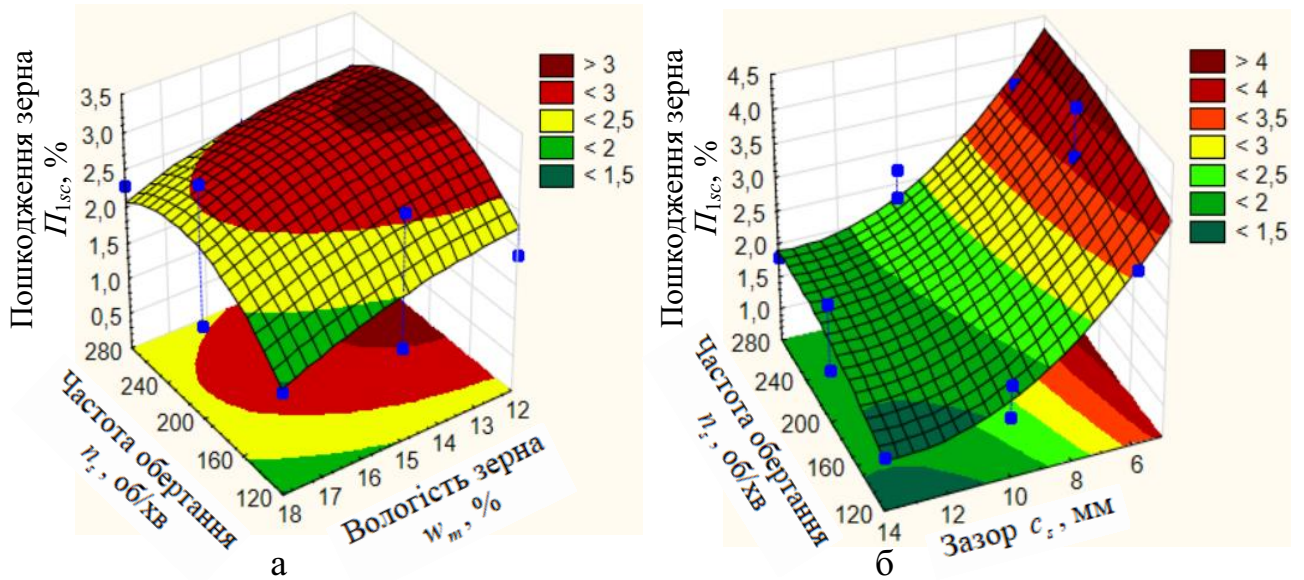


Рисунок 4.17 – Поверхня відгуку зміни пошкодження зерна Π_{is} пшениці
 робочими органами шнекового транспортера як функція: а – $\Pi_{1sc} = f_{\Pi}(n_s; w_m)$;
 б – $\Pi_{1sc} = f_{\Pi}(n_s; c_s)$

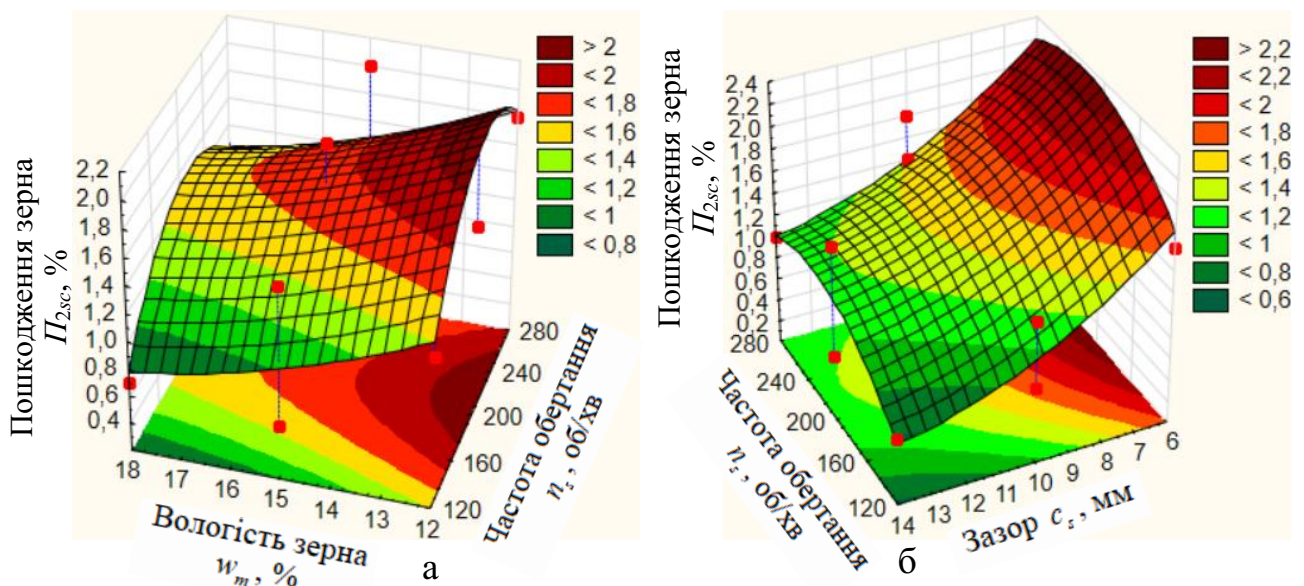


Рисунок 4.18 – Поверхня відгуку зміни пошкодження зерна Π_{is} пшениці
 робочими органами шнекового транспортера як функція: а – $\Pi_{2sc} = f_{\Pi}(n_s; w_m)$;
 б – $\Pi_{2sc} = f_{\Pi}(n_s; c_s)$

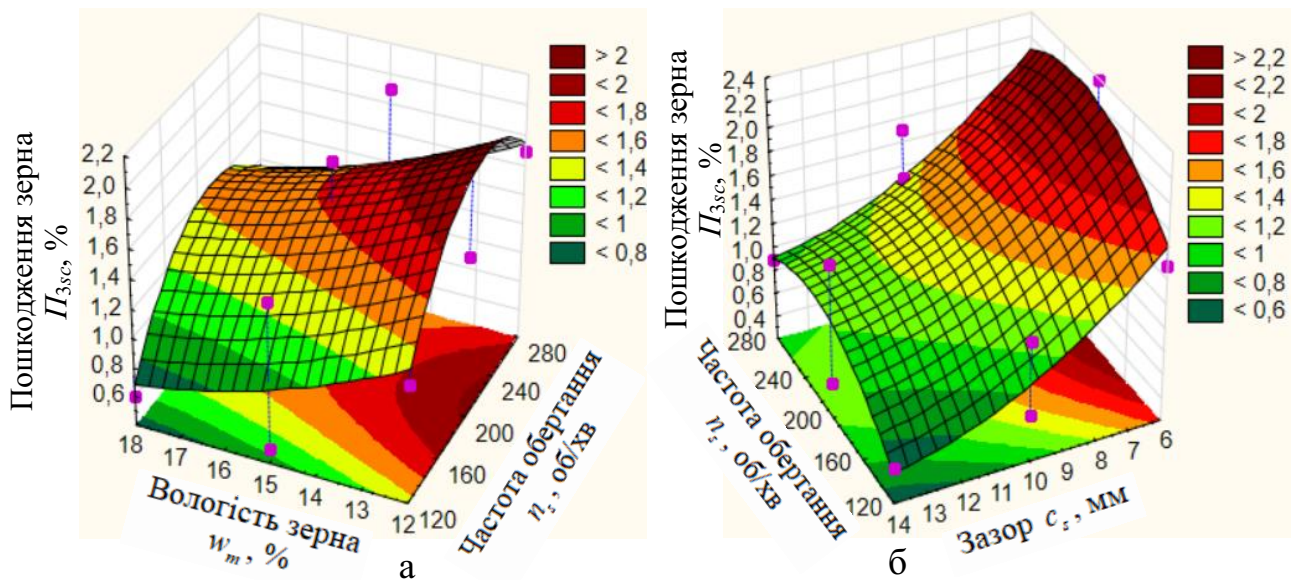


Рисунок 4.19 – Поверхня відгуку зміни пошкодження зерна P_{is} пшениці під час його транспортування робочими органами шнекового транспортера як функція: а – $P_{3sc} = f_{II}(n_s; w_m)$; б – $P_{3sc} = f_{II}(n_s; c_s)$

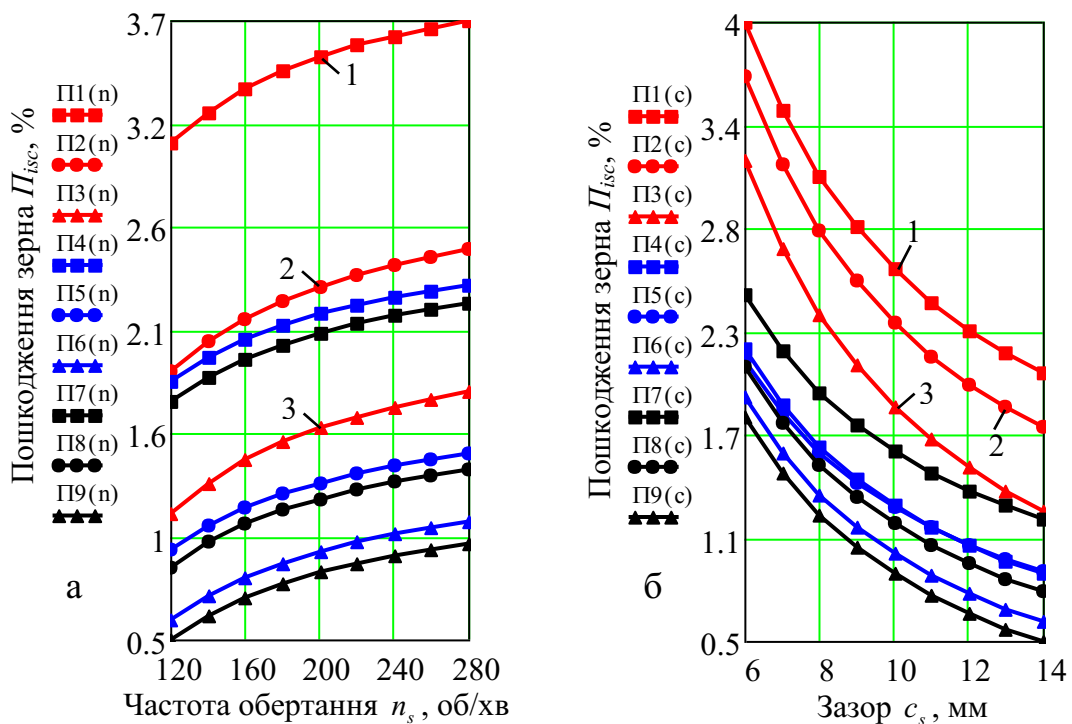


Рисунок 4.20 – Залежність зміни пошкодження зерна P_{is} пшениці у процесі його транспортування робочими органами шнекового транспортера як функція: а – $P_{3sc} = f_{II}(n_s)$, $w_m = 15\%$, 1, 2, 3 – відповідно, $c_s = 6, 10, 14$ мм; б – $P_{3sc} = f_{II}(c_s)$, $n_s = 200$ об/хв, 1, 2, 3 – відповідно, за вологості зерна рівної $w_m = 12, 15, 18\%$

На основі аналізу емпіричних (4.14) (4.16) та графічних моделей (рис. 4.17-4.20, додаток Г15.2) можна констатувати, що апроксимовані значення пошкодження зерна Π_{is} пшениці робочими органами шнекового транспортера за зміни значень вхідних факторів у межах частоти обертання гвинтового конвеєра $120 \leq n_s \leq 280$ об/хв, вологості зерна пшениці $12\% \leq w_m \leq 18\%$ та зазору $6 \leq c_s \leq 14$ мм знаходяться в діапазоні від 0,5 до 4,0 %, при цьому:

- за кроку спіральних витків $T_{1s} = 5,0$ см гвинтового конвеєра апроксимовані значення пошкодження зерна Π_{is} пшениці робочими органами шнекового транспортера змінюються від 1,1 до 4,0 %;

- за кроку спіральних витків $T_{2s} = 8,0$ см гвинтового конвеєра апроксимовані значення пошкодження зерна P_{is} робочими органами шнекового транспортера змінюються від 0,6 до 2,6 %;

- за кроку спіральних витків $T_{3s} = 11,0$ см гвинтового конвеєра апроксимовані значення пошкодження зерна Π_{is} робочими органами шнекового транспортера змінюються від 0,5 до 2,3 %.

Функціональний характер зміни пошкодження зерна Π_{is} робочими органами шнекового транспортера залежно від зміни вхідних факторів полягає в наступному:

- в межах збільшення зазору c_s між верхнім торцем спірального витка гвинтового конвеєра та внутрішньою поверхнею кожуха від 6 до 14 мм та збільшення вологості w_m зерна пшениці в межах від 12 до 18%, незважаючи на більшу питому масу одиниці об'єму зерна, пошкодження зерна Π_{is} пшениці робочими органами шнекового транспортера зменшуються в середньому, відповідно, від 1,9 до 2,4 раза та від 1,2 до 2,1 раза, тобто функціональний вплив факторів c_s і w_m на зміну функції відгуку Π_{is} має обернений характер – збільшення факторів c_s і w_m призводить до зменшення пошкодження зерна Π_{is} пшениці робочими органами шнекового транспортера для всіх трьох значень кроку T_{is} спіральних витків, рис. 4.17-4.20, додаток Г15.2;

- у загальному трактуванні збільшення частоти обертання n_s гвинтового конвеєра від 120 до 280 об/хв призводить до зростання пошкодження зерна Π_{is} робочими органами шнекового транспортера приблизно від 1,2 до 1,5 рази через збільшення швидкості руху в поперечному (уздовж поверхні витків спіралі шнека) та поздовжньому (горизонтальному) напрямках, рис. 4.17-4.18, додаток Г16.2;

- при цьому значне зниження пошкодження зерна Π_{is} пшениці робочими органами шнекового транспортера відбувається за збільшення зазору c_s між верхнім торцем спірального витка та внутрішньою поверхнею в діапазоні його зміни від 8 до 14 мм – пошкодження зерна Π_{is} пшениці зменшується в значних межах, приблизно в 1,5...1,8 раза за рахунок стрімкого зменшення кількості контактів зерен з внутрішньою поверхнею кожуха.

Для аналізу впливу зміни кроку T_{is} спіральних витків гвинтового конвеєра на пошкодження зерна Π_{is} пшениці робочими органами шнекового транспортера побудовано діаграму для факторного простору нижнього рівня за значення факторів 120 – 12 – 6 (відповідно $n_s - w_m - c_s$), для середнього рівня за значення факторів 200 – 15 – 10, для верхнього рівня за значення факторів 280 – 18 – 14, рис. 4.21.

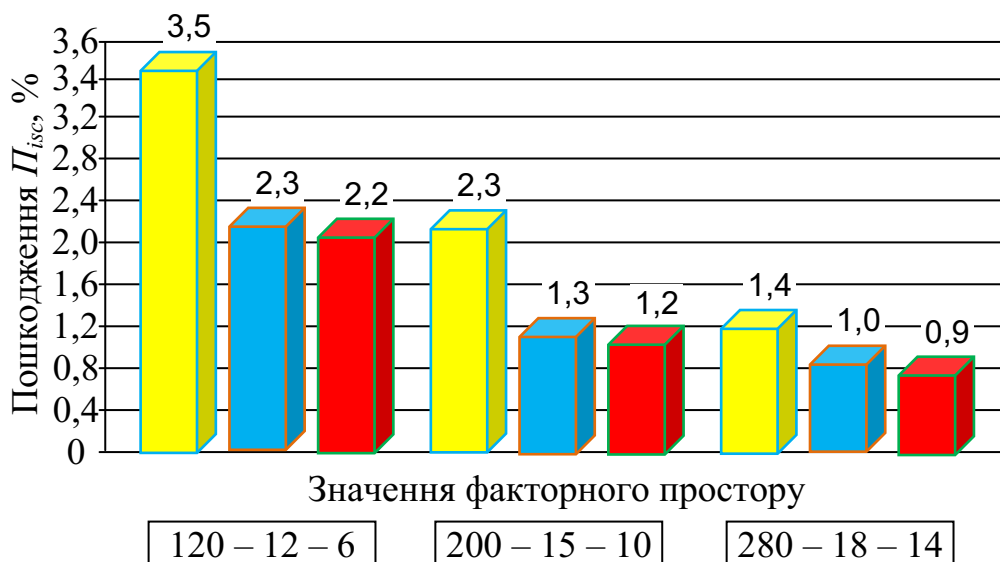


Рисунок 4.21 – Діаграма зміни пошкодження зерна Π_{is} пшениці робочими органами шнекового транспортера: жовтий колір – $T_{1s} = 5,0$ см; синій колір – $T_{2s} = 8,0$ см; червоний колір – $T_{3s} = 11,0$ см

Встановлено, що зі зменшенням кроку T_{is} спіральних витків гвинтового конвеєра в межах зміни діапазону від 5,0 до 8,0 см пошкодження зерна Π_{is} пшениці робочими органами шнекового транспортера зменшуються приблизно в 1,4...1,7 раза, або на 2,2%, 1,0% та 0,4%, відповідно, для нижнього, середнього та верхнього рівня факторного простору за значення факторів 10 – 120 – 12, 25 – 200 – 15, 40 – 250 – 18 (відповідно $n_s - w_m - c_s$).

Подальше збільшення кроку T_{is} спіральних витків гвинтового конвеєра в межах зміни діапазону від 8,0 до 11,0 см пошкодження зерна Π_{is} пшениці робочими органами шнекового транспортера зменшуються в незначних межах, приблизно на 5%, або на 0,1% для нижнього, середнього та верхнього рівня факторного простору за значення факторів 10 – 120 – 12, 25 – 200 – 15, 40 – 250 – 18 (відповідно $n_s - w_m - c_s$).

Згідно з методикою (додаток В7.2) проведено кореляційний аналіз впливу факторів x_2, x_3, x_4 та їх взаємодії, або щільності впливу факторів і їх зв'язків на апроксимовані значення параметра оптимізації (відгуку), тобто пошкодження зерна Π_{is} пшениці робочими органами шнекового транспортера під час транспортування зерна пшениці для трьох значень змінного кроку T_{is} спіральних витків гвинтового конвеєра.

Кореляційний аналіз повністю підтверджує отримані результати рівнянь регресії. Отримані результати кореляційного аналізу узгоджуються з результатами регресійного моделювання та підтверджують коректність обраної математичної моделі (4.12), відповідно також підтверджують коректність розроблених математичних моделей, або рівнянь регресії (4.13)-(4.15).

Таким чином необхідно констатувати.

1. Найсильніший вплив на зміну пошкодження зерна Π_{is} пшениці робочими органами шнекового транспортера має взаємодія частоти обертання n_s гвинтового конвеєра ($p < 0,001$).

Це критична взаємодія факторів.

2. Окремо частота обертання n_s спіральних витків та зазор c_s також є

високо-значущим фактором ($p < 0,001$) на зміну пошкодження зерна Π_{is} пшениці робочими органами шнекового транспортера.

3. Вологість зерна w_m гвинтового конвеєра має помітний, статистично значущий вплив ($p \approx 0,2022$) на зміну продуктивності W_{isc} шнекового транспортера.

4. Площа отвору S_b у межах дослідів істотно не впливає ($p \approx 0,47$) на зміну пошкодження зерна Π_{is} пшениці робочими органами шнекового транспортера.

Квадратичний ефект частоти обертання n_s^2 спіральних витків гвинтового конвеєра та зазору c_s є значущим ($p \approx 0,01$) та має вплив на зміну продуктивності W_{isc} шнекового транспортера, що свідчить про не лінійність впливу обертів гвинтового конвеєра та зазору між крайкою витка та внутрішньою поверхнею кожуха.

Коефіцієнт детермінації дорівнює $R^2 = 0,998$, тобто модель дуже добре описує експериментальні дані.

4.3. Висновки до розділу

4.3.1. Встановлено, що апроксимовані значення продуктивності та витрат потужності шнекового транспортера за зміни значень вхідних факторів у межах площі вихідного отвору бункера від 10 до 40 см², частоти обертання гвинтового конвеєра від 120 до 280 об/хв та вологості зерна пшениці від 12% до 18% знаходяться в діапазоні, відповідно: за кроку витків 5 см, від 5 до 46 кг/хв та від 77,6 до 180 Вт/хв; за кроку витків 8 см від 10 до 63 кг/хв та 107,8 до 220,6 Вт/хв; за кроку витків 11 см від 20 до 75 кг/хв та від 97,5 до 231,5 Вт/хв. Розбіжність теоретичних і експериментальних значень продуктивності та витрат потужності, відповідно, становить 10%-15% та 13%-18%.

4.3.2. Встановлено, що розбіжність теоретичних і експериментальних значень продуктивності W_{isc} та витрат потужності P_{isc} під час транспортування

зернового матеріалу шнековим транспортером за i -го кроку T_{is} спіральних витків і діаметра гвинтового конвеєра рівного $D_k = 0,2$ м знаходиться в межах, відповідно:

- 5%...10% та 5%...15% за кроку спіральних витків гвинтового конвеєра
 $T_{1s} = 5,0$ см;

- 10%...15% та 7%...14% за кроку спіральних витків гвинтового конвеєра
 $T_{1s} = 8,0$ см;

- 8%...14% та 8%...13% за кроку спіральних витків гвинтового конвеєра
 $T_{1s} = 11,0$ см.

4.3.4. Встановлено, що апроксимовані значення пошкодження зерна пшениці робочими органами шнекового транспортера за зміни значень вхідних факторів у межах частоти обертання гвинтового конвеєра від 120 до 280 об/хв, вологості зерна пшениці від 12% до 18% та зазору між крайкою витка та внутрішньою поверхнею кожуха від 6 до 14 мм знаходяться в діапазоні від 0,5% до 4,0 %, при цьому за кроку витків 5 см – від 1,1% до 4,0 %, за кроку 8 см – від 0,6% до 2,6 %, за кроку 11,0 см – від 0,5% до 2,3%.

4.3.5. За результатами дослідження рекомендовано такі раціональні значення основних параметрів шнекового транспортера: площа вихідного отвору бункера 40 см^2 , зовнішній діаметр гвинтового конвеєра 0,2 м; частота обертання гвинтового конвеєра 250...300 об/хв; зазор між крайкою витка та зовнішньою поверхнею кожуха 8 см, які забезпечують продуктивність шнекового транспортера в межах 60...75 кг/хв за витрат потужності 100...230 Вт/хв.

Основні результати розділу опубліковано в праці:

1. Барановський В.М., Карп І.В. Експериментальні дослідження продуктивності та витрат потужності шнекового транспортера. Вібрації в техніці та технологіях. 2026. № 1(120). С. 5–16.

РОЗДІЛ 5

ОСНОВНІ УЗАГАЛЬНЕНІ НАУКОВІ РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ ТА ВПРОВАДЖЕННЯ ШНЕКОВОГО ТРАНСПОРТЕРА ЗЕРНОВИХ МАТЕРІАЛІВ

5.1. Напрямки вдосконалення гвинтових транспортних механізмів для переміщення зернових культур

Основною технологічною операцією післязбиральної доробки зібраних бункерних вологих зернових матеріалів у невеликих багатогалузевих аграрних підприємств є природне просушування зерна та спеціалізованих площадках зернових токів для подальшого зберігання зерна в сховищах.

Доведення вологого зерна до необхідних кондицій, або необхідної вологості забезпечує збереження стану зернових матеріалів з необхідною якістю та допустимими фізико-механічними, біологічними, харчовими та ін. характеристика з метою подальшого їх ефективного застосування для кормових харчових і комерційних цілей.

Ефективне розв'язання цих актуальних питань і завдань потребують подальшої розробки та провадження у виробництво простих, надійних і недорого вартісних механізмів, які б забезпечували переміщення вологого зерна з місця насипної кучі та формування нової кучі на незначній відстані. Така операція забезпечує процес перемішування вологих зернових матеріалів і, відповідно, підвищує ступінь просушування вологого зерна природнім шляхом.

Це дозволяє підготувати зібрану бункерну масу зерна до довготривалого зберігання в процесі її первинного доопрацювання, або просушування. Операція просушування зерна до необхідної вологості також забезпечує подальше ефективне виконання інших технологічних операцій для доведення насінневої маси зернових культур до необхідних кондицій – наприклад, відокремлення різних компонентів домішок від зерна, за необхідності його калібрування тощо.

Для підвищення ефективності процесу просушування вологих зернових матеріалів природнім шляхом на спеціалізованих площадках зернових токів невеликих фермерських господарств запропоновано конструктивне удосконалення шнекового транспортера.

На відміну від схеми аналога, яку наведено на рис. 1.14, запропонована конструкція удосконаленого шнекового транспортера відрізняється відносно аналога конструкцією кожуха 5, де в нижній частині кожуха 1 (рис. 5.1) змонтовано ряд вивантажувальних шиберів 5, кількість яких може бути встановлена залежно від обсягу або об'єму зернового матеріалу, який необхідно перемістити з однієї насипної кучи на вільне місце площадки 7 зернового току підприємства.

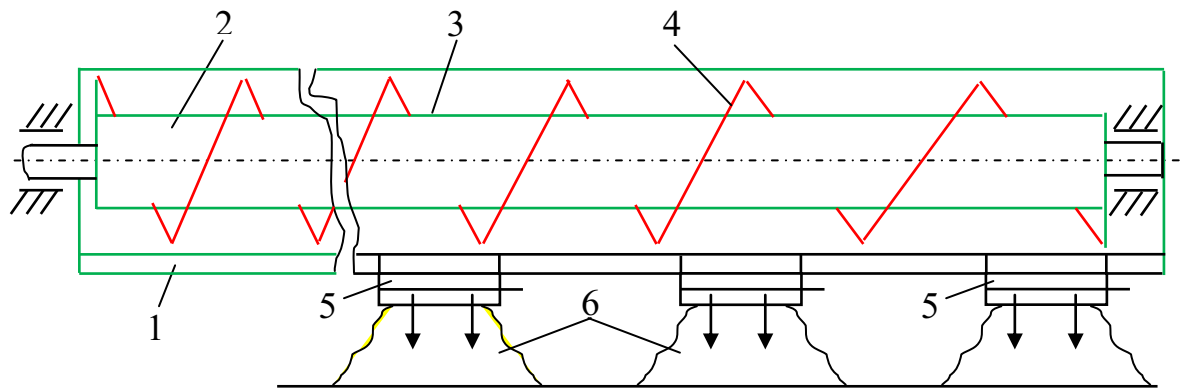


Рисунок 5.1 – Удосконалена схема кожуха шнекового транспортера: 1 – кожух; 2 – гвинтовий конвеєр; 3 – барабан; 4 – спіральний виток; 5 – шибер; 6 – вивантажена насипна куча зернового матеріалу

Завантажений в гвинтовий конвеєр 2 (рис. 5.1) зерновий матеріал спіральними витками 4 переміщується вздовж горизонтальної осі обертання гвинтового конвеєра та по чергово вивантажується в окремі кучі 6 через відкриті шибери 5.

Такий спосіб просушування вологого зерна природнім методом на відкритих зернових площадках забезпечить більш прискорене висихання зерна у відносно невеликих кучах меншої висоти шару, який підлягає просушуванню, що підвищує ефективність процесу підготовки зібраного урожаю до зберігання в сховищах.

Дисертаційну роботу на тему «Обґрунтування параметрів шнекового транспортера зернових матеріалів» виконано відповідно до тематики наукового напрямку з дослідження гвинтових робочих органів у Тернопільському національному технічному університеті імені Івана Пулюя за темою «Розроблення енергоефективних конструкцій та ресурсозберігаючих технологій виробництва робочих органів гвинтових транспортно-технологічних машин» (№ 0124U002485).

Сертифікати та довідки, які підтверджують апробацію результатів наукових досліджень на Міжнародних науково-практичних конференціях наведені в додатку Д1.1.

В повному обсязі робота доповідалася на:

- розширеному науковому фаховому семінарі кафедри інжинірингу машинобудівних технологій факультету інженерії машин, споруд та технологій Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя (висновок семінару про наукову новизну, теоретичне та практичне значення результатів дослідження);

- на розширеному засіданні відділу механіко-технологічних проблем збирання і післязбиральної обробки урожаю зернових і олійних культур Інституту механіки та автоматики агропромислового виробництва Національної Академії аграрних наук України (с-ще Глеваха, Київська обл.), додаток Д2.1

Отримані результати наукових досліджень впроваджено:

- у виробничий процес фермерського господарства «Княже поле» (Рівненська область, Рівненський район, с. Межиріч), додаток Д3.1.

- у навчальний процес кафедри конструювання верстатів, інструментів та машин ТНТУ ім. І. Пулюя під час вивчення дисципліни «Обладнання та транспортні засоби машинобудівних виробництв» для підготовки фахівців освітнього рівня бакалавр за спеціальністю 133 Галузеве машинобудування, додаток Д4.1.

За результатами досліджень рекомендовано такі основні параметри шнекового транспортера, табл. 5.1.

Таблиця 5.1. Основні рекомендовані параметри шнекового транспортера

Найменування параметра	Значення
Площа вихідного отвору бункера, см ²	40
Зовнішній діаметр гвинтового конвеєра, м	0,2
Частота обертання гвинтового конвеєра, об/хв	250...300
Зазор між крайкою витка та зовнішньою поверхнею кожуха, см	10
Крок шнека, см	8

5.2. Економічна ефективність застосування шнекового транспортера

Згідно з [147] ефективність практичного застосування шнекового транспортера, або визначення техніко-економічних показників процесу транспортування зернових матеріалів доцільно проводити на основі порівняльного аналізу з однотипними за призначенням і конструктивними характеристиками базового аналога транспортного гвинтового механізму.

При цьому порівняльний аналіз необхідно проводити з врахуванням функціонально-технологічних показників, які регламентують експлуатаційні витрати процесу переміщення зернових матеріалів робочими органами шнекового транспортера та однотипного базового аналога [144, 145].

Тому розрахунок показників економічної ефективності застосування шнекового транспортера в умовах виробництва проведемо за показниками загальних питомих експлуатаційних витрат на одиницю переміщеного зернового матеріалу.

Для проведення розрахунків було прийнято вихідні дані, які наведено у табл. 5.2.

Розрахунки ведемо за показниками виконання одного повного циклу переміщення зернових матеріалів заповненого шнекового транспортера.

Запропонований шнековий транспортер забезпечує підвищення продуктивності, зменшення витрат енергії під час транспортування зернових матеріалів за рахунок збільшення кроку витків.

Таблиця 5.2 – Вихідні дані для проведення розрахунків економічної ефективності застосування шнекового транспортера під час транспортування зернових матеріалів

Показники	Шнековий транспортер	
	Базовий	Розроблений
Сезонне завантаження, т (100 га, 8 т/га)	800	800
Продуктивність шнекового транспортера, кг/період	25	35
Сезонна тривалість робіт, днів	30	30
Витрати потужності потужність, кВт/год	13,2	13,2
Термін служби, років	10	10
Коефіцієнт амортизаційних відрахувань	0,1	0,1
Коефіцієнт відрахувань на ТО і ремонт	0,08	0,08
Балансова вартість, грн	85000	75000

Загальні питомі експлуатаційні витрати $\sum P_{ZE}$ (грн/кг) визначаються

$$\sum P_{ZE} = P_{zn} + P_e + P_a + P_p, \quad (5.1)$$

де P_{zn} – питомі витрати на виплату заробітної плати, грн/кг;

P_e – питомі витрати на електроенергію, грн/кг;

P_a – питомі амортизаційні відрахування, грн/кг;

P_p – питомі витрати на ремонт і технічне обслуговування обладнання, грн/кг.

При цьому складові формули (5.1) визначаються:

- питомі витрати на виплату заробітної плати P_{zn} (грн/кг) обслуговуючому персоналу визначаються за формулою

$$P_{zn} = \frac{kC_n c_z}{W_{sc}}, \quad (5.2)$$

де k – кількість обслуговуючого персоналу;

$C_n = 48$ грн/год [146] – тарифна ставка одного працівника;

$c_z = 1,22$ – коефіцієнт нарахування на заробітну плату;

W_{sc} – продуктивність шнекового транспортера, кг/період;

- питомі витрати на електроенергію Π_e (грн/кг), яка витрачається на процес роботи шнекового транспортера визначають за рівнянням

$$\Pi_e = \frac{N_e C_e}{W_{sc}}, \quad (5.3)$$

де N_e – питомі витрати потужності електродвигуна на виконання процесу транспортування зернового матеріалу, кВт/год.

$C_e = 7,98$ грн/кВт·год – вартість електроенергії станом на 01.01. 2026 р.[147];

- питомі амортизаційні відрахування Π_a (грн/кг) визначаються за формулою

$$\Pi_{zn} = \frac{c_a B_m k_m}{W_{sc}}, \quad (5.4)$$

де $c_a = 0,1$ – нормований коефіцієнт відрахувань на амортизацію, %;

B_m – балансова вартість шнекового транспортера, грн;

k_m – коефіцієнт використання засобів механізації, 1/год;

- питомі витрати на ремонт і технічне обслуговування Π_p (грн/кг) обладнання визначаються за залежністю

$$\Pi_p = \frac{c_p B_m k_m}{W_{sc}}, \quad (5.5)$$

де $c_p = 0,08$ – нормований коефіцієнт відрахувань на ремонт і технічне обслуговування обладнання, %.

Для визначення питомих амортизаційних відрахувань Π_a необхідно розрахувати коефіцієнт k_m , або коефіцієнт використання засобів механізації за формулою

$$k_m = \frac{T_\phi}{K_c T_p}, \quad (5.6)$$

де T_p , T_ϕ – річне та фактичне завантаження шнекового транспортера, год;

K_c – сезонна тривалість робіт, год.

Визначимо значення коефіцієнт використання засобів механізації k_m за час роботи шнекового конвеєра, який дорівнює одній годині при однозмінному режиму за тривалості роботи протягом одного сезону за формулою (5.6)

$$k_m = \frac{1}{8 \cdot 30} = 0,004 \text{ 1/год.}$$

Тоді з врахуванням даних табл. 5.2 та формул (5.2)-(5.6) визначаємо складові залежності (5.1) для базового та розробленого шнекового транспортера:

- питомі витрати на виплату заробітної плати Π_{zn} (грн/кг) обслуговуючому персоналу:

- для базового шнекового транспортера

$$\Pi_{zn.b} = \frac{1 \cdot 48 \cdot 1,22}{25} = 2,34 \text{ грн/кг;}$$

- для розробленого шнекового транспортера

$$\Pi_{zn.p} = \frac{1 \cdot 48 \cdot 1,22}{35} = 1,67 \text{ грн/кг;}$$

- питомі витрати на електроенергію Π_e (грн/кг), яка витрачається на процес роботи шнекового транспортера:

- для базового шнекового транспортера

$$\Pi_{e.b} = \frac{13,2 \cdot 7,98}{25} = 4,21 \text{ грн/кг;}$$

- для розробленого шнекового транспортера

$$\Pi_{e.p} = \frac{13,2 \cdot 7,98}{35} = 3,01 \text{ грн/кг;}$$

- питомі амортизаційні відрахування Π_a (грн/кг):

- для базового шнекового транспортера

$$\Pi_{zn.b} = \frac{0,1 \cdot 85000 \cdot 0,004}{25} = 1,36 \text{ грн/кг;}$$

- для розробленого шнекового транспортера

$$\Pi_{zn.p} = \frac{0,1 \cdot 75000 \cdot 0,004}{35} = 0,86 \text{ грн/кг;}$$

- питомі витрати на ремонт і технічне обслуговування Π_p (грн/кг):

- для базового шнекового транспортера

$$\Pi_{p.б} = \frac{0,08 \cdot 85000 \cdot 0,004}{25} = 1,09 \text{ грн/кг};$$

- для розробленого шнекового транспортера

$$\Pi_{p.p} = \frac{0,08 \cdot 75000 \cdot 0,004}{35} = 0,69 \text{ грн/кг}.$$

Тоді згідно з (5.1) визначаємо загальні питомі експлуатаційні витрати для базового та розробленого шнекового транспортера:

- на переміщення 1 кг зернового матеріалу:

- для базового шнекового транспортера

$$\sum \Pi_{3E.б} = 2,34 + 4,21 + 1,36 + 1,09 = 9,0 \text{ грн/кг};$$

- для розробленого шнекового транспортера

$$\sum \Pi_{3E.p} = 1,67 + 3,01 + 0,86 + 0,69 = 6,23 \text{ грн/кг}.$$

Таким чином економія загальних експлуатаційних витрат при впровадженні розробленого шнекового транспортера або економічний ефект E_E буде становити

$$E_E = \sum \Pi_{3E.б} - \sum \Pi_{3E.p}; \quad (5.7)$$

$$E_E = 9,0 - 6,23 = 2,77 \text{ грн/кг}.$$

Тоді загальні витрати, або вартість робіт в грошовому еквіваленті за час роботи одного циклу шнекового транспортера будуть становити:

- для базового шнекового транспортера

$$\sum B_б = 9,0 \cdot 30 = 270,0 \text{ грн};$$

- для розробленого шнекового транспортера

$$\sum B_p = 6,23 \cdot 30 = 186,9 \text{ грн}.$$

Термін окупності шнекового транспортера визначається за формулою

$$T_o = \frac{B}{H_c E_E}, \quad (5.8)$$

де H_c – сезонне навантаження шнекового транспортера, кг.

$$T_o = \frac{75000}{80000 \cdot 2,77} = 0,34 \text{ роки.}$$

Показники економічних розрахунків технологічної ефективності застосування шнекового транспортера під час транспортування зернових матеріалів наведено у табл. 5.3.

Таблиця 5.3 – Показники технологічної ефективності застосування шнекового транспортера

Показники	Шнековий транспортер	
	Базовий	Розроблений
Питомі витрати на виплату заробітної плати обслуговуючому персоналу, грн/кг	2,34	1,67
Питомі витрати на електроенергію, грн/кг	4,21	3,01
Питомі амортизаційні відрахування, грн/кг	1,36	0,86
Питомі витрати на ремонт і технічне обслуговування, грн/кг	1,09	0,69
Загальні питомі експлуатаційні витрати, грн/кг	9,0	6,23
Економічний ефект, грн/кг	-	2,77
Термін окупності, років	-	0,34

5.3. Висновки до розділу

5.3.1. Підвищення технологічного рівня процесу дробки вологих зернових матеріалів досягається шляхом подальшого конструктивного удосконалення шнекових транспортерів та принципів їх застосування.

5.3.2. Економічна ефективність застосування шнекового транспортера досягнута за рахунок зниження прямих експлуатаційних витрат та становить 2,77 грн /кг.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі вирішено нову наукову задачу підвищення технологічної ефективності післязбиральної доробки зернових матеріалів шляхом обґрунтування раціональних параметрів робочих органів шнекового транспортера.

1. Встановлено, що прискорення руху тіла елементарної маси зернового матеріалу по поверхні витка гвинтового конвеєра за зміни приросту кроку від 5 до 10 см змінюється в межах від 8,5 до 17,3 м/с² для I-го випадку та від 6,3 до 15,52 м/с² для II-го випадку. При цьому за діаметра більшого за 0,2 м та кутової швидкості гвинтового конвеєра менше 10 рад/с тіло зернового матеріалу масою понад 0,1 кг втрачає контакт з поверхнею спірального витка.

2. Кут відхилення тіла елементарної маси зернового матеріалу змінюється у діапазоні від 0 до 72⁰, причому відхилення тіла в межах зміни кута від 45⁰ до 72⁰ залежно від збільшення діаметра та кроку гвинтового конвеєра має прямий характер, а в діапазоні від 0 до 45⁰ – обернений характер.

3. Встановлено, що сумарна кінетична енергія контактної взаємодії тіл елементарної маси зернового матеріалу збільшується в межах від 0,71 10⁻³ до 3,19 10⁻³ Дж залежно від збільшення маси тіла від 100 до 200 г та швидкості флуктуації від 1,0 до 1,5 м/с та в межах від 0,3 10⁻³ до 2,6 10⁻³ Дж – від збільшення коефіцієнта тертя від 0,4 до 0,8 та коефіцієнта відновлення від 0,3 до 0,9. Значні втрати енергії відбуваються під час транспортування тіла діаметром більшим за 2 мм, при цьому кінетична енергія стрімко зростає від 0,05 до 0,3 Дж за питомої маси зернового матеріалу більше 1300 кг/м³.

4. Констатовано, що розраховані на аналітичному рівні продуктивність і витрати потужності шнекового транспортера знаходяться в діапазоні, відповідно, від 3,0 до 76,5 (кг/хв) та від 22,0 до 232 Вт/хв в межах зміни діаметра від 0,15 до 0,25 м та частоти обертання від 100 до 300 об/хв за кроку спіральних витків гвинтового конвеєра 5, 10 і 15 см.

5. Встановлено, що апроксимовані значення продуктивності та витрат потужності шнекового транспортера за зміни значень вхідних факторів у межах площі вихідного отвору бункера від 10 до 40 см², частоти обертання гвинтового конвеєра від 120 до 280 об/хв та вологості зерна пшениці від 12% до 18% знаходяться в діапазоні, відповідно: за кроку витків 5 см, від 5 до 46 кг/хв та від 77,6 до 180 Вт/хв; за кроку витків 8 см від 10 до 63 кг/хв та 107,8 до 220,6 Вт/хв; за кроку витків 11 см від 20 до 75 кг/хв та від 97,5 до 231,5 Вт/хв. Розбіжність теоретичних і експериментальних значень продуктивності та витрат потужності становить 5%-15%.

6. Апроксимовані значення пошкодження зерна пшениці робочими органами шнекового транспортера за зміни значень вхідних факторів у межах частоти обертання гвинтового конвеєра від 120 до 280 об/хв, вологості зерна пшениці від 12% до 18% та зазору між крайкою витка та внутрішньою поверхнею кожуха від 6 до 14 мм знаходяться в діапазоні від 0,5% до 4,0 %, при цьому за кроку витків 5 см – від 1,1% до 4,0 %, за кроку 8 см – від 0,6% до 2,6 %, за кроку 11,0 см – від 0,5% до 2,3%.

7. За результатами дослідження рекомендовано такі раціональні значення основних параметрів шнекового транспортера: площа вихідного отвору бункера 40 см², зовнішній діаметр гвинтового конвеєра 0,2 м; частота обертання гвинтового конвеєра 250...300 об/хв; зазор між крайкою витка та зовнішньою поверхнею кожуха 8 см, які забезпечують продуктивність шнекового транспортера в межах 60...75 кг/хв за витрат потужності 100...230 Вт/хв.

8. Річний економічний ефект, який досягнуто за рахунок підвищення технологічної ефективності післязбиральної обробки зернових матеріалів шнековим транспортером становить 2,77 грн/кг. Результати досліджень упроваджено у виробничий процес фермерського господарства «Княже поле» (Рівненська область, с. Межиріч) та застосовуються у навчальному процесі кафедри конструювання верстатів, інструментів та машин ТНТУ ім. І. Пулюя під час вивчення дисципліни «Обладнання та транспортні засоби машинобудівних виробництв».

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Від вологості до якості: як технологія сушіння зберігає якість зерна.
URL: <https://agroexpert.ua/vid-volohosti-do-yakosti-yak-tekhnohohiya-sushinnya-berihaye-tsinnist-zerna/>.
2. Перспективні гвинтові конвеєри: конструкції, розрахунок, дослідження : монографія / [Р. М. Рогатинський, І. Б. Гевко, О. Л. Ляшук та ін.]. Тернопіль, 2019. 212 с.
3. Адамчук В.В., Булгаков В.М., Іванишин В.В. Про розробку і створення в Україні сільськогосподарських машин сучасного рівня. Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету. Серія: Технічні науки. 2012. Вип. 11. Т. 2 (66). С. 8–14.
4. Гевко І.Б. Гвинтові транспортно-технологічні механізми: розрахунок і конструювання. Тернопіль : ТДТУ імені Івана Пулюя, 2008. 307 с.
5. Котов Б.І., Степаненко С.П., Пастушенко М.Г. Тенденції розвитку конструкцій машин та обладнання для очищення і сортування зерно матеріалів Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. 2003. Вип. 33. С. 53–59.
6. Адамчук В.В., Грицишин М.І., Степаненко С.П. Система техніко-технологічного забезпечення виробництва продукції рослинництва. Київ. Аграрна наука, 2012.
7. Рогатинський Р.М., Гевко І.Б., Дячун А.Є. Науково-прикладні основи створення гвинтових транспортно-технологічних механізмів. Тернопіль : ТНТУ ім. І. Пулюя, 2014. 278 с.
8. Гевко І.Б., Гевко Б.М. Управління процесом розробки і освоєння виробництва нових виробів: підручник. Тернопіль: ФОП Паляниця В.А., 2015. 199 с.
9. Гевко Р.Б., Станько А.І., Довбуш Т.А. Нові конструкції гвинтових робочих органів з еластичною секцією та щіткоподібними поверхнями. Зб. тез доповідей Мат. VI-ої Міжн. наук.-практ. конференції «Сучасні технології промислового комплексу – 2020» (Херсон, 812 вересня 2020 р.). Херсон, 2020. С. 280–283.

10. Братішко В.В. Механіко-технологічні основи приготування повнорационних комбікормів гвинтовими грануляторами : автореф. дис. ... д-ра. технічних наук : 05.05.11 / Братішко В'ячеслав В'ячеславович ; Національний науковий центр «Інститут механізації та електрифікації сільського господарства». Глеваха, 2017. 43 с.

11. Васильків В.В. Розвиток науково-прикладних основ розроблення технологій виробництва гвинтових і шнекових заготовок з використанням уніфікації : автореф. дис. ... докт. техн. наук : 05.02.08. Львів, 2015. 47 с.

12. Вітровий А. О. Обґрунтування параметрів технологічного процесу роботи модульного гвинтового агрегату : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.05.11. Тернопіль, 1999. 20 с.

13. Adamchuk V.V., Bulgakov, V.M. Agroengineering science and personnel training in Ukraine on the way to entering the European space. *Bulletin of Agricultural Science*. 2024. Vol. 1(850). P. 6–15.

14. Hevko R.B., Strishenets, O.M., Lyashuk O.L., Tkachenko, I.G., Klendii, O.M., Dzyura V.O. (). Development of a pneumatic screw conveyor design and substantiation of its parameters. *INMATEH–Agricultural engineering*. 2018. Vol. 54. No 1. P. 153–160.

15. Гевко І., Любачівський Р., Дячун А. Синтез змішувачів з гвинтовими робочими органами. *Вісник Львівського національного аграрного університету : агроінженерні дослідження*. Львів : Львів. нац. агроуніверситет, 2012. № 16. С. 237–246.

16. Ivan Karp. The process of moving grain material in the pneumatic line of a pneumatic screw conveyor. *Scientific Journal of the Ternopil National Technical University*. 2025. Vol. 2 (118). P. 79–90.

17. Baranovsky V.M., Hevko R.B., Dzyura V.O., Klendii O.M., Klendii M.B., Romanovsky R.M. Justification of rational parameters of a pneumoconveyor screw feeder. *INMATEH–Agricultural Engineering*. 2018. Vol. 54. No 1. P. 15–24.

18. Yoshihama S., Takano S., Yamada Y., Nakamura T., Kato K., (. Powder Conveyance Experiments with Peristaltic Conveyor using a Pneumatic Artificial Muscle. *IEEE ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics*, 2016. P. 1539–1544, Banff/Canada.

19. Гевко Р.Б., Дзюра В.О., Романовський Р.М. Проектування пневмомеханічного транспортера сипких матеріалів. Науковий вісник Тернопільського національного технічного університету. 2009. Том 14. № 4. С. 84–88.

20. Dovbush T., Dovbush A., Khomyk N., Tson H. Substantiation of flexible screw conveyor metal consumption under productivity maintenance conditions. Scientific Journal of TNTU (Tern.) 2021. Vol. 103. No 3. P. 33–42.

21. Vasylykiv V., Pylypets M., Danylchenko L., Radyk D. Investigation of deflections of winded screw flights and auger billets in the processes of their manufacture. Scientific Journal of TNTU (Tern.). 2021. Vol. 104(4) P. 33–43.

22. Гевко Р.Б., Дзюра В.О., Романовський Р.М. Визначення раціональних параметрів процесу транспортування сипких матеріалів пневмомеханічними конвеєрами. Сільськогосподарські машини. Збірник наукових статей. Випуск 23. 2012. С. 7–13.

23. Матухно Н. В. Шнекові транспортні органи зернозбиральних комбайнів. Науковий вісник: Зб. наук. праць Нац. агр. унту. К., 1998. Вип. 9. С. 256–260.

24. Гвинтовий конвеєр: пат. 69808 Україна: МПК А 01 F 12/46 (2006.01). № u201113598 ; заявл. 18.11.11 ; опубл. 10.05.12, Бюл. № 9. 4 с. 106.

25. Гвинтовий конвеєр: пат. 70813 Україна: МПК А 01 F 12/46 (2006.01). № u201114633 ; заявл. 09.12.11 ; опубл. 25.06.12, Бюл. № 12. 5 с. 107.

26. Дерев'яно Д.А. Механіко-технологічне обґрунтування процесів зниження травмування насіння зернових культур технічними засобами: дис. ... докт. техн. наук : 05.05.11. Тернопіль, 2018. 475 с.

27. Гевко Б.М., Мельничук А.Л., Шуст І.М. Дослідження технологічного процесу транспортування сипких матеріалів широко-універсальним шнековим транспортером. Вісник ТНТУ. 2015. Том 79. № 3. С. 143–148.

28. Fernandez J., Cleary P., Mc. Bride W. Effect of screw design on hopper draw down by a horizontal screw feeder : seventh International Conference on CFD in the Minerals and Process Industries CSIRO (Melbourne, Australia, 9-11 December 2009).

29. Гвинтовий конвеєр: пат. 73085 Україна: МПК А 01 F 12/00 (2012.01). № u201202448 ; заявл. 01.03.12 ; опубл. 10.09.12, Бюл. № 17. 4 с. 108.
30. Гвинтовий еластичний конвеєр: пат. 75314 Україна: МПК В 65 G 33/16 (2006.01). № u201206231 ; заявл. 23.05.12 ; опубл. 26.11.12, Бюл. № 22. 5 с.
31. Радик Д. Л. Розробка і дослідження енергозберігаючих гвинтових живильників : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.05.11. Тернопіль, 1996. 19 с.107
32. Лещук Р.Я. Обґрунтування конструктивно-силових параметрів секційних робочих органів гвинтових перевантажувальних механізмів : дис. ... канд. техн. наук. : 05.02.02. Тернопіль, 2004. 166 с.
33. Bulgakov V., Trokhniak O., Adamchuk V., Chernovol M., Korenko M., Dukulis I., Ivanovs S. A study of dynamic loads of a flexible sectional screw conveyor. *Acta Technol. Agric.* 2022. Vol. 25(3). P. 131–136.
34. Lyashuk O., Sokil M., Vovk Y., Levkovich M., Tson O., Kondratyuk D., Dmytrenko V. Analysis of resonance oscillations of extruder elastic screw conveyor. *Int. J. Eng. Res. Africa.* 2019. No 43. P. 49–58.
35. Mills D. Application of stepped pipelines in pneumatic conveying systems. *Proc 15th Int Conf on Hydrotransport.* 2002. (pp. 401–416). Banff, Canada. June 2002. <https://www.proceedings.com/00027.html>
36. Yoshihama S., Takano S., Yamada Y., Nakamura T., Kato K. Powder Conveyance Experiments with Peristaltic Conveyor using a Pneumatic Artificial Muscle. *IEEE ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics.* 2016. P. 1539–1544. Banff/Canada.
37. Baranovsky V.M., Hevko R.B., Dzyura V.O., Klendii O.M., Klendii M.B., Romanovsky R.M. Justification of rational parameters of a pneumoconveyor screw feeder. *INMATEH–Agricultural Engineering.* 2018. Vol. 54. No 1. P. 15–24. <https://elartu.tntu.edu.ua/handle/lib/25589>
38. Tian Y., Yuan P., Yang F., Gu J., Chen M., Tang J., Su Y., Ding T., Zhang K., Cheng Q. Research on the Principle of a New Flexible Screw Conveyor and Its Power Consumption. *Applied Sciences.* 2018. Vol. 8. No. 7. P. 48–61. doi.: 10.3390/app8071038

39. Baranovsky V., Truhanska O. Pankiv M., Bandura V. Research of a contact impact of a root crop with a screw auger. *Research in Agricultural Engineering*, 2020. Vol. 66. No 1. P. 33–42.

40. Adamchuk V.V., Bulgakov V.M. Agroengineering science and personnel training in Ukraine on the way to entering the European space. *Bulletin of Agricultural Science*. 2024. Vol. 1(850). P. 6–15.

41. Механізми з гвинтовими пристроями / [Б.М. Гевко, М.Г. Данильченко, Р.М. Рогатинський та ін.]. Львів : Світ, 1993. 208 с.

42. Гевко Б. М., Дячун А. Є., Кучвара І. М., Клендій В. М. Технологічність конструкцій механізмів з гвинтовими робочими органами. *Сільськогосподарські машини*. Луцьк, 2013. Вип. 26. С. 13-19.

43. Теоретичні основи машинобудування : навчальний посібник / Гевко Б.М. та ін. Тернопіль : ТНТУ, 2011. 204 с.

44. Погорілий Л.В. Сучасні проблеми землеробської механіки і машинознавства при створенні сільськогосподарської техніки нового покоління. *Механізація сільськогосподарського виробництва*. 2003. Вип. 20. С. 10–28.

45. Григор'єв О.М., Преображенський П.А. Комплексна механізація і автоматизація вантажно-розвантажувальних і транспортних робіт в машинобудуванні і приладобудуванні. Київ : Наукова думка, 1967. 116 с.

46. Технологія сільськогосподарського машинобудування : підручник для вищих технічних закладів України / Гевко Б.М. та ін. Тернопіль : ФОП Паляниця В.А., 2015. 420 с.

47. Рогатинський Р. М. Механіко-технологічні основи взаємодії шнекових робочих органів з сировиною сільськогосподарського виробництва : дис. ... докт. техн. наук : 05.20.01, 05.05.05. К., 1997. 502 с.

48. Рогатинський Р.М., Дячун А.Є., Вар'ян А.Р. Дослідження кінематики зернового матеріалу у гвинтовому конвеєрі з обертовим кожухом. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Ресурсозберігаючі технології, матеріали та обладнання у ремонтному виробництві*. Харків, 2016. Вип. 168. С. 24-31.

49. Рогатинський Р.М., Дячун А.Є., Мельничук А.Л. Дослідження швидкостей зернового матеріалу у гвинтовому конвеєрі із обертовим кожухом графоаналітичним методом. Сільськогосподарські машини. Луцьк, 2017. № 38. С. 125-132.

50. Nevko R.B., Zalutskyi S.Z., Hladyo Y.B., Tkachenko I.G., Lyashuk O.L., Pavlova O.M., Pohrishchuk B.V., Trokhaniak O.M., Dobizha N.V. Determination of interaction parameters and grain material flow motion on screw conveyor elastic section surface. INMATEH: Agricultural engineering. Bucharest/Romania, 2019. Vol. 57. No 1. P.123134.

51. Пилипець М.І. Науково-технологічні основи виробництва навивних заготовок деталей машин : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня докт. техн. наук : 05.03.01. Львів, 2002. 35с.

52. Пилипець М. І. Розробка і дослідження гнучких гвинтових конвеєрів : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.20.04. Тернопіль, 1993. 23 с.

53. Baranovsky V.M., Nevko R.B., Dzyura V.O., Klendii O.M., Klendii M.B., Romanovsky R.M. (2018). Justification of rational parameters of a pneumoconveyor screw feeder. INMATEH–Agricultural Engineering. 54. 1. 15–24. <https://elartu.tntu.edu.ua/handle/lib/25589>

54. Гевко І. Б. Науково-прикладні основи створення гвинтових транспортно-технологічних механізмів : автореф. дис. ... докт. техн. наук : 05.02.02. Львів, 2013. 42 с.

55. Гевко Р.Б., Вітровий А.О., Пік А.І. Підвищення технічного рівня гнучких гвинтових конвеєрів : монографія. Тернопіль: Астон, 2012. 204 с

56. Ляшук О.Л. Науково-прикладні основи створення транспортно-технологічних механізмів неперервної дії сільськогосподарських машин : дис. ... докт. техн. наук : 05.05.11. Тернопіль: ТНТУ, 2015. 451 с.

57. Kotov B., Voitiuk V., Kalinichenko R., Stepanenko S., Kuzmych A. Mathematical modelling and investigation of the grain drying process in bunker units with radial supply of drying agent. Machinery & Energetics. 2025. Vol. 16(3). P. 33-47. doi: 10.31548/machinery/3.2025.33

58. Гудь В.З. Механіко-технологічні основи розробки багато функціональних секційних шнеків для зернового матеріалу: дис. ... докт. техн. наук : 05.05.11. Тернопіль, 2021. 410 с.

59. Ловейкіна В.С., Ловейкін В. С., Рогатинська О. Р. До розрахунку швидкохідних гвинтових конвеєрів. Праці Таврійської державної агротехнічної академії. Мелітополь: ТДАТА, 2004. Вип. 21. С. 130141.

60. Стадник І. Я., Піддубний В. А. Удосконалення технологічного процесу та обладнання для формування виробів : монографія. Тернопіль, 2019. 292 с.

61. Серілко Д.Л. Обґрунтування конструкцій та параметрів забірних пристроїв вертикальних гвинтових конвеєрів : дис. ... на здобуття наук. ступеня канд техн. наук : 05.05.05. Тернопіль, 2015. 192 с.

62. Залуцький С.З. Обґрунтування параметрів шнеків з робочою еластичною поверхнею для транспортування сільськогосподарських матеріалів: дис. канд. техн. наук : 05.05.05/ С.З. Залуцький. Тернопіль, 2018. 197 с.

63. Грудовий Р., Дячун А., Гевко І. Дослідження кінематики руху сипкого вантажу у гвинтовому еліптичному змішувачі. Вісник Львівського національного аграрного університету : агроінженерні дослідження. Львів, 2012. № 16. С. 194-201.

64. Грудовий Р.С., Герук С.М., Дячун А.Є. Дослідження енергосилових параметрів конвеєра із шнеком з поступово зростаючим кроком витків у напрямку руху вантажу. Механізація та електрифікація сільського господарства. Глеваха, 2014. Вип. 99. Т. 1. С. 297–312.

65. Ярошенко В.Ф., Білоножко В.М., Петровський В.В. Уточнення коефіцієнта заповнення міжвиткового простору горизонтального гвинтового транспортера. Науковий вісник Національного аграрного університету. К., 2002. Вип. 49. С. 380–384.

66. Pankiv Vitalii. Throughput capability of the combined screw chopper conveyor. Вісник Тернопільського національного технічного університету. 2017. № 1 (85). С. 69–79.

67. Nilsson L.G. On the vertical screw conveyor for non-cohesive bulk materials. Acela polytechnic Scandinavia. Stockholm, 1971. 96 pg.
68. Moorthi S., Megaraj M., Nagarajan L., Karthick A., Bharani M., Patil P. Dynamic analysis and fabrication of single screw conveyor machine. *Adv. Mater. Sci. Eng.* 2022. No 10. P. 1–10.
69. Manjit K. Misra, YuhYuan Shyy, Leopoldo Baudet, Stephen J. Marley. *Conveyors for Bulk Handling of Seed Soybeans. Applied engineering in agriculture.* Iowa, 1991. Vol. 7(6). P. 735–740.
70. Mondal D. Design consideration of a laboratory size screw conveyor with variable speed for experimentation purpose a methodological approach. *Techno Societal.* 2020. No 2(68). P. 705–715.
71. Moorthi S., Megaraj M., Nagarajan L., Karthick A., Bharani M., Patil P. Dynamic analysis and fabrication of single screw conveyor machine. *Adv. Mater. Sci. Eng.* 65. 2022, No 10, P. 1–10.
72. Yu W., Zhang K., Li D., Zou D., Zhang S. Numerical modeling of concrete conveying capacity of screw conveyor based on DEM. *Powder Technol.* 2022. No 29(6). P.361–374.
73. Zareiforoush H., Komarizadeh M.H., Alizadeh M.R. Review on screw conveyors performance evaluation during handling process. *Journal of Scientific Review.* 2010. No 2. P. 55–63.
74. Yu W., Zhang K., Li D., Zou D., Zhang S. Numerical modeling of concrete conveying capacity of screw conveyor based on DEM. *Powder Technol.*
75. Zaica A., Olan M., Bunduchi G., Zaica A., Gageanu P., Paun A. Factors that influence coverage degree in seed treatment equipment having brush screw conveyor. *Engineering for rural development.* Jelgava/Latvia, 2020. P. 1325-1330.
76. Zaica A., Visan A., Zaica A., Olan M., Bunduchi G. Coating process of corn grains using treatment machine with brush screw conveyor. *Engineering for rural development.* Jelgava/Latvia, 2019. P. 233-238.
77. Рогатинська О.Р. Обґрунтування параметрів навантаження і конструкцій гвинтових конвеєрів : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.05. Тернопіль, 2006. 167 с.

78. Tian Y., Yuan P., Yang F., Gu J., Chen M., Tang J., Su Y., Ding T., Zhang K., Cheng Q. Research on the Principle of a New Flexible Screw Conveyor and Its Power Consumption. *Applied Sciences*. 2018. Vol. 8. P. 7. doi.: 10.3390/app8071038

79. Rohatynsky R, Gevk I. Diachun A., Lyashuk O., Skyba O., Melnychuk A. Feasibility study of improving the transport performance by means of screw conveyors wit rotary casings. *Acta Technologica Agriculturae*. Nitra/Slovak, 2019. Vol. 4. P. 141-146..

80. Hevko I., Liashuk O., Tson O., Dovbush T., Zalutskyi S., Stanko A. Installation for the investigation of screw working bodies with elastic surfaces and the results of their experimental tests. *Scientific Journal of TNTU*. Ternopil, 2021. Vol. 103. No 3. P. 98–109.

81. Pankiv M., Pylypets M., Pankiv V., Pankiv Y., Dubchak N. Methodology for refining the performance of screw conveyor. *Scientific Journal of the Ternopil National Technical University*. 2022. No 1(105). P. 95-107.

82. Mondal D. Design consideration of a laboratory size screw conveyor with variable speed for experimentation purposea methodological approach. *Techno Societal*. 2020. No 2(68). P. 705–715.

83. Bulgakov V., Pascuzzi S., Adamchuck V., Olt J., Ruzhylo Z., Trokhaniak O., Santoro F., Arak M., Nowak J., Beloev H. Farm. Research into power and load parameters of flexible screw conveyors for transportation of agricultural materials. *Machinery and Processes Management in Sustainable Agriculture*. FMPMSA, 2023. *Lecture Notes in Civil Engineering*. 2023. No 289. P. 61–75.

84. Trokhaniak O.M., Hevko R.B., Lyashuk O.L., Dovbush T.A., Pohrishchuk B.V., Dobizha N.V. Research of the of bulk material movement process in the inactive zone between screw sections. *INMATEH: Agricultural engineering*. Bucharest/Romania. 2020. Vol.60. No.1. P. 261-268.

85. Лещук Р., Гевко І., Комар Р. Результати експериментальних досліджень гвинтових перевантажувальних механізмів. *Вісник ТДТУ*. Тернопіль, 2003. Том 8. № 4. С. 56-61.

86. Diachun A., Hevko I., Stanko A., Korol O., Derysh O. The study of interaction parameters of the elastic brush screw working body fibers with the spherical surfaces of the grain material. Scientific Journal of TNTU. Ternopil, 2023. Vol. 109. No 1. P. 32–42.

87. Гурик О. Я. Обґрунтування параметрів транспортерівзмішувачів сипких матеріалів : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.05.11. Тернопіль, 2003. 20 с.

88. Hewko B.M., Popovich P.V., Diachun A.Y., Lyashuk O.L., Liubachivskyi R.O. The study of bulk material kinematics in a screw conveyormixer. INMATEH: Agricultural engineering. Bucharest/Romania. 2015. Vol. 47. No. 3. P.156-163.

89. Барановський В. М., Соломка В. О., Онищенко В. Б. Вибір параметрів при конструюванні гвинтового конвеєра. Вісник Харківського дер. техн. унту сільського господарства. Харків, 2001. Вип. 8. Т. 2. С. 209-215.

90. Бойко А. І., Куликівський В. Л. Аналіз конструкцій гвинтових транспортерів та живильників зерноочисних машин. Вісник Харківського нац. техн. ун-ту сільського господарства ім. П. Василенка. Харків, 2011. Вип. 93. Т. 1. С. 199-205.

91. Рогатинський Р. М., Гевко І. Б., Дячун А. Є., Любачівський Р. О., Грудовий Р. С. Визначення динамічних навантажень у гвинтових змішувачах. Наукові нотатки. Міжвузівський збірник. Луцьк, 2013. Вип. 40. С. 214-220.

92. Гевко Б., Ляшук О., Дячун А. Результати експериментальних досліджень величини травмування зерна під час транспортування трубчастим скребковим конвеєром. Вісник Львівського національного аграрного університету : агроінженерні дослідження. Львів : Львів. нац. агроуніверситет, 2013. № 17. С. 187-193.

93. Гевко І. Моделювання характеру навантаження на гвинтові робочі органи. Вісник ТНТУ. Тернопіль, 2011. Т. 16. № 1. С. 69-77.

94. Гевко Ів. Б., Дячун А. Є., Любачівський Р. О. Структурний синтез гвинтових конвеєрів з розширеними технологічними можливостями методом морфологічного аналізу. Вісник СевНТУ. Машиноприладобудування та транспорт. Севастополь, 2012. Вип. 128. С. 37-41. 31.

95. Гевко Ів., Дячун А., Любачівський Р. Розширення технологічних можливостей гвинтових конвеєрів. Вісник Тернопільського національного технічного університету. 2012. № 3(67). С. 143–150.

96. Гевко Р.Б., Вітровий А.О., Пік А.І. Підвищення технічного рівня гнучких гвинтових конвеєрів : монографія. Тернопіль: Астон, 2012. 204 с.

97. Розум Р.І. Розробка конструкцій та обґрунтування параметрів гвинтових самозавантажувальних пристроїв : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.11. Тернопіль. 2005. 157 с.

98. Rehkugler Gerald E. Screw conveyors – state of the art. Trans. ASAE. 1967. № 5. Pg. 615–618.

99. Дячун А.Є., Чвартацький Р.І., Мельничук С.Л., Маруніч О.П. Дослідження кінематики вантажу у середньо-швидкісному гвинтовому конвеєрі-змішувачі із осьовим коливанням шнека. Всеукраїнський науково-технічний журнал «Техніка, енергетика, транспорт АПК». Вінниця, 2017. №1(96). С. 181-186.

100. Гевко Б.М., Дячун А.Є., Грудовий Р.С. , Гевко І.Б. Дослідження кінематики зернового вантажу у конвеєрі із шнеком з поступово зростаючим кроком витків у напрямку руху вантажу. Сільськогосподарські машини : зб. наук. ст. Луцьк, 2013. Вип. 26. С. 3-12.

101. Куликівський В.Л. Розробка гвинтових транспортерів з підвищеним ресурсом для зерноочисних машин : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.05.11. Вінниця, 2012. 20 с.

102. Карп І.В. Процеси роботи шнекових транспортерів зернових матеріалів. Вібрації в техніці та технологіях. 2025. № 3(118). С. 154–161.

103. Карп І.В. Аналітична модель процесу роботи шнекового транспортера зернових матеріалів. Актуальні задачі сучасних технологій : тез доп. XIV Міжн. наук.-техн. конф. молодих учених та студентів, (Тернопіль, 11-12 грудня 2025). Терн. націон. техн. ун-т ім. І. Пулюя [та ін]. Тернопіль : ФОП Паляниця В.А., 2025. С. 86–88.

104. Карп І.В. Математична модель процесу переміщення зернового матеріалу в пневмошнековому транспортері. Міжвузівський збірник «Наукові нотатки». 2024. № 82. С. 112–120. doi: 10.36910/775.24153966.2025.82.18

105. Гевко І.Б., Вітровий А.О., Гурик О.Я. Динамічна модель процесу транспортування сипких матеріалів гвинтовим конвеєром. Сільськогосподарські машини. Луцьк, 2001. Вип. 8. С. 72-82.

106. Viktor Baranovsky, Ivan Karp, Yaroslav Salo, Bohdan Berezhenko, Petro Marushchak. Analysis of the process of material movement in a screw conveyor. Scientific Journal of the Ternopil National Technical University 2024, Vol. 1 (117). P. 5–17.

107. Bulgakov V., Trokhnaniak O., Adamchuck V., Chernovol M., Korenko M., Dukulis I., Ivanovs S. A study of dynamic loads of a flexible sectional screw conveyor. Acta Technol. Agric. 2022. Vol. 25(3). P. 131–136. DOI: <https://doi.org/10.2478/ata-2022-0020>.

108. Pankiv V. Experimental studies of consumer specific costs capacity of the screw conveyor. Innovative Solutions In Modern Science. 2023. No 1(56). P. 1-19.

109. Rogatynskyi R., Peleshok T., Rogatynska O., Les'kiv P. Directed loading of the high speed screw conveyor from the bunker. Scientific Journal of TNTU. Ternopil : TNTU, 2018. Vol. 91. No 3. P. 93–100.

110. Baranovskyi V., Pankiv V., Komar R., Berezhenko B., Korol O. Mathematical model of functioning of the screw conveyor loading hopper. Scientific Journal of the Ternopil National Technical University. 2021. No 4(104). P.109-22.

111. Lutsiv I.V., Hevko Iv.B., Lyashuk O.L., Dubynyak T.S. Investigation of dynamical impact loads in screw conveyer drives with safety clutches. INMATEH–Agricultural Engineering. Bucharest, 2017. Vol. 51. No 1. P. 69–76.

112. Ivan Karp. The process of moving grain material in the pneumatic line of a pneumatic screw conveyor. Scientific Journal of the Ternopil National Technical University. 2025. Vol. 2 (118). P. 79–90.

113. Клендій М. В. Обґрунтування параметрів перевантажувального патрубку гвинтового конвеєра : дис. ... канд. техн. наук: 05.05.05. Тернопіль, ТДТУ. 2007. 137 с.

114. Hevko R.B., Dzyadykevych Y.V., Tkachenko I.G., Zalutskyi S.Z. Parameter justification for interworking relationship of elastic screw operating element with grain material. Вісник ТНТУ. Т. : ТНТУ, 2016. Т. 81. № 1. С. 77-87.

115. Vasylykiv V., Pylypets M., Danylchenko L., Radyk D. Investigation of deflections of winded screw flights and auger billets in the processes of their manufacture. Scientific Journal of TNTU (Tern.). 2021. Vol. 104(4). P. 33–43. doi.org/10.33108/visnyk_tntu2021.04.033

116. Roberts A.W. The influence of granular vortex motion on the volumetric performance of enclosed screw conveyors. Powder Technology. 2017. Vol. 104. No 1. 56–67. doi. :10.1016/S0032-5910(99)00039-X

117. Hevko R., Trokhaniak A., Zalutskyi S., Stanko A. Screw conveyors with elastic surfaces. Physical and mathematical justification of scientific achievements: collective monograph. Boston, 2020. P. 80-96.

118. Butovchenko, A. V., Kopeikina, A. P., Bastrykina, D. E., Chebotarev, M. A., & Zhigailov, F. Y. Simulation and research methodology for the process of conveying bulk materials by screw conveyors. Engineering Technologies and Systems. 2025. Vol. 35(2). P. 225–242. <https://doi.org/10.15507/2658-4123.035.202502.225-242>

119. Gupta, A. K., & Nott, P. R. Analysis of the flow of granular materials through a screw conveyor. arXiv Preprint. 2021. <https://arxiv.org/abs/2111.13396>

120. Bulgakov V., Trokhaniak O., Popa, L. Experimental investigation of a sectional pneumatic screw conveyor for bulk material transport in the food industry. INMATEH – Agricultural Engineering. 2025. Vol. 77(3). P. 1240–1248. <https://doi.org/10.35633/inmateh-77-100>

121. Bulgakov V., Dubrovina O., Trokhaniak O. Design development and experimental research on grain damage by a new screw conveyor. INMATEH – Agricultural Engineering. 2024. Vol. 73(2). P. 383–390. <https://doi.org/10.35633/inmateh-73-32>

122. Ricci L., Others. DEM study of granular transport in partially filled horizontal screw conveyors. Powder Technology. 2017. Vol. 305. P. 347–356. <https://doi.org/10.1016/j.powtec.2016.09.067>

123. Bulgakov V., Adamchuk V., Nadykto V., Trokhaniak O., Beloev I. Experimental study of the transportation process of bulk materials by a pneumatic auger conveyor. *Mechanization in Agriculture & Conserving of the Resources*. 2023. Vol. 67(3). P. 76–78.

124. Lyashuk O., Diachun A., Tkachenko I., Stashkiv N., Babii A., Pankiv M. Investigation of the bulk material movement kinematics in conical screw conveyor. *INMATEH – Agricultural Engineering*. 2024. Vol. 74(3). P. 732–744. <https://doi.org/10.35633/inmateh-74-65>

125. C. Ruiz-Carcel, A. Starr, E. Nsugbe. Estimation of powder mass flow rate in a screw feeder using acoustic emissions. *Powder Technology*. 2018. Vol. 366. P. 122–130.

126. Dheeraj Minglani, Abhishek Sharma, Harsh Pandey, Ram Dayal, Jyeshtharaj B. Joshi, Shankar Subramaniam. A review of granular flow in screw feeders and conveyors. *Powder Technology*. 2020. Vol. 366. P. 369–381.

127. Ловейкін В., Рогатинська Л. Модель транспортування сипкого вантажу швидкохідними гвинтовими конвеєрами з еластичними робочими органами. *Вісник ТНТУ*. 2011. Том 16. № 4. С.6670.

128. Куликівський В. Л. Розробка гвинтових транспортерів з підвищеним ресурсом для зерноочисних машин : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.05.11. Вінниця, 2012. 20 с.

129. Залуцький С.З. Методика та результати експериментальних досліджень шнекових робочих органів з еластичною гвинтовою поверхнею. *Вісник інженерної академії України*. Київ, 2016. № 1. С. 159–162.

130. Карп І.В. Продуктивність та витрати потужності шнекового транспортера зернових матеріалів. Зб. мат. XII Міжн. наук.-техн. конф. «Крамаровські читання» з нагоди 119-ї річниці від дня народження доктора технічних наук, професора, члена-кореспондента ВАСГНІЛ, віцепрезидента УАСГН Крамарова Володимира Савовича (1906-1987) 19-20 лют. 2026 р., м. Київ. К.: Видавничий центр НУБіП України, 2026. С. 245–247.

131. Rosenbluth M.N. Genesis of the Monte Carlo Algorithm for Statistical Mechanics. AIP Conference Proceedings. 2003. No 690. P. 22–30. doi:10.1063/1.1632112

132. Барановський В.М., Карп І.В. Експериментальні дослідження продуктивності та витрат потужності шнекового транспортера. Вібрації в техніці та технологіях. 2026. № 1(120). С. 5–16.

133. Karmoker J.R., Hasan I., Ahmed N., Saifuddin M., Reza M.S. Development and Optimization of Acyclovir Loaded Mucoadhesive Microspheres by Box -Behnken Design. Dhaka University Journal of Pharmaceutical Sciences. 2019. Vol. 18(1). P. 1–12. doi:10.3329/dujps.v18i1.41421

134. Пилипець М.І., Паньків В.Р. Методологія проведення експериментальних досліджень комбінованого гвинтового транспортера. Міжвузівський збірник «Наукові нотатки». 2017. Вип. 60. С. 187–192.

135. Паньків В.Р. Обґрунтування параметрів гвинтового конвеєра з комбінованим робочим органом : дис. канд. технічних наук : 05.05.05 / Паньків Віталій Романович. Тернопіль, 2018. 232 с.

136. Грицай Ю.В. Обґрунтування параметрів комбінованого шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів : дис. канд. технічних наук : 05.05.11 / Грицай Юрій Володимирович. Тернопіль, 2020. 201 с.

137. Обґрунтування параметрів шнекових транспортерів-подрібнювачів коренеплодів / Виговський А.Ю., Барановський В.М., Паньків В.Р., Грицай Ю.В. : монографія. К. : Аграр Медіа Груп, 2019. 300 с.

138. Karch, Julian. Improving the adjusted coefficient of determination (R-squared). Collabra: Psychology. 2020. Vol. 6 (45). doi: 10.1525/collabra.343.

139. Mishra P., Singh U., Pandey C.M., Priyadarshni M., Pandey G. Application of Student's t-test, analysis of variance, and covariance. Annals of Cardiac Anaesthesia. 2019. Vol. 22(4). P. 407–411.

140. Sureiman O., Mangera C.M. F-Test of Overall Significance in Regression Analysis- Simplified. Journal of the Practice of Cardiovascular Sciences. 2020. Vol. 6(2). P. 116–122.

141. Cicco David, Warrens Mathijs J., Jurman Giuseppe. The coefficient of determination R-squared is more informative than SMAPE, MAE, MAPE, MSE and RMSE in the estimation of regression analysis". PeerJ Informatics. 2021. Vol. 7. (e623). e623. doi: 10.7717/peerj-cs.623

142. Gessen, Masha. Perfect Rigor: A Genius and the Mathematical Breakthrough of the Century. Houghton Mifflin Harcourt, 2009. P. 256. ISBN 978-0151014064.

143. Kolmogorov A.N., Fomin S.V. Elements of the Theory of Functions and Functional Analysis. Dover Publications, 1999. 288 p. ISBN 978-0-486-40683-1.

144. Гевко Р.Б. та ін. Техніко-економічне обґрунтування застосування машин, обладнання і технологій : навч. посіб. Тернопіль. 2002. 164 с.

145. Тимченко А.А. Основи системного підходу та системного аналізу об'єктів нової техніки: навч. посіб. Київ: Либідь, 2004. 288 с.

146. Погодинна оплата праці: що враховувати в 2025 році : веб-сайт. URL: <https://7eminar.ua/news/3029-pogodinna-oplata-praci-shho-vraховувати-v-2025-roci> (дата звернення: 25.12.2025).

147. Тарифи на послуги постачальника універсальних послуг ПУП : веб-сайт. URL: <https://vin.enera.ua/el/tariff> (дата звернення: 25.12.2025).

ДОДАТКИ

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Наукові праці, в яких опубліковано основні результати дисертаційної роботи

9. Барановський В.М., **Карп І.В.** Експериментальні дослідження продуктивності та витрат потужності шнекового транспортера. Вібрації в техніці та технологіях. 2026. № 1(120). С. 5–16. *Здобувачем розроблено рівняння регресії, які описують зміну продуктивності та витрати потужності шнекового транспортера. (Фахове видання України).* doi: 10.37128/2306-8744-2026-3-16.

10. Карп І.В. Процеси роботи шнекових транспортерів зернових матеріалів. Вібрації в техніці та технологіях. 2025. № 3(118). С. 154–161. **(Фахове видання України).** doi: 10.37128/2306-8744-2025-3-18.

11. Viktor Baranovsky, **Ivan Karp**, Yaroslav Salo, Bohdan Berezhenko, Petro Marushchak. Analysis of the process of material movement in a screw conveyor. Scientific Journal of the Ternopil National Technical University. 2025. Vol. 1 (117). P. 5–17. *Здобувачем розроблено математичні моделі динаміки транспортування тіла елементарної маси в просторі гвинтового конвеєра для двох випадків його переміщення та сформульовано висновки. В. Барановський запропонував методи аналітичного дослідження процесу транспортування зернового матеріалу. Я. Сало розробив структурні моделі застосування шнекових транспортерів, рис. 1, 2. Б. Береженко проаналізував відомі результати процесів транспортування зернових матеріалів шнековими транспортними механізмами. П. Марущак виконав комп'ютерне оформлення результатів дослідження. (Фахове видання України).* doi.org/10.33108/visnyk_tntu2025.01.

12. Ivan Karp. The process of moving grain material in the pneumatic line of a pneumatic screw conveyor. Scientific Journal of the Ternopil National Technical University. 2025. Vol. 2 (118). P. 79–90. **(Фахове видання України).** doi.org/10.33108/visnyk_tntu2025.02

13. Карп І.В. Математична модель процесу переміщення зернового матеріалу в пневмошнековому транспортері. Міжвузівський збірник «Наукові нотатки». 2025. № 82. С. 112–120. **(Фахове видання України).** doi: 10.36910/775.24153966.2025.82.18.

Наукові праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертаційної роботи

14. Карп І.В. Аналітична модель процесу роботи шнекового транспортера зернових матеріалів. Актуальні задачі сучасних технологій : тез доп. XIV Міжн. наук.-техн. конф. молодих учених та студентів, (Тернопіль, 11-12 грудня 2025). Терн. націон. техн. ун-т ім. І. Пулюя [та ін]. Тернопіль : ФОП Паляниця В.А., 2025. С. 86–88.

15. **Ivan Karp**, Viktor Baranovsky. Analysis of the process of destruction of grain materials : тези доп. XXVI Міжн. наук. конф. «Сучасні проблеми землеробської механіки» (17-18 жовтня 2025 року) присвяченій 125-й річниці з дня народження академіка Петра Мефодійовича Василенка. НУБіП України. Київ, 2025. С. 320 – 324. *Здобувачем запропоновано методику визначення пошкодження зернового матеріалу.*

16. Карп І.В. Продуктивність та витрати потужності шнекового транспортера зернових матеріалів. Зб. мат. XIII Міжн. наук.-техн. конф. «Крамаровські читання» з нагоди 119-ї річниці від дня народження доктора технічних наук, професора, члена-кореспондента ВАСГНІЛ, віцепрезидента УАСГН Крамарова Володимира Савовича (1906-1987) 19-20 лют. 2026 р., м. Київ. К.: Видавничий центр НУБіП України, 2026. С. 245–247.

Додаток А1.1

Загальний вигляд пневмошнекових транспортерів



Додаток Б1.1

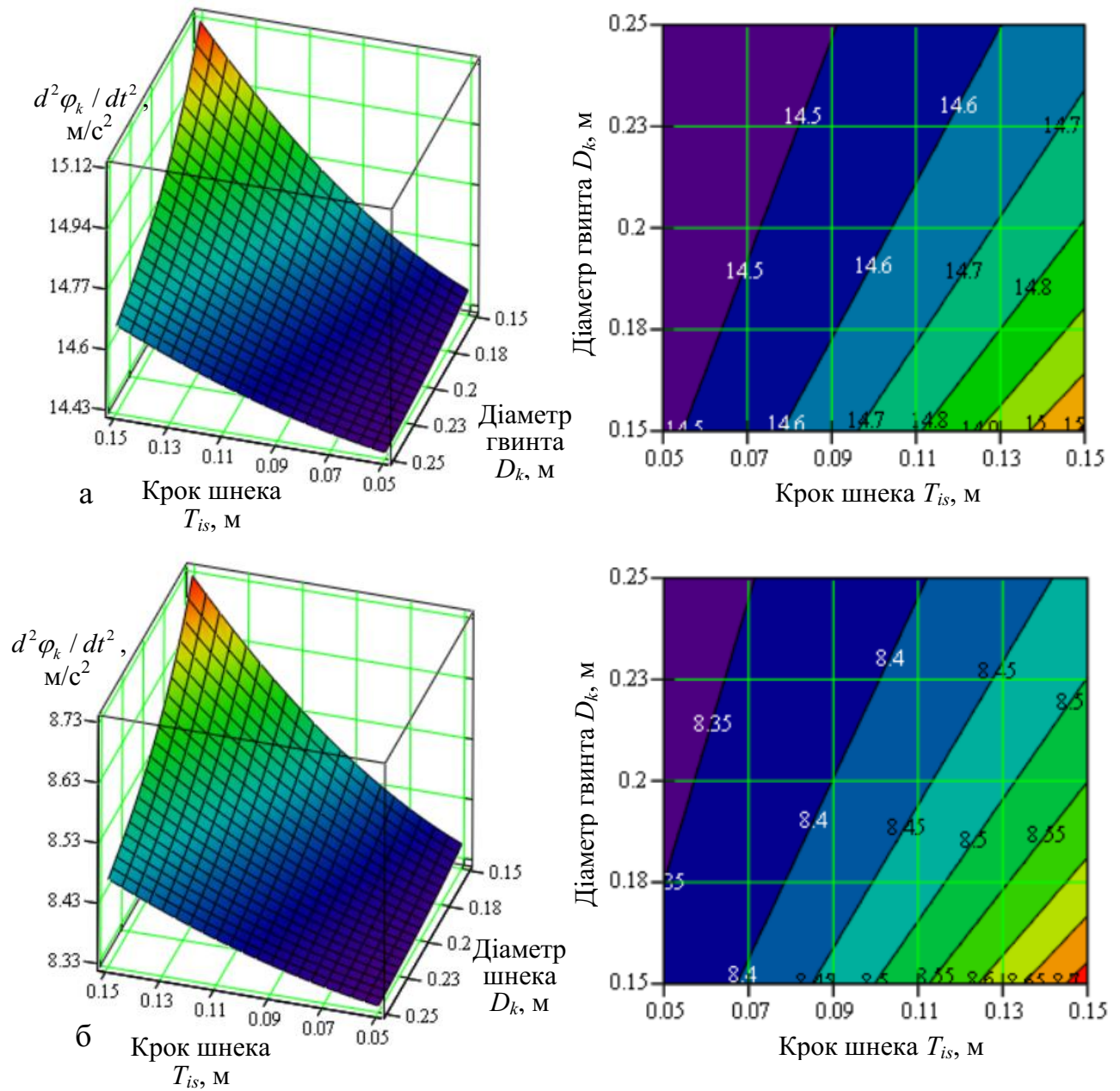


Рисунок 1Б1.1 – Залежність функціональної зміни прискорення руху тіла елементарної маси dm_e зернового матеріалу у шнековому транспортері як функція $d^2\varphi_k / dt^2 = f_a(D_k; T_{is})$, $\varphi_k = 60$ град.: а – I-й випадок переміщення зернового матеріалу; б – II-й випадок переміщення зернового матеріалу

Додаток Б.2.2

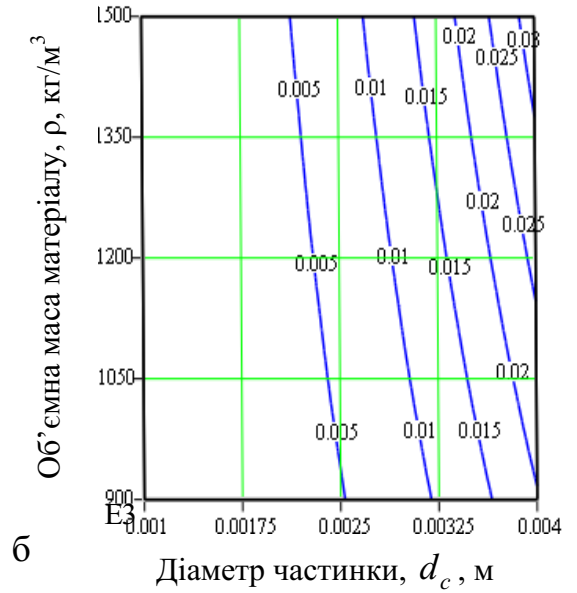
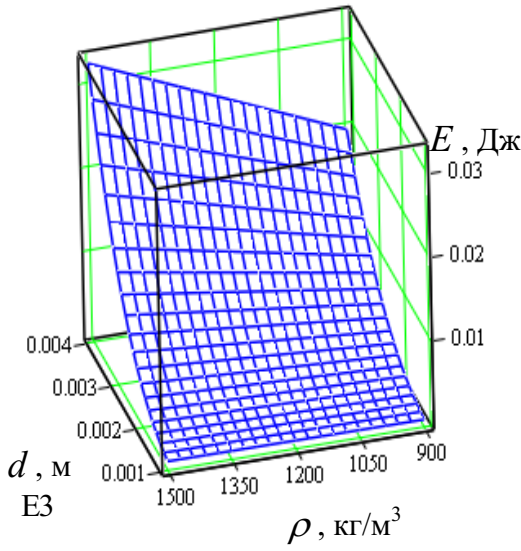
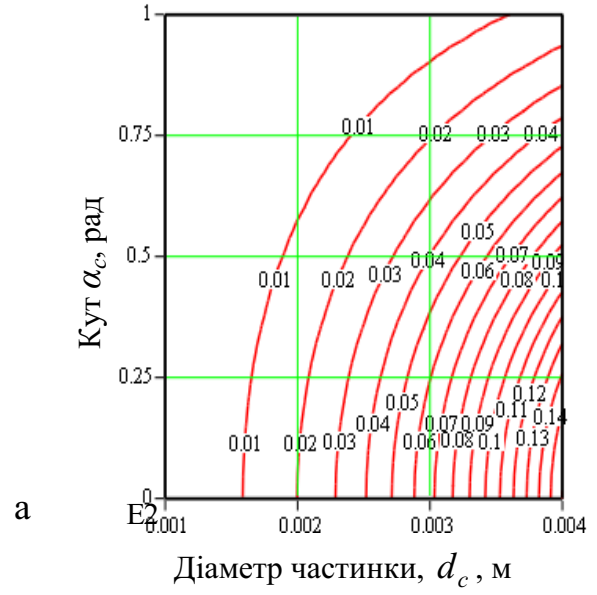
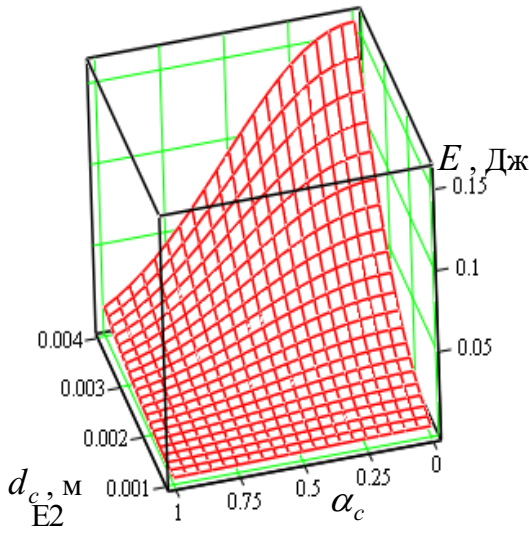


Рисунок 1Б2.2 – Залежність зміни енергії як функція: а, б – відповідно,
 $E = f(d_c, \alpha_c)$, $E = f(d_c, \rho)$

Додаток В1.1

Технічна характеристика лабораторної установки

Найменування показників	Значення показників
Номінальна потужність електродвигуна, кВт	0,55
Номінальна частота обертання вала, об/хв	1370
Внутрішній діаметр кожуха, мм	212; 220; 228
Зовнішній діаметр гвинтового конвеєра, м	0,2
Діаметр труби барабана шнека, см	4,0
Висота спірального витка гвинтового конвеєра, см	8,0
Крок першого спірального витка, см	5
Кут нахилу гвинтової лінії витка, град.	30
Приріст кроку, см	0; 3,0; 6,0
Довжина робочої частини гвинтового конвеєра, м	0,95
Кут нахилу гвинтового конвеєра до горизонту, град.	0
Зазор між верхнім торцем спірального витка гвинтового конвеєра та внутрішньою поверхнею кожуха, мм	6; 10; 14
Діаметр ведучого шківа клинопасової передачі, м	0,1
Діаметр веденого шківа клинопасової передачі, м	0,2
Передаточне відношення	0,5
Задана частота змінного струму електродвигуна, Гц	20; 26; 32
Частота обертання гвинтового конвеєра, об/хв	120; 200; 280

Додаток В2.1

Програмне забезпечення Power Suite V2.3.0 призначене для узгодження роботи мультисистемних багатоканальних перетворювачів частоти 3 (рис. 3.5) керуючого пристрою 2 Altivar 71, пристроїв Altistart 48, сервоприводів Lexium і інтелектуальних пускачів, які призначені для плавного пуску електродвигуна 1, а також для зчитування показників з керуючого пристрою Altivar 71 та їх показу на моніторі персонального комп'ютера 7 у вигляді чисельних позначень або їх графічних рисунків (рис. 1В).

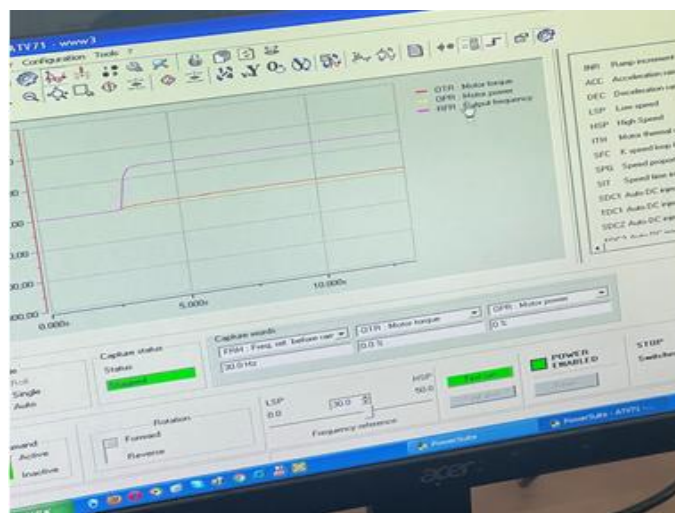
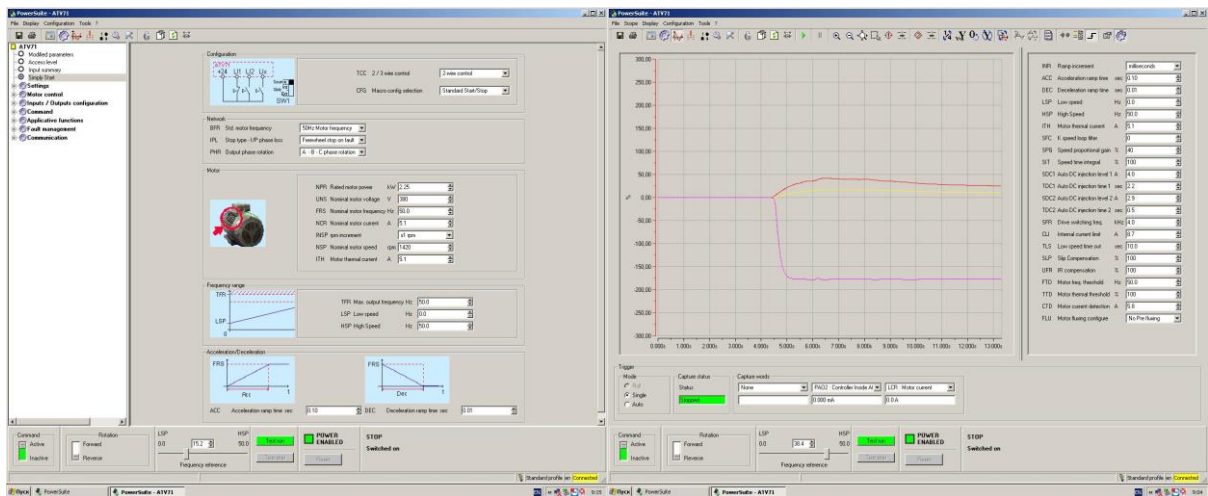


Рисунок 1В – Загальний вигляд зчитування даних з керуючого пристрою

Підключення керуючого мультисистемного пристрою 2 (рис. 3.5) Altivar 71 до персонального комп'ютера 7 здійснюється за допомогою кабелю зв'язку 5 VW3-A8106, з'єднувального роз'єму на лицьовій панелі керуючого пристрою Altivar 71 і COM-порту персонального комп'ютера.

Принцип роботи програмного забезпечення Power Suite V2.3.0 такий.

Керування перетворювачами частоти 3 (рис. 3.5) та імітацію керування проводять за допомогою відповідних команд Connected і Simulated (рис. 2В) з панелі управління електродвигуном, а під'єднання комп'ютера до пристрою Altivar 71 виконують до відкриття головного вікна інтерфейсу шляхом задання команди Connect, яка розташовується у головному вікні інтерфейсу програмного забезпечення Power-Suite V2.3.0, попередньо вибравши віртуальний керуючий пристрій, який знаходиться у папці Mydevice.

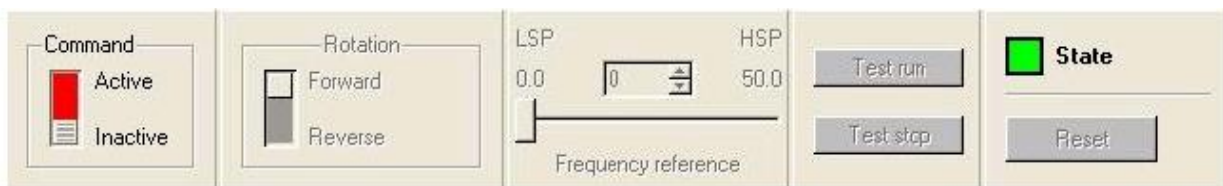


Рисунок 2В – Загальний вигляд панелі керування електродвигуном

Після цього відбувається активізація панелі управління частотою обертання вала електродвигуна за рахунок виконання команди Connect і подальше завантаження конфігурації програми Power Suite V2.3.0 керуючого пристрою Altivar 71.

Після завантаження панелі керування командою Rotation задають напрямок обертання вала електродвигуна, а командою Frequency reference – його частоту обертання. Ввімкнення електродвигуна реалізують командою Testrun, а його зупинку – командою Test stop.

Віртуальний осцилограф відображає функціональні стани перетворювачів частоти у вигляді внутрішніх змінних функції часу в частотній області. Для відображення вікна осцилографа (рис. 3.8) на моніторі комп'ютера необхідно активувати кнопку Score, яка розташована у вікні конфігурації. Після чого відкривається меню Score 1 (рис. 3В) та додаткова панель інструментів Score 2 в панелі головного меню.

Графічне відтворення показників у системі координат X 6 і Y 5 та легенди 4 відображається у вікні осцилографа 3.

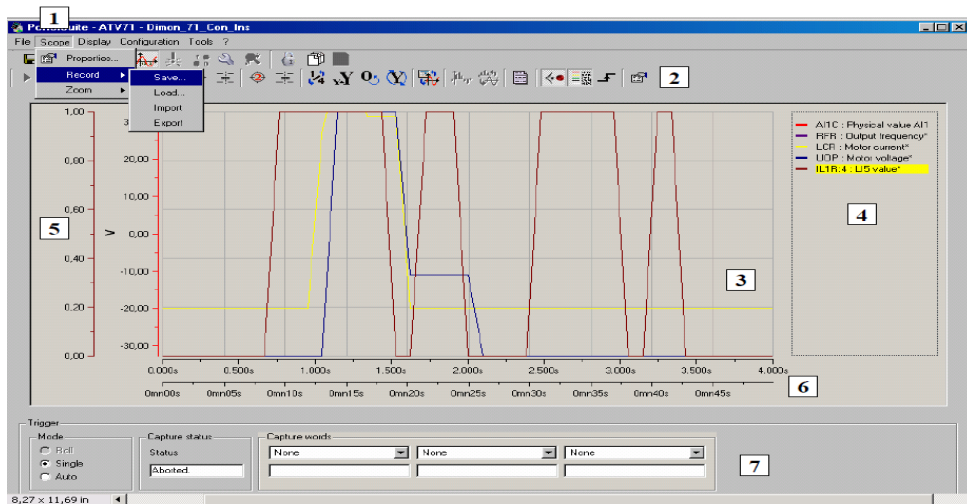


Рисунок 3В – Загальний вигляд вікна осцилографа

Додаток В3.2

План-матриця експерименту типу ПФЕ 3^3

№ п.п експер.	Рівні факторів			Взаємодія факторів			Параметр оптимізації, W_{sc}, P_{sc}			Середні значення
	x_1	x_2	x_3	x_1x_2	x_1x_3	x_2x_3	1	2	3	
1	-1	-1	-1	+1	+1	+1	Y_{11}	Y_{12}	Y_{13}	Y_{1c}
2	0	-1	-1	0	0	+1	Y_{11}	Y_{12}	Y_{13}	Y_{1c}
3	+1	-1	-1	1-	-1	+1	Y_{11}	Y_{12}	Y_{13}	Y_{1c}
4	-1	0	-1	0	+1	+1	Y_{11}	Y_{12}	Y_{13}	Y_{1c}
5	0	0	-1	0	0	0	Y_{11}	Y_{12}	Y_{13}	Y_{1c}
6	+1	0	-1	0	0	-1	Y_{11}	Y_{12}	Y_{13}	Y_{1c}
7	-1	+1	-1	-1	-1	+1	Y_{11}	Y_{12}	Y_{13}	Y_{1c}
8	0	+1	-1	0	0	-1	Y_{11}	Y_{12}	Y_{13}	Y_{1c}
9	+1	+1	-1	+1	-1	-1	Y_{11}	Y_{12}	Y_{13}	Y_{1c}
10	-1	-1	0	+1	0	0	Y_{11}	Y_{12}	Y_{13}	Y_{1c}
11	0	-1	0	0	0	0	Y_{11}	Y_{12}	Y_{13}	Y_{1c}
12	+1	-1	0	-1	0	0	Y_{11}	Y_{12}	Y_{13}	Y_{1c}
13	-1	0	0	0	0	0	Y_{11}	Y_{12}	Y_{13}	Y_{1c}
14	0	0	0	0	0	0	Y_{11}	Y_{12}	Y_{13}	Y_{1c}
15	+1	0	0	0	0	0	Y_{11}	Y_{12}	Y_{13}	Y_{1c}
16	-1	+1	0	-1	0	0	Y_{11}	Y_{12}	Y_{13}	Y_{1c}
17	0	+1	0	0	0	0	Y_{11}	Y_{12}	Y_{13}	Y_{1c}
18	+1	+1	0	+1	0	0	Y_{11}	Y_{12}	Y_{13}	Y_{1c}
19	-1	-1	+1	+1	-1	-1	Y_{11}	Y_{12}	Y_{13}	Y_{1c}
20	0	-1	+1	0	0	-1	Y_{11}	Y_{12}	Y_{13}	Y_{1c}
21	+1	-1	+1	-1	+1	-1	Y_{11}	Y_{12}	Y_{13}	Y_{1c}
22	-1	0	+1	0	-1	0	Y_{11}	Y_{12}	Y_{13}	Y_{1c}
23	0	0	+1	0	0	0	Y_{11}	Y_{12}	Y_{13}	Y_{1c}
24	+1	0	+1	0	+1	0	Y_{11}	Y_{12}	Y_{13}	Y_{1c}
25	-1	+1	+1	-1	-1	+1	Y_{11}	Y_{12}	Y_{13}	Y_{1c}
27	0	+1	+1	0	0	+1	Y_{11}	Y_{12}	Y_{13}	Y_{1c}
27	+1	+1	+1	+1	+1	+1	Y_{11}	Y_{12}	Y_{13}	Y_{1c}

Додаток В4.2

Рандомізована несиметрична план-матриця Бокса-Бенкіна планованого факторного експерименту типу ПФЕ 3^3

№ екс.	Вхідні фактори та їх взаємодія									Параметр оптимізації	
	x_1	x_2	x_3	x_{12}	x_{13}	x_{23}	x_{11}	x_{22}	x_{33}	W_{sc}	P_{sc}
1	+	+	0	+	0	0	+	+	0	W_{1sc}	P_{1sc}
2	-	+	0	-	0	0	+	+	0	W_{2sc}	P_{2sc}
3	+	-	0	-	0	0	+	+	0	W_{3sc}	P_{3sc}
4	-	-	0	+	0	0	+	+	0	W_{4sc}	P_{4sc}
5	+	0	+	0	+	0	+	0	+	W_{5sc}	P_{5sc}
6	-	0	+	0	-	0	+	0	+	W_{6sc}	P_{6sc}
7	+	0	-	0	-	0	+	0	+	W_{7sc}	P_{7sc}
8	-	0	-	0	0	0	+	0	+	W_{8sc}	P_{8sc}
9	0	+	+	0	0	+	0	+	+	W_{9sc}	P_{9sc}
10	0	-	+	0	0	-	0	+	+	W_{10sc}	P_{10sc}
11	0	+	-	0	0	-	0	+	+	W_{11sc}	P_{11sc}
12	0	-	-	0	0	+	0	+	+	W_{12sc}	P_{12sc}
13	0	0	0	0	0	0	0	0	0	W_{13sc}	P_{13sc}
14	0	+	0	0	0	0	0	+	0	W_{14sc}	P_{14sc}
15	-	0	-	0	+	0	+	0	+	W_{15sc}	P_{15sc}

Додаток В5.2

Структурна схема та технічна характеристика вологоміра MD7822



Технічна характеристика вологоміра MD7822

Найменування показника	Значення показника
Діапазон вимірювання вологи, %	2 – 30
Максимальна похибка, %	$\pm 1 \text{ Rh} + 0,5$
Крок вимірювання вологості, %	0,5
Діапазон вимірювання температури, $^{\circ}\text{C}$	$(-10) - 60$
Крок вимірювання температури, $^{\circ}\text{C}$	$1/2 \text{ }^{\circ}\text{F}$
Температура навколишнього середовища, $^{\circ}\text{C}$	$(-10) \sim 40$
Вологість навколишнього середовища, %	$0 \sim 70\text{Rh}$

Додаток В6.2

Технічна характеристика електронних ваг PS.200/2000 R1

Найменування показника	Значення показника
Торгова марка	TM RADWAG
Клас точності	II
Максимальна межа зважування Max, кг	200 / 2000 г
Мінімальна межа зважування Min, г	0,02
Ціна поділки (дискретність), г	0,001 / 0,01
Розмір платформи, мм / Ø	128x128
Робочий діапазон температур, °C	від +10°C до +40°C
Тип калібрування	зовнішня
Тип живлення	від мережі
Ступінь захисту IP	IP40
Матеріал платформи ваг	нержавіюча сталь
Матеріал корпусу ваг	пластик
Інтерфейс	RS232 / 2xUSB

Технічна характеристика електронного
безконтактного цифрового тахометра DT-2234с+

Найменування показника	Значення показника
Діапазон вимірювання, об/хв	2,5 – 99999
Крок вимірювання, об/хв	0,1 при 2,5 – 999,9 об/хв; 1,0 при більше 1000 об/хв
Відстань до об'єкта, см	5 – 50
Час відгуку, с	0,5
Робоча температура, °C	0 – (+50)
Вага, г	160

Додаток В7.2

Порядок обробки отриманого експериментального масиву даних продуктивності W_{sc} та витрат потужності P_{sc} шнекового транспортера

1. Проводимо перевірку відтворюваності експериментального масиву даних продуктивності W_{sc} та витрат потужності P_{sc} шнекового транспортера за критерієм Кохрена за формулою

$$G = \frac{S_{u,max}^2}{\sum_{i=1}^m S_u^2} \leq G_m(0,05; n; f_u), \quad (1)$$

де $G_m = (0,05; N; f_u)$ – табличне значення критерію Кохрена при 5%-му рівні значущості за кількості експериментів N , числа степенів свободи $f_u = m - 1$ і числа повторності m ;

S_u^2 – дисперсія на u -му рівні фактора;

$S_{u,max}^2$ – максимальне значення дисперсії.

При цьому дисперсію на u -му рівні фактора визначали за формулою

$$S_u^2 = \frac{1}{m-1} \sum_{i=1}^m (y_{uik} - \bar{y}_u)^2, \quad (2)$$

де y_{uik} – значення вихідного параметра оптимізації відповідної повторності.

Загальну похибку параметра оптимізації кожного експерименту розраховували за формулою

$$S_y^2 = \frac{1}{n} \sum_{u=1}^m S_u^2. \quad (3)$$

2. Якщо в результаті перевірки доведено, що процес відтворюваний, тоді визначаємо числові значення коефіцієнтів рівняння регресії апроксимуючої моделі $W_{sc} = f_W(S_b; n_s; w_m)$ і $P_{sc} = f_P(S_b; n_s; w_m)$.

Коефіцієнти регресії апроксимуючої функції за умови ортогональності та симетрії проведеного планованого експерименту типу ПФЕ 3^3 визначали за формулами

$$b_0 = \frac{\sum_{u=1}^N \bar{y}_u}{N}; \quad b_i = \frac{\sum_{u=1}^N x_{iu} \bar{y}_u}{\sum_{u=1}^N x_{iu}^2} = \frac{\sum_{u=1}^N x_{iu} \bar{y}_u}{N}; \quad (4)$$

$$b_{ij} = \frac{\sum_{u=1}^N x_{iu} x_{ju} \bar{y}_u}{N}; \quad b_{ijk} = \frac{\sum_{u=1}^N x_{iu} x_{ju} x_{ku} \bar{y}_u}{N}, \quad (5)$$

де $b_0, b_i, b_{ij}, b_{ijk}$ – вільний член рівняння регресії, коефіцієнти i -го вхідного змінного фактора та сумісної взаємодії змінних факторів;

x_{iu} – значення кодованої змінної у відповідному стовпці плану-матриці проведення експериментів;

\bar{y}_u – середнє значення результату u -го дослідю;

u, i, j, k – порядковий номер дослідю; номер фактора; номер фактора, відмінного від i -го;

N – кількість проведених експериментів однієї повторності.

3. Проводимо перевірку адекватності рівняння регресії, записаного у вигляді функції $W_{sc} = f_w(S_b; n_s; w_m)$ і $P_{sc} = f_p(S_b; n_s; w_m)$ за відповідним критерієм відповідності Фішера

$$F_p = \frac{S_{ad}^2}{S_y^2} < F_m(0,05; f_{ad}; f_y), \quad (5)$$

де $S_{ad}^2 = \frac{1}{f_{ad}} \sum_{u=1}^n (y - \bar{y}_u)^2$ – дисперсія адекватності;

$f_{ad} = n - k - 1$ – число степенів свободи дисперсії адекватності при кількості факторів, що дорівнює k ;

$f_y = n(m - 1)$ – число степенів свободи дисперсії відтворюваності.

Визначали дисперсію адекватності S_{ad}^2 та розрахунковий критерій відповідності Фішера F_p за формулою

$$S_{ag}^2 = \frac{n}{N - g} \sum_{u=1}^N (\bar{y}_u - \tilde{y}_u)^2; \quad (6)$$

$$F_p = \frac{S_{ag}^2}{S_y^2}, \quad (7)$$

де $N - g'$ – число степенів вільності дисперсії адекватності та значущих коефіцієнтів рівняння регресії;

\tilde{y}_u – значення відгуку (параметра оптимізації) в u -й точці плану, обчислене за рівнянням регресії;

S_y^2 – дисперсія відтворення дослідів.

Визначали дисперсію відтворення дослідів S_u^2 та похибку S_y відтворення дослідів у рядках плану ПФЕ

$$S_u^2 = \frac{1}{n-1} \sum_{j=1}^n (y_{uj} - \bar{y}_u)^2, \quad (8)$$

де n – кількість повторності одного експерименту; $j = 1, 2, \dots, n$.

Визначали табличне значення критерію Фішера F_T за заданим рівнем значущості α і двома степенями відповідності $f_{ag} = N - g$ та $f_y = N(n - 1)$.

Умову адекватності вибраної емпіричної математичної моделі $Q_{ke} = f_Q(n_k; D_k; T_1)$ перевіряли за критерієм Фішера згідно з нерівністю (3.10) за умови, коли $F_p < F_m$.

Отримане розрахункове значення F_p порівнювали з табличним значення критерію Фішера F_m . Якщо умова $F_p < F_m(0,05, f_{ag}, f_y)$ виконувалася, тобто розрахункове значення F_p - критерію Фішера менше табличного F_m при 5%-му рівні значущості, числа степені вільності дисперсії адекватності $f_{ag} = N - g$ та числа степені вільності дисперсії відтворюваності $f_y = N(n - 1)$. Тоді одержане емпіричне рівняння регресії вибраної математичної моделі $W_{sc} = f_W(S_b; n_s; w_m)$ і $P_{sc} = f_P(S_b; n_s; w_m)$ адекватно описує реальний процес зміни параметра оптимізації W_{sc} і P_{sc} або зміни експериментальних даних.

4. Проводимо оцінювання значущості коефіцієнтів рівняння регресії b_i , b_{ij} , b_{ijk} за критерієм Стьюдента.

Коефіцієнт регресії b_i , b_{ij} , b_{ijk} є значущим, якщо виконується наступна умова

$$|b_i| \geq t_m(0,05; f_y) \frac{S_y}{\sqrt{n}}, \quad (9)$$

де $t_m(0,05; f_y)$ – табличне значення критерію Стьюдента за 5%-го рівня значущості.

Визначали умову значимості коефіцієнтів b_i , b_{ij} , b_{ijk} рівняння регресії за формулою

$$b_{i(jk)} > \frac{t_T S_y}{\sqrt{Nn}}, \quad (10)$$

де t_T – табличне значення коефіцієнта Стьюдента залежно від ступеня відповідності f та рівня значущості α , при цьому $f = (n-1)N$.

Якщо умова значимості (3.15) не виконується, то такий коефіцієнт b_i , b_{ij} , b_{ijk} рівняння регресії приймали рівним нулю, а відповідний коефіцієнту рівняння регресії член x_i виключали.

5. Проводили встановлення кореляційного аналізу, при цьому визначали щільність зв'язку між величинами (вплив фактора та їх взаємозв'язку на параметр оптимізації).

Визначали коефіцієнт кореляції r_{bnw} одного фактора b_s , n_k , і w_m за формулою

$$r_{nDT} = \frac{K_{xy}}{S_i S_Q}, \quad (11)$$

де S_i , S_Q – середньоквадратичне відхилення відповідної величини;

K_{xy} – кореляційний момент.

Щільність зв'язку визначали за таких умов: якщо коефіцієнт кореляції дорівнював нулю, то величина некорельована; якщо коефіцієнт кореляції більший 0,7 – кореляційний зв'язок щільний; якщо коефіцієнт кореляції 0,3...0,7 – кореляційний зв'язок середній; якщо коефіцієнт кореляції менше 0,3 – кореляційний зв'язок низький.

При цьому середньоквадратичну похибку S_r коефіцієнта кореляції визначали за формулою

$$S_r = \sqrt{\frac{1 - r_{nDT}^2}{n - 2}}. \quad (12)$$

Зв'язок між величинами значимий (щільний) за умові, що розрахунковий критерій Стюдента більший за його табличне значення [176], тобто

$$t_r = \frac{r_{nDT}}{S_r} \geq t_{таб}. \quad (13)$$

За одночасної дії кількох факторів на параметр оптимізації для визначення тісноти зв'язку застосовували множинний коефіцієнт кореляції

$$R_{x \cdot yz} = \sqrt{\frac{r_{xy}^2 + r_{xz}^2 - 2r_{xy}r_{xz}r_{yz}}{1 - r_{yz}^2}}. \quad (14)$$

При цьому множинний коефіцієнт кореляції приймали позитивним з межами його можливої зміни від 0 до 1.

Нульове значення множинного коефіцієнта кореляції означає відсутність лінійного зв'язку між величинами. Якщо ж коефіцієнт дорівнює 1, тоді існує лінійний зв'язок, а всі експериментальні дані належать одній площині, яка буде поверхнею відгуку параметра оптимізації.

Квадрат коефіцієнта кореляції є детермінацією (d), яка показує частку зміни протікання та характеризує залежність однієї величини від іншої.

6. Область максимуму чи мінімуму значень параметра оптимізації можна визначити кількома методами, наприклад, методом крутого сходження або симплексним методом.

Але найбільш раціональним є метод двовірних перерізів. Для цього диференціюється рівняння регресії за відповідним фактором, а отримані часткові похідні прирівнюються до нуля, тобто

$$y = y(x_1, x_2, \dots, x_n) \rightarrow \left. \begin{array}{l} \frac{dy}{dx_1} = 0, \\ \frac{dy}{dx_2} = 0, \\ \dots, \\ \frac{dy}{dx_n} = 0. \end{array} \right\} \quad (15)$$

Цей метод призначений для одночасного визначення значень факторів, за яких параметр оптимізації набуває максимального або мінімального значення. При цьому, розв'язавши систему рівнянь відносно кожного фактора, отримаємо значення кожного фактора, за якого параметр оптимізації набуває максимальне або мінімальне значення.

Для проведення дослідження цього двовірного перерізу необхідно записати рівняння в канонічному вигляді

$$K^2 + I_1 K + I_2 = 0, \quad (16)$$

де $I_1 = -(b_{ii} + b_{jj})$; $I_2 = b_{ii} \cdot b_{jj} - 0,25b_{ij}^2$.

При розв'язуванні характеристичного рівняння отримаємо корені K_i, K_j . Якщо $|K_i| < |K_j|$, то двовірний переріз витягнутий вздовж осі, яка відповідає фактору X_i .

Якщо корені характеристичного рівняння менші нуля, то центр контурних кривих є максимумом.

Визначали тангенс кута повороту осей за формулою

$$\operatorname{tg} 2\beta = \frac{b_{ij}}{b_{ii} - b_{jj}}. \quad (17)$$

Додаток В8.3

План-матриця експерименту типу ПФЕ 3^3

№ п.п експер.	Рівні факторів			Взаємодія факторів			Параметр оптимізації, P_{sc}			Середні значення
	x_2	x_3	x_4	x_2x_3	x_2x_4	x_3x_4	1	2	3	
1	-1	-1	-1	+1	+1	+1	Y_{11}	Y_{12}	Y_{13}	Y_{1c}
2	0	-1	-1	0	0	+1	Y_{11}	Y_{12}	Y_{13}	Y_{1c}
3	+1	-1	-1	1-	-1	+1	Y_{11}	Y_{12}	Y_{13}	Y_{1c}
4	-1	0	-1	0	+1	+1	Y_{11}	Y_{12}	Y_{13}	Y_{1c}
5	0	0	-1	0	0	0	Y_{11}	Y_{12}	Y_{13}	Y_{1c}
6	+1	0	-1	0	0	-1	Y_{11}	Y_{12}	Y_{13}	Y_{1c}
7	-1	+1	-1	-1	-1	+1	Y_{11}	Y_{12}	Y_{13}	Y_{1c}
8	0	+1	-1	0	0	-1	Y_{11}	Y_{12}	Y_{13}	Y_{1c}
9	+1	+1	-1	+1	-1	-1	Y_{11}	Y_{12}	Y_{13}	Y_{1c}
10	-1	-1	0	+1	0	0	Y_{11}	Y_{12}	Y_{13}	Y_{1c}
11	0	-1	0	0	0	0	Y_{11}	Y_{12}	Y_{13}	Y_{1c}
12	+1	-1	0	-1	0	0	Y_{11}	Y_{12}	Y_{13}	Y_{1c}
13	-1	0	0	0	0	0	Y_{11}	Y_{12}	Y_{13}	Y_{1c}
14	0	0	0	0	0	0	Y_{11}	Y_{12}	Y_{13}	Y_{1c}
15	+1	0	0	0	0	0	Y_{11}	Y_{12}	Y_{13}	Y_{1c}
16	-1	+1	0	-1	0	0	Y_{11}	Y_{12}	Y_{13}	Y_{1c}
17	0	+1	0	0	0	0	Y_{11}	Y_{12}	Y_{13}	Y_{1c}
18	+1	+1	0	+1	0	0	Y_{11}	Y_{12}	Y_{13}	Y_{1c}
19	-1	-1	+1	+1	-1	-1	Y_{11}	Y_{12}	Y_{13}	Y_{1c}
20	0	-1	+1	0	0	-1	Y_{11}	Y_{12}	Y_{13}	Y_{1c}
21	+1	-1	+1	-1	+1	-1	Y_{11}	Y_{12}	Y_{13}	Y_{1c}
22	-1	0	+1	0	-1	0	Y_{11}	Y_{12}	Y_{13}	Y_{1c}
23	0	0	+1	0	0	0	Y_{11}	Y_{12}	Y_{13}	Y_{1c}
24	+1	0	+1	0	+1	0	Y_{11}	Y_{12}	Y_{13}	Y_{1c}
25	-1	+1	+1	-1	-1	+1	Y_{11}	Y_{12}	Y_{13}	Y_{1c}
27	0	+1	+1	0	0	+1	Y_{11}	Y_{12}	Y_{13}	Y_{1c}
27	+1	+1	+1	+1	+1	+1	Y_{11}	Y_{12}	Y_{13}	Y_{1c}

Додаток В9.3

Рандомізована несиметрична план-матриця Бокса-Бенкіна планованого факторного експерименту типу ПФЕ 3^3

№ екс.	Вхідні фактори та їх взаємодія									Параметр оптимізації
	x_1	x_2	x_3	x_{12}	x_{13}	x_{23}	x_{11}	x_{22}	x_{33}	Π_{sc}
1	+	+	0	+	0	0	+	+	0	Π_{1sc}
2	-	+	0	-	0	0	+	+	0	Π_{2sc}
3	+	-	0	-	0	0	+	+	0	Π_{3sc}
4	-	-	0	+	0	0	+	+	0	Π_{4sc}
5	+	0	+	0	+	0	+	0	+	Π_{5sc}
6	-	0	+	0	-	0	+	0	+	Π_{6sc}
7	+	0	-	0	-	0	+	0	+	Π_{7sc}
8	-	0	-	0	0	0	+	0	+	Π_{8sc}
9	0	+	+	0	0	+	0	+	+	Π_{9sc}
10	0	-	+	0	0	-	0	+	+	Π_{10sc}
11	0	+	-	0	0	-	0	+	+	Π_{11sc}
12	0	-	-	0	0	+	0	+	+	Π_{12sc}
13	0	0	0	0	0	0	0	0	0	Π_{13sc}
14	0	+	0	0	0	0	0	+	0	Π_{14sc}
15	-	0	-	0	+	0	+	0	+	Π_{15sc}

Додаток В10.3

Загальний вигляд п'ятикратної лупи



Додаток Г1.1

1. Експериментальні значення продуктивності W_{1sc} та витрат потужності P_{1sc} процесу транспортування зерна пшениці шнековим транспортером з кроком спіральних витків гвинтового конвеєра $T_{1s} = 5,0 + 0 = 5,0$ (см)

№ екс.	Вхідні фактори			W_{1sc} , кг/хв			P_{1sc} , Вт/хв		
	S_b , см ²	n_s , об/хв	w_m %	Повторності			Повторності		
				1	2	3	1	2	3
1	40	280	15	35,8	36,1	35,5	148	142	145
2	10	280	15	8,2	8,6	9,0	88	92	90
3	40	120	15	14,7	14,2	13,7	105	105	105
4	10	120	15	6,1	5,7	5,9	63	67	65
5	40	200	18	21,4	22,1	22,8	136	134	135
6	10	200	18	5,6	5,5	5,7	112	108	110
7	40	200	12	26,4	25,2	25,8	114	116	115
8	10	200	12	8,1	8,5	8,9	74	76	75
9	25	280	18	21,5	18,9	20,2	147	153	150
10	25	120	18	8,3	8,0	8,6	99	101	100
11	25	280	12	22,1	23,4	24,7	123	117	120
12	25	120	12	10,2	11,6	10,9	75	85	80
13	25	200	15	15,1	15,8	16,5	114	106	110
14	25	280	15	22,4	23,4	24,4	162	168	165
15	10	200	18	6,9	7,3	7,1	133	127	130

2. Експериментальні значення продуктивності W_{2sc} та витрат потужності P_{2sc} процесу транспортування зерна пшениці шнековим транспортером з кроком спіральних витків гвинтового конвеєра $T_{2s} = 5,0 + 3,0 = 8,0$ (см)

№ екс.	Вхідні фактори			W_{2sc} , кг/хв			P_{2sc} , Вт/хв		
	S_b , см ²	n_s , об/хв	w_m %	Повторності			Повторності		
				1	2	3	1	2	3
1	40	280	15	55,8	44,8	55,3	225	227	223
2	10	280	15	12,6	13,8	13,2	135	140	130
3	40	120	15	23,2	23,0	23,1	160	158	162
4	10	120	15	9,4	8,8	9,1	90	91	89
5	40	200	18	33,9	34,7	34,3	205	203	207
6	10	200	18	9,0	8,4	8,7	165	165	165
7	40	200	12	40,0	39,8	39,9	175	172	178
8	10	200	12	13,0	13,2	13,1	115	113	117
9	25	280	18	31,1	31,9	31,5	230	227	233
10	25	120	18	12,3	13,1	12,7	155	153	157
11	25	280	12	36,8	35,2	36,2	185	184	186
12	25	120	12	16,6	17,0	16,8	120	118	122
13	25	200	15	24,0	23,6	23,8	170	173	167
14	25	280	15	36,7	35,7	36,2	250	251	249
15	10	200	18	10,9	10,1	10,5	200	203	197

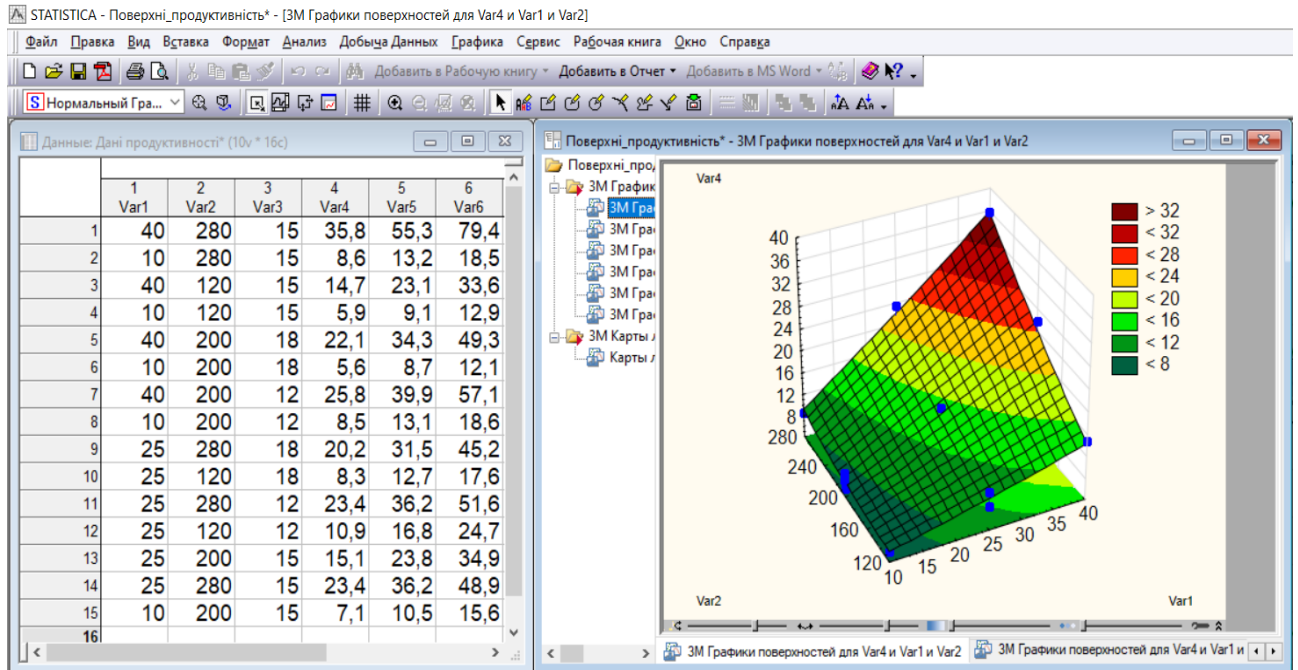
Продовження додатку Г.1.1

3. Експериментальні значення продуктивності W_{3sc} та витрат потужності P_{3sc} процесу транспортування зерна пшениці шнековим транспортером з кроком спіральних витків гвинтового конвеєра $T_{3s} = 5,0 + 6,0 = 11,0$ (см)

№ екс.	Вхідні фактори			W_{3sc} , кг/хв			P_{3sc} , Вт/хв		
	S_b , см ²	n_s , об/хв	w_m %	Повторності			Повторності		
				1	2	3	1	2	3
1	40	280	15		79,4			310	
2	10	280	15		18,5			195	
3	40	120	15		33,6			220	
4	10	120	12		12,9			125	
5	40	200	18		49,3			295	
6	10	200	18		12,1			225	
7	40	200	12		57,1			245	
8	10	200	12		18,6			165	
9	25	280	18		45,2			315	
10	25	120	18		17,6			215	
11	25	280	12		51,6			255	
12	25	120	12		24,7			175	
13	25	200	15		34,9			235	
14	40	280	18		48,9			345	
15	10	280	18		15,6			275	

Додаток Г2.1

Експериментальні середні дані визначення продуктивності W_{isc} шнекового транспортера під час проведення експеримент типу ПФЕ 3^3



Var1 – площа вихідного отвору S_b бункера, см^2 ;

Var2 – частота обертання n_s гвинтового конвеєра, об/хв;

Var3 – вологість зерна w_m , %;

Var4 – продуктивність W_{1sc} для кроку спіральних витків T_{1s} , кг/хв;

Var5 – продуктивність W_{2sc} для кроку спіральних витків T_{2s} , кг/хв;

Var6 – продуктивність W_{3sc} для кроку спіральних витків T_{3s} , кг/хв, кг/хв.

Додаток Г3.1

Статистичні розрахунки перевірки значимості коефіцієнтів рівнянь регресії та адекватності моделі зміни продуктивності W_{isc} шнекового транспортера

Вихідні положення: кількість експериментів $n = 15$; кількість коефіцієнтів моделі $k = 10$; ступені вільності: для регресії $f_1 = k - 1 = 9$; для залишків $f_2 = n - k = 5$; рівень значущості: $\alpha = 0,05$.

1. Методика перевірки значущості коефіцієнтів рівняння регресії.

Для кожного коефіцієнта перевіряється нульова гіпотеза: $H_0: b_i = 0$.

Розрахункова t - статистика: $t_i = |b_i|/S_{b_i}$, де S_{b_i} – середньоквадратична похибка коефіцієнта.

Критичне значення: рівень значущості $\alpha = 0,05$; число ступенів вільності $f = n - k = 15 - 10 = 5$; табличне значення $t_{кр}(0,05;5) = 2,571$.

Коефіцієнт вважається значущим, якщо: $|t_i| \geq |t_{кр}|$.

2. Значущість коефіцієнтів для моделі

Член	b_{1i}	t_{1i}	b_{2i}	t_{2i}	b_{3i}	t_{3i}	Значущість
x_1	-0,0981	3,15	-0,1166	3,41	-0,2122	3,64	так
x_2	-0,0392	10,42	-0,0542	11,04	-0,0887	10,55	так
x_3	0,8778	2,68	1,9320	2,97	1,7054	3,12	так
x_{11}	0,0011	5,86	0,0015	6,14	0,0027	6,45	так
x_{22}	0,0001	12,95	0,0001	11,78	0,0001	12,33	так
x_{33}	-0,0324	2,61	-0,0729	2,87	-0,0800	2,97	так
x_{12}	0,0038	7,63	0,0059	8,95	0,0084	9,14	так
x_{13}	-0,0102	3,12	-0,0140	3,15	-0,0204	3,56	так
x_{23}	-0,0006	4,18	-0,0006	4,56	0,0007	4,29	так

3. Перевірка адекватності моделей.

Табличне значення критерію Фішера $F_{кр}(0,05;9;5) = 4,77$.

Умова адекватності $F_{i\text{факт}} > F_{кр}$: $F_{1\text{факт}} = 148,83 \gg F_{кр} = 4,77$; $F_{2\text{факт}} = 176,74 \gg F_{кр} = 4,77$; $F_{3\text{факт}} = 200,07 \gg F_{кр} = 4,77$.

Умова дотримується, моделі адекватні.

Додаток Г4.1

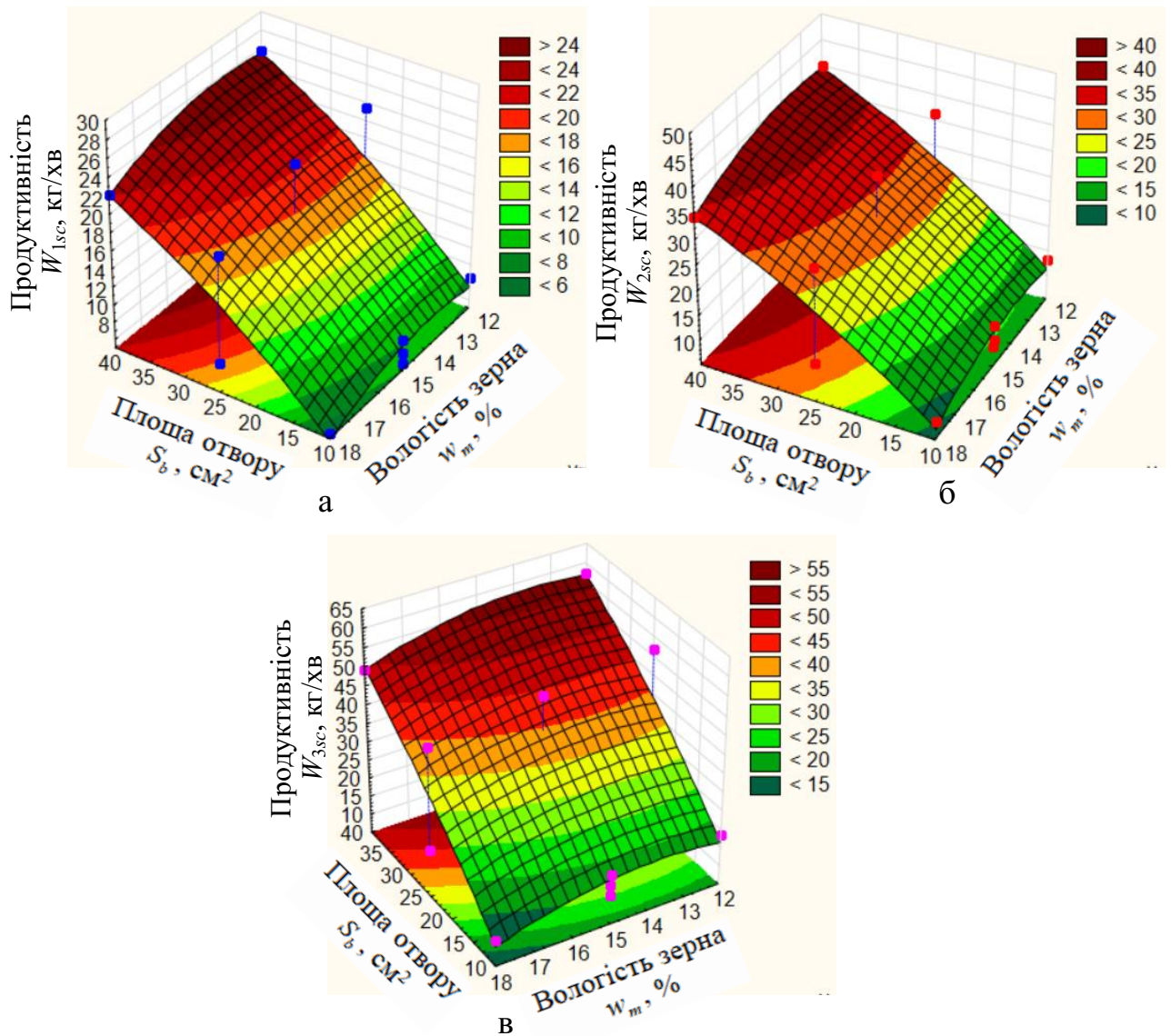


Рисунок 1Г4.1 – Поверхня відгуку зміни продуктивності W_{isc} шнекового транспортера як функція: а – $W_{1sc} = f_W(S_b; w_m)$; б – $W_{2sc} = f_W(S_b; w_m)$; в – $W_{3sc} = f_W(S_b; w_m)$

Додаток Г5.1

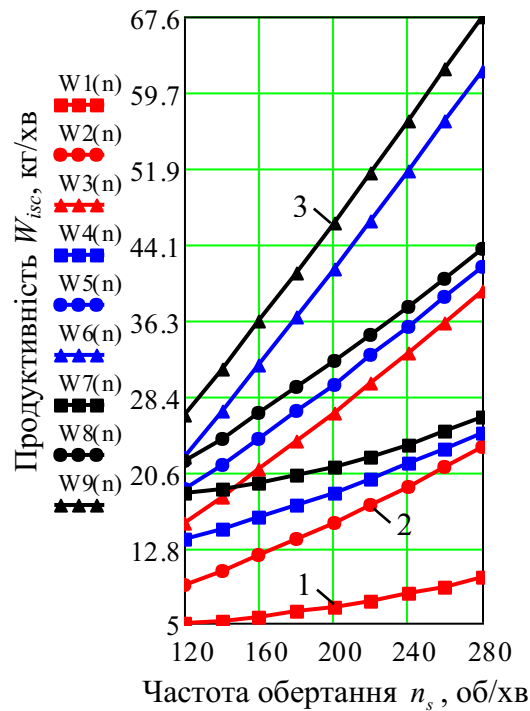
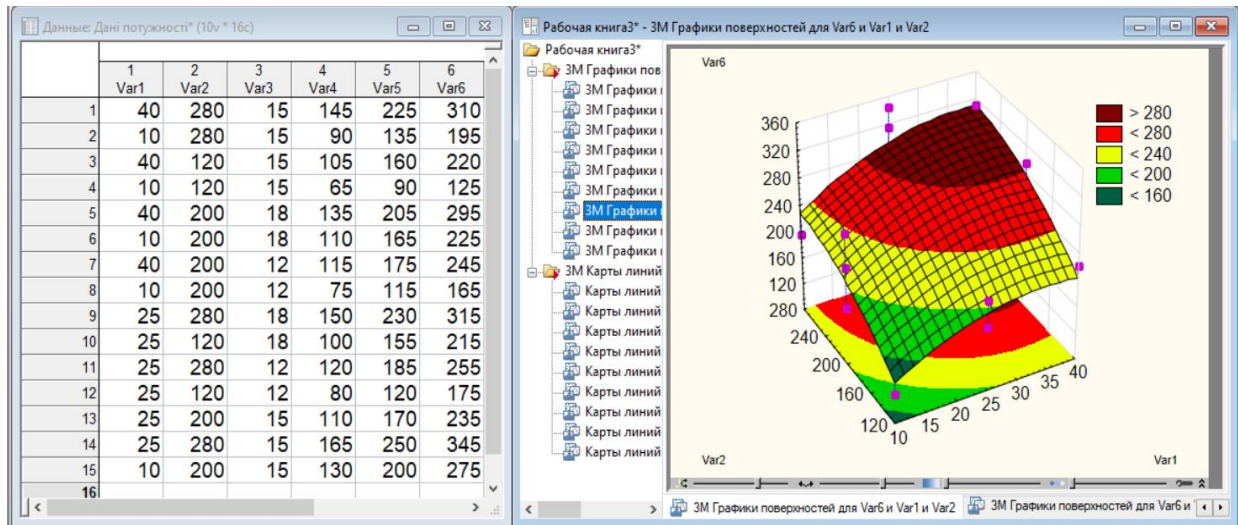


Рисунок 1Г5.1 – Залежність зміни продуктивності W_{isc} шнекового транспортера як функція: а – $W_{isc} = f_w(n_s)$, $w_m = 18\%$, 1, 2, 3 – відповідно, $S_b = 10, 25, 40 \text{ см}^2$; W1(n), W2(n), W3(n) – відповідно, $T_{1s} = 5,0 \text{ см}$; W4(n), W5(n), W6(n) – відповідно, $T_{2s} = 8,0 \text{ см}$; W7(n), W8(n), W9(n) – відповідно, $T_{3s} = 11,0 \text{ см}$

Додаток Г6.1

Експериментальні середні дані визначення витрат потужності P_{isc} шнекового транспортера під час проведення експеримент типу ПФЕ 3³



Var1 – площа вихідного отвору S_b бункера, см²;

Var2 – частота обертання n_s гвинтового конвеєра, об/хв;

Var3 – вологість зерна w_m , %;

Var4 – витрати потужності P_{1sc} для кроку спіральних витків T_{1s} , Вт/хв;

Var5 – витрати потужності P_{2sc} для кроку спіральних витків T_{2s} , Вт/хв;

Var6 – витрати потужності P_{3sc} для кроку спіральних витків T_{3s} , Вт/хв.

Додаток Г7.1

Розраховані коефіцієнти кореляції згідно з методикою (додаток В4.1) наведено в таблиці 1Г7.1.

Таблиця 1Г7.1 – Значення коефіцієнтів кореляції між членами полінома та відгуками

Член полінома	Значення коефіцієнтів кореляції $t_{факт}$		
	W_{1sc}	W_{2sc}	W_{3sc}
x_1	0,777	0,781	0,790
x_2	0,554	0,552	0,538
x_3	-0,208	-0,208	-0,210
x_{11}	0,752	0,755	0,767
x_{22}	0,564	0,562	0,547
x_{33}	-0,216	-0,216	-0,218
x_{12}	0,987	0,988	0,988
x_{13}	0,692	0,696	0,705
x_{23}	0,400	0,398	0,386

Перевірка значущості коефіцієнтів кореляції проводили за r -критерієм Пірсона, при цьому: кількість спостережень $n = 15$, $f = n - 2 = 13$; критичне значення r -критерію Пірсона $r_{кр}(0,05) = 0,514$.

За результатами кореляційного аналізу для повного полінома другого порядку встановлено, що найбільший вплив на вихідні параметри мають перший (x_1 – площа вихідного отвору бункера S_b) та другий (x_2 – частота обертання гвинтового конвеєра n_s) фактори, між якими та результативними показниками спостерігається сильний прямий кореляційний зв'язок. Вплив третього фактора (x_3 – вологість зерна S_b) є слабким і має обернений характер.

Також найбільш тісний зв'язок з вихідними параметрами мають комбіновані члени, зокрема x_{12} , коефіцієнт кореляції яких перевищує 0,98.

Це свідчить про домінування взаємодії факторів у формуванні вихідних показників.

Квадратичні члени демонструють помірну кореляцію з відгуками, однак їх вплив у рівняннях регресії послаблюється внаслідок мультиколінеарності з лінійними членами.

Між незалежними змінними відсутня критична мультиколінеарність, що підтверджує коректність побудованих регресійних моделей.

Узгодження результатів кореляційного аналізу з результатами регресійного аналізу наведено в табл. 2Г6.1.

Таблиця 2Г7.1 – Результати узгодження регресійного та кореляційного аналізу

Член полінома	Кореляція	t -критерій	Узгодженість
x_1	висока	значущий	✓
x_2	помірна	значущий	✓
x_3	низька	незначущий	✓
x_{ij}	дуже висока	дуже значущий	✓
x_{ii}	помірна	часто незначущі	✓

Результати статистичних розрахунків перевірки значимості коефіцієнтів рівнянь регресії зміни витрат потужності P_{isc} шнекового транспортера та перевірки адекватності моделі

Вихідні положення:

- кількість експериментів $n = 15$;
- кількість коефіцієнтів моделі $k = 4$;
- ступені вільності:
 - для регресії $f_1 = k - 1 = 3$;
 - для залишків $f_2 = n - k = 11$;
- рівень значущості: $\alpha = 0,05$.

1. Методика перевірки значущості коефіцієнтів рівняння регресії.

Для кожного коефіцієнта перевіряється нульова гіпотеза:

$$H_0: b_i = 0.$$

Розрахункова t - статистика:

$$t_i = |b_i|/S_{b_i}$$

де S_{b_i} – середньоквадратична похибка коефіцієнта.

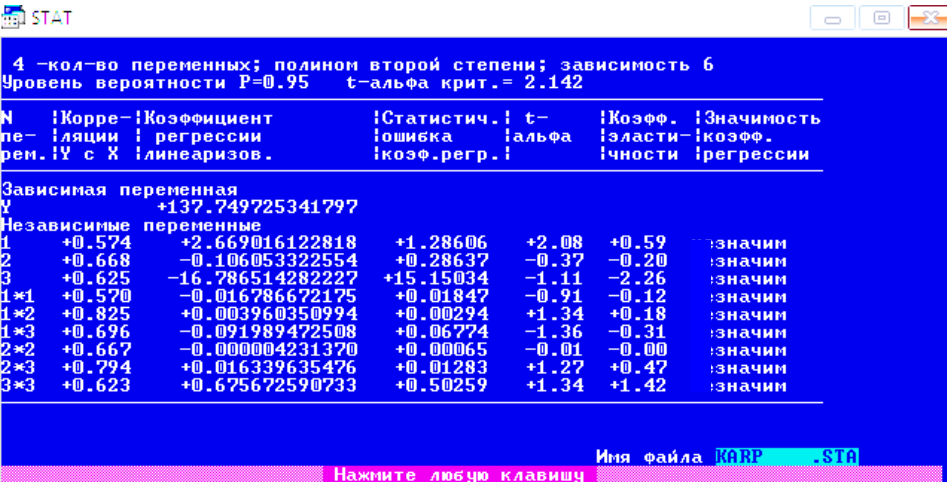
Критичне значення: рівень значущості $\alpha = 0,05$; число ступенів вільності $f = n - k = 15 - 10 = 5$; табличне значення $t_{кр}(0,05;11) = 2,142$.

Коефіцієнт вважається значущим, якщо:

$$|t_i| \geq |t_{кр}|.$$

2. Результати розрахунків:

- для кроку спіральних витків T_{1s}



4 -кол-во переменных; полином второй степени; зависимость 6
Уровень вероятности P=0.95 t-альфа крит.= 2.142

N	Корреляция	Кoeffициент регрессии	Статистическая ошибка	t-альфа	Кoeff. эластичности	Значимость
регрессии	Y с X	линеаризов.	коэф. регр.		коэф.	регрессии
Зависимая переменная						
Y		+137.749725341797				
Независимые переменные						
1	+0.574	+2.669016122818	+1.28606	+2.08	+0.59	значим
2	+0.668	-0.106053322554	+0.28637	-0.37	-0.20	значим
3	+0.625	-16.786514282227	+15.15034	-1.11	-2.26	значим
1*1	+0.570	-0.016786672175	+0.01847	-0.91	-0.12	значим
1*2	+0.825	+0.003960350994	+0.00294	+1.34	+0.18	значим
1*3	+0.696	-0.091989472508	+0.06774	-1.36	-0.31	значим
2*2	+0.667	-0.000004231370	+0.00065	-0.01	-0.00	значим
2*3	+0.794	+0.016339635476	+0.01283	+1.27	+0.47	значим
3*3	+0.623	+0.675672590733	+0.50259	+1.34	+1.42	значим

Имя файла KARP .STA

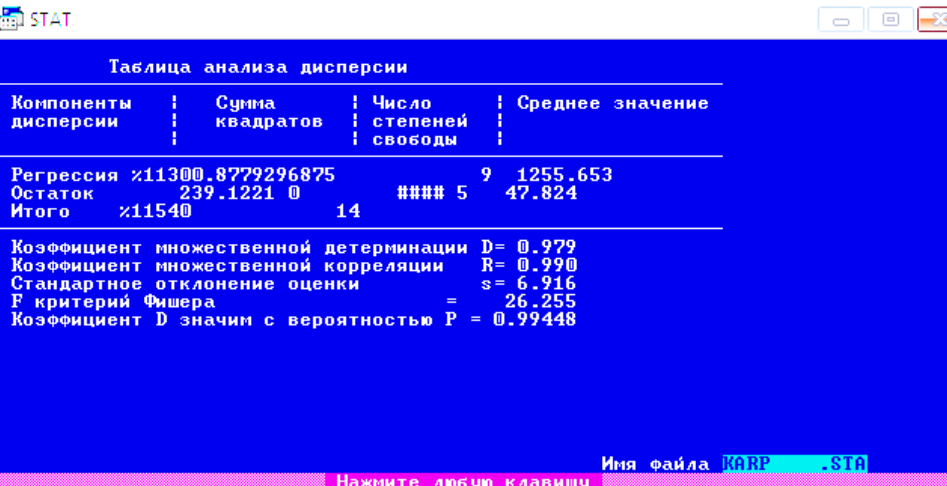


Таблица анализа дисперсии

Компоненты дисперсии	Сумма квадратов	Число степеней свободы	Среднее значение
Регрессия	11300.8779296875	9	1255.653
Остаток	239.12210	5	47.824
Итого	11540	14	

Кoeffициент множественной детерминации D = 0.979
Кoeffициент множественной корреляции R = 0.990
Стандартное отклонение оценки s = 6.916
F критерий Фишера = 26.255
Кoeffициент D значим с вероятностью P = 0.99448

Имя файла KARP .STA

Продовження додатку Г7.1

- для кроку спіральних витків T_{2s}

STAT

4 -кол-во переменных; полином второй степени; зависимость 6
Уровень вероятности P=0.95 t-альфа крит. = 2.142

Независимые переменные	Корреляция	Коэффициент регрессии	Статистич. ошибка	t-альфа	Коэфф. эластичности	Значимость регрессии
Зависимая переменная Y		+150.281219482422				
1	+0.577	+4.986996173859	+2.15713	+2.31	+0.72	значим
2	+0.672	-0.006020210218	+0.48034	-0.01	-0.01	значим
3	+0.620	-21.461059570313	+25.41193	-0.84	-1.90	значим
1*1	+0.569	-0.036177359521	+0.03097	-1.17	-0.16	значим
1*2	+0.824	+0.005416258704	+0.00494	+1.10	+0.17	значим
1*3	+0.695	-0.152443990111	+0.11362	-1.34	-0.34	значим
2*2	+0.670	-0.000099993151	+0.00109	-0.09	-0.03	значим
2*3	+0.790	+0.019351022318	+0.02151	+0.90	+0.37	значим
3*3	+0.617	+0.944524347782	+0.84300	+1.12	+1.30	значим

Имя файла KARP .STA

Нажмите любую клавишу

STAT

Таблица анализа дисперсии

Компоненты дисперсии	Сумма квадратов	Число степеней свободы	Среднее значение
Регрессия	28167.255859375	9	3129.695
Остаток	672.7441 0	5	134.549
Итого	28840	14	

Коэффициент множественной детерминации D = 0.977
Коэффициент множественной корреляции R = 0.988
Стандартное отклонение оценки s = 11.59951844366825
F критерий Фишера = 23.261
Коэффициент D значим с вероятностью P = 0.99350

Имя файла KARP .STA

Нажмите любую клавишу

- для кроку спіральних витків T_{3s} ,

STAT

4 -кол-во переменных; полином второй степени; зависимость 6
Уровень вероятности P=0.95 t-альфа крит. = 2.142

Независимые переменные	Корреляция	Коэффициент регрессии	Статистич. ошибка	t-альфа	Коэфф. эластичности	Значимость регрессии
Зависимая переменная Y		+259.540954589844				
1	+0.594	+6.277990818024	+2.18400	+2.87	+0.65	значим
2	+0.673	+0.203421384096	+0.48632	+0.42	+0.18	значим
3	+0.615	-37.678836822510	+25.72841	-1.46	-2.39	значим
1*1	+0.587	-0.048798657954	+0.03136	-1.56	-0.16	значим
1*2	+0.836	+0.004234910943	+0.00500	+0.85	+0.09	значим
1*3	+0.712	-0.126373499632	+0.11503	-1.10	-0.20	значим
2*2	+0.669	-0.000543719507	+0.00110	-0.49	-0.11	значим
2*3	+0.789	+0.028785878792	+0.02178	+1.32	+0.39	значим
3*3	+0.612	+1.472425460815	+0.85350	+1.73	+1.46	значим

Имя файла KARP .STA

Нажмите любую клавишу

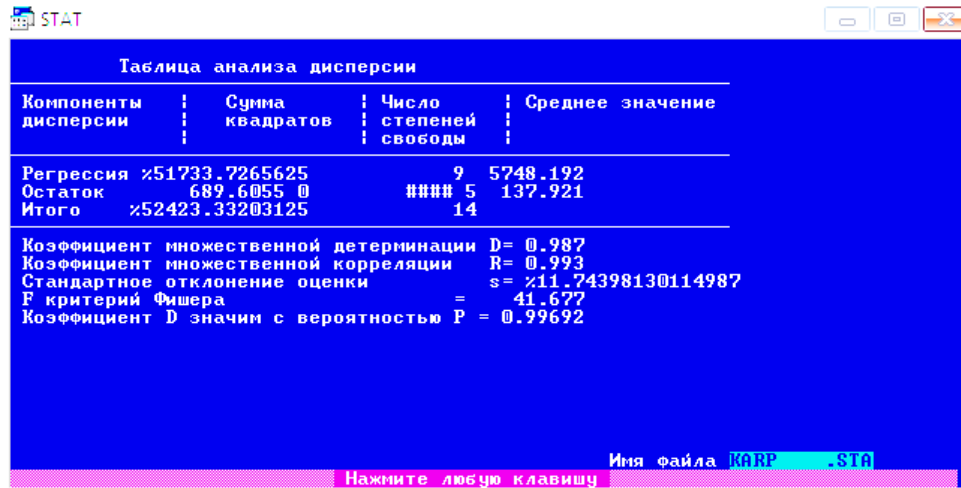


Таблица анализа дисперсии

Компоненты дисперсии	Сумма квадратов	Число степеней свободы	Среднее значение
Регрессия	51733.7265625	9	5748.192
Остаток	689.60550	5	137.921
Итого	52423.33203125	14	

Коэффициент множественной детерминации D = 0.987
 Коэффициент множественной корреляции R = 0.993
 Стандартное отклонение оценки s = 11.74398130114987
 F критерий Фишера = 41.677
 Коэффициент D значим с вероятностью P = 0.99692

Имя файла: KARP .STA

Нажмите любую клавишу

3. Перевірка адекватності моделей.

Табличне значення критерію Фішера $F_{кр}(0,05;11;3) = 2,65$.

Умова адекватності $F_{iфакт} > F_{кр}$.

$$F_{1факт} = 26,26 \gg F_{кр} = 2,65; F_{2факт} = 23,26 \gg F_{кр} = 2,65;$$

$$F_{3факт} = 41,68 \gg F_{кр} = 2,65.$$

Умова дотримується, моделі адекватні.

Додаток Г8.1

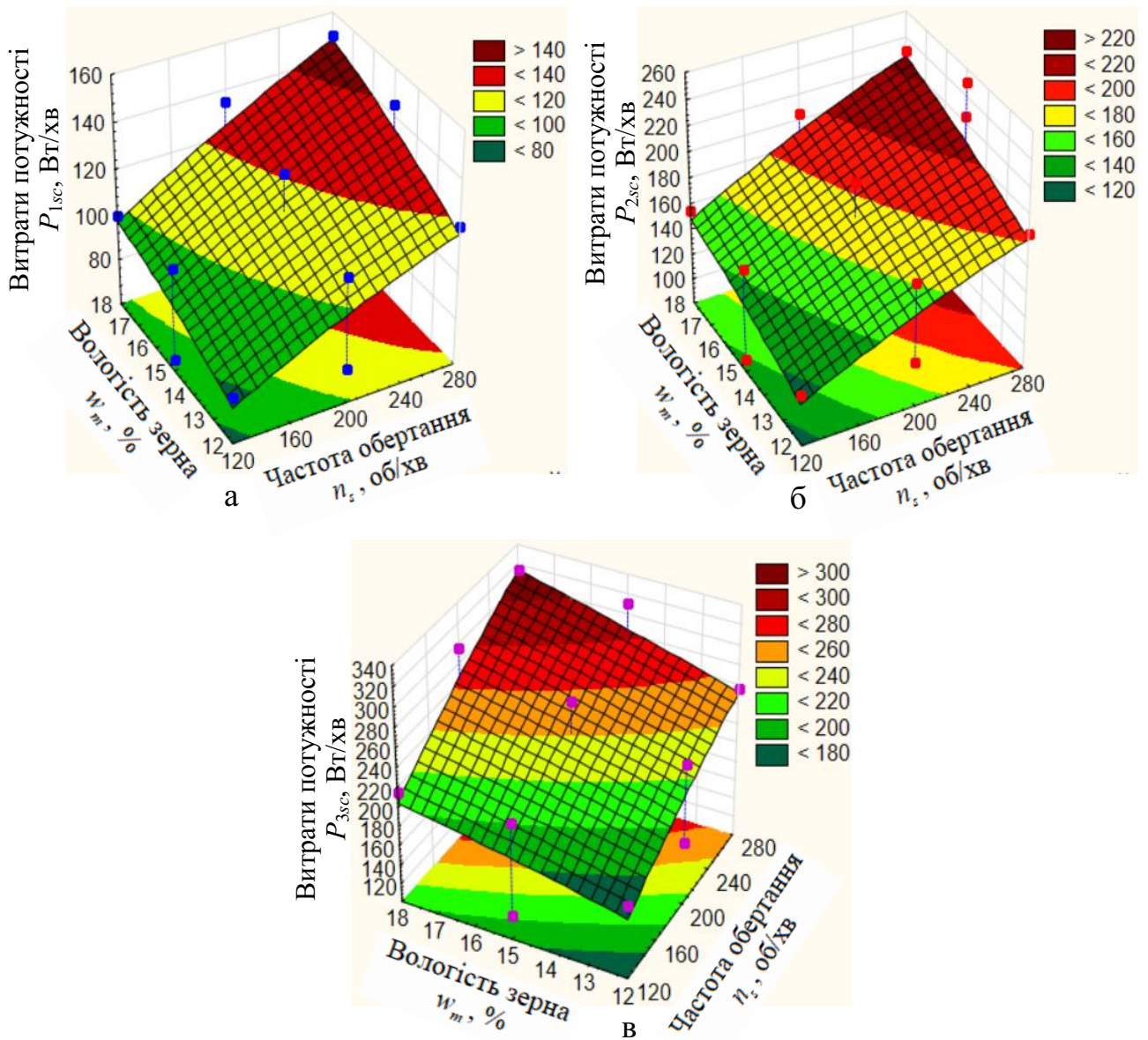


Рисунок 1Г8.1 – Поверхня відгуку зміни витрат потужності P_{isc} шнекового транспортера як функція: а – $P_{1sc} = f_P(n_s; w_m)$; б – $P_{2sc} = f_P(n_s; w_m)$; в – $P_{3sc} = f_P(n_s; w_m)$

Додаток Г9.1

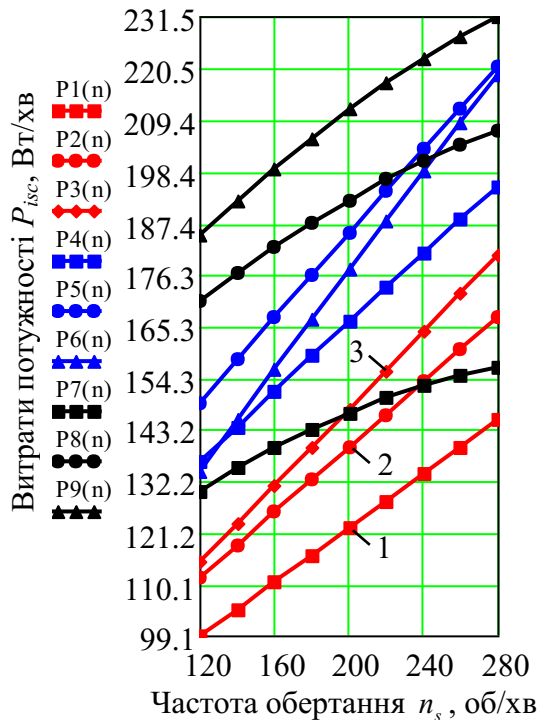


Рисунок 1Г9.1 – Залежності зміни витрат потужності P_{isc} шнекового транспортера як функція: а – $P_{isc} = f_P(n_s)$, $w_m = 18\%$, 1, 2, 3 – відповідно, $S_b = 10, 25, 40 \text{ см}^2$; W1(n), W2(n), W3(n) – відповідно, $T_{1s} = 5,0 \text{ см}$; W4(n), W5(n), W6(n) – відповідно, $T_{2s} = 8,0 \text{ см}$; W7(n), W8(n), W9(n) – відповідно, $T_{3s} = 11,0 \text{ см}$

Додаток Г10.1

Розраховані коефіцієнти кореляції згідно з методикою (додаток В4.1) наведено в табл. 1Г10.1, додаток Г7.1.

Перевірка значущості коефіцієнтів кореляції проводили за r -критерієм Пірсона, при цьому: кількість спостережень $n = 15$, $f = n - 2 = 13$; критичне значення r -критерію Пірсона $r_{kp}(0,05) = 0,514$.

За результатами кореляційного аналізу для повного полінома другого порядку встановлено, що найбільший вплив на вихідні параметри мають перший (x_1 – площа вихідного отвору бункера S_b) та другий (x_2 – частота обертання гвинтового конвеєра n_s) фактори, між якими та результативними показниками спостерігається сильний прямий кореляційний зв'язок.

Вплив третього фактора (x_3 – вологість зерна S_b) є помірним.

Таблиця 1Г10.1 – Значення коефіцієнтів кореляції між членами полінома та відгуками

Член полінома	Значення коефіцієнтів кореляції $t_{факт}$		
	P_{1sc}	P_{2sc}	P_{3sc}
x_1	0,756	0,791	0,783
x_2	0,5434	0,562	0,524
x_3	-0,211	-0,211	-0,221
x_{11}	0,732	0,763	0,756
x_{22}	0,544	0,586	0,534
x_{33}	-0,208	-0,2346	-0,223
x_{12}	0,977	0,961	0,993
x_{13}	0,683	0,643	0,712
x_{23}	0,404	0,376	0,348

Також найбільш тісний зв'язок з вихідними параметрами мають комбіновані члени, зокрема x_{12} , x_{23} коефіцієнт кореляції яких перевищує 0,98.

Це свідчить про домінування взаємодії факторів у формуванні вихідних показників. Квадратичні члени демонструють помірну кореляцію з відгуками, однак їх вплив у рівняннях регресії послаблюється внаслідок мультиколінеарності з лінійними членами. Між незалежними змінними відсутня критична мультиколінеарність, що підтверджує коректність побудованих регресійних моделей. Узгодження результатів кореляційного аналізу з результатами регресійного аналізу наведено в табл. 2Г10.1.

Таблиця 2Г10.1 – Результати узгодження регресійного та кореляційного аналізу

Член полінома	Кореляція	t -критерій	Узгодженість
x_1	висока	значущий	✓
x_2	висока	значущий	✓
x_3	помірна	часто незначущий	✓
x_{ij}	дуже висока	дуже значущі	✓
x_{ii}	помірна	часто незначущі	✓

Додаток Г.11.2

Експериментальні значення генеральної вибірки пошкодження зерна Π_{is} пшениці в процесі його транспортування шнековим транспортером з частотою обертання спіральних витків гвинтового конвеєра

$$n_s = 120 \text{ об/хв}, n_s = 200 \text{ об/хв}, n_s = 280 \text{ об/хв}$$

Номер вибірки	Пошкодження зерна Π_{is} , %								
	Π_{1s} (зелений колір)			Π_{2s} (синій колір)			Π_{3s} (червоний колір)		
1	1,1	1,3	1,8	1,2	0,8	1,3	1,3	1,8	2,0
2	0,6	2,3	1,7	0,6	1,0	1,5	0,5	1,8	1,9
3	0,5	1,5	2,3	0,5	0,9	0,5	1,3	1,1	1,8
4	0,4	3,1	1,2	0,5	1,9	0,6	3,2	0,9	1,4
5	1,6	2,6	1,1	2,5	2,0	0,5	1,1	1,4	1,1
6	1,5	0,9	2,6	2,4	1,6	1,1	0,3	3,6	1,2
7	1,1	1,4	1,3	1,3	1,1	0,6	2,3	2,3	1,4
8	0,7	0,4	1,5	1,6	1,2	0,5	1,2	0,4	1,9
9	0,6	1,3	1,6	1,5	1,1	1,2	0,3	1,7	1,0
10	1,2	1,9	2,8	2,3	0,5	2,5	1,9	2,7	0,7
11	1,3	1,0	2,7	1,2	1,8	0,6	1,5	1,4	2,4
12	1,2	2,5	1,4	1,1	1,7	0,4	0,4	2,2	1,0
13	2,7	0,7	1,2	1,0	1,5	1,0	4,3	2,1	1,6
14	2,0	1,8	1,3	2,8	1,4	0,9	0,8	1,0	1,2
15	1,2	1,1	0,8	1,8	1,3	2,0	3,6	1,0	0,4

Додаток Г12.2

Результати статистичних розрахунків

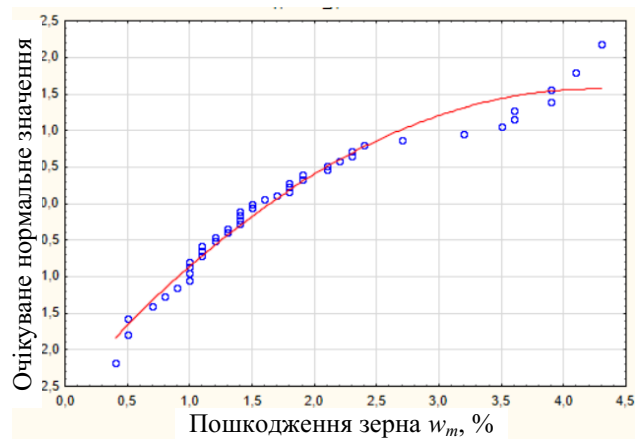
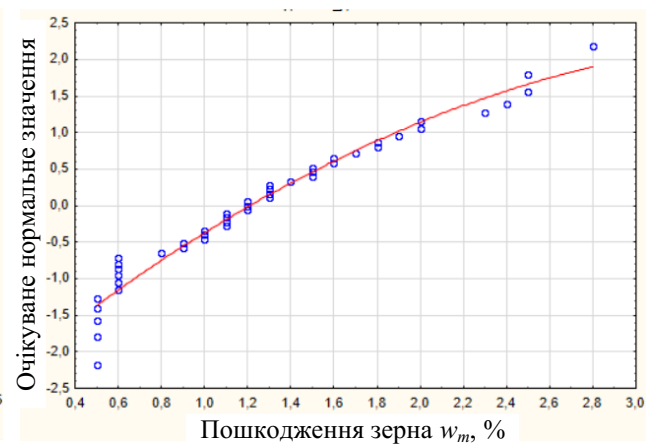
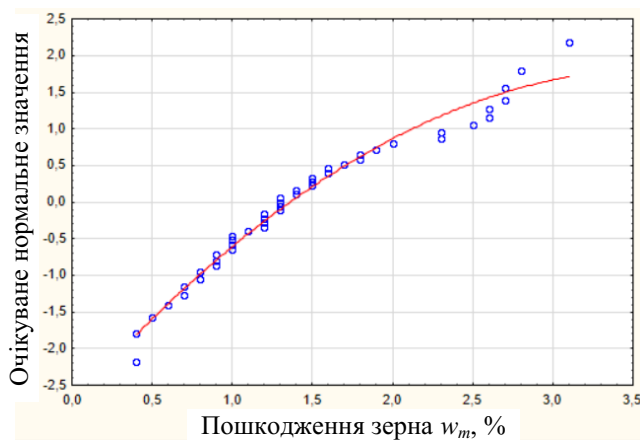
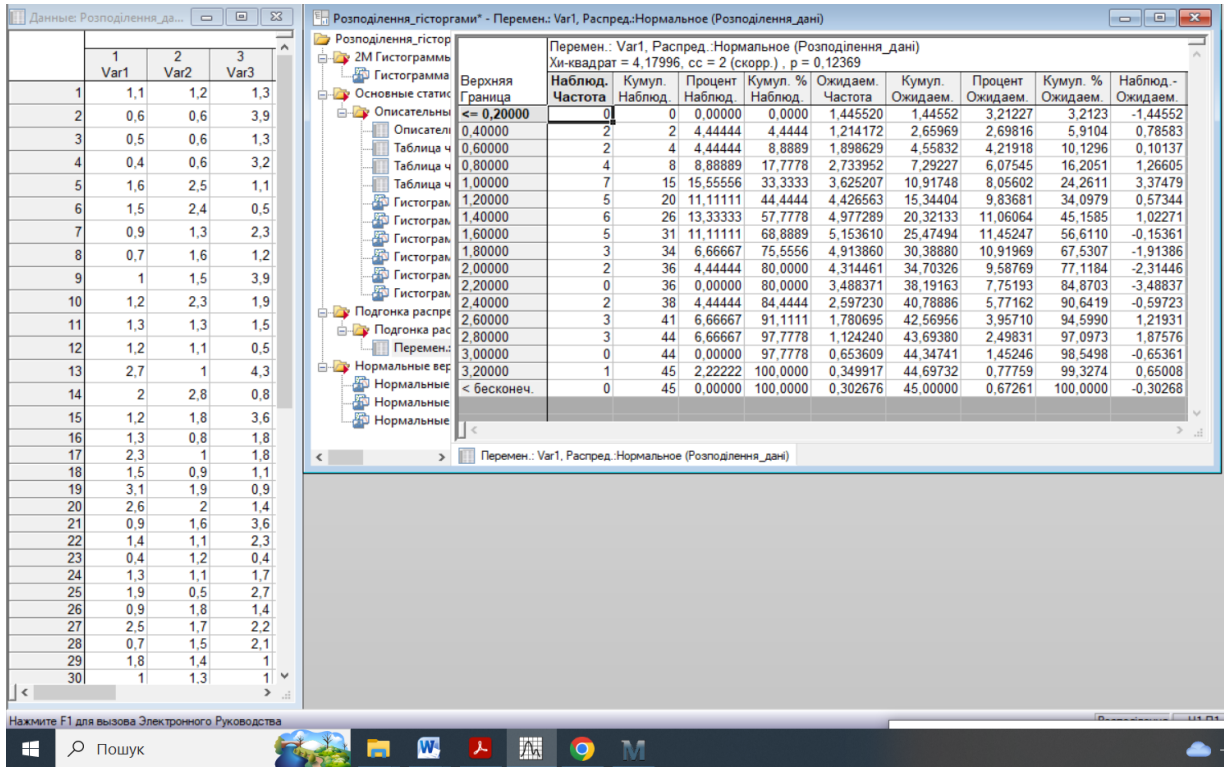


Рисунок 1Г14.2 – Розподілення експериментальних даних пошкодження зерна

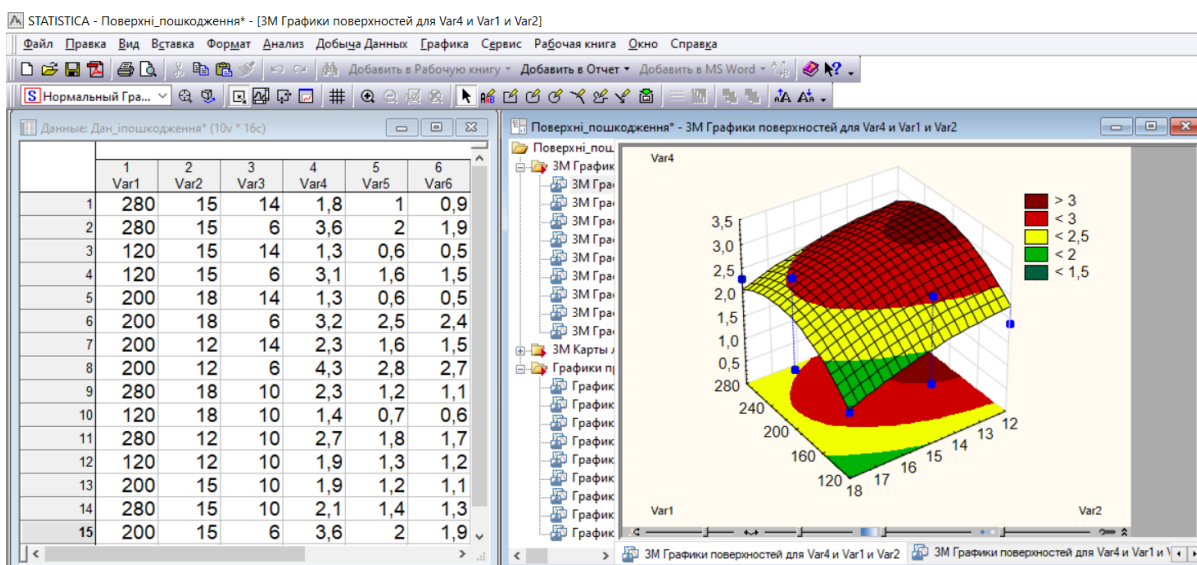
Додаток Г13.2

Експериментальні значення пошкодження зерна Π_{isc} в процесі його транспортування шнековим транспортером з кроком спіральних витків гвинтового конвеєра $T_{1s} = 5,0$ см, $T_{2s} = 8,0$ см, $T_{3s} = 11,0$ см

№ екс.	Вхідні фактори			$\Pi_{1sc}, \%$			$\Pi_{2sc}, \%$			$\Pi_{3sc}, \%$		
	$n_s,$ об/хв	$w_m,$ %	$c_s,$ мм	Повторності			Повторності			Повторності		
				1	2	3	1	2	3	1	2	3
1	280	15	6	1,8	1,6	2,0		1,0				0,9
2	280	15	14	3,6	3,7	3,5		2,0				1,9
3	120	15	6	1,3	1,3	1,3		0,6				0,5
4	120	15	14	3,1	2,9	3,3		1,6				1,5
5	200	18	6	1,3	1,6	1,0		0,6				0,5
6	200	18	14	3,2	3,0	3,4		2,5				2,4
7	200	12	6	2,3	2,6	2,0		1,6				1,5
8	200	12	10	4,3	4,2	4,4		2,8				2,7
9	280	18	10	2,3	2,0	2,6		1,2				1,1
10	120	18	10	1,4	1,5	1,3		0,7				0,6
11	280	12	10	2,7	2,8	2,6		1,8				1,7
12	120	12	10	1,9	2,0	1,8		1,3				1,2
13	200	15	10	1,9	1,8	2,0		1,2				1,1
14	280	15	10	2,1	2,3	1,9		1,4				1,3
15	200	18	6	3,6	3,5	3,7		2,0				1,2

Додаток Г14.2

Експериментальний масив середніх даних пошкодження Π_{isc} зерна пшениці в процесі його транспортування шнековим транспортером з кроком спіральних витків гвинтового конвеєра $T_{1s} = 5,0$ см, $T_{2s} = 8,0$ см, $T_{3s} = 11,0$ см



Var1 – частота обертання n_s гвинтового конвеєра, об/хв;

Var2 – вологість зерна w_m , %;

Var3 – зазор c_s , мм

Var4 – пошкодження Π_{1sc} для кроку спіральних витків T_{1s} , %;

Var5 – пошкодження Π_{2sc} для кроку спіральних витків T_{2s} , %;

Var6 – пошкодження Π_{3sc} для кроку спіральних витків T_{3s} , %.

Додаток Г15.2

Результати статистичних розрахунків пошкодження Π_{isc} зерна пшениці в процесі його транспортування шнековим транспортером з кроком спіральних витків гвинтового конвеєра $T_{1s} = 5,0$ см, $T_{2s} = 8,0$ см, $T_{3s} = 11,0$ см

- $T_{1s} = 5,0$ см

4 - кол-во переменных; вид зависимости Обратная $Y=A0+A(i)/X(i).....5$
 Уровень вероятности P=0.95 t-альфа крит.= 2.142

N перем.	Среднее	Стандартное отклонение	Корреляция Y с X(i)	Коэффициент регрессии	Статистич. ошибка	t-альфа	Значимость коэфф. регрессии
Зависимая переменная Y	+2.453	+0.928		-1.059903			
Независимые переменные X(1)	+0.005	+0.002	-0.294380	-135.330017	+29.622210	-4.57	значим
X(2)	+0.068	+0.011	+0.298075	+27.703812	+5.392636	+5.14	значим
X(3)	+0.115	+0.040	+0.883174	+20.573362	+1.432324	+14.36	значим

Коэффициенты регрессии для уравнения
 Y -1.05990266800
 X(1) -135.33001708984
 X(2) +27.70381164551
 X(3) +20.57336235046

Имя файла IK .STA
 Нажмите любую клавишу

Коэффициент множественной детерминации D= 0.958
 Коэффициент множественной корреляции R= 0.979
 Стандартное отклонение оценки s= 0.214
 F критерий Фишера = 84.284
 Коэффициент D значим с вероятностью P = 0.99999

Имя файла IK .STA
 Нажмите любую клавишу

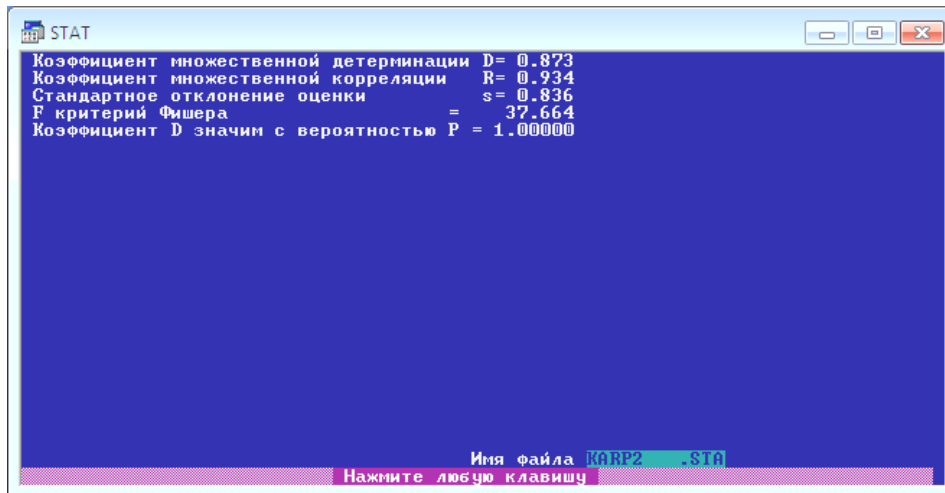
- $T_{2s} = 8,0$ см

4 - кол-во переменных; вид зависимости Обратная $Y=A0+A(i)/X(i).....5$
 Уровень вероятности P=0.95 t-альфа крит.= 2.142

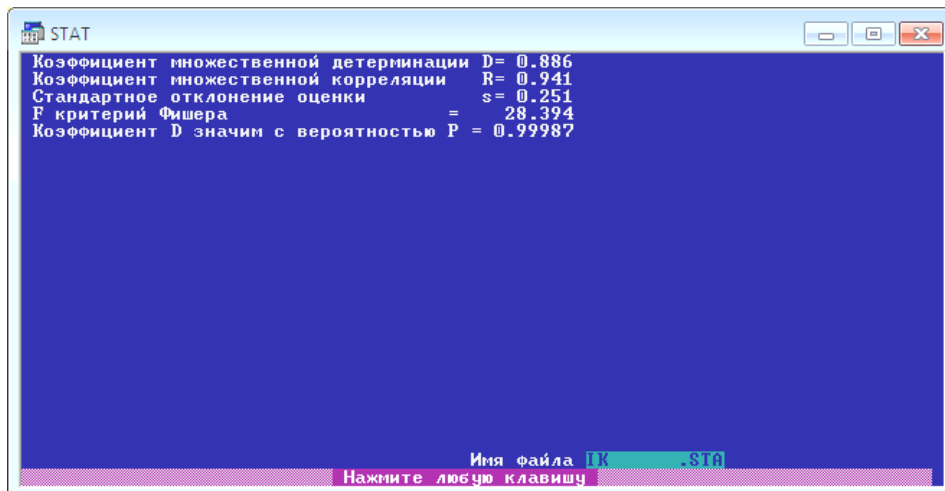
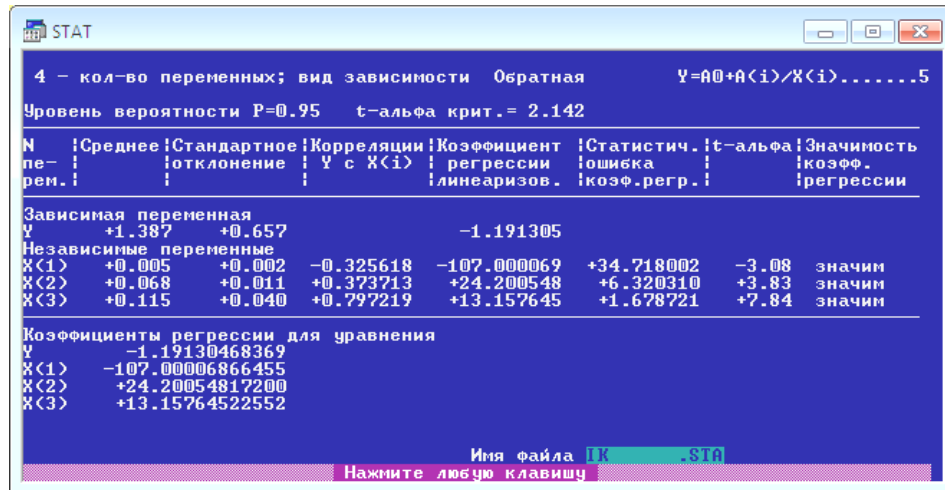
N перем.	Среднее	Стандартное отклонение	Корреляция Y с X(i)	Коэффициент регрессии	Статистич. ошибка	t-альфа	Значимость коэфф. регрессии
Зависимая переменная Y	+1.487	+0.657		-1.091313			
Независимые переменные X(1)	+0.005	+0.002	-0.325618	-107.000038	+34.717545	-3.08	значим
X(2)	+0.068	+0.011	+0.373714	+24.200619	+6.320227	+3.83	значим
X(3)	+0.115	+0.040	+0.797221	+13.157668	+1.678699	+7.84	значим

Коэффициенты регрессии для уравнения
 Y -1.09131252766
 X(1) -107.00003814697
 X(2) +24.20061874390
 X(3) +13.15766811371

Имя файла IK .STA
 Нажмите любую клавишу



$$- T_{3s} = 11,0 \text{ см}$$



Додаток Г16.2

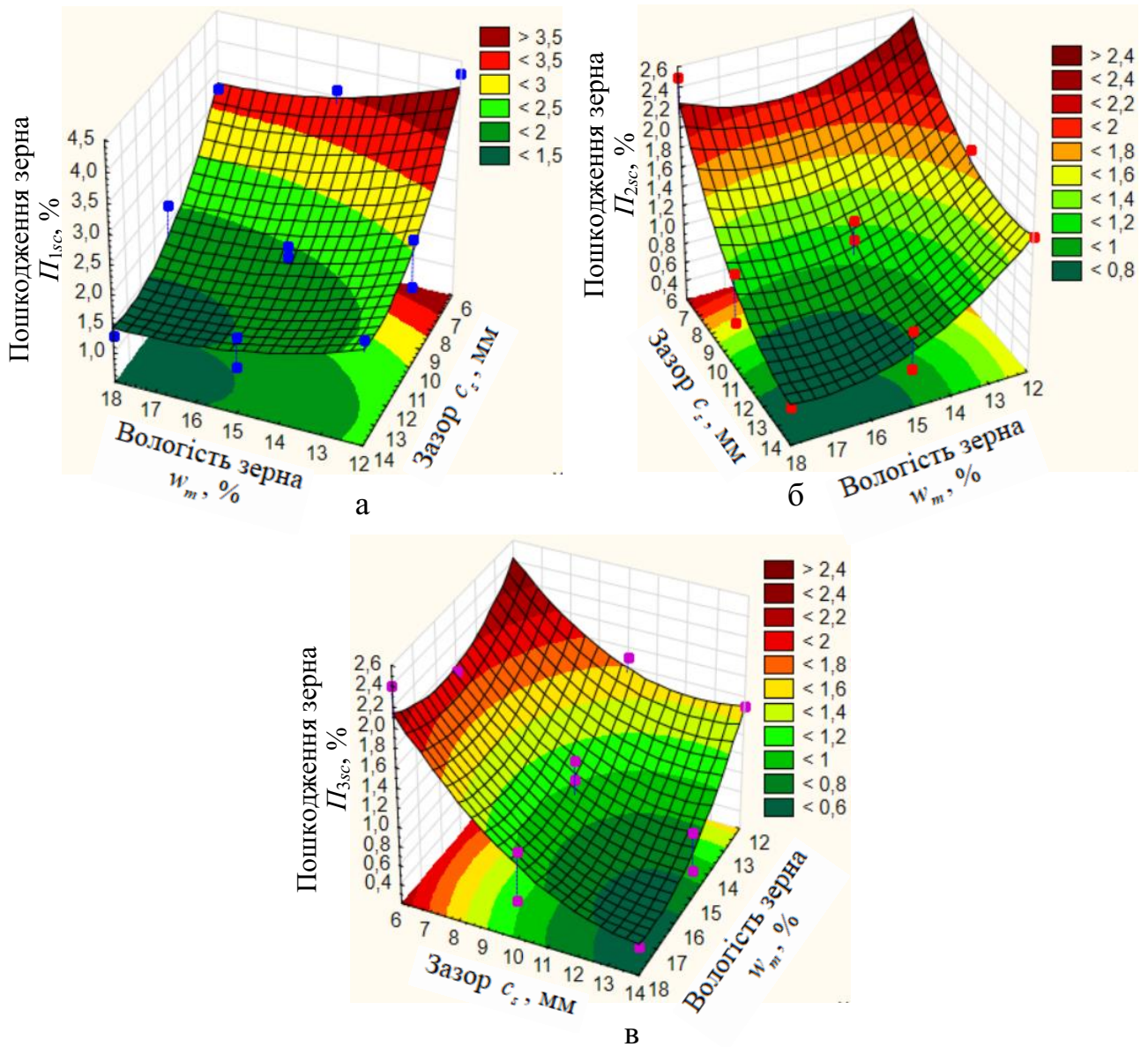


Рисунок 1Г16.2 – Поверхня відгуку зміни пошкодження зерна P_{is} робочими органами шнекового транспортера як функція: а – $P_{1sc} = f_{II}(w_m; c_s)$; б – $P_{2sc} = f_{II}(w_m; c_s)$; в – $P_{3sc} = f_{II}(w_m; c_s)$

Додаток Г17.2

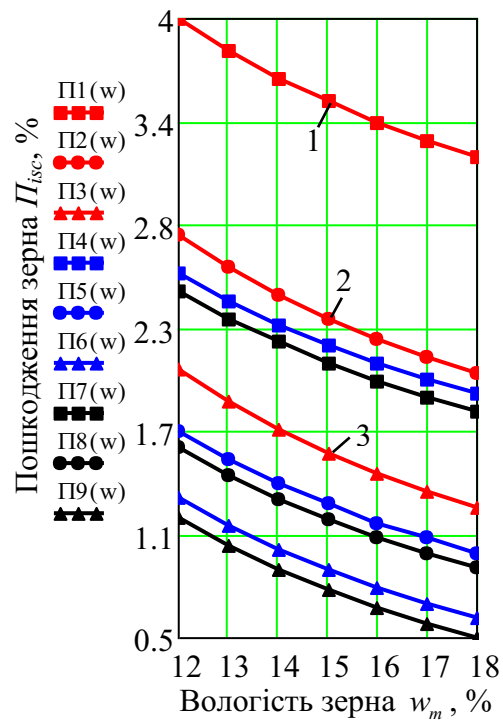


Рисунок 1Г17.2 – Залежність зміни пошкодження зерна P_{is} пшениці у процесі його транспортування робочими органами шнекового транспортера як функція $P_{3sc} = f_{II}(w_m)$, $n_s = 200$ об/хв, 1, 2, 3 – відповідно, $c_s = 6, 10, 14$ мм

Д1.1

Довідки про апробацію результатів наукових досліджень
на Міжнародних науково-практичних конференціях



Довідка видана здобувачу Карпу Івану Володимировичу про те, що він приймав участь у XIV Міжнародній науково-технічній конференції молодих учених та студентів, (Тернопіль, 11-12 грудня 2025). Тернопіль: Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, тема доповіді: «Аналітична модель процесу роботи шнекового транспортера зернових матеріалів».

Декан факультету інженерії машин
споруд та технологій,
канд. техн. наук, доцент



Роман ЛЕЩУК

Додаток Д2.1

Довідка про апробацію результатів наукових досліджень

**Інститут механіки та автоматики
агропромислового виробництва
Національної академії аграрних наук України
(ІМА АПВ НААН)**

08631, Україна, Київська обл., Фастівський р-н, смт. Глеваха, вул. Вокзальна, 11/1
www.imaap.org.ua E-mail: ima.apv.naan@gmail.com
код ЄДРПОУ 44668713

Вих. № 50 від 23. 02 2026 року

Тернопільський національний
технічний університет
імені Івана Пулюя
Карпу Івану Володимировичу

**ДОВІДКА
про апробацію результатів наукових досліджень**

Довідка видана аспіранту кафедри інжинірингу машинобудівних технологій факультету інженерії машин, споруд та технологій Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя Карпу Івану Володимировичу про те, що результати дисертаційної роботи на тему «Обґрунтування параметрів шнекового транспортера зернових матеріалів» було заслухано, обговорено та схвалено на розширеному засіданні відділу механіко-технологічних проблем збирання і післязбиральної обробки урожаю зернових і олійних культур Інституту механіки та автоматики агропромислового виробництва Національної Академії аграрних наук України (с-ще Глеваха, Київська обл., 13 лютого 2026 року.).

Висновок: дисертаційна робота є закінченою науковою працею, має наукове та практичне значення, відповідає вимогам МОН України до дисертацій на здобуття ступеня доктора філософії за спеціальністю 133 Галузеве машинобудування.

Рекомендовано подальше проходження та захист дисертаційної роботи на засіданні одноразової спеціалізованої вченої ради.

Завідувач відділу ІМА АПВ НААН,
доктор технічних наук,
ст. науковий співробітник

 Сергій СТЕПАНЕНКО

Додаток ДЗ.1

Довідка про впровадження результатів наукових досліджень

ЗАТВЕРДЖУЮ

Декан факультету інженерії
машин, споруд та технологій
ТНТУ ім. І. Пулюя,



аспірант
Роман ЛЕЩУК
«20» новоїна 2025 р.

ЗАТВЕРДЖУЮ

Голова фермерського господарства
«Княже поле»



Олександр ГРЕЧАНЮК
«20» новоїна 2025 р.

АКТ**про впровадження/використання
результатів науково-технічної роботи**

Даним актом стверджується, що результати науково-технічної роботи, які отримані аспірантом третього (освітньо-наукового) рівня вищої освіти ОНП «Галузеве машинобудування» Карпом Іваном Володимировичем під керівництвом професора кафедри інжинірингу машинобудівних технологій Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя, д.т.н., професора Барановського Віктора Миколайовича передані та використані у виробничих процесах післязбиральної обробки зернових культур фермерського господарства «Княже поле» (Рівненська обл., с. Межиріч).

Фермерське господарство «Княже поле» в особі голови Гречанюка Олександра Володимировича отримало дослідний зразок і ескізу документацію шнекового транспортера зернових матеріалів, яке розроблене в межах виконання дисертаційного дослідження «Обґрунтування параметрів шнекового транспортера зернових матеріалів» Карпом І.В.

Фермерське господарства «Княже поле» зацікавлене у подальшій співпраці та виготовлені дослідних зразків шнекового транспортера для проведення виробничих досліджень.

Підписаний акт не встановлює фінансових зобов'язань між сторонами, а умови використання науково-технічної продукції обумовлюються двостороннім договором.

Від ТНТУ ім. І. Пулюя

Професор кафедри інжинірингу
машинобудівних технологій,
д.т.н., професор

Віктор **БАРАНОВСЬКИЙ**
Аспірант третього науково-освітнього
рівня вищої освіти ОНП

«Галузеве машинобудування»

Іван **КАРП**
«20» новоїна 2025 р.

**Від фермерського господарства
«Княже поле»,**

голова
Олександр **ГРЕЧАНЮК**



«20» новоїна 2025 р.

Додаток Д4.1

Довідка про впровадження результатів наукових досліджень у освітний процес



МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
 ТЕРНОПІЛЬСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
 імені ІВАНА ПУЛЮЯ

вул. Руська, 56, м. Тернопіль, 46001. Тел. (0352)52-41-81. Факс (0352)25-49-83
<http://www.tntu.edu.ua>, E-mail: univ@tu.edu.te.ua. Код ЄДРПОУ 05408102

№

На №

від

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Перший проректор

ТНТУ ім. І. Пулюя

Олег ЛЯШУК

«16» 02 2026 р.

ДОВІДКА

про впровадження результатів дисертаційної роботи

Карпа Івана Володимировича

на тему «Обґрунтування параметрів шнекового транспортера зернових матеріалів»,

подану на здобуття ступеня доктора філософії

за спеціальністю 133 *Галузеве машинобудування*

в освітній процес Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя


Результати досліджень дисертаційної роботи аспіранта Карпа Івана Володимировича на тему «Обґрунтування параметрів шнекового транспортера зернових матеріалів», яку подано на здобуття ступеня доктора філософії за спеціальністю 133 Галузеве машинобудування впроваджено у навчальний процес кафедри конструювання верстатів, інструментів та машин Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя для підготовки фахівців освітнього рівня «бакалавр» з напрямку 133 «Галузеве машинобудування» під час викладання дисципліни «Обладнання та транспортні засоби машинобудівних виробництв»: будова, принцип роботи та методика розрахунку параметрів шнекового транспортера використовуються під час виконання практичних робіт.

ПОГОДЖУЮТЬ:

Гарант ОНП *Галузеве машинобудування*,
 докт. техн. наук, професор


 Роман РОГАТИНСЬКИЙ

Завідувач кафедри конструювання верстатів,
 інструментів та машин
 канд. техн. наук, доцент


 Володимир КРУПА

Начальник навчального відділу,
 канд. техн. наук., доцент


 Ігор ТКАЧЕНКО