

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
«ДЕРЖАВНИЙ БІОТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ»

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

ЗЕЛЕНСЬКИЙ ОЛЕКСІЙ ПЕТРОВИЧ

Гриф.
Прим. № ____
УДК 621.67

ДИСЕРТАЦІЯ
УДОСКОНАЛЕННЯ ТА ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ПНЕВМО-
СИСТЕМИ ПРОСАПНОЇ СІВАЛКИ

Спеціальність 133 – Галузеве машинобудування
Галузь знань 13 – Механічна інженерія

Подається на здобуття наукового ступеня доктора філософії

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

Науковий керівник **Мельник Віктор Іванович** доктор технічних наук, професор Державний біотехнологічний університет

Харків–2025

АНОТАЦІЯ

Зеленський О.П. Удосконалення та обґрунтування параметрів пневмосистеми просапної сівалки. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора філософії за спеціальністю 133 – «Галузеве машинобудування». – Державний біотехнологічний університет, Харків, 2025.

Дисертація присвячена удосконаленню роботи пневматичної системи сівалки точного висіву. Основні зусилля були зосереджені на вивченні та дослідженні роботи пневматичної системи, а також роботі відцентрового радіального вентилятора. Отримані результати та запропоновані методики можуть бути використані при дослідженні, проектуванні, удосконаленні пневматичних систем машин і механізмів, що використовуються у сільському господарстві.

На сьогоднішній день у галузі механізації посівних процесів гостро стоїть проблема підвищення продуктивності та ефективності використовуваних засобів в умовах великої динаміки зі спеціалізації агротехнічних підприємств, при мінливості технологічних норм вирощування сільськогосподарських культур. Ця обставина призводить до двох негативних проявів: подорожчання посівних процесів внаслідок необхідності закупівлі та експлуатації парку сівалок із надмірно великою різноманітністю їх типів; недостатньої продуктивності та ефективності реалізованих посівних процесів, внаслідок недостатньої пристосованості використовуваних засобів до роботи з культурами, що обробляються.

Вже досить тривалий час провідними виробниками посівної техніки як засоби, що забезпечують високу точність висіву, стійке дозування насіння та високу швидкість посіву, використовуються сівалки з пневматичними висівними агрегатами. Використання вакууму (надлишкового тиску) дозволяє механізувати процеси подачі насіння з бункера, їх дозування та транспортування для висаджування в ґрунт з великим ступенем надійності при досить великій швидкості всіх процесів. Але є ряд недоліків у пневматичних

сівалок, які притаманні генератор вакууму, пневматичним магістралям та апаратам, що висівають. Гідравлічні втрати в пневматичних магістралях, втрати тиску через неякісну герметичність пневматичних з'єднань, не оптимальність режимів роботи висівних апаратів – все це призводить до неточного дозування насіння (з'являються пропуски та здвоєне насіння), зниження ефективності висіву в цілому. Зростають втрати, потрібно виконувати додаткові польові роботи. Тобто для того, щоб підвищувати ефективність використання пневматичних сівалок необхідно підвищувати рівень технічної досконалості їхньої пневмосистеми, покращувати показники адаптованості в умовах мінливості параметрів застосування.

Тому в рамках дисертаційної роботи нами була поставлена мета – підвищити якість висіву насіння просапних культур, шляхом удосконалення та обґрунтування раціональних значень параметрів пневматичної системи сівалки.

Для досягнення цієї мети було взято до дослідження особливості технологічного процесу посіву насіння просапних культур пневматичними машинами. Увага приділялась якості посіву, фізико – механічним, аеродинамічним властивостям насіннєвого матеріалу (швидкості витання), аналізу впливу тиску, що створюється відцентровим радіальним вентилятором (ВРВ), геометричним властивостям культури, що висівається. Принцип роботи ВРВ та вплив конструктивних особливостей трубопроводів, а також відбувається знайомство з дослідженням робочого процесу, що протікає у проточній частині пневматичної системи сівалки. Розглянуто особливості конструкції ВРВ, запропоновано вид проточної системи з контрольними перерізами на основі, якого проводився аналіз стиснутого повітряного потоку.

За результатами дослідження, встановлено залежність потрібних мінімальних характеристик повітряного потоку від швидкості витання (аеродинамічних характеристик висівного насіння), конструктивних особливостей трубопроводів, ВРВ, взаємодії у шарах посівного матеріалу в насіннєвій камері. Проаналізовано принципи роботи ВРВ та процеси, що відбуваються у проточній частині. З'ясовано вплив сил та конструкційних особливостей системи, які впливають на утворення зриву та вихорів повітряного потоку та як наслідок, зниження якості роботи висівного апарату.

Запропоновано модель технологічного процесу роботи пневматичної системи сівалки точного висіву. Переміщення насіння в камері висівного апарату до висівного диска, а потім утримування їх в області отворів і переміщення по заздалегідь визначеної траєкторії в область скидача «зайвого» насіння та до сошника під впливом тиску ВРВ, що створюється в пневматичній системі сівалки підпорядковується законам механіки двофазних течій. Однією фазою є повітря, а другою фазою є зерно. Течії двофазної суміші, що складається з газу та зважених у них твердих частинок, являють собою складну систему, поведінки, яка визначається взаємозв'язком та взаємовпливом багатьох факторів та фізичних процесів. Основним питанням є модель взаємодії індивідуальної частки з потоком газу.

Створено математичну модель процесу роботи ВРВ в пневматичній системі сівалки. Проведено аналіз та розрахунок конструкція вентилятора, що забезпечує необхідну продуктивність сівалки. Розроблено програмне забезпечення попереднього розрахунку геометричних та газодинамічних характеристик ВРВ на C++. Розглянуто особливості моделювання течій газових потоків з використанням середніх рівнянь Нав'є – Стокса за часом (RANS), простором (LES), гібридні підходи (DES). Використовуючи програмне забезпечення ANSYS CFX, який містить широкі можливості фізичного моделювання, необхідні для опису течії, турбулентності (використовуючи $k - \varepsilon$ і $k - \omega$ моделі) та взаємодії повітряного потоку та твердого тіла, проведено аналіз поведінки повітряного потоку в пневматичній системі.

Як результат виконаної роботи проведено аналіз та розрахунок конструкція вентилятора, що забезпечує необхідну продуктивність сівалки. Запропоновано методику розрахунку геометричних та газодинамічних характеристик ВРВ, проведено моделювання поведінки течій газових потоків з використанням сучасних програмних комплексів.

На основі аналітичних та емпіричних досліджень запропоновано п'яти факторну регресійну математичну модель, що встановлює зв'язок між параметрами ВРВ та параметрами пневматичної системи трубопроводів та висівних апаратів сівалки точного висіву. На підставі математичного планування експерименту було проаналізовано основні рівні чинників, які

впливають на модель та проведено факторний експеримент та складено матрицю дробового факторного експерименту типу ДФЕ $2V^{5-1}$. До досліджуваних факторів віднесли: геометричні параметри ВРВ – кут установки лопаток на вході та виході з робочого колеса (РК), кількість лопаток РК (три значення для кожного фактору); кінематичні фактори – частота обертання РК, у трьох випробуваннях і газодинамічний фактор – масова витрата повітря. В результаті проведених вимірювань та обчислень було виведено рівняння регресії для ВРВ заводського виконання. Отримані поверхні відгуку, які мають лінійну залежність. Проаналізоване рівняння регресії для ВРВ заводського виконання в явному вигляді та зробили висновки, що при збільшенні витрати повітря, величина статичного тиску зростає, це підтвердили і зроблені розрахунки.

Основну частину часу пневматична система сівалки працює на знижених значеннях масової витрати повітря. Статичний тиск створюваний ВРВ у пневматичній системі вентилятора та конструкція пневматичної системи не сприяє безперебійній роботі пневматичної системи.

Запропоновано внести конструктивні зміни до моделі вентилятора та до самої пневматичної системи. Були внесені зміни геометричних параметрів РК та сформовано початкові умови експерименту. Отримано рівняння регресії у вигляді полінома першого ступеня та отримали поверхні відгуку. Отриманий лінійний план дав можливість отримати інформацію про поведінку поверхні відгуку, напрям оптимізації, але не значення факторів в екстремальних точках. Прийнято рішення перейти до рівняння регресії у вигляді полінома другого ступеня. Отримали рівняння регресії у вигляді полінома другого ступеня та отримали поверхні відгуку.

Для цілей оптимізації об'єкта, що досліджується, який був описаний рівнянням другого ступеню, провели перетворення до канонічного виду, що дозволило отримати аналітичну інтерпретацію області оптимуму одержаного рівняння регресії, для цього рівняння були отримані поверхні відгуку.

Тобто на підставі математичного планування експерименту було проаналізовано чинники, які впливають на роботу пневматичної системи сівалки.

В ході дробового факторного експерименту проведено дослідження кінематичних (частоти обертання), геометричних (кути входу та виходу, кількість лопаток) та газодинамічних факторів (масова витрата повітря), що дало можливість встановити вплив цих факторів на процеси в системі та визначити напрямки оптимізації конструкції. Зробили висновки, що при збільшенні витрати повітря величина статичного тиску зростає до оптимальної величини. Статичний тиск створюваний ВРВ класичного виконання у пневматичній системі вентилятора та конструкція пневматичної системи не сприяє безперебійній роботі пневматичної системи сівалки.

Виконані технологічні та конструктивні розрахунки лабораторної установки по дослідженню роботи ВРВ. Побудовано лабораторний стенд, запропонована програма та методика лабораторних досліджень. Оброблені та проаналізовані результати досліджень при різних типах РК і встановлено перевагу щодо нової конструкції ВРВ при заданих граничних умовах.

Запропоновані конструктивні зміни пневматичної системи для розширення ділянки стабільності роботи ВРВ, а саме для стабілізації тиску розрідження пропонується встановлення перепускного клапану, що призводить до зменшення частоти коливань тиску у висівних апаратах. Для стабілізації повітряного потоку рекомендовано додатково встановлювати спрямляючі апарати, на вході та поверхні конусоподібної форми, рекомендовано модернізувати систему розгалуження ланок трубопроводів та зміни кута нахилу для трійника, зробити більш пологі кути підводів трубопроводів. В ході дослідницької роботи зроблено вивід про якість внутрішніх поверхонь пневматичної системи та вплив на швидкість повітряного потоку в них.

Проведено аналіз ефективності роботи пневматичної системи сівалки. Розглядаючи виробництво продукції просапних культур, основним показником ефективного господарювання є отримання максимально економічно обґрунтованої кількості врожаю. Окрім забезпечення рослин потрібним мінеральним харчуванням та їх захистом є ще дуже важливим аспектом, це формування оптимальної густоти рослин, що вирощується.

Проведено експериментально-виробничі випробування класичного ВРВ (А – 01) на базі сівалки VEGA 8 PROFI, яка випускається АТ «Ельворті» (м. Кропивницький) та дослідного зразка ВРВ (А – 02), що виготовлений у відповідності до технічного завдання дослідного зразка в рамках дисертаційної роботи на підприємстві виробника сівалки. Для проведення випробувань використовували потужності господарства ТОВ «Дельта» (м. Харків) у Харківській області де виконувалися випробування роботи пневматичної системи сівалки точного висіву під час польових робіт по висіву досліджуваних просапних культур.

В ході проведення випробувань ВРВ у польових умовах під час висіву просапних культур було проаналізовано рівномірність розподілу вздовж осі рядка, глибини загортання та ширини стрічки розсіву. В результаті оцінки висівного матеріалу було встановлено, що запропоновані зміни в конструкції РК вентилятора, дали можливість зменшити витрати посівного матеріалу, що досягається за рахунок стабілізації потоку повітря в пневматичній системі. Розроблено математична модель розподілу посівного матеріалу під час висіву на дослідницькому полі. На основі даних отриманих під час польових дослідів створено модель програми оцінки якості висіву просапних культур. В процесі розрахунку встановлено оптимальні режими роботи ВРВ.

Як результат виконаної роботи у дисертації було проведено аналіз інженерно-технологічних розробок пневматичних систем висіву просапних культур. Запропоновані нові рішення по удосконаленню існуючої конструкції пневматичної сівалки точного висіву, що дали можливість стабілізувати повітряний потік та розширити робочу ділянку ВРВ для якісної роботи висівних апаратів. На основі проведених аналітичних та дослідних робіт були зроблені висновки, щодо удосконалення пневматичної системи сівалки.

Ключові слова: відцентровий радіальний вентилятор, робоче колесо, висівний апарат, пневматична система, повний тиск, статичний тиск, динамічний тиск, масові витрати повітря, швидкість повітряного потоку, рівняння регресії, поверхні відгуку, кут встановлення лопатки.

ABSTRACT

Zelensky O.P. Improvement and Justification of Parameters of the Pneumatic System of a Precision Planter. – Qualifying scientific work on the rights of manuscript.

Thesis submitted for the Doctor of Philosophy degree (PhD) in the specialty 133 – Industrial Machinery Engineering. State Biotechnological University, Kharkiv, 2025.

The dissertation is devoted to improving the operation of the pneumatic system of a precision planter. The main efforts were focused on the study and analysis of the pneumatic system, including the performance of a centrifugal radial fan. The results obtained and the proposed methodologies can be used in research, design, and improvement of pneumatic systems of machines and mechanisms used in agriculture.

Currently, the field of sowing mechanization is facing an acute problem of increasing the productivity and efficiency of equipment usage amidst the high variability in agrotechnical enterprises' specialization and changing technological standards for crop cultivation. This leads to two major issues: the rising cost of sowing processes due to the need to purchase and operate a highly diverse fleet of planters, and insufficient productivity and efficiency caused by a lack of adaptability of machinery to specific crops.

For a long time, leading manufacturers of seeding equipment have relied on pneumatic seeders to ensure high precision, consistent seed dosing, and high sowing speed. The use of vacuum or positive pressure allows for reliable seed delivery, dosing, and transport into the soil at high speeds. However, pneumatic seeders have several disadvantages, primarily related to the vacuum generator, pneumatic pipelines, and seed metering devices. Hydraulic losses in pneumatic pipelines, pressure drops due to poor sealing of pneumatic joints, and suboptimal operating modes of seed metering devices all contribute to inaccurate seed dosing (misses and doubles), thus reducing overall sowing efficiency, increasing losses, and requiring additional fieldwork.

Therefore, to improve the efficiency of pneumatic planters, it is necessary to enhance the technical performance of their pneumatic systems and improve adaptability indicators under changing application parameters. The aim of the dissertation was to improve the quality of seed placement for row crops by improving and justifying optimal parameters of the planter's pneumatic system.

To achieve this goal, the technological process of sowing row crops with pneumatic machines was studied. Focus was given to sowing quality, the physical-mechanical and aerodynamic properties of seeds (terminal velocity), and the impact of pressure created by a centrifugal radial fan (CRF), along with geometric characteristics of the crops being sown.

The operation of the CRF and the influence of pipeline design on airflow were investigated, along with the working processes within the flow path of the pneumatic system. The structural features of the CRF were analyzed, and a flow system with control cross-sections was proposed to analyze the compressed airflow.

The study established the dependence of the required minimum airflow characteristics on the terminal velocity (aerodynamic properties) of seeds, structural features of pipelines and the CRF, and interactions within seed material layers inside the seed chamber. The principles of CRF operation and the processes within the flow section were analyzed. It was found that system forces and structural features can cause flow separation and vortex formation, negatively affecting metering performance.

A model of the technological process of the pneumatic system of a precision planter was proposed. The movement of seeds inside the seed metering chamber to the seed disc, their retention at the holes, movement along a predefined trajectory to the excess seed ejector and finally to the opener under the influence of CRF-generated pressure, follows the laws of two-phase flow mechanics, where one phase is air and the other is seed. Such gas-solid flows are complex and depend on numerous interacting factors and physical processes. A key issue is the model of particle-gas interaction.

A mathematical model of CRF operation in the pneumatic system was developed. Fan construction was analyzed and calculated to ensure required planter

performance. C++ software was created for preliminary calculation of the CRF's geometric and gas-dynamic characteristics. Gas flow modeling methods using RANS, LES, and DES approaches were studied. ANSYS CFX software was used to analyze airflow behavior in the system, incorporating turbulence and air-solid interaction models.

As a result, fan designs ensuring adequate performance were developed. A methodology for calculating CRF geometry and gas-dynamic characteristics was proposed. Gas flow modeling was conducted using modern simulation tools.

Based on analytical and empirical studies, a five-factor regression mathematical model was developed to relate CRF parameters to the pneumatic system's pipeline and seeding device parameters. Experimental design methodology was used to analyze influencing factors, leading to a fractional factorial experiment matrix of type FFE $2V^{5-1}$. Factors included: CRF geometry – inlet and outlet blade angles, number of blades (three values each), Kinematics – rotor speed (three levels), Gas dynamics – air mass flow rate. Regression equations were derived for the factory CRF version. Linear response surfaces were obtained and analyzed. It was concluded that increasing air flow leads to an increase in static pressure, as confirmed by calculations.

It was observed that the pneumatic system often operates under reduced air flow conditions. Static pressure created by the CRF and the design of the system do not ensure stable operation. Structural modifications to the fan and system were proposed. Changes in CRF geometry and experimental conditions led to first-order polynomial regression equations and response surfaces. Later, a second-order polynomial model was developed and canonical transformation was applied to analytically interpret the optimum region of the response surface.

The experiment enabled a deeper analysis of factors affecting the pneumatic system's performance, including kinematic (rotor speed), geometric (inlet/outlet angles, blade count), and gas-dynamic (mass flow) variables. This helped establish optimization directions for design. It was found that increasing airflow raises static pressure up to an optimal level. However, the current CRF design and pneumatic system configuration do not support uninterrupted operation.

Technological and design calculations were performed for a lab setup to study CRF operation. A laboratory stand was built, and a program and methodology for testing were proposed. Results from different CRF designs were analyzed, and advantages of the new design under specified boundary conditions were identified.

Design modifications were proposed to stabilize CRF operation, including: a bypass valve to reduce pressure fluctuations in seed metering devices; guide vanes and cone-shaped inlet surfaces; modified pipeline branching system and smoother pipe angles; improved internal surface quality for higher airflow speeds.

An efficiency analysis of the pneumatic seeding system was conducted. In row crop production, effective sowing is critical for maximizing economic yield, alongside proper fertilization and crop protection. Experiments were conducted using a factory CRF (A-01) on a VEGA 8 PROFI seeder produced by “Elvorti” JSC (Kropyvnytskyi) and a prototype CRF (A-02) designed as part of this research and manufactured by the seeder producer.

Field tests were carried out at LLC “Delta” (Kharkiv), examining seed distribution uniformity along the row, sowing depth, and band width. The proposed changes to CRF design led to reduced seed material usage by stabilizing airflow.

A mathematical model of seed distribution during sowing was developed based on field data, forming the basis for software evaluating seeding quality. Optimal CRF operation modes were established.

As a result of this research, a comprehensive analysis of engineering and technological solutions for pneumatic seeding systems of row crops was carried out. New improvements to the design of precision pneumatic planters were proposed, resulting in stabilized airflow and expanded CRF operating range for high-performance seed metering. Conclusions were drawn on optimizing the planter’s pneumatic system based on analytical and experimental findings.

Keywords: centrifugal radial fan, impeller, seed metering unit, pneumatic system, total pressure, static pressure, dynamic pressure, air mass flow rate, air velocity, regression equation, response surface, blade installation angle.

СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ, В ЯКИХ ОПУБЛІКОВАНІ ОСНОВНІ НАУКОВІ РЕЗУЛЬТАТИ ДИСЕРТАЦІЇ.

У фахових виданнях.

1. Мельник В.І., **Зеленський О.П.**, Зеленський А.П. Генезис посівних систем в контексті еволюціонуючого землеробства. // Науковий журнал «Інженерія природокористування». — Харків, 2021. — Вип. №3(21). — с. 39-51. *(Здобувачем запропоновано класифікацію етапів розвитку сівалок з визначенням ознак класифікації, що побудовані за характеристиками та типами засобів сівби, сформовано параметричний простір вимірювання рівню технічної досконалості засобів висіву).*

2. Мельник В.І., **Зеленський О.П.**, Зеленський А.П. Чисельне моделювання газоподібних середовищ в проточній частині вентилятора. // Вісник Сумського національного аграрного університету. Серія «Механізація та автоматизація виробничих процесів». — Суми, 2022. — Вип. 2(48). — с. 28-34. *(Здобувачем запропоновано методику розрахунку та оцінку газодинамічних параметрів ВРВ пневматичної системи сівалки точного висіву використовуючи класичні методології та САЕ - пакети програм на основі CFD -методів, що дало суттєво знизити витрати часу та ресурсів на проведення проектування та доведення систем сівалки).*

3. Мельник В.І., **Зеленський О.П.**, Зеленський А.П. Побудова напірної характеристики відцентрового радіального вентилятора з використанням програмного пакет ANSYS CFX. // Загальнодержавний збірник «Механіка та автоматика агропромислового виробництва» ІМА АПВ НААН. — Глеваха, 2023. — Вип. 3(117). — с. 175-188. *(Здобувачем запропоновано підхід, що дозволяє оцінити параметри режими роботи ВРВ, визначити особливості зміни ККД та розподіл повного та статичного тиску в елементах проточної частини для подальшого удосконалення використовуючи програмний комплекс ANSYS CFX).*

4. Мельник В.І., **Зеленський О.П.**, Зеленський А.П. Обґрунтування вибору конфігурації відцентрового радіального вентилятора з використанням

програмних комплексів Solidworks та ANSYS CFX. // Вісник Сумського національного аграрного університету. Серія «Механізація та автоматизація виробничих процесів». — Суми, 2023. — Вип. 4(54). — с. 29-35. *(Здобувачем запропоновано можливість застосування програмного комплексу ANSYS CFX для вибору ВРВ зручнішої конфігурації використовуючи чисельне моделювання поведінки параметрів повітряного потоку різних типів робочих колес).*

Статті у наукових виданнях, які входять до наукометричних баз даних.

5. V. I. Melnyk, A.V. Nikiforov, **O.P. Zelensky**, A.P. Zelensky, R. V. Antoshchenkov Distributed Control System for Agrotechnical Processes Using Customizable Procedural Regulations. // Journal of Physics: Conference Series, 2224(2022)012093, p.1-13 (Scopus). *(Здобувачем запропоновано метод отримання тензорного рівняння перетворення вихідної мережі на основі вимог до складу вхідних і вихідних даних синтезованих процедурних регламентів, продемонстрований підхід, який може бути поширений на вирішення широкого кола проблем адаптивних змін у структурах організаційних систем управління проектування).*

6. V. I. Melnyk, **O.P. Zelensky**, A.P. Zelensky Numerical simulation of gas-dynamic processes in the centrifugal radial fan of seeding machines. // Machinery & Energetics, 2022. 13(3). — p. 62-72 (Scopus). *(Здобувачем запропоновано методика розрахунку ВРВ дозволяє зробити моделювання вентилятора з різними вхідними параметрами на основі оптимізаційних алгоритмів і методів обчислювальної газодинаміки та експериментальних дослідженнях).*

7. V. I. Melnyk, **O.P. Zelensky**, A.P. Zelensky Design of centrifugal radial fans using regression analysis methods. // Machinery & Energetics, 2023. 14(3). — p. 47-60 (Scopus). *(Здобувачем запропоновано застосування статистичної теорії планування експериментів при проведенні обчислювальних досліджень замість натурних на етапах розробки, дослідження, проектування та експлуатації об'єктів пневматичної системи сівалок точного висіву, та приведено методикку інтерполяційного обчислювального експерименту).*

Праці, які засвідчують апробацію дисертації.

8. Мельник В.І., **Зеленський О.П.**, Зеленський А.П. Чисельне моделювання процесів у пневмосистемі сівалки для просапних культур. // Матеріали міжнародної науково-практичної конференції «Сучасна інженерія агропромислових і харчових виробництв». 24-25 листопада 2022 року, м. Харків / Державний біотехнологічний університет. — Харків, 2022. — с. 374-377.

9. Мельник В.І., **Зеленський О.П.**, Зеленський А.П. Численне моделювання газодинамічних процесів у відцентровому радіальному вентиляторі посівних машин. // Матеріали XXIII МІЖНАРОДНОЇ НАУКОВОЇ КОНФЕРЕНЦІЇ "Сучасні проблеми землеробської механіки" 16–18 жовтня 2022 року, МОН України, Національний університет біоресурсів і природокористування України, Житомирський агротехнічний фаховий коледж. — Житомир. 2022. — с. 114-116.

10. Мельник В.І., **Зеленський О.П.**, Зеленський А.П. Сучасні технології при численному моделюванні газоподібних середовищ в проточній частині радіального вентилятора. // Матеріали Міжнародної науково-практичної інтернет-конференції «Виробництво сільськогосподарської продукції на основі Smart – технологій» (A Production of Agricultural Products Based on Smart Technologies). 30-31 березня 2023 року, сел. Глеваха / Інститут механіки та автоматики агропромислового виробництва НААН України. — Глеваха. 2023. — с. 177-181.

11. Станіславенко А.В., Мельник В.І., **Зеленський О.П.**, Зеленський А.П. Поєднання кукурудзи та сої в посівах. // Матеріали XIX міжнародного форуму молоді «Молодь і індустрія 4. в XXI столітті». 6-7 квітня 2023 року, м. Харків / Державний біотехнологічний університет. — Харків. 2023. — с. 30-31

12. Станіславенко А.В., Мельник В.І., **Зеленський О.П.**, Зеленський А.П. Поєднання кукурудзи та сої в посівах: стійкий та прибутковий підхід. // Матеріали Всеукраїнської науково-практичної конференції «Технічний прогрес в АПВ». 9-10 травня 2023 року, м. Харків / Державний біотехнологічний університет. — Харків. 2023. — с. 100-102.

13. Мельник В.І., **Зеленський О.П.**, Зеленський А.П. Числове моделювання нерозрахункових процесів у відцентровому радіальному вентиляторі. // Матеріали Всеукраїнської науково-практичної конференції «Технічний прогрес в АПВ». 9-10 травня 2023 року, м. Харків / Державний біотехнологічний університет. — Харків. 2023. — с. 103-106.

14. Мельник В.І., **Зеленський О.П.**, Зеленський А.П. Аналіз роботи радіального вентилятора з використанням програмного пакету Ansys CFX. // Матеріали міжнародної науково-практичної конференції «Молодь і технічний прогрес в АПВ». 23-24 листопада 2023 року, м. Харків / Державний біотехнологічний університет. — Харків. 2023. — с. 172-174.

15. **Зеленський О.П.** Поліпшення конструкції та напірних характеристик відцентрового радіального вентилятора. // Збірник тез доповідей XI Міжнародної науково-технічної конференції «Крамаровські читання» з нагоди 117-ї річниці від дня народження доктора технічних наук, професора, віцепрезидента УАСГН Крамарова Володимира Савовича (1906-1987) 22-23 лют. 2024 р., м. Київ / МОН України, Національний університет біоресурсів і природокористування України. — Київ. 2024. — с. 307-309.

16. Мельник В.І., **Зеленський О.П.** Інформаційні технології, що застосовуються під час проектування відцентрових радіальних вентиляторів. // Міжнародна науково-практична конференція здобувачів вищої освіти і молодих вчених «Інформаційні технології у сучасному світі» 22 квітня 2024 року, м. Харків / Державний біотехнологічний університет. — Харків. 2024. — с. 252-254.

17. **Зеленський О.П.** Перебіг потоку повітря у пневматичній системі сівалки. // XIX Міжнародна науково-практична конференція «Технічний прогрес в АПВ» 21-22 травня 2024 року, м. Харків / Державний біотехнологічний університет. — Харків, 2024. — с. 164-166.

18. **Зеленський О.П.** Механіка повітряного потоку у проточній частині пневматичної системи сівалки. // XXV Міжнародна наукова конференція «Сучасні проблеми землеробської механіки», присвячена 124-й річниці з дня народження видатного вченого у галузі землеробської механіки, академіка НААН України, чл.-кор. НАНУ, д.т.н., професора Петра Мефодійовича

Василенка і 95-й річниці з дня заснування механіко-технологічного факультету НУБіП України, яка відбудеться 17–19 жовтня 2024 року, м. Харків / Державний біотехнологічний університет. — Харків, 2024. — с. 166-168.

19. Мельник В.І., Зеленський А.П., **Зеленський О.П.** Дослідження режимів роботи відцентрового вентилятора пневматичного висівного апарату. // VI Міжнародна науково-практична конференція «Технічне забезпечення інноваційних технологій в агропромисловому комплексі» 01-25 листопада 2024 року, м. Запоріжжя / Таврійський державний агротехнологічний університет імені Дмитра Моторного. — м. Запоріжжя, 2024. — с. 145-123

20. **Зеленський О.П.** Силовий аналіз повітряного потоку в міжлопатковому каналі робочого колеса вентилятора. // XIX Міжнародна науково-практична конференція «Молодь і технічний прогрес в АПВ» 26-27 листопада 2024 року, м. Харків / Державний біотехнологічний університет. — Харків, 2024. — с. 166-168.

21. Мельник В.І., **Зеленський О.П.** Методи стабілізації повітряного потоку пневматичної системи сівалки точного висіву. // Збірник тез доповідей XII Міжнародної науково-технічної конференції «Крамаровські читання» з нагоди 118-ї річниці від дня народження доктора технічних наук, професора, члена-кореспондента ВАСГНІЛ, віцепрезидента УАСГН Крамарова Володимира Савовича (1906-1987). 20 лютого 2025 р., м. Київ / МОН України, Національний університет біоресурсів і природокористування України. — Київ. 2025. — с. 319-322.

22. Мельник В.І., **Зеленський О.П.** Застосування інформаційних технологій та теоретичних законів розподілу висівного матеріалу при висадженні насіння кукурудзи. // Міжнародна науково-практична конференція здобувачів вищої освіти і молодих вчених «Інформаційні технології у сучасному світі» 29 квітня 2025 року, м. Харків / Державний біотехнологічний університет. — Харків. 2025. — с. 452-456.

23. Мельник В.І., **Зеленський О.П.** Аналіз прогнозування та оцінки розподілу насіння та рослин в рядку за результатами висіву. // Матеріали XX Міжнародної науково-практичної конференції «Технічний прогрес в АПК» 21-22 травня 2025 року, м. Харків / Державний біотехнологічний університет. — Харків. 2025. — с. 212-215.

ЗМІСТ

ВСТУП. ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА ДИСЕРТАЦІЇ	24
РОЗДІЛ 1. СТАН ПРОБЛЕМИ, ОБГРУНТУВАННЯ	
ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ	32
1.1. Особливості посіву просапних культур	32
1.2. Аналіз впливу активного шару насіння	35
1.3 Аналіз впливу повітряного потоку на посівний матеріал	37
1.4. Аналіз взаємодії дозуючого диску та насіння, що висівається	39
1.5. Принцип роботи ВРВ.	42
1.6. Протікання повітряного потоку в міжлопатковому каналі робочого колеса вентилятора	47
1.7. Протікання повітряного потоку в каналах пневматичної системи сівалки.....	50
Висновки за розділом 1	54
РОЗДІЛ 2. МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ПНЕВМАТИЧНОЇ СИСТЕМИ СІВАЛКИ	
2.1. Умови застосування методів динаміки двофазних середовищ для математичного опису роботи пневматичної системи сівалки	55
2.2. Математична модель процесу роботи ВРВ у пневматичній системі сівалки	61
2.3. Методологія дослідження	63
2.4. Дослідження ВРВ з використанням програмного пакету ANSYS CFX	93
2.5. Отримані результати	94
2.6. Аналіз конструкції ВРВ заводського виконання та вентилятора нового виконання	104
Висновки за розділом 2	105

РОЗДІЛ 3. ТЕОРЕТИЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ

ОБЧИСЛЮВАЛЬНОГО ЕКСПЕРЕМЕНТУ	107
3.1. Матриця дробового факторного обчислювального експерименту із відтворення характеристики ВРВ	107
3.2. Математична модель розподілу енергії у проточній частині ВРВ	108
3.3. Формування плану експерименту	111
3.4. Проведення експерименту ДФЕ для ВРВ у заводському виконанні	115
3.5. Кінцеве рівняння регресії для ВРВ заводського виконання ...	120
3.6 Поведінка поверхні відгуку ВРВ заводського виконання	122
3.7. Проведення експерименту ДФЕ для ВРВ у новому виконанні, створення математичної моделі у вигляді лінійного рівняння регресії	126
3.8. Проведення експерименту ДФЕ	127
3.9. Кінцева специфікація математичної моделі рівняння першого порядку статичного тиску	132
3.10. Метод крутого сходження (Бокса-Уілсона)	133
3.11. Проведення експерименту ДФЕ для ВРВ у новому виконанні та створення математичної моделі у вигляді квадратного рівняння регресії	138
3.12. Створення ротатбельного плану другого ступеню.....	141
3.13. Кінцева специфікація математичної моделі рівняння другого порядку статичного тиску	147
3.14. Канонічна форма рівняння регресії та дослідження області оптимуму	154
3.15. Аналіз ефективності запропонованих змін у конструкції ВРВ	167
Висновки за розділом 3	170

РОЗДІЛ 4. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ	
ПОВІТРЯНОГО ПОТОКУ В ПРОТОЧНІЙ ЧАСТИНІ	
ВІДЦЕНТРОВОГО РАДІАЛЬНОГО ВЕНТИЛЯТОРА	172
4.1 Програма та методика проведення лабораторних досліджень	172
4.2. Розширення діапазону стійкої роботи ВРВ за рахунок	
встановлення у пневматичній системі сівалки клапану	179
4.3. Стабілізація тиску розрідження у пневматичній системі.	
перепускний клапан	181
4.4. Перебіг потоку повітря у пневматичній системі сівалки	188
Висновки за розділом 4	195
РОЗДІЛ 5. ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ РОЗРОБЛЕНОЇ	
ПНЕВМАТИЧНОЇ СИСТЕМИ СІВАЛКИ	
5.1. Агрегат та умови випробувань	197
5.2. Методика польових випробувань модернізованої сівалки	199
5.3. Технологічна ситуація на полі під час проведення	200
виробничих випробувань	
5.4. Результати досліджень розподілу рослин в рядах змішаного	202
висіву сої та кукурудзи	
Висновки за розділом 5	207
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	209
ДОДАТКИ.....	213
Додаток А.....	214
Додаток Б.....	215
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ	216

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, ІНДЕКСІВ І СКОРОЧЕНЬ

Умовні позначення

a	- висота характерних перерізів, м;
b	- ширина характерних перерізів, м;
C	- швидкість потоку в абсолютній системі координат, м/с;
C_D	- коефіцієнт опору середовища;
D, d	- діаметри характерних перерізів, м;
f	- площі характерних перерізів, м;
F_D	- гідродинамічна сила опору, Н;
G_m	- масова витрата вентилятора, кг/м ³ ;
H	- натиск, м;
h	- втрати напору, м;
h_p	- питома робота стиснення, Дж/кг;
h_v	- гідравлічні втрати вентилятора;
l	- довжини характерних ділянок та елементів, м;
m	- коефіцієнт пропускної спроможності НА;
n	- частота обертів РК, рад/с;
n_o	- коефіцієнт дифузорності;
n_s	- коефіцієнт швидкохідності насоса;
N_T	- потужність, Вт;
P_{dv}	- динамічний тиск, що створюється вентилятором, Па;
p_{ii}	- нормальні напруження;
P_{sv}	- статичний тиск створюваний вентилятором, Па;
P_v	- повний тиск створюваний вентилятором, Па;
R, r	- радіуси характерних перерізів та елементів, м;
Re	- число Рейнольдса, м;
S_m	- площа міделевого перерізу насіння;
U	- окружна швидкість потоку, м/с;

W	- швидкість потоку у відносній системі координат, м/с;
z_{PK}	- кількість лопаток РК, шт;
α	- кут потоку в абсолютній системі координат, кут установки лопатки НА, град;
α_{TP}	- кут дифузорності труби, град;
β	- кут потоку у відносній системі координат, кут установки лопаті РК, град;
γ	- коефіцієнт кінематичної в'язкості;
ζ	- коефіцієнт опору повітряного потоку;
$\tilde{h}$	- середнє значення глибини загортання
λ	- коефіцієнт статичного тиску;
μ	- в'язкість;
η	- коефіцієнт корисної дії, %;
ρ_g	- щільність газу;
σ	- коефіцієнт дроселювання;
τ	- коефіцієнт потужності;
τ_{ij}	- дотичні напруження;
φ	- коефіцієнт витрати;
Ψ	- коефіцієнт напору;
$\vec{f}$	- векторне поле масових сил;
ω	- питома дисипація турбулентності;
$\vec{\omega}$	- вектор швидкості;

Індекси

$0...6$	- позначення контрольних перерізів;
max	- максимальний;
min	- мінімальний;
m	- у проекції на меридіональну площину;
r	- у радіальному напрямку;

<i>t</i>	- середній крок лопаті;
<i>u</i>	- у проекції на окружний напрямок;
<i>диф</i>	- величина, що відноситься до дифузорної ділянки;
<i>на</i>	- щодо напрямного апарату;
<i>нк</i>	- величина, що відноситься до переказних каналів направляючого апарату;
<i>пр</i>	- наведений;
<i>ок</i>	- величина, що відноситься до зворотних каналів направляючого апарату;
<i>опт</i>	- щодо оптимального режиму роботи;
<i>разр</i>	- щодо розрахункового режиму;
<i>рк</i>	- щодо робочого колеса;
<i>с</i>	- величина, що відноситься до спіральних каналів направляючого апарату;
<i>см</i>	- щодо змінної проточної частини;

Скорочення

ВВП	вал відбору потужності;
ВПА	- вхідний патрубок у вентилятор;
ВРВ	- відцентровий радіальний вентилятор;
ВХПА	- вихідний патрубок у вентиляторі;
ДФЕ	дробовий факторний експеримент;
ККД	- коефіцієнт корисної дії;
МКЕ	метод кінцевих елементів;
МКО	метод кінцевих обсягів;
ММ	- математична модель;
НА	- напрямний апарат;
ПФЕ	повно факторний експеримент;
ПЧ	- проточна частина;
РАВ	- равлик вентилятора, спіральний корпус;

РК	- робоче колесо;
СКВ	середньо квадратичне відхилення.
ЦКП	центральні композиційні плани;
CFD	computational fluid dynamics;
DES	Detached Eddy Simulation;
FDM	finite-difference methods;
FEM	the finite element method;
FVM	the finite volume method;
LES	Large Eddy Simulation;
RANS	Reynolds-averaged Navier–Stokes;

ВСТУП

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА ДИСЕРТАЦІЇ

Актуальність теми дослідження. На сьогоднішній день у галузі механізації посівних процесів гостро стоїть задача підвищення ефективності використання засобів механізації в умовах великої мінливості аграрних технологій та вимог до сільськогосподарського виробництва. Ця обставина призводить до двох негативних проявів: подорожчання посівних процесів внаслідок необхідності закупівлі та експлуатації парку сівалок із надмірно великою різноманітністю їх типів; недостатньої продуктивності та ефективності реалізованих посівних процесів внаслідок недостатньої пристосованості використовуваних засобів до роботи з культурами, що обробляються.

Вже досить тривалий час провідними виробниками посівної техніки як засоби, що забезпечують високу точність висіву, стійке дозування насіння та високу швидкість посіву, використовуються сівалки з пневматичними висівними агрегатами. Використання вакууму (надлишкового тиску) дозволяє механізувати процеси подачі насіння з бункера, їх дозування та транспортування для висаджування в ґрунт з великим ступенем надійності при досить великій швидкості всіх процесів. При цьому незначні зміни в конструкції висівних агрегатів (заміна диска-дозатора або регулювання отворів в ньому) дозволяє успішно адаптувати засоби до широкого діапазону культур, що виробляються. Використання пневматичних сівалок, сконструйованих за модульним принципом, дозволяє нарощувати їх продуктивність та адаптованість до мінливих умов за рахунок додавання нових модулів.

Стримуючим фактором при цьому виступає пневматична система сівалки: генератор вакууму, пневмомагістралі та апарати, що висівають. При зміні конфігурації висівного блоку виникає необхідність зміни (перекомутації) пневмоз'єднань, зміни кількості та параметрів роботи апаратів, що висівають.

Гідравлічні втрати в пневмомагістралях, втрати тиску через неякісну герметичність пневмоз'єднань, неоптимальність режимів роботи висівних

апаратів – все це призводить до неточного дозування насіння (з'являються пропуски та здвоєне насіння), зниження ефективності висіву в цілому. Зростають втрати, потрібно виконувати додаткові польові роботи. Тобто для того, щоб підвищувати ефективність використання пневматичних сівалок необхідно підвищувати рівень технічної досконалості їхньої пневмосистеми, покращувати показники адаптованості в умовах мінливості параметрів застосування.

Для вирішення даного практичного завдання доцільно провести наукові дослідження газодинамічних процесів у системі передачі та спрацьовування вакууму у пневматичній системі сівалки. При дослідженнях слід визначити можливості використання принципу модульності при реконфігурації пневмосистеми сівалки: додавання (видалення) нових висівних агрегатів, зміна геометрії їх розташування. У сучасній теорії механіки роботи висівної техніки аспектам моделювання газодинамічних процесів та проектування на цій основі перспективних вузлів пневматичних висівних агрегатів, елементів пневматичної системи сівалок приділено недостатньо уваги.

Тобто, наукове завдання вдосконалення теорії проектування посівної техніки, що враховує повнішою мірою газодинамічні процеси при генеруванні вакууму, його транспортування та спрацьовуванні в пневматичній системі, є актуальною. Вирішення даної задачі дасть можливість отримати теоретичний опис газодинамічних процесів у пневматичних системах сівалок та аналітичні співвідношення для їх проектування.

Щоб врахувати особливості роботи ВРВ в пневматичній системі сівалки та надалі використовувати ці особливості при їх розробці, необхідно створити математичні моделі, що описують зв'язок створюваного повного P_v і статичного тиску P_{sv} з геометричними, кінематичними та газодинамічними параметрами, а також змодельовати й вивчити рух повітряного потоку в системі сівалки під час роботи.

Для перевірки адекватності математичних моделей, що розробляються, необхідно порівнювати теоретичні дані з експериментальними. Великою проблемою при експериментальному визначенні створюваного повного та статичного тиску в пневматичній системі сівалки є частота коливань величини

тиску, що виникає через ряд факторів. Особливо це ускладняється під час роботи з посівним матеріалом різного калібру, так як багаторазово зростає кількість, що впливає на процес присмоктування насіння у висівній камері, та факторів: від діаметра отворів на диску, що висіває, від швидкості руху машинно-тракторного агрегату та інше. Тому виникає необхідність розробки методики проектування ВРВ для пневматичних систем з вакуумними висівними апаратами та створення для цих цілей лабораторної установки. Для стабілізації повного та статичного тиску, створюваного в пневматичній системі сівалки ВРВ доводиться вдосконалювати не тільки робочі органи вентилятора, а й конструкцію ресивера сівалки та висівного апарату.

Ступінь розробленості теми. Науковими дослідженнями в галузі руху насіння у висівних апаратах займалися вчені – В. П. Горячкіна, В. А. Желіговський, С. В. Літошньова. Темою розробки конструкцій апаратів, що висівають, займалися вчені – Б. Х. Ахалая, К. Р. Казаров, Н. П. Крючин, Н. П. Ларюшин та інші.

Питаннями впливу повітряного потоку на поведінки посівного матеріалу в елементах сівалки нашої країни займалися такі вчені – В. А. Богом'яких, Л. У. Гячов, Ю. А. Гейм, Л. З. Зенін, А. Н. Карпенка, М. М. Літошнєв, Г. Є. Листопад, А. Н. Семенов, В. Ф. Семенов, А. Д. Погін, А. А. Рой, В. К. Шаршак та інші. На підставі виконаної ними роботи в даний час обґрунтовують вибір параметрів бункера, висівних апаратів та їх випускних отворів, а також їх дозування. Г. М. Бузенков та Н. І. Глаз'єв займалися дослідженнями переміщення посівного матеріалу в пневматичній системі висівного апарату.

У дисертаційній роботі проведено поглиблений аналіз конструкцій ВРВ, створених українськими та зарубіжними вченими, встановлено недоліки їх використання, а також виконано аналіз теоретичних досліджень процесу висіву насіння та дозування насіннєвої маси, взаємодії насіння з основними елементами висівного апарату сівалки.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дисертаційна робота виконана на базі Державного біотехнологічного університету в рамках науково-дослідних робіт кафедри оптимізації технологічних систем:

«Розробка та автоматизація механізованих і технологічних систем рослинництва», 0118U003319, 2018-2022 рр.; «Наукове обґрунтування, проектування, оптимізація технічних і технологічних систем та процесів агропромислового виробництва», 0113U008229, 2023-2027 рр..

Об’єкт дослідження: робочі процеси створення вакууму відцентровим радіальним вентилятором (ВРВ) та процеси та субпроцеси перебігу повітряного потоку в елементах пневматичної системи просапної сівалки.

Предмет дослідження: параметри робочих процесів та загальної топології пневматичної системи просапної сівалки.

Методи дослідження: 3D-проекування загальної топології, конструкції та деталей запропонованих конструкцій із застосуванням програмного комплексу SOLIDWORKS; моделювання та розрахунок параметрів робочих процесів і субпроцесів функціонування складових елементів та пневмосистеми сівалки в цілому із застосуванням програмного комплексу ANSYS (універсальна програмна система аналізу методом кінцевих елементів); розробка математичних моделей та обґрунтування раціональних значень параметрів пневмосистеми сівалки із застосуванням регресійного аналізу та статистичної теорії планування експериментів; експериментальні дослідження із застосуванням повномасштабних та зменшених копій пристроїв із застосуванням теорії подібності; виготовлення конструктивних елементів для дослідження із застосуванням 3D друку; польові дослідження на основі відомих методик і статистичних методів обробки експериментальних даних.

Метою досліджень є підвищення якості висіву насіння просапних культур, шляхом удосконалення та обґрунтування раціональних значень параметрів пневматичної системи сівалки.

Задачі дослідження:

– провести аналіз та систематизувати відомі інженерно-технологічні розробки і теоретичні дослідження, що стосуються пневматичних систем висіву насіння просапних культур, обґрунтувавши шляхи, можливість, необхідність та ефективність подальшого удосконалення відомих пневматичних систем висіву;

- встановити техніко-технологічні суперечності, які проявляються при застосуванні відомих пневматичних систем висіву просапних культур та основні причини і фактори, що визначають кінцеву якість висіву насіння, і розробити теоретичне обґрунтування методів їх вирішення;
- розробити регресійну математичну модель робочого процесу створення вакууму відцентровим вентилятором, яка б дозволила обґрунтувати раціональні параметри останнього із урахуванням варіабельності конструкцій висівних апаратів та фізико-механічних властивостей множини насіння просапних культур;
- теоретично обґрунтувати особливості функціонування пневмосистеми сівалки в режимі мінімальних втрат вакууму при застосуванні перспективних висівних апаратів;
- розробити математичну модель руху повітряного потоку у магістралях та агрегатах повітряної системи сівалки, зокрема — регресійну математичну модель потоку повітря в вузлах з'єднань пневмоканалів пневматичної системи сівалки та обґрунтувати шляхи удосконалення і параметри таких з'єднань;
- провести наукове та інженерно-технологічне обґрунтування загальної топології пневматичної системи сівалки здатної реконфігуруватися за модульним принципом;
- експериментально довести адекватність реальним процесам запропонованих математичних моделей;
- експериментально довести ефективність запропонованих інженерно-технологічних рішень стосовно досягнення кінцевої мети роботи, а саме, підвищення якості висіву насіння просапних культур.

Наукова новизна:

- вперше розроблена регресійна математична модель, що встановлює функціональні зв'язки між параметрами відцентрового радіального вентилятора та параметрами пневмопотoku висівних апаратів сівалки;
- вперше розроблена регресійна математична модель, що пов'язує між собою параметри функціонування пневмосистеми та враховує порогове

значення вакууму в системі, що забезпечує її роботоздатність, в разі застосування новітніх висівних апаратів високої щільності та, відповідно, мінімізованими втратами вакууму;

- удосконалено регресійну математичну модель, що пов'язує між собою параметри пристроїв для розгалуження потоків відповідно вимогам загальної топології пневмосистеми сівалки;

- обґрунтовано параметри відцентрового радіального вентилятора із врахуванням наявності запропонованої конструкції кокелю, яку запропоновано застосовувати на вході у вентилятор для початкової організації повітряного потоку;

- теоретично обґрунтовано удосконалення загальної топології пневматичної системи просапної сівалки та проведено узгодження параметрів її елементів.

Практичне значення отриманих результатів. Запропоновані зміни елементів конструкції, обґрунтування параметрів новітнього відцентрового радіального вентилятора та удосконалення загальної топології пневматичної системи просапної сівалки проведено із врахуванням побажань основного замовника дослідження АТ «Ельворті».

Застосування запропонованих змін в конструкції сівалки дозволяє: підвищити загальну якість висіву насіння і, відповідно, урожайність та загальну ефективність вирощування просапних культур; підвищити стабільність роботи пневмосистеми, особливо у випадках застосування новітніх висівних апаратів високої щільності, які характеризуються мінімізованими втратами вакууму; підвищення стабільності пневматичної системи сприяє спрощенню процедур налаштування сівалки в цілому, а, значить, підвищенню продуктивності праці.

Розроблені технічні засоби впроваджено у виробництво (ТОВ «Дельта», м. Харків) в рамках комплексу робіт по розробці системи машин для новітньої системи землеробства Міх-Стор, зокрема по розробці сівалки для сумісної сі-вби кормових культур.

Розроблені інженерно-технологічні рішення рекомендовано для впровадження у виробництво серійних просапних сівалок АТ «Ельворті».

Ступінь достовірності та апробація роботи. ВРВ для роботи в пневматичній системі сівалки може використовуватися як лабораторна установка для дослідження та порівняльних випробувань із серійними пневматичними сівалками та висівними апаратами на кафедрі «Технології та засоби механізації сільського господарства» Державного Біотехнологічного Університету. Лабораторна установка ВРВ як навчальний посібник використовується на кафедрі «Технології та засоби механізації сільського господарства».

Особистий внесок здобувача. В рамках дисертаційної роботи, всі положення, як теоретичні так і результати експериментальної частини, які виносяться до захисту, одержані здобувачем особисто. Наукова новизна отримана в рамках дослідження відображена як у дисертації так і у публікаціях, які вказанні в списку опублікованих праць у фахових періодичних виданнях за темою дисертації. Для аналізу роботи та удосконалення ВРВ пневматичної сівалки здобувачем було спроектовано та побудовано стенд для дослідження повітряних потоків.

Апробація результатів дисертації. Результати досліджень та напрацювання в рамках дисертаційної роботи були представлені на наукових конференціях в якості доповідей та обговорень на робочих секціях. В ході обговорень, велика увага приділялась обґрунтуванню особливостям функціонування пневмосистеми сівалки в режимі мінімальних втрат вакууму, аналізу запропонованих математичних моделей на адекватність реальним процесам, що відбуваються в системі та ефективність запропонованих інженерно-технологічних рішень стосовно проектування та удосконалення ВРВ. В ході обговорень були отримані позитивні відгуки на конференціях: «Сучасна інженерія агропромислових і харчових виробництв» (24 - 25 листопада 2022 року, м. Харків, Державний біотехнологічний університет); XXIII МІЖНАРОДНОЇ НАУКОВОЇ КОНФЕРЕНЦІЇ "Сучасні проблеми землеробської механіки" (16–18 жовтня 2022 року, м. Житомир, МОН України, Національний університет біоресурсів

і природокористування України); Міжнародної науково-практичної інтернет-конференції «Виробництво сільськогосподарської продукції на основі Smart – технологій» (A Production of Agricultural Products Based on Smart Technologies, 30 - 31 березня 2023 року, сел. Глеваха); Всеукраїнської науково-практичної конференції «Технічний прогрес в АПВ» (9-10 травня 2023 року, м. Харків, Державний біотехнологічний університет); Всеукраїнська науково-практична конференція «Технічний прогрес в АПВ» (23-24 листопада 2023 року, м. Харків, Державний біотехнологічний університет); XI Міжнародної науково-технічної конференції «Крамаровські читання» з нагоди 117-ї річниці від дня народження доктора технічних наук, професора, віцепрезидента УАСГН Крамарова Володимира Савовича (1906-1987) (22-23 лютого 2024 р., м. Київ, МОН України, Національний університет біоресурсів і природокористування України); Міжнародна науково-практична конференція здобувачів вищої освіти і молодих вчених «Інформаційні технології у сучасному світі» (22 квітня 2024 року, м. Харків, Державний біотехнологічний університет); XIX Міжнародна науково-практична конференція «Технічний прогрес в АПВ» (21-22 травня 2024 року, м. Харків, Державний біотехнологічний університет).

Публікації. Основні положення дисертації опубліковані у 23 наукових працях: 7 статей у вітчизняних та зарубіжних фахових журналах, рекомендованому ВАК Міністерства освіти та науки України; у 16 тезах доповідей.

Структура та обсяг роботи. Дисертаційна робота складається із вступу, п'яти розділів, висновків, списку літератури зі 168 найменувань, 2 додатків. Основний зміст роботи викладено на 232 сторінках машинописного тексту, включаючи 80 рисунків, 29 таблиць.

РОЗДІЛ 1

СТАН ПРОБЛЕМИ, ОБГРУНТУВАННЯ ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1. Особливості посіву просапних культур

Посів є базовою технологічною операцією у системі агротехнічних заходів. Основне завдання посіву полягає в рівномірному розподілі посівного матеріалу на оброблюваній ділянці, з урахуванням площі харчування рослин, виходячи з агротехнічних вимог. Розподіл насіння, що потрапляють у ґрунт має бути рівномірним, як за довжиною гону, так і за шириною захоплення посівної системи [1–3].

При роботі посівної машини особлива увага приділяється якості посіву, що характеризується рядом показників. Цими показниками є: рівномірність розподілу насіння у рядку; відхилення насіння у рядку від середньої лінії; кількість перепусток та кількість двійників насіння.

Досягти виконання цих показників можливо завдяки стійкій роботі апарата, що висіває, що здійснюється стабільною підтримкою статичного тиску в пневматичній системі сівалки. Стабільність у роботі пневматичної системи досягається змінами в конструкції ВРВ, висівного апарату та додатковими змінами у трубопроводах сівалки.

На процес висіву насіння впливає також фізико – механічні властивості. Аналіз якості посіву насіння проводився на таких культурах, як соняшник та кукурудза, що займають останнім часом значне місце у сівозмінах господарств, що обумовлено соціально – економічними передумовами. Наприклад насіння соняшнику, має розміри насіння (довжина – 7,5...15,0 мм; ширина – 3,5...8,6 мм; товщина – 1,7...6,0 мм), що викликає низку питань у роботі висівного апарату, оптимальні режими якого пов'язані через систему трубопроводів з ВРВ. Ефективна робота ВРВ сівалки безпосередньо залежить від особливостей і властивостей матеріалу, що висіється. При цьому рівномірність розподілу висівного матеріалу встановлена нормативними актами [1].

На конструктивні параметри застосовуваного у процесі посіву висівного диска впливають особливості насіння просапних культур (форма насіння, розміри, геометричні параметри поверхні насіння). При виборі диска, що висіває, необхідно ці параметри враховувати. Усі ці фактори впливають на стійку роботу сівалки.

Технологічний процес посіву насіння пневматичними машинами, на якість посіву, якого істотно впливає тиск, створюваний ВРВ. Тому, при проектуванні ВРВ необхідно враховувати геометричні параметри культури, що висівається. Знаючи фізико - механічні властивості насіння можливо більш якісно передбачити технологічно-конструктивні параметри висівного апарату, форма і кут скосу насіннєвого бункера, принцип дії, розмір і кількість осередків висівного диска, швидкість повітряного потоку, довжина, кут нахилу та діаметр насіння, конструкцію та параметри, що видаються. ВРВ, діаметр та довжину трубопроводів пневматичної системи та інше. За даними матеріалів науково-технічної літератури встановлено основні фізико - механічні властивості просапних культур, наведені у таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 – Фізико - механічні властивості насіння просапних культур.

№ п/п	Культура	Маса 1000 насіння, г	Густина, кг/м ³	Натура, кг/м ³	Швидкість витання, м/с
1	Соняшник	92,1	0,660	0,365	7,8
2	Кукурудза	264,1	1,160	0,740	11,4
3	Дражований буряк	34,6	1,330	0,798	10,0
4	Кліщивина	301,4	0,850	0,527	11,6
5	Сорго	20,8	1,160	0,725	9,8
6	Соя	152,0	1,160	0,754	17,3
7	Гарбуз	337,0	0,518	0,343	25,9

Посів просапних культур підпорядковується вимогам, що визначають якісний посів насіння та, як наслідок, польову схожість і врожайність

культури, що обробляється. Технічна література та державні стандарти регламентують норми та вимоги, що пред'являються до посіву насіння [3 – 9].

Дотримання агротехнічних вимог дозволить отримати високий результат при технологічному процесі посіву просапних культур.

Невідповідність норми висіву насіння визначається відхиленням маси висіяного насіння від заданого значення норми висіву [10 – 12]. Нерівномірність висіву насіння в рядок оцінюється відстанню між насінням в рядку та відхиленням від середньої лінії висіву.

У процесі висіву насіння відбувається їх пошкодження і це неминуче, вимоги, що пред'являються у відсотковому еквіваленті, характеризують кількість фактично втраченого насіння при їх внесенні в ґрунт. Норми можливого пошкодженого насіння регламентуються відповідними вимогами [11].

На процес захоплення насіння просапних культур впливає щільність насіннєвого матеріалу, яка залежить від присутності повітря (40% повітря суттєво знижує щільність). Фізичні властивості просапних культур, такі як міцність, вологість, пружність безпосередньо залежать від щільності насіння. Також густина насіння безпосередньо пов'язана з показником її вологості.

Методика визначення вологості насіння наведена в технічній літературі [13]. Стан поверхні насіння є важливою агробіологічною особливістю сільськогосподарської культури. На рух висівного матеріалу по поверхні висівного диска, рух між насінням, взаємодія з поверхнями – впливає стан поверхні висівного матеріалу (шорсткість, гладкість, бугристість, наявність западин, наявність пошкоджень). Ступінь взаємодії насіння між собою або з поверхнями, виражається через коефіцієнт тертя [14].

Істотний вплив на переміщення висівного матеріалу надають їх фрикційні властивості. Значний вплив має кут природного обсипання матеріалу з поверхні насіннєвого бункера.

На характер руху насіння в пневматичних висівних апаратах сівалок впливають сили, створювані повітряним потоком. Аеродинамічні властивості насіннєвого матеріалу впливають на поведінку їх у повітряному потоці та

характеризується швидкість витання. Насіння переміщується до отворів висівного диска з меншою швидкістю ніж швидкість витання $v_{\text{вит}}$, при цьому мають більшу масу в порівнянні з повітрям ($700 - 800 \text{ кг/м}^3 > 1,25 \text{ кг/м}^3$) [15 – 18]. Показники швидкості витання, коли насіння перебуває у зваженому стані, наведено у таблиці 1.2.

Таблиця 1.2 – Аеродинамічні характеристики насіння
основних просапних культур

№ п/п	Назва насіння	Швидкість витання, м/с	№ п/п	Назва насіння	Швидкість витання, м/с
1	Горох	15,5 - 17,5	7	Просо	6,7 - 8,8
2	Люпин	8,2 - 16,1	8	Кукурудза	9,7 - 14,1
3	Льон	3,5 - 8,5	9	Соняшник	4,0 – 14,0
4	Сочевиця	8,3 - 9,8	10	Соя	17,3 - 20,2

Якісний висів насіння просапних культур забезпечується способом висіву. Розрізняють такі способи висіву – рядовий, смуговий, розкидний, стрічковий, гніздовий, квадратно-гніздовий, перехресний та комбінований.

Спосіб висіву вибирають залежно від особливостей оброблюваної просапної культури, де визначальним показником є площа живлення рослин. На процес висіву насіння впливає конструктивні особливості трубопроводів, а також ВРВ. Наприклад, якість, зокрема, шорсткість поверхонь, геометричні розміри тощо, пневмосистеми все це впливає на створення необхідного значення тиску.

1.2. Аналіз впливу активного шару насіння

На роботу всієї пневматичної системи сівалки активну дію надає взаємодії у шарах посівного матеріалу, що відбуваються в насіннєвій камері. Коли висівний апарат працює, то в активному шарі посівного матеріалу, протікають

взаємодії, які не можуть бути точно описані. Професором Л.В. Гячовим було запропоновано модель сипучого тіла, що приблизно описує процес, який відбувається в насіннєвій камері [19, 20].

Модель сипучого тіла представлена на рисунку 1.1. Для зручності подальшого розрахунку прийняли такі припущення:

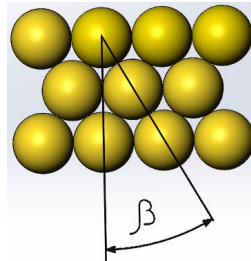


Рисунок 1.1 – Модель сипучого тіла

- висівний матеріал є сукупністю однакових, абсолютно твердих, куль кінцевого діаметру, покладених шарами з деяким кутом укладання β ;
- у процесі руху кулі не обертаються;
- при повороті насіння на кромці дозуючого елемента площа перерізу насіння в площині перпендикулярній лінії дії сил змінюється незначно;
- кутова швидкість висіву диска та надлишковий тиск у насіннєвій камері постійно;
- поворот насіння, що транспортується дозуючим елементом висівного диска, при взаємодії з іншими насінням із загальної маси посівного матеріалу відбувається без ковзання;
- насіння, взаємодіє з насінням, транспортовані дозуючим елементом висівного диска, перебувають у нерухомому стані, тобто їхня швидкість дорівнює нулю.

Модель, що враховує перехід розташування насіння з безладного до еквівалентного в механічному сенсі розташування сипучого тіла з укладанням частинок шарами, при цьому кут укладання частинок постійний та має середнє значення, укладене в межах $0^\circ \leq \beta \leq 60^\circ$, при приблизних розрахунках цей кут приймають рівним $\beta = 30^\circ$ [5, 10].

1.3 Аналіз впливу повітряного потоку на посівний матеріал

Статичний тиск у пневмосистемі визначаємо за формулою:

$$\Delta P_{sv} = \frac{4m_{cp}g}{\mu\pi d_{отв}^2 f}, \quad (1.1)$$

де m_{cp} – середня маса насіння, кг; ΔP_{sv} – перепад статичного тиску, Па; μ – емпіричний коефіцієнт витрати повітря (0,7...0,9); $d_{отв}$ – діаметр отвору висівного диска, м; f – коефіцієнт тертя насіння (0,3...0,5).

Для забезпечення переміщення посівного матеріалу у висівній камері потрібно створити перепад тиску, що перевищує силу тяжіння насіння в кілька разів, тому швидкість в отворах висівного диска визначаємо так:

$$v_{повіт} = \lambda \sqrt{\frac{2 \Delta P_{sv}}{\rho}}, \quad (1.2)$$

де $v_{повіт}$ – швидкість повітря, м/с; ρ – щільність повітря, кг/м³; λ – аеродинамічний коефіцієнт опору присмоктуючого отвору (0,70...0,72).

Захоплення насіння отворами висівного диска (за допомогою вакууму), виконує в даному випадку функції дозуючого елемента. Бузенков Г.М. та Глазьев М.І. займалися дослідженнями переміщення посівного матеріалу в пневматичній системі висівного апарату [21].

Залежність, що дозволяє визначити силу, що присмоктує, необхідну для гарантованого утримання насіння в зоні отворів висівного диска:

$$P_{пр} = k_{\phi} \Delta P_{пр} s, \quad (1.3)$$

де k_{ϕ} – коефіцієнт пропорційності, що враховує сумарний вплив різних факторів; $\Delta P_{пр}$ – розрядження повітря поблизу отворів, що присмоктують, висівного диска, Па; s – площа присмоктуючого отвору, м².

Коефіцієнт k_{ϕ} , для гороху – 1,25; кукурудзи – 1,50; соняшнику – 0,85. Розрядження повітря поблизу отворів, що присмоктують, висівного диска $\Delta P_{пр}$ підбирають дослідним шляхом за умови винесення насіння з шару посівного матеріалу.

Площу присмоктуючого отвору s на висівному диску вибираємо в залежності від розміру висівного матеріалу та визначається:

$$s = 0,4b_{\text{ср}}^2, \quad (1.4)$$

де $b_{\text{ср}}$ – середня ширина насіння, мм.

Тоді діаметр отвору, що присмоктує, визначається так:

$$s = \frac{\pi \cdot d_{\text{отв}}^2}{4}, \quad (1.5)$$

де $d_{\text{отв}}$ – діаметр дозуючих отворів висівного диска, м.

Перепад статичного тиску в області присмоктування висівного матеріалу підбирається дослідним шляхом із збереження умови винесення насіння з шару висівного матеріалу. Необхідне виконання умови:

$$P_{\text{пр}} \gg F_{\text{тяж}}, \quad (1.6)$$

де $F_{\text{тяж}}$ – сила тяжіння, що впливає на насіння, Н;

$$F_{\text{тяж}} = mg, \quad (1.7)$$

де m – середня маса насіння, кг; g – прискорення вільного падіння, м/с².

Аеродинамічні властивості насіння характеризуються швидкістю витання $v_{\text{вит}}$, яка визначається дослідним шляхом або згідно з формулою:

$$v_{\text{вит}} = \sqrt{\frac{m}{\rho k_{\text{с}} s_{\text{м}}}}, \quad (1.8)$$

де m – маса зерна, кг; ρ – щільність повітря, кг/м³; $k_{\text{с}}$ – коефіцієнт опору; $s_{\text{м}}$ – площа міделєвого перерізу зерна.

Робимо припущення, що при русі висівного насіння до отворів диска, що висіває, відсутні втрати. Насіння переміщується до отворів висівного диска з меншою швидкістю ніж швидкість витання $v_{\text{вит}}$, при цьому мають більшу масу в порівнянні з повітрям ($700 - 800 \text{ кг/м}^3 > 1,25 \text{ кг/м}^3$). Швидкість повітряного потоку $v_{\text{возд}}$ може бути визначена з виразу:

$$v_{\text{повіт}} = k_3(10,5 + 0,57v_{\text{вит}}). \quad (1.9)$$

де k_3 – коефіцієнт запасу ($k_3 = 1,2$); $v_{\text{вит}}$ – швидкість витання насіння.

Швидкість переміщення посівного матеріалу можна визначити користуючись значеннями $v_{\text{вит}}$ швидкості витання:

$$v_{\text{пм}} = 0,95v_{\text{вит}}. \quad (1.10)$$

Значення швидкості витання $v_{\text{вит}}$ окремих насіння просапних культур відома раніше і наведена в таблиці 1.1 та 1.2.

Беручи до уваги все це, пневматична система сівалки, що проектується, при прийнятому статичному розрядженні, рівному $\Delta P_{\text{пр}}$, повинна забезпечувати розраховану об'ємну витрату повітря G_m .

1.4. Аналіз взаємодії дозуючого диска та насіння, що висівається

Обґрунтування вибору основних параметрів пневматичної системи. Пневматична частина сівалки включає трубопроводи, вентилятор та висівний апарат. Повітряний потік створюється вентилятором відцентрового типу високого тиску з лопатками РК, загнутими проти ходу обертання приводного валу. Вентилятор має пологі аеродинамічні характеристики – при збільшенні масової витрати повітря статичний тиск повітряного потоку зростає. Тиск, створюваний ВРВ мало чутливий до зміни частоти обертання РК, робота вентилятора пов'язана з приводом від ВВП (валу відбору потужності) двигуна.

Принцип роботи пневматичного висівного апарату ґрунтується на при-тягуванні насіння вакуумом до отворів висівного диска, що знаходиться в зоні розрядження, та переносяться із забірної камери до місця скидання. При переході із зони розрядження в зону атмосферного тиску насіння відокремлюється від диска та падає в сім'япровід. У верхній частині забірної камери встановлюється регульована гребінка, для зняття зайвого насіння якщо присмокталися до отвору більше одного насіння.

Захоплення та винесення насіння проводиться з верхнього шару, товщина якого обмежується розмірами насіння.

Таким чином, для збільшення кількості висівного матеріалу, що випав, з висівного апарату в сім'япровід, потрібно підвищення швидкості руху

висівного диска та швидкості переміщення сівалки. Але, в даному випадку є обмеження проходження висівного матеріалу в бункері та камері присмоктування, що з одного боку відстанню між насінням, а з іншого боку можливим завантаженням насіння по ходу їхнього руху. Бункер насіння закритий, тому не враховуються фактори зовнішнього опору повітряного потоку.

Для утримання насіння в отворах висівного диска потрібно створити тиск, який визначає швидкість повітря в отворах висівного диска та масову витрату повітря. При виборі діаметра отвору висівного отвору необхідно дотримуватися умов – не попадання насіння у вакуумну камеру та заклинювання їх в отворах. Тобто має виконуватися умова:

$$d_{\text{отв}} < d_{\text{пр}}, \quad (1.11)$$

де $d_{\text{отв}}$ – діаметр отвору на висівному диску, м; $d_{\text{пр}}$ – умовний діаметр частинки, що присмоктується, м (визначаємо середнє значення);

Щоб покращити якість висіву – насіння калібрують (на дрібні та великі фракції), умовний діаметр отвору, що присмоктує, встановлений експериментально $d_{\text{пр}}$, м [22]:

$$d_{\text{пр}} = \sqrt[3]{a_{\text{ср}} b_{\text{ср}} c_{\text{ср}}}, \quad (1.12)$$

де $a_{\text{ср}}$ – середня довжина насіння, м; $b_{\text{ср}}$ – середня ширина насіння, м; $c_{\text{ср}}$ – середня товщина насіння, м.

При виборі сільськогосподарських культур для експериментальних досліджень, основну увагу приділяють відмінності фізико-механічних властивостей. Таким чином, як зразки використовували насіння кукурудзи. Лінійні розміри висівного матеріалу визначалися шляхом обміру штангенциркулем ШЦ-I-125-0,05 (ДСТУ EN ISO 13385-1:2018) партії насіння обраної культури, при цьому замірялися довжина, ширина та товщина насіння [23]. Виміри насіння кукурудзи звели до таблиці 1.3.

Визначивши значення $a_{\text{ср}}$, $b_{\text{ср}}$ та $c_{\text{ср}}$ таблиця 1.4, а це в свою чергу дає можливість визначити значення умовного діаметра отвору, що буде присмоктувати насіннєвий матеріал $d_{\text{пр}}$, м:

Таблиця 1.3 – Геометричні параметри насіння кукурудзи.

№ п/п	Довжина, а, м	Ширина, b, м	Товщина, с, м	№ п/п	Довжина, а, м	Ширина, b, м	Товщина, с, м
1	0,01121	0,00914	0,00492	11	0,01216	0,01056	0,00454
2	0,01203	0,00895	0,00538	12	0,01122	0,00845	0,00491
3	0,01215	0,00977	0,00495	13	0,01132	0,00838	0,00500
4	0,01146	0,00960	0,00582	14	0,01152	0,00987	0,00600
5	0,01169	0,00945	0,00567	15	0,01148	0,00935	0,00530
6	0,01119	0,00875	0,00526	16	0,01210	0,00985	0,00538
7	0,01070	0,00906	0,00561	17	0,01185	0,01035	0,00545
8	0,01196	0,00954	0,00504	18	0,01195	0,00955	0,00508
9	0,01202	0,01088	0,00538	19	0,01201	0,00993	0,00493
10	0,01020	0,00960	0,00559	20	0,01169	0,01012	0,00512

$$d_{\text{пр}} = 0.00835 \text{ м.} \quad (1.13)$$

Таблиця 1.4 – Геометричні параметри насіння кукурудзи.

№ п/п	Довжина середня, $a_{\text{ср}}$, м	Ширина середня, $b_{\text{ср}}$, м	Товщина середня, $c_{\text{ср}}$, м	Маса насіння, $m_{\text{ср}}$, г
1	0,012	0,0096	0,0092	5,25

Зроблені виміри дають можливість визначити діаметр отвору на висівному диску $d_{\text{отв}}$, м:

$$d_{\text{отв}} = (0,60 \dots 0,70)b_{\text{ср}} = 0,0060 \text{ м,} \quad (1.14)$$

Користуючись формулою (1.1) для визначення потрібного перепаду статичного тиску в пневмосистемі та даними таблиці 1.1 отримуємо:

$$\Delta P_{sv} = \frac{4 \cdot 0,25 \cdot 10^{-3} \cdot 9,81}{0,7 \cdot \pi \cdot 0,0060^2 \cdot 0,3} = 413,05 \text{ Па,} \quad (1.15)$$

Для присмоктування насіння до отворів висівного диска різницю статичного тиску в пневмосистемі сівалки, згідно з підтвердженими експериментальними даними, вибирають на порядок вище за розрахунковий, тобто:

$$\Delta P_{sv_{\text{пневмосист.}}} = \Delta P_{sv} \cdot 10 = 4200 \text{ Па,} \quad (1.16)$$

Таким чином, статичний тиск в області висівного диска пневматичної системи повинен бути:

$$P_{sv} \leq 97100 \text{ Па.} \quad (1.17)$$

Для визначення швидкості повітряного потоку в області отвору диска, що висіває, скористаємося формулою (1.2):

$$v_{\text{повіт}} = 0,7 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 4200}{1,185}} = 58,94 \text{ м/с} , \quad (1.18)$$

Для безперебійної роботи пневматичної системи сівалки потрібне дотримання умови (1.17).

Дослідженням процесу присмоктування посівного матеріалу займалися такі автори - Аббасов Р.Г., Абезін В.Г., Бондаренко П.А., Брандт Ю.К., Валуєв Н.В., Гусєв В.М., Гячов Л.В., Журавльов Б.І., Кленін Н.І., Коваль В.Я. та багато інших. Процес захоплення насіння дозуючими елементами та винесення насіння із шару в посівній камері розглядають як єдину операцію. Вони є основними і для формування рівномірного поштучного потоку насіння [24].

1.5. Принцип роботи ВРВ

Головною особливістю відцентрового радіального вентилятора пневматичної системи сівалки є траєкторія руху робочого тіла повітряного потоку від центру до периферії. При цьому лінії струму на виході розташовані в площині перпендикулярній (радіальній) осі робочого колеса [25 – 30].

Процес проектування ВРВ полягає у пошуку таких геометричних та кінематичних параметрів, при яких досягається заданий ступінь стиснення, при мінімальних габаритах, масі, вартості, а також забезпечується висока ефективність його роботи та надійність протягом заданого ресурсу.

Внутрішня поверхня корпусу та поверхня ротора – РК утворюють внутрішню порожнину вентилятора, що омивається повітряним потоком, що стискається – проточну частину [31 – 33].

Площина, яка проходить крізь вісь робочого колеса (РК) – це меридіональна площина. Повітряний потік, що стискається – робоче тіло – починає рухатися в меридіональній площині приблизно в напрямку осі РК. Для зручності розуміння значень параметрів повітряного потоку, що цікавлять нас, проточну частину вентилятора, умовно ділимо на уявні, окремі елементи проточної частини, поверхні, так звані контрольні перерізи В, 1, 2, 3, К (рисунок 1.2).

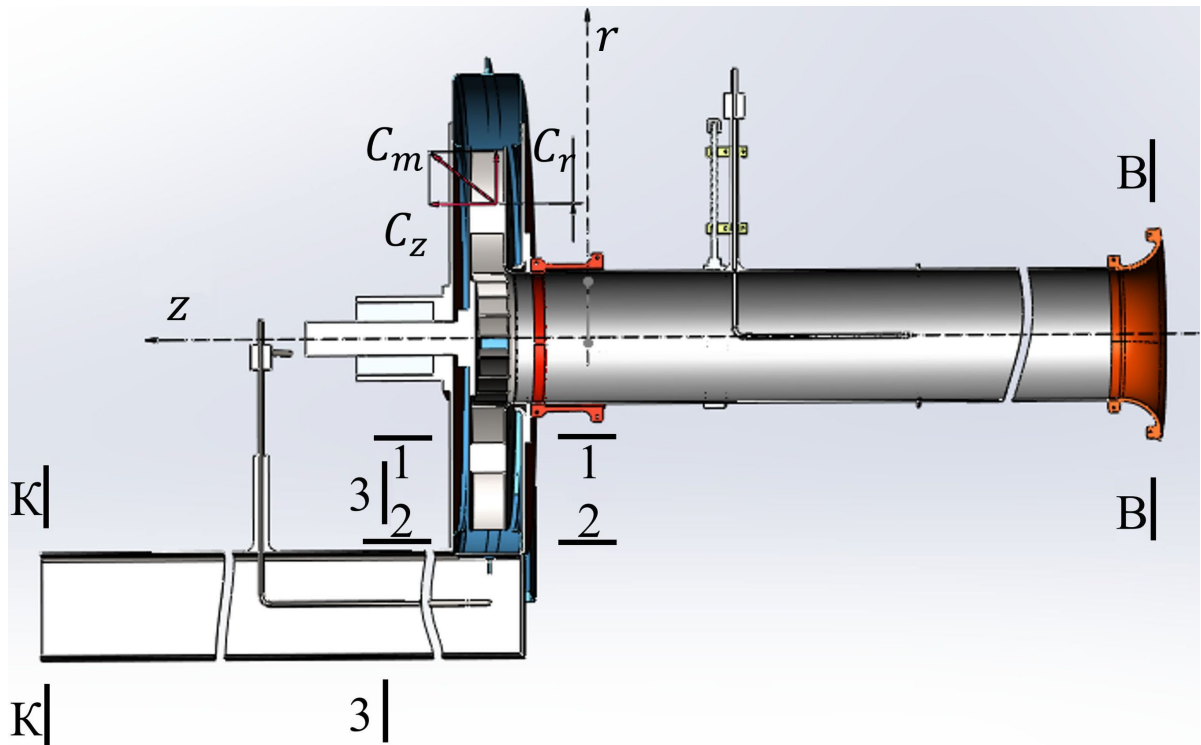


Рисунок 1.2 – Рисунок проточної частини вентилятора з контрольними перерізами

Основний елемент проточної частини вентилятора – це робоче колесо (РК) – сукупність лопатей спеціальної аеродинамічної форми – лопаток, що рівномірно розташовані по колу ротора між перерізами 1 і 2.

Лопатки 1 РК розташовані на радіальній поверхні основного диска 2 робочого колеса. Висота лопаток маленька, тому протікання через зазор між нерухомим корпусом і відкритими торцями лопаток були б занадто великі. Тому торці лопаток закриті диском 3, що покриває. Лопатки 1 і диски 2 і 3 утворюють відцентрове РК закритого типу, рисунок 1.3.

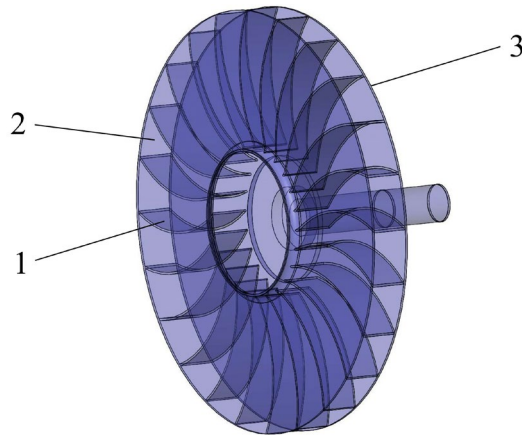


Рисунок 1.3 – Рисунок робочого колеса вентилятора з його конструктивними елементами: 1 – лопатки; 2 – покривний диск; 3 – диск

При обертанні РК його лопатки закручують потік, тобто, надають йому окружної складової швидкості C_u та переміщують повітряний потік у напрямку від осі машини до периферії зі швидкістю C_r (Витратна швидкість), чим пояснюється назва машини – відцентровий радіальний вентилятор. При русі повітряного потоку через міжлопаткові канали РК над поверхнею струму можна приблизно прийняти радіальні площини [34].

Перетин умовно кажучи конічної поверхні струму з поверхнею лопатки утворює профіль лопатки. Сукупність профілів всіх лопаток на одній поверхні струму - це елементарні кільцеві решітки лопаток.

Профілі лопаток мають аеродинамічну форму, що зручно обтікає. Якісний та кількісний характер їх взаємодії з потоком залежить від напрямку лопаток на вході та виході, тобто від кута входу $\beta_{1л}$ та виходу $\beta_{2л}$. Це кути між дотичними до середньої лінії профілю та переднім і заднім фронтами решітки (це лінії, які з'єднують вхідну та вихідну кромки лопаток). Розрідження, що виникає перед лопатками, змушує повітряний потік безперервно рухатися до колеса, спочатку в осьовому напрямку, а потім - в радіальному. Роль вихідного пристрою виконує равлик, який збирає повітряний потік по колу на виході з РК та виводить його з проточної частини. Швидкість повітряного потоку на виході з равлика $C_3 < C_2$, тобто равлик виконує функцію дифузора [35 – 37].

Лопатки РК переміщаються зі швидкістю U , рівної окружної швидкості руху лопаток на конічній поверхні струму:

$$U = \omega \times r, \quad (1.19)$$

де r – радіус конічної поверхні струму, м; ω – кутова швидкість обертання приводного валу РК, рад/с.

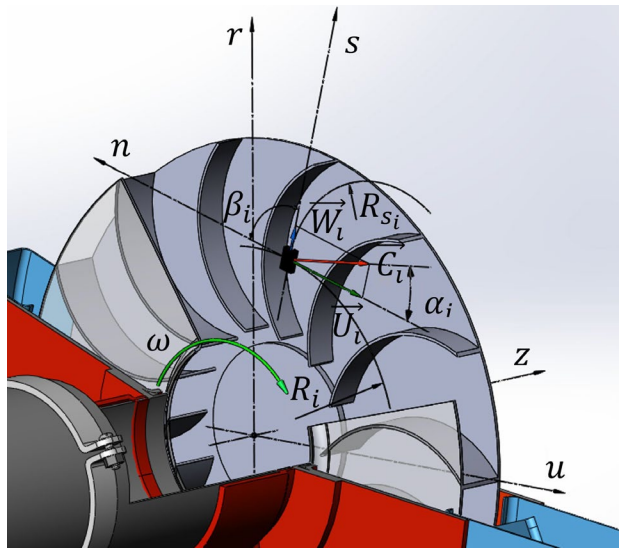


Рисунок 1.4 – Рисунок робочого колеса вентилятора з векторами швидкості

У початковий час РК не обертається тобто $\omega = 0$. Тоді вся проточна частина з урахуванням міжлопаткового простору заповнена нерухомим повітряним потоком. Тиск повітряного потоку у всіх точках однакова та в даному випадку дорівнює атмосферному тиску P_a . При включенні ВВП лопатки почнуть рух. При цьому на передній поверхні лопаток, зверненої в бік руху, виникне підвищений тиск, який створить сили інерції частинок (елементарно малих обсягів) повітряного потоку на поверхні лопатки, що виводяться зі стану спокою лопаткою, що переміщається. На задній поверхні лопатки РК виникає знижений тиск. Під дією вищого тиску далеко від задньої поверхні частинки повітряного потоку виходять зі стану спокою та йдуть за поверхнею лопаток.

На частинки повітряного потоку діють дві групи зовнішніх сил: сила від різниці тиску на межах частинки; сила тертя на межах частинки, спрямована дотично поверхні і виникає завдяки відносному руху сусідніх частинок.

Аеродинамічна сила F створює на лопатках колеса момент, подолання якого необхідно обертання валу РК. Обертання валу ВРВ сівалки здійснюється ВВП. Сила F , діє по нормалі до поверхні профілю, це підйомна сила (сила Жуковського), яка спрямована приблизно перпендикулярно до хорди профілю. Підйомна сила може бути розкладена на складові у напрямку швидкості U та перпендикулярний напрямок z , збігається з віссю ротора – РК [38].

Відповідно до закону збереження енергії, лопатки РК діють на повітряний потік із силою $F^* = F$. Повітряний потік, що знаходився в стані спокою до початку руху лопаток РК, починає рухатися в напрямку сили F^* . Таким чином, розглядаючи рисунок 1.2, при виході з РК у перерізі 2 повітряний потік набуває абсолютної швидкості C_2 (швидкість у системі координат, пов'язаної з корпусом вентилятора), також має дві складові: витратну швидкість C_{2z} та закрутку C_{2u} .

Для спрощення аналізу течії потоку в ВРВ приймається умова $C_z = C_{1z}$. У перерізі 1 рух повітряного потоку відбувається під дією розрідження, створюваного лопатками РК, що відкидають повітряний потік у напрямку осі z та u . Тиск P_{v1} у перерізі 1 стає менше тиску перед вентилятором, в даному випадку менше атмосферного тиску P_a . Під впливом різниці тисків $P_a - P_{v1}$ здійснюється процес безперервного підведення повітряного потоку до робочого колеса через вхідний патрубок.

У вентиляторі, різниця тисків змушує повітряний потік рухатися в осьовому напрямку, тобто $C_1 = C_{1z} = C_z$ і перед робочим колесом повітряний потік закрутки немає. Очевидно, що при проходженні через робоче колесо швидкість повітряного потоку збільшується, тому що на виході з робочого колеса повітряний потік набуває закрутки C_{2u} .

Робоче колесо є основним обов'язковим елементом вентилятора. Воно передає повітряному потоку механічну роботу від ВВП, і тоді створюється безперервний повітряний потік, в якому зростає тиск повітря. Надмірна кінетична енергія, отримана повітрям в РК, дорівнює:

$$E_k = \frac{1}{2}(C_{2u}^2 - C_{1u}^2), \quad (1.20)$$

На прискорення потоку в РК витрачається частина потужності, що передається вентилятору ВВП N_T , здебільшого дуже значна. Інша частина йде на підвищення тиску та подолання опору руху повітряного потоку в РК. Зазначимо, що підвищення тиску у вентиляторі може відбуватися тільки тоді, коли в кінцевому перерізі 3 опір мережі створює деякий протитиск $P_v = P_{v3} - P_{v1}$.

За РК встановлюється деякий тиск $P_{v2} > P_a > P_{v1}$. Переміщення повітряного потоку з області меншого тиску P_{v1} в область більшого тиску P_{v2} з одночасним його стисненням здійснюється внаслідок дії сили F^* на повітряний потік з боку лопаток і це неминуче наслідок роботи РК. Але для переміщення повітряного потоку з області низького тиску P_{v1} , в область високого тиску P_{v2} і далі по проточній частині достатня витратна швидкість C_z [37, 38].

Кінетична енергія повітряного потоку перетворюється на енергію тиску. Повний тиск, створюваний вентилятором, P_v , виражається відповідно до рівняння Бернуллі для потоку несжатого ідеального газу, що рухається без втрат та енергообміну:

$$P_v = P_{sv} + P_{dv} + h_\gamma, \quad (1.21)$$

де P_{sv} – статичний тиск створюваний вентилятором; P_{dv} – динамічний тиск, що створюється вентилятором; h_γ – гідравлічні втрати вентилятора (за величиною порівняно не значні). В подальшому величиною h_γ , нехтуємо.

З рівняння (1.21) випливає, що механічна енергія, що підводиться до вентилятора, витрачається на підвищення тиску (потенційної енергії повітряного потоку), зміну кінетичної енергії повітряного потоку та подолання гідравлічних втрат.

1.6. Протікання повітряного потоку в міжлопатковому каналі робочого колеса вентилятора

При розгляді перебігу повітряного потоку в криволінійному каналі використовуємо дві системи координат. Декартова система координат z, r в

якої вісь z спрямована вздовж осі симетрії каналу (вісь обертання РК), вісь r спрямована вздовж радіуса РК, вісь u ортогональна осям z та r [39, 40].

Криволінійної системи координат sn , розташованої в радіальній площині (на площині uor), де вісь n розташована у напрямку руху повітряного потоку та ортогональна до неї вісь s . Розглянемо умову рівноваги частинки повітряного потоку при русі в круговій решітці, що обертається, схема течії повітряного потоку показана на рисуюнок 1.5.

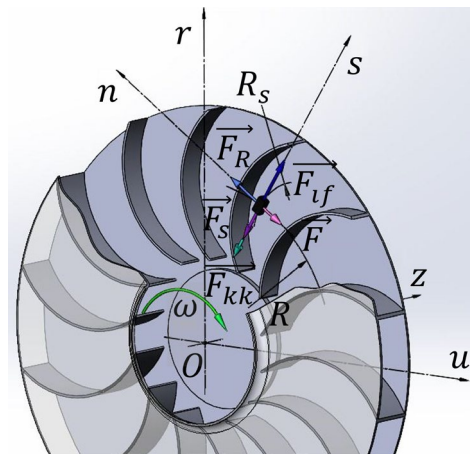


Рисунок 1.5 – Схема впливу сил інерції на повітряний потік на виділений об'єм у міжлопатковому каналі

У міжлопатковому каналі виділяємо елементарний об'єм повітряного потоку масою:

$$dm = \rho dn ds db, \quad (1.22)$$

де ρ – щільність повітряного потоку, кг/м^3 ; dn , ds та db – розміри частинки у напрямку осей n , s та осі z .

На виділений обсяг повітряного потоку діє чотири сили інерції: 1) сила пропорційна прискоренню потоку у напрямку руху $\vec{F}_{lf}$; 2) відцентрова сила, пропорційна доцентровому прискоренню при русі в каналі по криволінійній траєкторії $\vec{F}_{kk}$; 3) відцентрова сила, пропорційна доцентровому прискоренню при обертанні з окружною швидкістю $\vec{F}_c = dmU^2/r$; 4) сила інерції, пропорційна прискоренню Коріоліса $\vec{F}_k = dm2\omega W$.

На частку діють сили тиску $\vec{P}_{in}$ и $\vec{P}_{out}$, а також бічні сили вздовж осі s (рисунок 1.6).

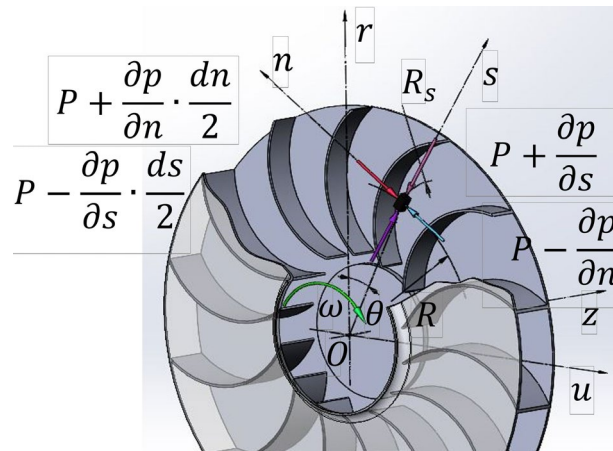


Рисунок 1.6 – Схема сил, що діють на виділений об'єм повітряного потоку виділеного об'єму в міжлопатковому каналі

Сума сил інерції, що діють на виділену частинку повітряного потоку, врівноважується сумарною силою тиску на її поверхнях з умови рівноваги частинок повітряного потоку під дією сил інерції та градієнтів тиску:

$$d\vec{P}_\partial = d\vec{F}_{kk} + d\vec{F}_k + d\vec{F}_c, \quad (1.23)$$

Швидкість перебігу повітряного потоку (транзитного) в міжлопатковому каналі, визначали при позитивному напрямку осі s від передньої до задньої поверхні лопаток, за умови рівноваги в цьому напрямку:

$$\frac{\partial P}{\partial s} ds dndb = \rho ds dndb \left[\frac{W^2}{R} + \frac{U^2}{r} \cos \beta - 2\omega W \right], \quad (1.24)$$

де $\frac{\partial P}{\partial s} ds$ – різницю тиску на поверхні $dndb$.

Перетворюючи рівняння (1.24) градієнт тиску по осі s :

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial s} = \frac{W^2}{R} + \frac{U^2}{r} \cos \beta - 2\omega W. \quad (1.25)$$

Рівняння рівноваги у напрямку руху, у напрямку осі n :

$$\frac{\partial P}{\partial n} ds dndb = \rho ds dndb \left[\omega^2 r \sin \beta - W \frac{dW}{dn} \right], \quad (1.26)$$

де $\frac{\partial P}{\partial n} dn$ – різницю тиску на поверхні $dsdb$.

Рівняння руху виділеного об'єму повітряного потоку в каналі РК, в напрямку від внутрішнього діаметра до зовнішнього вздовж осі n :

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial n} = \omega^2 r \sin \beta - W \frac{dW}{dn}, \quad (1.27)$$

де $\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial n} = dh_p$ – питома робота стиснення повітряного потоку при переміщенні її до периферії на відстань dr ; $\omega^2 r = dh_u$ – динамічний натиск від обертання РК; $W \frac{\partial W}{\partial n} = dh_d$ – динамічний натиск у відносному русі.

Вирішуючи рівняння (1.24) та (1.25) визначили рівняння для відносної швидкості вздовж осі s :

$$\frac{\partial W}{\partial s} = 2\omega - \frac{W}{R}, \quad (1.28)$$

Аналізуючи отримані рівняння (1.26) і (1.27) зробили висновки про поведінку повітряного потоку під час руху вздовж проточної частини каналу.

Наведемо інтегральну форму рівняння Бернуллі для відносного руху:

$$\frac{P_2 - P_1}{\rho_{\text{ср}}} = \frac{W_1^2 - W_2^2}{2} + \frac{U_2^2 - U_1^2}{2} + h_\gamma. \quad (1.29)$$

Повний тиск у відносному русі:

$$P_v = P_{sv} + \rho_{\text{ср}} \frac{W^2}{2}. \quad (1.30)$$

1.7. Протікання повітряного потоку в каналах пневматичної системи сівалки

Ефективна робота сівалки залежить від відомостей про втрати, під час руху повітряного потоку трубопроводами, і приведення їх до мінімуму. Це завдання можна здійснити, для цього необхідна зміна проточної частини пневматичної системи сівалки [28, 35].

Для оцінки стану повітряного потоку у пневматичній системі використовують коефіцієнт дроселювання. Його квадрат визначають за формулою:

$$\alpha^2 = \frac{P_{dv}}{P_v} = \sigma. \quad (1.31)$$

Звідси отримуємо:

$$\sigma = \frac{P_v - P_{sv}}{P_v} = 1 - \frac{P_{sv}}{P_v} = 1 - \chi. \quad (1.32)$$

Крім наведеного повітряний потік сприймає опір, що викликаний тертям повітря об стінки трубопроводу, а також інші місцеві впливи.

Для подолання цих опорів потрібне створення ВРВ відповідного статичного тиску у пневматичній системі. У свою чергу, статичний тиск P_{sv} залежить від швидкості повітряного потоку, тобто від динамічного тиску P_{dv} повітряного потоку. Для вираження цієї залежності вводять коефіцієнт опору:

$$\zeta = \frac{z}{P_{dv}}. \quad (1.33)$$

Для оцінки стану повітряного потоку в трубопроводах потрібно знати стан потоку, знати, ламінарний він чи турбулентний. У проточній частині вентилятора повітряний потік завжди турбулентний. Стан потоку повітря може бути охарактеризовано числом Рейнольдса:

$$Re = C_0 \frac{d}{\nu}, \quad (1.34)$$

де C_0 – середня швидкість потоку, м/сек; d – діаметр трубопроводу, м; ν – кінематична в'язкість, м²/с. При турбулентному русі потоку повітря в пневматичній системі сівалки число Рейнольдса досягає значення $Re > 3000$.

У трубопроводі пневматичної системи часто виникають місця з раптовим розширенням та звуженням трубопроводів, які з'являються, як наслідок неоднакових частин трубопроводу, різних розмірів фланців, конструктивною недоробкою проєктантів пневматичної системи.

Наслідком втрати тиску при розширенні повітряного потоку є втрата кінетичної енергії, яку визначають за виразом Борда–Карно:

$$z = (C_1 - C_2)^2 \frac{\rho}{2} = \left(1 - \frac{F_1}{F_2}\right)^2 C_1^2 \frac{\rho}{2} = \zeta_z P_{dv_1}, \quad (1.35)$$

тобто де величина:

$$\zeta_z = \left(1 - \frac{F_1}{F_2}\right)^2. \quad (1.36)$$

У місцях, де трубопровід пневматичної системи, розширюється (спостереігається дифузорність) зменшення втрат використовують плавний перехід. Коли кут дифузорності $\alpha_{\text{тр}} < 12^\circ$.

При повороті повітряного потоку тиск його падає це пов'язано з відривом і вихроутворенням як результат дії відцентрових сил. Швидкість течії на зовнішній стороні підвищується, а тиск падає. На внутрішній стороні потоку швидкість дещо знижується, а тиск підвищується. Уповільнення потоку на внутрішній стороні викликає його зрив та утворення вихорів [37].

Прискорені шари повітряного потоку притискаються до зовнішньої стінки трубопроводу, при цьому зменшується кінетична енергія, а повітряний потік переміщається до внутрішньої стінки трубопроводу. Завдяки площині симетрії, вигнутій частині трубопроводу, та притисканню уповільнених шарів потоку повітря виникає гвинтоподібна течія – вторинний потік. Зміна структури потоку починається приблизно з відривом двох діаметрів викривлення трубопроводу. Коефіцієнт опору повітряного потоку визначається відповідно до рівняння Гібсона:

$$\zeta = 67,6 \cdot 10^{-6} \cdot \delta^{2,17}. \quad (1.37)$$

Тобто на величину додаткового опору впливає: 1) відношення радіуса викривлення трубопроводу до діаметра трубопроводу; 2) кут повороту трубопроводу; 3) кут входу повітряного потоку з одного трубопроводу в інший; 4) перехід повітряного потоку з трубопроводу одного діаметра в інший діаметр; 5) від ступеня шорсткості труби та від числа Рейнольдса Re .

На втрати тиску в трубопроводі, за даними технічної літератури [22, 36], при злитті впливає як діаметр трубопроводу, так і кут входу одного трубопроводу до іншого.

Метою подальших досліджень є отримання залежностей та чисельних значень величин, що характеризують процес створення статичного тиску P_{sv} для вільного присмоктування насіння до отворів висівного диска. Ці залежності можуть бути представлені у вигляді математичних рівнянь,

найчастіше диференціальних, а також у вигляді простих математичних виразів, що містять емпіричні коефіцієнти. Процеси, що відбуваються при перебігу повітряного потоку в ПЧ ВРВ, є настільки складними, що суворий його математичний опис з урахуванням усіх властивостей повітряного середовища стає практично неможливим.

Параметри роботи ПЧ ВРВ визначаються картиною течії в її елементах. Вона настільки складна, що єдиним надійним методом дослідження в механіці рідини досі є експеримент. Спрогнозувати параметри ВРВ можна лише за результатами розрахунку картини перебігу рідини у проточній частині. Загальний випадок руху повітряного потоку описується рівняннями Нав'є – Стокса, проте їх вирішення, зважаючи на складність, донедавна було можливою лише з істотними припущеннями та спрощеннями.

Широкого поширення в насособудуванні набув метод Раухмана, в якому рідину вважають нев'язкою, а перебіг – потенційним [38]. Метод дозволяє розраховувати швидкості і тиск на контурах профілів, що лежать на осі симетричних поверхонь потоку, у двовимірній постановці.

У просторовій теорії течії в турбомашинах одними з найпростіших і наближених були каналні методи розрахунку, або моделі типу дискретно розподілених вихорів [39, 40]. В даний час розроблено безліч різних методів розрахунку як у меридіанній так і в радіальній площинах, а також спільний розрахунок, що реалізується в так званому квазітривимірному підході [36].

В останні десятиліття найкращі з розроблених методів моделювання та розрахунку перебігу рідини та газу в областях довільної геометричної форми, були реалізовані у вигляді комерційних програмних продуктів, які набули широкого поширення на ринку [35].

Розрахунок течії робочого середовища виконується шляхом чисельного розв'язання системи рівнянь Нав'є – Стокса та рівняння нерозривності, що описують найбільш загальний випадок руху середовища.

Висновок до розділу 1.

1. Розглянуто фізико - механічні властивості насіння просапних культур. Проаналізовано вплив потоку на посівний матеріал. Більш детальний аналіз геометричних параметрів проведено для насіння кукурудзи та встановлено, що $a_{\text{ср}} = 0,012$ м, $b_{\text{ср}} = 0,0096$ м, $c_{\text{ср}} = 0,0092$ м та $m_{\text{ср}} = 5,25$ г. Проаналізовано модель, яка враховує перехід розташування насіння з безладного до еквівалентного в механічному сенсі розташування сипучого тіла з укладанням частинок шарами під кутом $\beta = 30^\circ$.

2. Визначено потрібний перепад статичного тиску в пневмосистемі для присмоктування насіння даних геометричних параметрів просапних культур до отворів висівного диска, що становить $\Delta P_{\nu_{\text{пневмосист.}}} = 4200$ Па, а також діаметр дозуючих отворів $d_{\text{отв}} = 0,006$ м.

3. Встановлено, що процес проектування відцентрового радіального вентилятора полягає у пошуку оптимальних геометричних та кінематичних характеристик, які б дали високу ефективність при роботі сівалки, при збереженні мінімальних габаритних, масових та ресурсних показників.

4. Розглянуто аналіз перебігу повітряного потоку в криволінійному міжлопатковому каналі робочого колеса ВРВ. Встановлено закономірність перебігу та вплив сил, які діють на повітряний потік: сила пропорційна прискоренню потоку у напрямку руху $\vec{F}_{lf}$, відцентрова сила, пропорційна доцентровому прискоренню при обертанні з окружною швидкістю $\vec{F}_c$, сила інерції, пропорційна прискоренню Коріоліса $\vec{F}_k$, відцентрова сила, пропорційна доцентровому прискоренню при русі в каналі по криволінійній траєкторії $\vec{F}_{kk}$.

РОЗДІЛ 2

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ПНЕВМАТИЧНОЇ СИСТЕМИ СІВАЛКИ

2.1. Умови застосування методів динаміки двофазних середовищ для математичного опису роботи пневматичної системи сівалки

Переміщення насіння в камері висівного апарату, а потім утримування їх в області отворів і переміщення по заздалегідь визначеній траєкторії в область сходу до сошника під впливом тиску, що створюється в пневматичній системі сівалки підпорядковується законам механіки двох фаз. Однією фазою є повітря, а другою фазою – зерно. Відмінність у фізико-механічних властивостях фаз визначає нерівномірний характер руху повітря та зерна. Інерційність зерна призводить до їх відставання від повітря та поділу ліній струму зерна та повітря.

Висівний матеріал є твердими частинками та називають дисперсною фазою (дисперсними частинками), а повітряний потік, що переміщує насіння, називають дисперсійною фазою (несучою). Течії двофазної суміші, що складається з газу та зважених у них твердих частинок, являють собою складну систему, поведінка якої визначається взаємозв'язком та взаємовпливом багатьох факторів та фізичних процесів.

Одним із центральних при описі двофазних течій є питання про побудову моделі взаємодії індивідуальної частки з потоком газу. Основний внесок у міжфазну взаємодію робить сила гідродинамічного опору F_D . При розгляді руху зерна повітряним потоком, крім сили опору на рух посівного матеріалу, впливають в тій чи іншій мірі інші фактори, такі як форма та шорсткість зерна, концентраційна й геометрична стисненість потоку, переміщення зерна під впливом поперечної (підйомної) сили, а також зовнішні поля (сила тяжіння). Відмінність швидкостей руху посівного матеріалу різних розмірів призводить до зіткнень між ними. Вплив турбулентності повітряного

потоків призводить до ускладнення картини руху насіння, яка набуває імовірнісного характеру. Методи механіки суцільного середовища, які використовують для розрахунків двофазних течій, передбачають перехід від реальної дискретної структури потоку до течії фіктивних континуальних середовищ та прийняття з відповідними обмеженнями припущень про суцільність двофазної суміші в цілому та кожної її складової окремо.

Домовимось розуміти суцільне середовище як безперервну сукупність точок. Тоді опис руху суцільного середовища передбачає знання законів руху всіх її точок. Сила гідродинамічного опору приводить частинку в рух і визначає гальмує або прискорює зворотний вплив дисперсної фази на потік, що несе. Причиною виникнення сили опору є різниця швидкостей повітря та посівного насіння.

Основу методу розрахунку процесів тепло - та/або масообміну в двофазній системі газ-насіння становлять рівняння, що описують гідродинаміку такої системи з урахуванням міжфазної взаємодії. Знання та розуміння механізму взаємодії фаз у виникаючому при русі насіння (посівного матеріалу) у потоці повітря двофазному потоці, безумовно, недостатньо.

Гідродинамічна сила опору F_D , що діє на окрему кульову частинку (насіння) з боку повітряного потоку - газу, що обтікає її, визначається як:

$$F_D = \frac{1}{2} C_D \rho_g S_m C^2, \quad (2.1)$$

де S_m – площа міделевого перерізу частинки, м^2 ; C_D – коефіцієнт опору середовища; ρ_g – щільність газу, $\text{кг}/\text{м}^3$; C – відносна швидкість обтікання частки газом. Коефіцієнт опору середовища C_D , залежить від типу потоку і, отже, від числа Рейнольдса Re ($C_D = f(Re)$).

Обробка чисельних дослідних даних, відносно коефіцієнта опору твердої сфери C_D у рівнянні Ньютона (перший закон Ньютона), було проведено Релеєм і представлено у вигляді, так званої, стандартної кривої опору (рисунки 2.1).

Відповідно відносна швидкість обтікання частки газом C залежить від швидкості частки C_p та швидкості газу C_g :

$$C = |C_g - C_p|, \quad (2.2)$$

де C_g – швидкість газу, м/с; C_p – швидкість частки, м/с.



Рисунок 2.1 – Крива для коефіцієнта опору твердої сфери

Дія гідродинамічних сил призводить до прискорення частки, за умови:

$$C_g > C_p, \quad (2.3)$$

або, навпаки, до гальмування частки, якщо:

$$C_g < C_p. \quad (2.4)$$

Число Рейнольдса характеризує обтікання частки газом:

$$Re = d_{pc} C \frac{\rho_g}{\mu}, \quad (2.5)$$

де d_{pc} – середній геометричний розмір насіння, м; μ – динамічний коефіцієнт в'язкості газу (повітря), Н · с/м² (при 20°C $\mu = 1,82 \cdot 10^{-5}$ Н · с/м²).

На характер руху двофазних сумішей впливає взаємодія частинок один з одним і зі стінками, що обмежують перебіг.

Двофазні течії характеризуються взаємовпливом процесів різної фізичної природи. Труднощі побудови замкнутої системи рівнянь для газових дисперсійних середовищ, що пов'язані, зокрема, зі складністю опису взаємодії з газом навіть окремої частки сферичної форми за всіх режимів її обтікання. Одночасно врахувати та коректно описати всі чинники, які впливають на формування картини течії, досить складно. Відсутність універсальної математичної моделі змушує на стадії постановки завдання приймати різні припущення, що спрощують її побудову та чисельну реалізацію.

Рух рідини вважається визначеним, лише в тому випадку, якщо відоме все поле швидкостей. Це пов'язано з тим, що відстані між точками в рідині не залишаються постійними. Так як швидкість у точці може змінюватися у часі, то у загальному випадку, швидкісне поле є функцією за часом.

Рух рідини можна вивчити, визначаючи рух кожної окремої частини її методом Лагранжа. Але можна застосувати й інший метод, визначаючи параметри руху в усіх точках течії за методом Ейлера [40 – 43].

Для вивчення руху частинки, позначаємо її положення координатами (a, b, c) у початковий момент часу ($t = t_0$). У прямокутній системі координат кожній частинці відповідає вектор:

$$\vec{l} = \vec{i}a + \vec{j}b + \vec{k}c, \quad (2.6)$$

де a, b, c – координати частини, змінні Лагранжа.

Рух вважається визначеним, якщо для кожної частини відома змінна її радіусу вектору в часі:

$$\vec{r} = \vec{r}(\vec{l}, t), \quad (2.7)$$

або перепишемо рівняння (2.7) в іншому вигляді:

$$x = x(a, b, c, t); y = y(a, b, c, t); z = z(a, b, c, t). \quad (2.8)$$

Рівняння (2.7) і (2.8) є сімейством траєкторій всіх частинок рідини; час t – незалежна змінна, a, b, c – параметри сімейства.

Тоді у будь-який момент часу вектор швидкості ($\vec{\omega}$) визначається як:

$$\vec{\omega} = \frac{\partial \vec{r}}{\partial t}, \quad (2.9)$$

або перепишемо рівняння (2.9) в іншому вигляді:

$$\omega_x = \frac{\partial x}{\partial t}, \omega_y = \frac{\partial y}{\partial t}, \omega_z = \frac{\partial z}{\partial t}, \quad (2.10)$$

Підхід Ейлера полягає у розгляді не історії руху індивідуальних частинок суцільного середовища, а того, що відбувається в різні моменти часу в даній геометричній точці простору, пов'язаного із системою відліку.

Метод Лагранжа виявляється складним при вирішенні деяких завдань та часто простіше простежити за змінами, що відбуваються з часом t в точках

$\vec{r}(x, y, z)$ простору, тобто визначити функцію:

$$\vec{\omega} = \vec{\omega}(\vec{r}, t), \quad (2.11)$$

або перепишемо рівняння (2.11) в іншому вигляді:

$$\omega_x = \omega_x(x, y, z, t); \omega_y = \omega_y(x, y, z, t); \omega_z = \omega_z(x, y, z, t). \quad (2.12)$$

де x, y, z, t – змінні Ейлера.

Для переходу від уявлення Ейлера до уявлення Лагранжа необхідно вирішити рівняння:

$$\frac{\partial \vec{r}}{\partial t} = \vec{\omega}(\vec{r}, t), \quad (2.13)$$

або перепишемо рівняння (2.13) в іншому вигляді:

$$\frac{dx}{dt} = \omega_x(x, y, z, t); \frac{dy}{dt} = \omega_y(x, y, z, t); \frac{dz}{dt} = \omega_z(x, y, z, t). \quad (2.14)$$

При описі математичною моделлю перебігу двофазних середовищ (повітряного потоку з наявністю в ньому посівного матеріалу) протягом несучої фази (повітря) приймається як тіло, на якому рухається велика кількість частинок (насіння). Механізм руху двофазних середовищ полягає у захопленні кількості насіння, зміною їх розмірів (форми посівного матеріалу), взаємодія з повітряним потоком та ін.

У загальному випадку при перебігу двофазних середовищ у висівній камері може спостерігатися різниця швидкостей руху повітряного потоку та насіння. Прискорення посівного матеріалу (насіння) відбувається під дією аеродинамічних сил, що виявляються лише за наявності різниці швидкостей. Основні проблеми, що виникають при побудові теорії та чисельному моделюванні двофазних дисперсних турбулентних течій, пов'язані з математичним описом наступних процесів: взаємодія насіння з турбулентним потоком; зворотний вплив насіння на турбулентність; взаємодія насіння з поверхнею, що обмежує потік; взаємодія насіння один з одним; облік полідисперсності частинок та еволюція спектру частинок за розмірами та ін. У зв'язку з цим практично неможливо вирішити рівняння руху кожної частинки разом з рівняннями руху потоку повітря під впливом ряду факторів.

Існуючі на сьогодні математичні моделі двофазних течій можна розбити на два великі класи (типу). Моделі першого класу описують рух несучої газової фази та рух безлічі зважених частинок, ґрунтуючись на ейлерівському континуальному уявленні. Для опису руху використовують рівняння механіки суцільного середовища в ейлерівських змінних. Застосовується для опису течій за відсутності зіткнень частинок (малі концентрації, монодисперсні суміші).

До іншого типу моделей відносяться моделі, засновані на Ейлерсько – Лагранжевому описі руху гетерогенного середовища, а саме: рівняння руху газової фази вирішуються в Ейлерівській постановці, тоді як рух частинок описується рівняннями Лагранжа, які інтегруються вздовж їх траєкторій. Основними характеристиками течій для опису їх моделями того чи іншого типу (для віднесення їх до того чи іншого класу) є концентрація посівного матеріалу в повітряному потоці [44, 45].

При спробі використання математичні моделі двофазних течій насамперед виникає питання можливості опису руху безлічі насіння методами динаміки суцільного середовища. Рівняннями газової динаміки, що описують взаємодію повітряного потоку з посівним матеріалом, є рівняння Нав'є–Стокса або Ейлера. Вигляд членів рівняння залежить від того, яка модель приймається до опису дисперсної фази. Для моделювання присмоктування та транспортування насіння у висівній камері висівного апарату повітряним потоком, найбільш підходящою є математична модель перебігу повітряного потоку з насінням, що описується методом Ейлера – Лагранжа.

При описі руху, домішки в лагранжевих змінних де джерельні члени виходять за допомогою опосередкування траєкторних розрахунків пробних частинок по осередках ейлерівській сітки. Основними характеристиками течій повітряного потоку з посівним матеріалом є насамперед концентрація дисперсної домішки (наявність насіння у потоці повітря) та її інерційність (число Стокса). Концентрація (кількість) насіння у висівній камері впливає на повітряний потік, а також на взаємодію між собою. При малих числах Стокс $S_{tk} \ll 1$ насіння переміщається вздовж лінії струму несучого потоку (режим швидкісної

рівноваги фаз), а за числами Стокса $S_{tk} \gg 1$ насіння в повітряному потоці виявляє свою інерційність (режим незалежності фаз).

2.2. Математична модель процесу роботи ВРВ у пневматичній системі сівалки

У сівалках з пневматичними висівними апаратами вакуумного типу важливе практичне значення має правильний розрахунок та конструкція вентилятора, що забезпечує належну працездатність сівалки. Якщо продуктивність вентилятора буде недостатня, то процес захоплення та перенесення насіння висівним диском до насіннепроводу або сошника стане нестабільним, або навіть припиниться. Якщо продуктивність ВРВ буде надто висока, то зросте ймовірність травмування та заклинювання насіння в отворах висівних дисків, що призведе до збільшення витрати енергії на привід висівного апарату.

Крім того, необхідна продуктивність вентилятора залежить від кількості рядків та/або сошників, від норми висіву, від швидкості руху агрегату, від того яка культура висівається та інше. Для забезпечення стійкої працездатності вентилятора на всіх режимах потрібно знати взаємодію повітряного потоку з насінням, отже, відповідну максимальну продуктивність (при максимальній ширині захвату, при максимальній нормі висіву, при максимальній швидкості руху та при максимальній щільності частинок), а також мінімальну продуктивність. Тоді на проміжних режимах можемо отримати належну продуктивність вентилятора за рахунок зміни частоти обертання робочого колеса (РК).

У пневматичних сівалках в основному використовуються відцентрові радіальні вентилятори (ВРВ), так як вони мають ряд переваг у порівнянні з іншими типами вентиляторів – високий ККД, простота конструкції та інше. Однак вони мають нерівномірний повітряний потік по ширині каналу нагнітання. В даний час існує безліч методів розрахунку ВРВ. При розробці та вдосконаленні вентиляторів застосовують відомі аеродинамічні схеми, а характеристики нових вентиляторів отримують з використанням наявних теоретичних та експериментальних досліджень.

Для дослідження та розрахунку ВРВ було розроблено модель технологічного процесу, на основі рівнянь динаміки суцільних середовищ [29, 30].

ВРВ працює від валу відбору потужності (ВВП) із частотою обертання в діапазоні $492,18 \pm 5,24$ рад/с (4700 ± 50) об./мин, число Рейнольдса в міжлопатковому просторі знаходиться в межах $2 \cdot 10^4 \dots 2,7 \cdot 10^5$, що стосується моделей з розвиненою турбулентністю [46 – 49]. Відповідно для моделювання руху повітря, створюваного вентилятором, необхідно розглядати однокомпонентне не стисливе середовище, що описується рівняннями Нав'є – Стокса з урахуванням ефектів турбулентності. У разі стискання рідини, система складається з двох рівнянь:

– рівняння руху,

$$\frac{\partial \vec{\omega}}{\partial t} = -(\vec{\omega} \nabla) \vec{\omega} + \gamma \Delta \vec{\omega} - \frac{1}{\rho} \nabla P + \vec{f}, \quad (2.15)$$

де $\vec{\omega} = (\omega^1, \omega^2, \dots, \omega^n)$ – векторне поле швидкостей; t – час; ∇ – оператор набла; γ – коефіцієнт кінематичної в'язкості; Δ – векторний оператор Лапласа; ρ – густина; P – тиск; $\vec{f}$ – векторне поле масових сил;

– рівняння нерозривності,

$$\nabla \vec{\omega} = 0. \quad (2.16)$$

Для вирішення задачі в систему рівнянь Нав'є – Стокса додають граничні та початкові умови.

Використовуємо програмне забезпечення ANSYS CFX містить широкі можливості фізичного моделювання, необхідні для опису течії, турбулентності та взаємодії повітряного потоку та твердого тіла. Рівняння балансу маси та рівняння балансу кількості руху вирішується за допомогою ANSYS CFX. Тобто повітряний потік турбулентний, то додатково вирішуємо рівняння переносу:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho \vec{\omega}) = S_m, \quad (2.17)$$

де ρ – густина; t – час; $\vec{\omega}$ – швидкість; S_m – маса.

Це рівняння балансу маси для потоків, що не стискаються. Маса S_m додається до безперервної фази від диспергованого другого середовища [42].

В інерційній системі координат рівняння балансу кількості руху виглядає так:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \vec{\omega}) + \vec{\omega}(\nabla \rho \vec{\omega}) = -\nabla P_{sv} + \nabla \vec{\tau} + \rho \vec{g} + \vec{f}, \quad (2.18)$$

де P_{sv} – статичний тиск; $\vec{\tau}$ – тензор напруження; $\rho \cdot \vec{g}$ – гравітаційна масова сила; $\vec{f}$ – зовнішня масова сила.

Тензор напруження має вигляд:

$$\vec{\tau} = \mu \left[\left(\nabla \vec{\omega} + \nabla \vec{\omega}^T \right) - \frac{2}{3} \nabla \vec{\omega} \vec{1} \right], \quad (2.19)$$

де μ – в'язкість; $\vec{1}$ – одиничний тензор.

У пакеті ANSYS CFX рішення ґрунтується на застосуванні методу кінцевих обсягів. Метод кінцевих обсягів (МКО) тісно пов'язаний з методом кінцевих різниць (МКР) і часто може бути інтерпретований як деяке наближення МКР дискретизації диференціальних рівнянь. Проте, МКО отримано з урахуванням інтегральних законів збереження, що забезпечує безліч переваг під час вирішення завдань.

2.3. Методологія дослідження.

Експериментальним спосіб отримання енергетичних показників ВРВ – коштовний та вимагає великих витрат за часом на спеціальних аеродинамічних стендах. Можливий інший метод отримання показників – теоретичний підхід, який оцінює вплив повітряного потоку на вихідні параметри за різних значень масової витрати повітря у програмному комплексі ANSYS CFX [46].

Використовуючи, в розрахунках, програмний пакет CFD отримуємо докладну інформацію про поведінку потоку повітря у вентиляторі з урахуванням взаємодії різних елементів. Є можливість тривимірного моделювання в'язкого перебігу повітряного потоку повітря, визначення тиску та швидкості розподілу в проточній частині вентилятора.

У пакеті CFD вирішуються складні диференціальні рівняння, відомі як основні рівняння робочого процесу, які застосовують для детального описання руху повітряного потоку в ПЧ вентилятора. Фізичні закони, що керують рухом

повітряного потоку, можуть бути описані за допомогою точних математичних рівнянь, що становить основу аналізу. Методами вирішення рівняння Нав'є–Стокса, у програмному пакеті CFD, є метод кінцевих різниць (FDM), метод кінцевих об'ємів (FVM) та метод кінцевих елементів (FEM) [50].

Підсумовуючи сказане, використання пакета CFD для математичного моделювання (ММ) процесу, що проходить в пневматичній системі ВРВ, дає можливість: 1) моделювати рух повітряного потоку, який важко відтворити у експериментальній моделі вентилятора; 2) отримати повну інформацію про рух повітряного потоку у пневматичній системі вентилятора; 3) знижує вартість проекту, оскільки відпадає необхідність створення натурального вентилятора, а відповідно – економить час.

Зупинимось детальніше на моделюванні процесу, що відбувається у відцентровому радіальному вентиляторі.

Лопатки відцентрового радіального вентилятора, що утворюють кругову решітку, обертаючись, обертають повітря, яке знаходиться в його каналах [51, 52]. Під дією виникаючих при цьому відцентрових сил повітря набуває прискорення, щільність, тиск і температура зростають. У дифузорі швидкість повітря падає, за рахунок зменшення кінетичної енергії, відбувається зростання тиску та температури. Течії потоків газу можуть набувати таких режимів як: ламінарний, турбулентний і змішаний ламінарно-турбулентний.

Основною складністю опису та обчислення динаміки повітряного потоку є описи турбулентності течії. Турбулентність це тривимірний нестационарний рух, у якому внаслідок розтягувань вихорів створюється безперервний розподіл пульсацій швидкості в інтервалі довжин хвиль від мінімальних, що визначаються в'язкими силами, до максимальних, що визначаються граничними умовами течії (П. Бредшоу). Основна складність розрахунку в'язкого стисливого потоку пов'язана з широким діапазоном зміни масштабу турбулентності. При прямому обчисленні рівнянь Нав'є – Стокса, для тривимірного турбулентного потоку, знадобляться великі обчислювальні ресурси, а при розрахунку в'язких течій, виникає потреба використання дрібної сітки з подальшим подрібненням кроку за часом, що також тягне за собою збільшення

використовуваних обчислювальних ресурсів. Тому основним завданням є підібрати такий метод розв'язання рівнянь газової динаміки, щоб скоротити обчислювальні ресурси без втрати точності у обчисленнях.

Розрізняють два основні підходи моделювання газових потоків: 1) пряме чисельне моделювання (DNS), полягає у вирішенні повних рівнянь Нав'є – Стокса; 2) моделювання течії потоку з використанням середніх рівнянь Нав'є – Стокса за часом (RANS), простором (LES), гібридні підходи (DES).

Зупинимося більш детально на вивченні розв'язання повних рівнянь Нав'є-Стокса в тривимірному просторі з використанням середовищ, суть якого полягає в тому, щоб розділити в потоці стаціонарні та випадкові частини.

Розглянемо випадок рівномірного розподілу густини $\rho = \text{const}$. Рівняння нерозривності матиме такий вигляд (2.20). Фізичний зміст полягає в тому, що потік повітря (рідини), що втікає в об'єм V з поверхнею S , дорівнює кількості повітря (рідини), що випливає з нього [51 – 54]:

$$\int_S \mathbf{u} n ds = 0, \quad (2.20)$$

де $\mathbf{u}$ – швидкість; $\mathbf{n}$ – нормаль; $\mathbf{u} \cdot \mathbf{n}$ – скалярний добуток,

$$\int_S (u_x \cos(nx) + u_y \cos(ny) + u_z \cos(nz)) ds = 0,$$

застосуємо теорему Гауса та отримаємо з рівняння (2.20):

$$\int_V \left(\frac{\partial u_x}{\partial x} + \frac{\partial u_y}{\partial y} + \frac{\partial u_z}{\partial z} \right) dV = 0.$$

Виходячи з того, що обсяг інтегрування довільний, то інтеграл дорівнюватиме нулю, якщо

$$\frac{\partial u_x}{\partial x} + \frac{\partial u_y}{\partial y} + \frac{\partial u_z}{\partial z} = 0, \quad (2.21)$$

тобто

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0. \quad (2.22)$$

Розглянемо об'єм у вигляді тетраедра зі стороною a рисунок 2.2. Згідно з другим законом Ньютона, опишемо рух повітря:

$$\rho \Delta V \frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} = \rho \Delta V \mathbf{F} + \mathbf{p}_n \Delta S - \mathbf{p}_x \Delta S_x - \mathbf{p}_y \Delta S_y - \mathbf{p}_z \Delta S_z, \quad (2.23)$$

де $\mathbf{F}$ – сила тяжіння; $\mathbf{p}_n, \mathbf{p}_x, \mathbf{p}_y, \mathbf{p}_z$ – поверхневі сили; $\Delta S, \Delta S_x, \Delta S_y, \Delta S_z$ – площі поверхонь елемента рисунок 2.2.

Розділимо ліву частину та праву на ΔS :

$$\rho \frac{\Delta V}{\Delta S} \left(\frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} - \mathbf{F} \right) = \mathbf{p}_n - \mathbf{p}_x \frac{\Delta S_x}{\Delta S} - \mathbf{p}_y \frac{\Delta S_y}{\Delta S} - \mathbf{p}_z \frac{\Delta S_z}{\Delta S}, \quad (2.24)$$

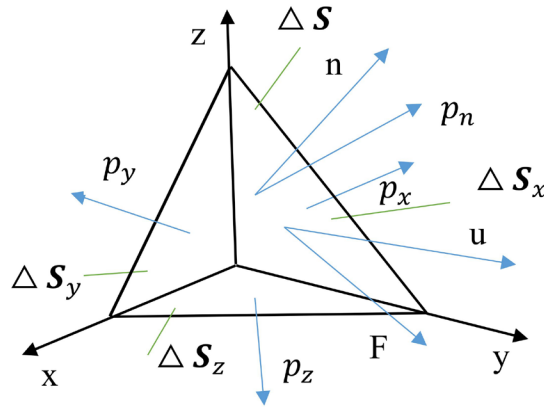


Рисунок 2.2 – Сили, що діють елемент повітря

якщо $\Delta S \rightarrow 0$, то границя буде [55]:

$$\begin{aligned} \lim_{\Delta S \rightarrow 0} \frac{\Delta V}{\Delta S} &= 0, & \lim_{\Delta S \rightarrow 0} \frac{\Delta S_x}{\Delta S} &= \cos(nx), \\ \lim_{\Delta S \rightarrow 0} \frac{\Delta S_y}{\Delta S} &= \cos(ny), & \lim_{\Delta S \rightarrow 0} \frac{\Delta S_z}{\Delta S} &= \cos(nz), \\ \mathbf{p}_n &= \mathbf{p}_x \cos(nx) + \mathbf{p}_y \cos(ny) + \mathbf{p}_z \cos(nz), \end{aligned} \quad (2.25)$$

Пишемо поверхневі сили через складові:

$$\mathbf{p}_x = i p_{xx} + j \tau_{xy} + k \tau_{xz}$$

$$\mathbf{p}_y = i \tau_{yx} + j p_{yy} + k \tau_{yz}$$

$$\mathbf{p}_z = i \tau_{zx} + j \tau_{zy} + k p_{zz}$$

де τ_{ij} дотичні напруження, p_{ii} нормальні напруження. З рівнянь моментів (рисунок 2.3) можна отримати умову симетрії дотичних напружень $\tau_{zy}a - \tau_{yz} = 0, \tau_{zy} = \tau_{yz}$, тобто $\tau_{ij} = \tau_{ji}$.

Тоді матриця напружень буде симетричною з 6 невідомими []:

$$\begin{pmatrix} p_{xx} & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{xy} & p_{yy} & \tau_{yz} \\ \tau_{xz} & \tau_{yz} & p_{zz} \end{pmatrix}. \quad (2.26)$$

Тобто симетричність матриці напружень є умовою рівності нулю інтеграла від $-\mathbf{p}_x \frac{\Delta S_x}{\Delta S} - \mathbf{p}_y \frac{\Delta S_y}{\Delta S} - \mathbf{p}_z \frac{\Delta S_z}{\Delta S}$, взятого поверхнею S .

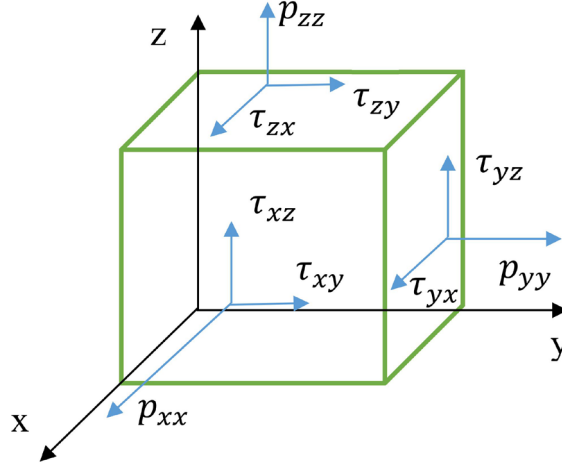


Рисунок 2.3 – Напруження, що діють на гранях куба розміром a

$$\int_V \frac{d\mathbf{u}}{dt} \rho dV = \int_V \mathbf{F} \rho dV + \int_S \mathbf{p}_n dS, \quad (2.27)$$

де

$$\begin{aligned} \int_S \mathbf{p}_n dS &= \int_S (\mathbf{p}_x \cos(nx) + \mathbf{p}_y \cos(ny) + \mathbf{p}_z \cos(nz)) dS \\ &= \int_V \left(\frac{\partial \mathbf{p}_x}{\partial x} + \frac{\partial \mathbf{p}_y}{\partial y} + \frac{\partial \mathbf{p}_z}{\partial z} \right) dV. \end{aligned}$$

Тоді можна записати так,

$$\begin{aligned} \int_V \frac{d\mathbf{u}}{dt} \rho dV &= \int_V \mathbf{F} \rho dV + \int_V \left(\frac{\partial \mathbf{p}_x}{\partial x} + \frac{\partial \mathbf{p}_y}{\partial y} + \frac{\partial \mathbf{p}_z}{\partial z} \right) dV \\ &= \int_V \left[\frac{d\mathbf{u}}{dt} \rho - \mathbf{F} \rho - \left(\frac{\partial \mathbf{p}_x}{\partial x} + \frac{\partial \mathbf{p}_y}{\partial y} + \frac{\partial \mathbf{p}_z}{\partial z} \right) \right] dV = 0. \end{aligned}$$

Оскільки обсяг інтегрування довільний, то даний інтеграл дорівнюватиме нулю за умови, коли:

$$\frac{d\mathbf{u}}{dt} \rho - \mathbf{F} \rho - \left(\frac{\partial \mathbf{p}_x}{\partial x} + \frac{\partial \mathbf{p}_y}{\partial y} + \frac{\partial \mathbf{p}_z}{\partial z} \right) = 0,$$

тобто

$$\frac{d\mathbf{u}}{dt} = \mathbf{F} + \frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \mathbf{p}_x}{\partial x} + \frac{\partial \mathbf{p}_y}{\partial y} + \frac{\partial \mathbf{p}_z}{\partial z} \right). \quad (2.28)$$

Напруження в рівнянні (2.28) невідомі, їх можна знайти з узагальненої гіпотези Ньютона:

$$\begin{pmatrix} p_{xx} & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{xy} & p_{yy} & \tau_{yz} \\ \tau_{xz} & \tau_{yz} & p_{zz} \end{pmatrix} = - \begin{pmatrix} p & 0 & 0 \\ 0 & p & 0 \\ 0 & 0 & p \end{pmatrix} + 2\mu S_{ij}, \quad i, j = 1, 2, 3, \quad (2.29)$$

де p – тиск; μ – коефіцієнт динамічної в'язкості;

$$\begin{aligned} S_{11} &= S_{xx} = \frac{\partial u_x}{\partial x}; & S_{12} &= S_{xy} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_x}{\partial y} + \frac{\partial u_y}{\partial x} \right); \\ S_{13} &= S_{xz} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_x}{\partial z} + \frac{\partial u_z}{\partial x} \right); & S_{21} &= S_{12}; \\ S_{22} &= S_{yy} = \frac{\partial u_y}{\partial y}; & S_{23} &= S_{yz} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_y}{\partial z} + \frac{\partial u_z}{\partial y} \right); \\ S_{31} &= S_{13}; & S_{32} &= S_{23}; & S_{33} &= S_{zz} = \frac{\partial u_z}{\partial z}. \end{aligned}$$

Виразимо напруження через p [32]:

$$\begin{aligned} p_{xx} &= -p + 2\mu \frac{\partial u_x}{\partial x}; & p_{yy} &= -p + 2\mu \frac{\partial u_y}{\partial y}; & p_{zz} &= -p + 2\mu \frac{\partial u_z}{\partial z}; \\ \frac{p_{xx} + p_{yy} + p_{zz}}{3} &= -p. \end{aligned} \quad (2.30)$$

$$\begin{aligned} \rho \frac{du_x}{dt} &= \rho F_x + \frac{\partial}{\partial x} \left(-p + 2\mu \frac{\partial u_x}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \left(\frac{\partial u_y}{\partial x} + \frac{\partial u_x}{\partial y} \right) \right) + \\ &\quad + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \left(\frac{\partial u_x}{\partial z} + \frac{\partial u_z}{\partial x} \right) \right) = \\ &= \rho F_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u_x}{\partial z^2} \right) + \mu \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial u_x}{\partial x} + \frac{\partial u_y}{\partial y} + \frac{\partial u_z}{\partial z} \right). \end{aligned}$$

Розділимо на ρ та отримаємо рівняння Нав'є – Стокса

$$\frac{d\mathbf{u}}{dt} = \mathbf{F} - \frac{1}{\rho} \nabla p + \nu \Delta \mathbf{u}, \quad (2.31)$$

де $\nu = \mu/\rho$ – кінематична в'язкість.

$$\frac{d\mathbf{u}}{dx} = \frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} + u_x \frac{\partial \mathbf{u}}{\partial x} + u_y \frac{\partial \mathbf{u}}{\partial y} + u_z \frac{\partial \mathbf{u}}{\partial z},$$

де $\partial \mathbf{u} / \partial t$ – місцеве прискорення, $u_x \partial \mathbf{u} / \partial x + u_y \partial \mathbf{u} / \partial y + u_z \partial \mathbf{u} / \partial z$ – конвективне прискорення.

У свою чергу локальне прискорення пов'язане зі зміною швидкості в часі, навіть якщо частка перебуває у стані спокою, а конвективне прискорення обумовлено рухом частинок у неоднорідному полі швидкостей [56–58]. Пишемо рівняння Нав'є – Стокса в тензорній формі:

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = F_i - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\partial}{\partial x_j} u_i \right), \quad (2.32)$$

$$u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} (u_i u_j),$$

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (u_i u_j) = F_i - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\partial}{\partial x_j} u_i \right), \quad (2.33)$$

Застосуємо граничні умови для компонентів швидкості та тиску на межі розрахункової області, де на межі твердого тіла газу (рідини) виконується умова прилипання, тобто $u_x = u_y = u_z = 0$. Для тиску p , граничні умови на поверхні тіла, за умови $y = 0$, що відповідає стінці, отримаємо рівняння Нав'є – Стокса з рівняння (2.33) [50] у вигляді:

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \rho F_x + \mu \frac{\partial^2 u_x}{\partial y^2}, \quad \frac{\partial p}{\partial y} = \rho F_y + \mu \frac{\partial^2 u_y}{\partial y^2}, \quad \frac{\partial p}{\partial z} = \rho F_z + \mu \frac{\partial^2 u_z}{\partial y^2}. \quad (2.34)$$

Розглянемо течію повітря у вхідному пристрої радіального вентилятора пневматичної системи сівалки точного висіву. У вхідному пристрої спостерігається ламінарно-турбулентний перехід у пристінних течіях.

Тонкий приграничний шар на поверхні має змінну швидкість від нуля до 99,5% швидкості потоку, що набігає. У приграничному шарі за рахунок нестійкості Толлміна-Шліхтинга формуються поперечні вихори, які зазнають вторинної нестійкості та формують нижче за течією лямбда-структури. Згодом вони взаємодіють один з одним і відчують нестійкість, що призводить до втрати регулярної форми та стають стохастичними [59]. Також важливою особливістю турбулентного граничного шару є наявність низько швидкісної струминної течії, що виникає за рахунок індукції, лямбда структур.

Розглянемо усереднення Рейнольдса. Він запропонував будь-яку стохастичну величину в турбулентному перебігу представляти як суми усередненої

частини та пульсаційної складової (флуктуації):

$$u_x = \bar{u}_x + u'_x; \quad u_y = \bar{u}_y + u'_y; \quad u_z = \bar{u}_z + u'_z; \quad (2.35)$$

$$\bar{u}_x = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T u_x dt; \quad \bar{u}_y = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T u_y dt; \quad \bar{u}_z = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T u_z dt. \quad (2.36)$$

Якщо середнє значення пульсаційної складової дорівнює нулю $\bar{u}'_{x,y,z} = 0$, то $\bar{u} = \bar{u}$, де

$$\bar{u}(t^*) = \lim_{N \rightarrow \infty} \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N u_i(t^*).$$

Усереднений за ансамблем стохастичний процес повторюється N раз з початкової умови, де величина u вимірюється у певний момент часу (t^*) N разів. Якщо A та B – деякі параметри, $\overline{A \pm B} = \bar{A} \pm \bar{B}$, $\overline{A \cdot B} = \bar{A} \cdot \bar{B} + \overline{A'B'}$, де $\overline{A'B'}$ це кореляція випадкових величин і $\overline{A'B'} \neq 0$. Якщо величини випадково залежні, то кореляція відмінна від нуля: $\overline{A'B'} \neq 0$, а якщо незалежні, то $\overline{A'B'} = 0$. У газовому потоці всі величини пов'язані:

$$\overline{\bar{A} \cdot \bar{B}} = \bar{A} \cdot \bar{B},$$

де $\bar{A}$ – середнє значення, а $\bar{B}$ – миттєве значення.

$$\frac{\partial \bar{A}}{\partial x_i} = \frac{\partial \bar{A}}{\partial x_i}; \quad \frac{\partial \bar{A}}{\partial t} = \frac{\partial \bar{A}}{\partial t}; \quad \bar{A}' = 0;$$

$$\overline{A'B'} \neq 0, \quad \overline{AB} = \bar{A}\bar{B}, \quad \overline{AB'} = \bar{A}\bar{B}' = 0.$$

Розглянемо рівняння Нав'є – Стокса (2.33),

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = F_i + \frac{1}{\rho} \frac{\partial \tau_{ji}}{\partial x_j}, \quad (2.37)$$

$$u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = u_1 \frac{\partial u_i}{\partial x_1} + u_2 \frac{\partial u_i}{\partial x_2} + u_3 \frac{\partial u_i}{\partial x_3}, \quad (2.38)$$

Рівняння Нав'є – Стокса (2.37) доповнюється рівнянням нерозривності ($\rho = \text{const}$), яке для випадку перебігу стисливої рідини набуває вигляду:

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = \frac{\partial u_1}{\partial x_1} + \frac{\partial u_2}{\partial x_2} + \frac{\partial u_3}{\partial x_3} = 0, \quad (2.39)$$

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0$$

для середнього руху,

$$u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + u_i \frac{\partial u_j}{\partial x_j} = \frac{\partial (u_i u_j)}{\partial x_j}, \quad (2.40)$$

тоді підставивши (2.38) у (2.35) рівняння Нав'є – Стокса записуємо так:

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + \frac{\partial (u_i u_j)}{\partial x_j} = F_i + \frac{1}{\rho} \frac{\partial \tau_{ji}}{\partial x_j}, \quad (2.41)$$

$$\frac{\partial (\bar{u}_i + \bar{u}'_i)}{\partial t} + \frac{\partial (\bar{u}_i + \bar{u}'_i)(\bar{u}_j + \bar{u}'_j)}{\partial x_j} = \bar{F}_i + F' + \frac{1}{\rho} \frac{\partial (\bar{\tau}_{ji} + \tau'_{ji})}{\partial x_j},$$

$$\overline{\frac{\partial (\bar{u}_i + \bar{u}'_i)}{\partial t} + \frac{\partial (\bar{u}_i + \bar{u}'_i)(\bar{u}_j + \bar{u}'_j)}{\partial x_j}} = \overline{\bar{F}_i + F' + \frac{1}{\rho} \frac{\partial (\bar{\tau}_{ji} + \tau'_{ji})}{\partial x_j}},$$

$$\rho \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial (\bar{u}_i \bar{u}_j + \overline{u'_i u'_j})}{\partial x_j} = \bar{F}_i + \frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{\tau}_{ji}}{\partial x_j},$$

$$\rho \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \rho \frac{\partial \bar{u}_i \bar{u}_j}{\partial x_j} = \rho \bar{F}_i + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\tau}_{ji} - \rho \overline{u'_i u'_j}), \quad (2.42)$$

де $-\rho \overline{u'_i u'_j}$ – напруга Рейнольдса, яку можна представити у вигляді матриці:

$$R_{ij} = \begin{bmatrix} -\rho \overline{u'_x u'_x} & -\rho \overline{u'_x u'_y} & -\rho \overline{u'_x u'_z} \\ -\rho \overline{u'_y u'_x} & -\rho \overline{u'_y u'_y} & -\rho \overline{u'_y u'_z} \\ -\rho \overline{u'_z u'_x} & -\rho \overline{u'_z u'_y} & -\rho \overline{u'_z u'_z} \end{bmatrix}, \quad (2.43)$$

виходячи з умови симетрії число невідомих напружень дорівнює шести.

$$\tau_{ji} = \rho \nu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - p \delta_{ij},$$

де δ_{ij} – дельта – функції Кронекера,

$$\delta_{ij} = \begin{cases} 1, i = j \\ 0, i \neq j \end{cases} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}.$$

Ламінарна напруга виникає через ефекти в'язкості, а напруга Рейнольдса викликається коливаннями потоку. Система з чотирьох рівнянь (2.34) та (2.39) має десять невідомих, де три середні компоненти швидкості $\bar{u}_i$, середній тиск $\bar{p}$ і шість рейнольдсових напруг (2.42). Ця система рівнянь (2.34) та (2.39) не замкнута [20]. Необхідно додаткові співвідношення, щоб виразити напруги Рейнольдса через швидкості та тиск, потрібно замкнути турбулентність. В

даному випадку такі підходи URANS моделюють великі вихори потоку, а замикають застосуванням гіпотези Буссинеска шляхом вираження напруги Рейнольдса через тензор швидкостей деформацій [60, 61].

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} + \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \right),$$

визначає вихровість турбулентності, тензор швидкостей деформації.

$$-\rho \overline{u'_i u'_j} = \rho \nu_t \left(\frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} + \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \right) - \frac{2}{3} \rho \delta_{ij} K, \quad (2.44)$$

Розглянемо течію вздовж поверхні з $\bar{u}_x(y)$, $\bar{u}_y = \bar{u}_z = 0$, тоді

$$-\rho \overline{u'_x u'_y} = \rho \nu_t \frac{d\bar{u}_x}{dy}.$$

Останній член (2.43) необхідний збереження узгодженості. Турбулентна кінетична енергія $K = \frac{1}{2} \overline{u'_i u'_i}$, також ν_t – турбулентна кінематична в'язкість залежить від турбулентного стану потоку (він однаковий для всіх матричних елементів R_{ij}), а ν – кінематична в'язкість ($\nu = \frac{\mu}{\rho}$) залежить від потоку.

Виходячи з оцінки Л.Д. Ландау, ставлення кінематичної в'язкості до турбулентної буде пропорційна відношенню числа Рейнольдса до Рейнольдса критичного для даного типу течії.

$$\frac{\nu_t}{\nu} \sim \frac{Re}{Re_{crit}}, \quad (2.45)$$

Якщо $\rho = var$, тоді рівняння (2.32) для перебігу рідини, що стискається, набуває вигляду:

$$\begin{aligned} \overline{\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i)} &= \overline{\frac{\partial \rho}{\partial t}} + \overline{\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i)} = \\ &= \frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\overline{\rho u_i}) = \frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\bar{\rho} \bar{u}_i) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\overline{\rho' u'_i}) = 0. \end{aligned}$$

Виконуємо осереднення за Фавром із використанням ρ як вагового значення:

$$\tilde{T} = \frac{\overline{\rho T}}{\bar{\rho}}, \quad (2.46)$$

середнє значення за Фавром $T = \tilde{T} + T''$, де T'' – пульсація.

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) &= \overline{\frac{\partial \rho}{\partial t}} + \overline{\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i)} = \\ &= \frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\bar{\rho} \bar{u}_i) = \frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\bar{\rho} \cdot \tilde{u}_i) = 0, \end{aligned} \quad (2.47)$$

де $\tilde{u}_i = \overline{\rho u_i} / \bar{\rho}$, $\bar{u}_i = \bar{\rho} \cdot \tilde{u}_i / \bar{\rho} = \tilde{u}_i$.

Рівняння кількості руху буде мати вигляд:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \cdot u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j u_i + \delta_{ji} p - \tau_{ji}) = 0. \quad (2.48)$$

Масовими силами нехтуємо, для цього рівняння (2.48) усереднюємо за Рейнольдсом,

$$\begin{aligned} \overline{\frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j u_i + \delta_{ji} p - \tau_{ji})} = \\ = \frac{\partial}{\partial t} (\overline{\rho u_i}) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\overline{\rho u_j u_i} + \delta_{ji} \bar{p} - \bar{\tau}_{ji}). \end{aligned}$$

Для середньомасових сил виводимо наступне правило,

$$\begin{aligned} \widetilde{A \pm B} &= \frac{\overline{\rho(A \pm B)}}{\bar{\rho}} = \tilde{A} \pm \tilde{B}, \quad \overline{A \tilde{B}} = \frac{\overline{A \rho \tilde{B}}}{\bar{\rho}} = \bar{A} \tilde{B}, \\ \overline{\rho A''} &= \overline{\rho(A - \tilde{A})} = \bar{\rho} \bar{A} - \bar{\rho} \tilde{A} = \bar{\rho} \tilde{A} - \bar{\rho} \tilde{A} = 0, \\ \rho \overline{A \tilde{B}} &= \overline{\rho(\tilde{A} + A'')(\tilde{B} + B'')} = \overline{\rho(\tilde{A} \tilde{B} + A'' \tilde{B} + \tilde{A} B'' + A'' B'')} = \\ &= \overline{\rho \tilde{A} \tilde{B}} + \overline{\rho A'' \tilde{B}} + \overline{\rho \tilde{A} B''} + \overline{\rho A'' B''} = \bar{\rho} \tilde{A} \tilde{B} + \overline{\rho A'' B''} = \bar{\rho} \tilde{A} \tilde{B} + \bar{\rho} \widetilde{A'' B''}, \\ \overline{A''} &= \overline{(A - \tilde{A})} = \bar{A} - \tilde{A} = \bar{A} - \frac{\overline{\rho \tilde{A}}}{\bar{\rho}} = \bar{A} - \frac{(\bar{\rho} + \rho')(\bar{A} + A')}{\bar{\rho}} = \\ &= \bar{A} - \frac{(\bar{\rho} \bar{A} + \rho' \bar{A} + \bar{\rho} A' + \rho' A')}{\bar{\rho}} = \frac{\rho' A'}{\bar{\rho}} \neq 0. \end{aligned}$$

Виходячи з вищевикладеного отримуємо,

$$\overline{\rho u_j u_i} = \bar{\rho} \tilde{u}_j \tilde{u}_i + \overline{\rho u_j'' u_i''} = \bar{\rho} \tilde{u}_j \tilde{u}_i + \bar{\rho} \widetilde{u_j'' u_i''},$$

Застосуємо формулу Фавра,

$$\frac{\partial}{\partial t} (\bar{\rho} \tilde{u}_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho} \tilde{u}_j \tilde{u}_i + \bar{\rho} \widetilde{u_j'' u_i''} + \delta_{ji} \bar{p} - \bar{\tau}_{ji}) = 0, \quad (2.49)$$

Можна показати, що $\bar{\rho} \widetilde{u_j'' u_i''}$ – має фізичне значення додаткового турбулентного тертя. Турбулентність посилює обмін масою, енергією та

кількістю руху з навколишнім простором [26].

$$\tau_{ji} = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ji} \mu \frac{\partial u_m}{\partial x_m}.$$

Рейнольдс припускає, що $\bar{\rho} \widetilde{u_j'' u_i''}$ можна описати, як для τ_{ji}

$$-\bar{\rho} \widetilde{u_j'' u_i''} = \mu_T \left(\frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ji} \mu_T \frac{\partial \tilde{u}_m}{\partial x_m},$$

для тензорного аналізу має бути забезпечена рівність інваріанту, $-\frac{2}{3} \delta_{ji} \bar{\rho} K$, де K – кінетична енергія турбулентності:

$$K = \frac{1}{2} \widetilde{u_i'' u_i''}$$

– підсумовування відбувається за i – кінетична енергія турбулентності, опосередкуванням в'язкої напруги.

Час розв'язання задачі залежить від числа Re , при застосуванні прямого чисельного методу вимагає високої якості сітки та невеликого кроку за часом.

Рівняння Енергії,

$$\frac{\partial}{\partial t} (\bar{\rho} \tilde{E}) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\bar{\rho} \tilde{u}_j \tilde{H} + \bar{\rho} \widetilde{u_j'' H''} + \bar{q}_j - \tilde{u}_i \bar{\tau}_{ij} - \bar{\rho} u_i'' \left(\frac{\tau_{ij}}{\rho} \right)'' \right] = 0, \quad (2.50)$$

де $\bar{\rho} \widetilde{u_j'' H''} = \bar{\rho} \widetilde{u_j'' h''} + \bar{\rho} \widetilde{u_K'' u_K''} + \frac{1}{2} \bar{\rho} \widetilde{u_j'' u_K''^2}$.

Фактично під час використання підходу Рейнольдса ми звели всі дії до знаходження коефіцієнта турбулентної в'язкості μ_T у моделях турбулентності $k - \varepsilon, k - \omega, SST$. Додатковий тепловий потік $\widetilde{u_j'' h''}$, можна виразити так:

$$\widetilde{u_j'' h''} = -\frac{\mu_T}{Pr_t} \cdot \frac{\partial \tilde{h}}{\partial x_j} = -\frac{C_p \mu_T}{Pr_T} \frac{\partial \tilde{T}}{\partial x_j} = -\lambda_T \frac{\partial \tilde{T}}{\partial x_j} = q_{T,j},$$

де $\tilde{h}$ – середній градієнт ентальпії по Фавру; $\tilde{T}$ – температура середньомасова;

$$q_{T,j} = -\frac{\mu_T}{Pr_T} \frac{\partial \tilde{h}}{\partial x_j},$$

– тепловий потік далеко від стінки для вільного перебігу.

$Pr_T = 0,7$ для ламінарної течії, а для турбулентного прикордонного шару $Pr_T = 0,9$ або 1.

$$\tau_{T,ij} \equiv -\bar{\rho} \widetilde{u_i'' u_j''} = \mu_T \left(\frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu_T \frac{\partial \tilde{u}_K}{\partial x_K} \delta_{ji} - \frac{2}{3} \bar{\rho} K \delta_{ij},$$

μ_T – коефіцієнт динамічної турбулентної в'язкості. μ_T залежить від T , ρ , u , $\text{grad}(u, \partial u / \partial x)$. μ – коефіцієнт динамічної молекулярної в'язкості. $\mu = C \rho u_n l$, де C – числова константа (коефіцієнт залежно від речовини $\frac{1}{3} \dots 0,4$). u_n – середня швидкість теплового руху молекул. l – середня довжина вільного пробігу молекул.

$$\mu_T = C \bar{\rho} K^{\frac{1}{2}} L, \quad (2.51)$$

де L – масштаб лінійної турбулентності (товщина прикордонного шару); C – числовий коефіцієнт, який залежить від характеру перебігу; $\sqrt{K}$ – корінь квадратичний з кінетичної енергії. Модифікуємо цю (2.51) формулу,

$$\tau = \frac{L}{K^{\frac{1}{2}}} = \frac{K}{\varepsilon}, \quad (2.52)$$

де ε – швидкість дисипації турбулентності, швидкість перетворення на тепло кінетичної енергії турбулентності.

$$\omega = \frac{1}{\tau} = \frac{1}{C_\mu} \frac{\varepsilon}{K}, \quad \tau \cdot K^{\frac{1}{2}} = L = \frac{K^{\frac{1}{2}}}{\omega}, \quad \mu_T = C \bar{\rho} \frac{K}{\omega},$$

де $C = 1$.

$$\mu_T = C_\mu \bar{\rho} \frac{K^2}{\varepsilon}, \text{ – для } k - \varepsilon \text{ моделі турбулентності } C_\mu = 0,09;$$

$$\mu_T = \bar{\rho} \frac{K}{\omega}, \text{ – для } k - \omega \text{ моделі турбулентності.}$$

Розглядаючи $k - \varepsilon$ модель турбулентності, можна сказати, що вона добре працює, коли ми розглядаємо модель турбулентності вдалині від стінки, а $k - \omega$ модель турбулентності добре працює біля стінки. В свою чергу SST модель турбулентності добре працює як поблизу, так і в даліні від стінки, поєднуючи переваги $k - \varepsilon$ та $k - \omega$ [61, 62].

Розглянемо висновок диференціального рівняння перенесення кінетичної енергії у частинних похідних:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\bar{\rho} K) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho} \tilde{u}_j K) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[-\overline{\rho u_j'' \frac{1}{2} (u_i'')^2} - \overline{p' u_j''} + \overline{\tau_{ij} u_i''} \right] - \overline{\rho u_i'' u_j''} \frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} -$$

$$-\tau_{ij}'' \frac{\partial u_i''}{\partial x_j} - \overline{u_j''} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_j} + p' \frac{\partial u_j''}{\partial x_j} - \widetilde{\tau_{ij}} \frac{\partial \overline{u_i''}}{\partial x_j}, \quad (2.53)$$

$-\rho u_j'' \frac{1}{2} (u_i'')^2 = -\frac{\mu_T}{\sigma_K} \frac{\partial K}{\partial x_j}$; $-\overline{p' u_j''}$ – ця частина виразу пов'язана з дифузійною, крім закону Фіка; $\overline{\tau_{ij} u_i''}$ – молекулярна змінна турбулентність кінетичної енергії; $\overline{\rho u_i'' u_j''} \frac{\partial \widetilde{u_i}}{\partial x_j}$ – генерація турбулентного руху взаємної напруги Рейнольдса $\overline{\rho u_i'' u_j''}$ з градієнтом швидкості $\partial \widetilde{u_i} / \partial x_j$; $\tau_{ij}'' \frac{\partial u_i''}{\partial x_j}$ – дисипація на ρ ; $\overline{u_j''} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_j}$ – робота сил тиску; $p' \frac{\partial u_j''}{\partial x_j}$ – взаємодія пульсації тиску з дивергенцією швидкості пульсації (при низькому значенні швидкості цей вираз дорівнює нулю); $\widetilde{\tau_{ij}} \frac{\partial \overline{u_i''}}{\partial x_j}$ – додатковий член, що враховує посередню в'язку напругу, при розвитку турбулентного перебігу ця частина буде наближатися до нуля.

При $\rho = \text{const}$, усереднення за Фавром збігається з усередненням за Рейнольдсом, пульсації з $(\prime\prime)$ збігаються з пульсаціями з $(\prime)$, а члени $\partial \widetilde{u_i} / \partial x_j$, τ_{ij}'' , $\overline{u_j''}$ рівняння (2.53) дорівнюють нулю:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho K) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \overline{u_j} K) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\frac{\mu_T}{\sigma_K} + \mu \right) \frac{\partial K}{\partial x_j} \right] + p_K - \rho \varepsilon,$$

де

$$p_K = \rho \overline{u_i' u_j'} \frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j}$$

– генерація турбулентної енергії, $\rho \varepsilon$ – дисипація турбулентності.

Для ε можна вивести строге рівняння Ландера Б.Є. та Спалдінга Д.Б., де структура для ε аналогічна, як і для K . Замінивши K на ε отримуємо, двопараметричну модель турбулентності $k - \varepsilon$:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \overline{u_j} \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\frac{\mu_T}{\sigma_\varepsilon} + \mu \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + p_K - \rho \varepsilon,$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \overline{u_j} \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\frac{\mu_T}{\sigma_\varepsilon} + \mu \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \frac{\varepsilon}{K} (C_{\varepsilon 1} p_K - C_{\varepsilon 2} \rho \varepsilon).$$

Кінетична енергія турбулентності:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho K) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_j K) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\frac{\mu_T}{\sigma_K} + \mu \right) \frac{\partial K}{\partial x_j} \right] + p_K - \rho \varepsilon, \quad (2.54)$$

Ступінь дисипації турбулентності:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_j \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\frac{\mu_T}{\sigma_\varepsilon} + \mu \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \frac{\varepsilon}{K} (C_{\varepsilon 1} p_K - C_{\varepsilon 2} \rho \varepsilon).$$

Коефіцієнти замикання:

$$\sigma_\varepsilon = 1,3; \quad C_{\varepsilon 1} = 1,4; \quad C_{\varepsilon 2} = 1,92; \quad C_\mu = 0,09; \quad \sigma_K = 1;$$

$$-\rho \overline{u'_j u'_i} = \mu_T \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} \rho K.$$

Динамічна турбулентна в'язкість обчислюється за формулою Колмогорова – Прандтля:

$$\mu_T = C_\mu \rho \frac{K^2}{\varepsilon}.$$

Ця турбулентна двопараметрична модель добре описує струменеві течії на дозвукових швидкостях, хоча вона погано працює біля стінки. У свою чергу, для опису пристінкової течії замість використання констант вводять функцію параметрів. Наприклад, замість C_μ вводять функцію відстані від стінки та нерідко, замість $C_{\varepsilon 1}$ вводять функцію коефіцієнтів, яку отримано експериментально.

У ході аналізу турбулентних течій використовуємо двопараметричну модель турбулентності $k - \omega$ (модель Вілкоккс):

$$\mu_T = \bar{\rho} \frac{K}{\omega},$$

де ω – питома дисипація турбулентності.

Кінетична енергія турбулентності:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho K) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_j K) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\frac{\mu_T}{\sigma_{K1}} + \mu \right) \frac{\partial K}{\partial x_j} \right] + p_K - \beta_0^* \rho K \omega, \quad (2.55)$$

Швидкість дисипації:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_j \omega) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\frac{\mu_T}{\sigma_{\omega 1}} + \mu \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \alpha \frac{\omega}{K} p_K - \beta_0 \rho \omega^2.$$

Коефіцієнти замикання та допоміжні співвідношення:

$$\beta_0^* = 0,09; \quad \alpha = \frac{5}{9}; \quad \beta_0 = 0,075; \quad \sigma_{K1} = 2; \quad \sigma_{\omega 1} = 2.$$

Ця модель добре описує турбулентну течію біля стінки та погано вдаліні. Модель SST (Shear Stress Transport), модель Ф. Ментора [62]:

$$\begin{aligned}\frac{\partial}{\partial t}(\rho K) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_j K) &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\frac{\mu_T}{\sigma_{K3}} + \mu \right) \frac{\partial K}{\partial x_j} \right] + p_K - \beta_0^* \rho K \omega, \\ \frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_j \omega) &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\frac{\mu_T}{\sigma_{\omega 3}} + \mu \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \\ &+ \alpha_3 \frac{\omega}{K} p_K - \beta_3 \rho \omega^2 + (1 - F_1) \frac{2\rho}{\sigma_{\omega 2} \omega} \frac{\partial K}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j},\end{aligned}\quad (2.56)$$

де F_1 – функція, яка поблизу стінки $F_1 \Rightarrow 1$, а в віддалені від стінки $F_1 \Rightarrow 0$;

$$\frac{2\rho}{\sigma_{\omega 2} \omega} \frac{\partial K}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}$$

– математичний член з $K - \varepsilon$ моделі турбулентності;

$$\begin{aligned}\alpha_3 &= F_1 \alpha + \alpha_2 (1 - F_1); \quad \beta_3 = F_1 \beta_0 + \beta_2 (1 - F_1); \\ \frac{1}{\sigma_{K3}} &= F_1 \frac{1}{\sigma_{K1}} + (1 - F_1) \frac{1}{\sigma_K}; \quad \frac{1}{\sigma_{\omega 3}} = F_1 \frac{1}{\sigma_{\omega 1}} + (1 - F_1) \frac{1}{\sigma_{\omega 2}}; \\ \mu_T &= \rho \frac{\alpha_1 K}{\max(\alpha/\omega, \Omega F_2)} = \rho \frac{K}{\max(\omega, S F_2/\alpha_1)}; \quad F_1 = \tanh(\arg_1^4); \end{aligned}$$

де

$$\begin{aligned}\arg_1 &= \min \left[\max \left(\frac{\sqrt{K}}{\beta_0^* \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right), \frac{4\rho K}{CD_{K\omega} \sigma_{\omega 2} y^2} \right]; \\ CD_{K\omega} &= \max \left(\frac{2\rho}{\sigma_{\omega 2} \omega} \frac{\partial K}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}, 1,0 \times 10^{-10} \right); \quad F_2 = \tanh(\arg_2^2); \\ \arg_2 &= \max \left(\frac{2\sqrt{K}}{\beta_0^* \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right); \end{aligned}$$

y – відстань від стінки; a – константа, постійна Кармана; S – функція, пов'язана із двома інваріантами тензора деформації;

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right); \quad S = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}};$$

де ν – коефіцієнт кінематичної в'язкості ($\nu = \mu/\rho$); $\beta_0^* = 0,09$; $CD_{K\omega}$ – константа, $\tanh$ – гіперболічний тангенс; K – кінетична енергія турбулентності.

Розглядаючи перебіг із зворотними струмами з невеликими завихреннями, можна сказати, що використання моделі SST дає поганий опис

турбулентності, що змушує розробляти нові моделі турбулентності. Модель напруги Рейнольдса:

$$-\bar{\rho} \widetilde{u_j'' u_i''} = \mu_T \left(\frac{\partial \widetilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \widetilde{u}_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial \widetilde{u}_K}{\partial x_K} \delta_{ij} \right) - \frac{2}{3} \bar{\rho} K \delta_{ij}, \quad (2.57)$$

ця модель добре працює для зсувних течій.

$$\begin{aligned} u_i &= \widetilde{u}_i + u_i''; \\ \overline{\frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i'' u_j'')} + \frac{\partial}{\partial x_K} (\rho u_K u_i'' u_j'') &= \frac{\partial}{\partial t} (\overline{\rho u_i'' u_j''}) + \frac{\partial}{\partial x_K} (\overline{\rho (\widetilde{u}_K + u_K'') u_i'' u_j''}) \\ &= \frac{\partial}{\partial t} (\bar{\rho} \widetilde{u_i'' u_j''}) + \frac{\partial}{\partial x_K} (\bar{\rho} \widetilde{u_K u_i'' u_j''}) + \frac{\partial}{\partial x_K} (\overline{\rho u_K'' u_i'' u_j''}); \\ \frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i'' u_j'') + \frac{\partial}{\partial x_K} (\rho u_K u_i'' u_j'') &= \\ &= \rho \frac{\partial}{\partial t} (u_i'' u_j'') + \rho u_K \frac{\partial}{\partial x_K} (u_i'' u_j'') + u_i'' u_j'' \left[\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_K} (\rho u_K) \right] = \\ &= \rho u_i'' \left[\frac{\partial u_j''}{\partial t} + u_K \frac{\partial u_j''}{\partial x_K} \right] + \rho u_j'' \left[\frac{\partial u_i''}{\partial t} + u_K \frac{\partial u_i''}{\partial x_K} \right]. \end{aligned} \quad (2.58)$$

Розглянемо,

$$\begin{aligned} \frac{\partial u_i''}{\partial t} + u_K \frac{\partial u_i''}{\partial x_K} &= \frac{\partial u_i}{\partial t} + u_K \frac{\partial u_i}{\partial x_K} - \frac{\partial \widetilde{u}_i}{\partial t} - \widetilde{u}_K \frac{\partial \widetilde{u}_i}{\partial x_K} - u_K'' \frac{\partial \widetilde{u}_i}{\partial x_K}; \\ \frac{\partial u_j''}{\partial t} + u_K \frac{\partial u_j''}{\partial x_K} &= \frac{\partial u_j}{\partial t} + u_K \frac{\partial u_j}{\partial x_K} - \frac{\partial \widetilde{u}_j}{\partial t} - \widetilde{u}_K \frac{\partial \widetilde{u}_j}{\partial x_K} - u_K'' \frac{\partial \widetilde{u}_j}{\partial x_K}. \end{aligned}$$

Підставимо все це у вираз,

$$\begin{aligned} \overline{\frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i'' u_j'')} + \frac{\partial}{\partial x_K} (\overline{\rho u_K u_i'' u_j''}) &= \overline{u_i'' \left[\rho \frac{\partial u_j}{\partial t} + \rho u_K \frac{\partial u_j}{\partial x_K} \right]} + \\ &+ \overline{u_j'' \left[\rho \frac{\partial u_i}{\partial t} + \rho u_K \frac{\partial u_i}{\partial x_K} \right]} - \overline{\rho u_i'' u_K'' \frac{\partial \widetilde{u}_j}{\partial x_K}} - \overline{\rho u_j'' u_K'' \frac{\partial \widetilde{u}_i}{\partial x_K}}; \end{aligned} \quad (2.59)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} (\bar{\rho} \widetilde{u_i'' u_j''}) + \frac{\partial}{\partial x_K} (\bar{\rho} \widetilde{u_K u_i'' u_j''}) + \frac{\partial}{\partial x_K} (\overline{\rho u_K'' u_i'' u_j''}) &= u_i'' \left[\rho \frac{\partial u_j}{\partial t} + \rho u_K \frac{\partial u_j}{\partial x_K} \right] + \\ &+ u_j'' \left[\rho \frac{\partial u_i}{\partial t} + \rho u_K \frac{\partial u_i}{\partial x_K} \right] - \overline{\rho u_i'' u_K'' \frac{\partial \widetilde{u}_j}{\partial x_K}} - \overline{\rho u_j'' u_K'' \frac{\partial \widetilde{u}_i}{\partial x_K}}. \end{aligned} \quad (2.60)$$

Рівняння кількості руху без урахування масових сил:

$$\begin{aligned}\rho \frac{\partial u_i}{\partial t} + \rho u_K \frac{\partial u_i}{\partial x_K} &= -\delta_{Ki} \frac{\partial p}{\partial x_K} + \frac{\partial \tau_{iK}}{\partial x_K}; \\ \rho \frac{\partial u_j}{\partial t} + \rho u_K \frac{\partial u_j}{\partial x_K} &= -\delta_{Kj} \frac{\partial p}{\partial x_K} + \frac{\partial \tau_{jK}}{\partial x_K}.\end{aligned}$$

Отримуємо:

$$\begin{aligned}\frac{\partial}{\partial t}(\bar{\rho} \widetilde{u_i'' u_j''}) + \frac{\partial}{\partial x_K}(\bar{\rho} \widetilde{u_K u_i'' u_j''}) &= \frac{\partial}{\partial x_K} \left(\frac{-\overline{\rho u_K'' u_i'' u_j''} + \overline{u_i'' \tau_{jK}} + \overline{u_j'' \tau_{iK}} - \delta_{Kj} \overline{p' u_i''} - \delta_{Ki} \overline{p' u_j''}}{+ \overline{u_j'' \tau_{iK}} - \delta_{Kj} \overline{p' u_i''} - \delta_{Ki} \overline{p' u_j''}} \right) - \\ &- \left(\overline{\rho u_i'' u_K''} \frac{\partial \widetilde{u_j}}{\partial x_K} + \overline{\rho u_j'' u_K''} \frac{\partial \widetilde{u_i}}{\partial x_K} \right) + \left(\overline{p' \frac{\partial u_i''}{\partial x_j}} + \overline{p' \frac{\partial u_j''}{\partial x_i}} \right) - \\ &- \left(\tau'_{jK} \frac{\partial u_i''}{\partial x_K} + \tau'_{iK} \frac{\partial u_j''}{\partial x_K} \right),\end{aligned}\quad (2.61)$$

де

$$\frac{\partial}{\partial x_K} \left(-\overline{\rho u_K'' u_i'' u_j''} + \overline{u_i'' \tau_{jK}} + \overline{u_j'' \tau_{iK}} - \delta_{Kj} \overline{p' u_i''} - \delta_{Ki} \overline{p' u_j''} \right)$$

– дифузія (1 елемент за рахунок турбулентної пульсацій, 2 і 3 член за рахунок молекулярної в'язкості, 4 і 5 член за рахунок пульсацій тисків;

$$\overline{\rho u_i'' u_K''} \frac{\partial \widetilde{u_j}}{\partial x_K} + \overline{\rho u_j'' u_K''} \frac{\partial \widetilde{u_i}}{\partial x_K}$$

– напруги Рейнольдса, градієнт швидкостей генерація напруги Рейнольдса;

$$\overline{p' \frac{\partial u_i''}{\partial x_j}} + \overline{p' \frac{\partial u_j''}{\partial x_i}}$$

– кореляція пульсацій тиску з тензором швидкостей деформації;

$$\tau'_{jK} \frac{\partial u_i''}{\partial x_K} + \tau'_{iK} \frac{\partial u_j''}{\partial x_K}$$

– в'язка дисипація прагне нулю.

Нехай: $R_{ij} = \widetilde{u_i'' u_j''}$ – тензор напруги Рейнольдса;

$$T_{ij} = \frac{\partial}{\partial x_K} \left(-\overline{\rho u_K'' u_i'' u_j''} + \overline{u_i'' \tau_{jK}} + \overline{u_j'' \tau_{iK}} - \delta_{Kj} \overline{p' u_i''} - \delta_{Ki} \overline{p' u_j''} \right)$$

– дифузія тензор;

$$P_{ij} = - \left(\overline{\rho u_i'' u_K''} \frac{\partial \widetilde{u_j}}{\partial x_K} + \overline{\rho u_j'' u_K''} \frac{\partial \widetilde{u_i}}{\partial x_K} \right)$$

– генерація тензора;

$$\Pi_{ij} = \left(\overline{p' \frac{\partial u_i''}{\partial x_j}} + \overline{p' \frac{\partial u_j''}{\partial x_i}} \right)$$

– pressure – strain тензор;

$$\rho \varepsilon_{ij} = \left(\tau'_{jK} \frac{\partial u''_i}{\partial x_K} + \tau'_{iK} \frac{\partial u''_j}{\partial x_L} \right)$$

– тензор дисипації.

Напишемо у спрощеній формі:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\bar{\rho} R_{ij}) + \frac{\partial}{\partial x_K} (\bar{\rho} \widetilde{u_K} R_{ij}) = T_{ij} + P_{ij} + \Pi_{ij} - \bar{\rho} \varepsilon_{ij}. \quad (2.62)$$

Введемо поняття локальної ізотропності, це потік, у якого відбувається змішання потоків з різними швидкостями.

Пульсації швидкості по осі X будуть більшими, ніж у перпендикулярній площині, виникає анізотропність турбулентних пульсацій, вихори розпадаються та відбувається вирівнювання для дрібних вихорів, спостерігається ізотропність (локальна ізотропність).

$$\varepsilon_{ij} = \frac{2}{3} \varepsilon \delta_{ij}, \quad T_{ij} = \frac{\partial}{\partial x_K} \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_K} \right) \frac{\partial R_{ij}}{\partial x_K} \right], \quad \frac{\mu_T}{\sigma_K} = C_D \bar{\rho} \frac{K^2}{\varepsilon},$$

$$T_{ij} = \frac{\partial}{\partial x_K} \left[\left(\mu + C_D \bar{\rho} \frac{K^2}{\varepsilon} \right) \frac{\partial R_{ij}}{\partial x_K} \right], \quad K = \frac{1}{2} R_{ii}, \quad T_{ij} = \frac{\partial}{\partial x_K} \left[\bar{\rho} R_{Km} \frac{\partial R_{jm}}{\partial x_j} \right].$$

Кореляція пульсацій тиску та щільності,

$$\Pi_{ii} = \left(p' \frac{\partial u''_i}{\partial x_i} + p' \frac{\partial u''_i}{\partial x_i} \right) = 2 p' \frac{\partial u''_i}{\partial x_i}, \quad (2.63)$$

За умови, що $\rho = \text{const}$, $\partial u_i / \partial x_i = 0$, $\Pi_{ii} = 0$ – без дивергентного тензора, если $\rho = \text{var}$ та $\Pi_{ii} \neq 0$, якщо $p' > 0$, то $\partial u''_i / \partial x_i < 0$, $p' \partial u''_i / \partial x_i < 0$,

$$\Pi_{ij} = \Pi_{ij}^{(s)} + \Pi_{ij}^{(r)}, \quad (2.64)$$

$\Pi_{ij}^{(r)}$ – великомасштабна турбулентність (швидка, анізотропна); $\Pi_{ij}^{(s)}$ – дрібно-масштабна турбулентність (slowly – повільна, тенденція до ізотропності).

Тенденція до ізотропності,

$$\Pi_{ij}^{(s)} = -C_1 \bar{\rho} \varepsilon \left(\frac{R_{ij}}{K} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \right), \quad (2.65)$$

де $i = j$

$$\Pi_{ij}^{(s)} = -C_1 \bar{\rho} \varepsilon \left(\frac{R_{ij}}{K} - \frac{2}{3} \right),$$

де $i \neq j$

$$\Pi_{ij}^{(s)} = -C_1 \bar{\rho} \varepsilon \frac{R_{ij}}{K},$$

$$\Pi_{ij}^{(r)} = -\alpha \left(P_{ij} - \frac{2}{3} P \delta_{ij} \right) - \beta \left(D_{ij} - \frac{2}{3} P \delta_{ij} \right) - \gamma \rho K \left(S_{ij} - \frac{1}{3} \frac{\partial \widetilde{u}_K}{\partial x_K} \delta_{ij} \right). \quad (2.66)$$

Рівняння (2.63) описує модель Лондера-Ріса-Роді (LRR),

$$P = \frac{1}{2} P_{KK} = -\rho R_{mK} \frac{\partial \widetilde{u}_m}{\partial x_K}, \quad D_{ij} = -\rho \left(R_{iK} \frac{\partial \widetilde{u}_K}{\partial x_j} + R_{jK} \frac{\partial \widetilde{u}_K}{\partial x_i} \right),$$

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial \widetilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \widetilde{u}_j}{\partial x_i} \right).$$

Спрощений варіант LRR:

$$\Pi_{ij}^{(r)} = -\Gamma \left(P_{ij} - \frac{2}{3} P \delta_{ij} \right),$$

$$C_1 = 1,5; \quad C_1 = 1,8; \quad \Gamma_1 = 0,6; \quad \Gamma = 0,6.$$

У багатьох завдань цікавить розвиток течій біля стінки. Також цікавить перебіг за уступом, при цьому краще використовувати такі моделі турбулентності як *SST* та $K - \omega$ [63]:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\bar{\rho} \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_K} (\bar{\rho} \widetilde{u}_K \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_K} \left[\left(\frac{\mu_T}{\sigma_\varepsilon} + \mu \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_K} \right] + \frac{\varepsilon}{K} [C_{\varepsilon 1} P - C_{\varepsilon 2} \bar{\rho} \varepsilon],$$

$$\Pi_{ij}^{(s)} = -C_1 \bar{\rho} \varepsilon \left(\frac{R_{ij}}{K} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \right), \quad \Pi_{ij}^{(r)} = -\Gamma \left(P_{ij} - \frac{2}{3} P \delta_{ij} \right).$$

Проводимо згортання:

$$\Pi_{ii}^{(s)} = -C_1 \bar{\rho} \varepsilon \left(\frac{R_{ii}}{K} - \frac{2}{3} \right), \quad \Pi_{ii}^{(r)} = -\Gamma \left(P_{ii} - \frac{2}{3} P \right),$$

$$\Pi_{ii}^{(s)} = -C_1 \bar{\rho} \varepsilon \left(\frac{2K}{K} - 2 \right) = 0,$$

$$K = \frac{1}{2} R_{ii}, \quad \Pi_{ii}^{(r)} = -\Gamma (2P - 2P) = 0, \quad \rho = \text{const},$$

$$p' \frac{\partial u_i''}{\partial x_i} = -C_A \bar{\rho} \varepsilon$$

– для стисливої течії, в повільну частину $\Pi_{ii}^{(s)}$ – додамо значення, ANSYS додається Viscous Model, використовується модель Саркара для стисливості потоку, Compressibility Effects BSL для стисливості потоку [49, 55], модель напруги Рейнольдса використовує модель Ментора BSL (базова лінія).

$$\omega = \frac{\varepsilon}{\beta' K}, \quad \varepsilon = \beta' \omega K \quad \text{де} \quad \beta' = 0,09.$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\bar{\rho}\omega) + \frac{\partial}{\partial x_K}(\bar{\rho}\widetilde{u_K}\omega) = \frac{\partial}{\partial x_K} \left[\left(\frac{\mu_T}{\sigma_\omega} + \mu \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_K} \right] + \frac{\omega}{K} \alpha P - \beta \bar{\rho} \omega^2 + \\ (1 - F_1) \frac{2}{\sigma_{\omega 2}} \frac{\bar{\rho}}{\omega} \frac{\partial K}{\partial x_K} \frac{\partial \omega}{\partial x_K}, \end{aligned} \quad (2.67)$$

де функція F_1 , є функцією перемикавання, функція змішування «blender function» (біля стінки $F_1 = 1$, далеко від стінки $F_1 = 0$).

$$F_1 = \tanh(\arg^n),$$

$$\arg = \min \left[\max \left(\frac{\sqrt{K}}{\beta' \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right), \frac{4\rho K}{CD_{K\omega} \sigma_{\omega 2} y^2} \right],$$

$$CD_{K\omega} = \max \left(\frac{2\rho}{\sigma_{\omega 2} \omega} \frac{\partial K}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}, 1,0 \times 10^{-10} \right),$$

y – відстань від стіни.

Граничні умови для напруги Рейнольдса.

У вільному потоці:

$$(R_{ij})_e = \frac{2}{3} K_e \delta_{ij}, \quad \omega_e = \frac{\rho K_e}{\mu_{Te}}, \quad K_e = \frac{3}{2} (Tu)^2 U_e,$$

де індекс «e» стосується зовнішнього потоку; Tu – інтенсивність турбулентності. Типові значення для течій далеко від стіни: $Tu = 0,001$; $\mu_{Te}/\mu_e = 0,1$.

На стінці (параметри позначені індексом «w»)

$$R_{ij,w} = 0, \quad \omega = 10 \frac{6\nu w}{\beta_1 (\Delta y)^2},$$

де Δy – найближча відстань першого вузла сітки від стінки.

Для трьох площин симетрії:

$$1) \text{ для площини } yz \text{ маємо } R_{12} \equiv R_{xy} = 0, R_{13} \equiv R_{xz} = 0;$$

$$2) \text{ для площини } xz \text{ маємо } R_{12} \equiv R_{xy} = 0, R_{23} \equiv R_{yz} = 0;$$

$$2) \text{ для площини } xy \text{ маємо } R_{13} \equiv R_{xz} = 0, R_{23} \equiv R_{yz} = 0.$$

Для решти турбулентних параметрів використовуємо умову симетрії (нульовий градієнт). При вирішенні рівнянь використовуємо умови реалізованості: для діагональних та недіагональних елементів, відповідно:

$$\widetilde{u_i'' u_i''} \geq 0, \text{ та } \widetilde{u_i'' u_j''} \leq \sqrt{\widetilde{u_i'' u_i''} \widetilde{u_j'' u_j''}}.$$

Розглянемо особливості апроксимації, стійкості та реалізації обчислювальних процесів при застосуванні схеми кінцевих обсягів для завдань газової динаміки на основі рівнянь Нав'є – Стокса руху стискуваного потоку.

Проводимо просторово-часову дискретизацію за методом кінцевих обсягів (МКО), як елемент беремо тетраедр. Метод інтегрування для методу кінцевих обсягів є універсальним способом побудови консервативних схем для нерівномірних, криволінійних і неструктурованих сіток. В основу чисельного алгоритму покладено неявну схему кінцевих обсягів. Розглянемо поняття поля безпосередньо до аеродинамічного потоку. Один із найпростіших способів опису деталей аеродинамічного потоку полягає в тому, щоб просто візуалізувати потік у тривимірному просторі та записати зміну аеродинамічних властивостей як функцію простору та часу.

Наприклад, у декартових координатах:

$$\begin{aligned} p &= p(x, y, z, t), \quad \rho = \rho(x, y, z, t), \quad T = T(x, y, z, t), \\ \mathbf{u} &= u\mathbf{i} + v\mathbf{j} + w\mathbf{k}, \\ u &= u(x, y, z, t), \quad v = v(x, y, z, t), \quad w = w(x, y, z, t), \end{aligned} \quad (2.68)$$

$\mathbf{u} = u\mathbf{i} + v\mathbf{j} + w\mathbf{k}$ – це рівняння дає зміну змінної швидкості поля векторного потоку $\mathbf{u}$, де скалярні компоненти $\mathbf{u}$ у напрямках x , y і z рівні u , v та w відповідно. Далі ми будемо розглядати потік, де змінні поля потоку в будь-якій заданій точці не змінюються за часом [60 – 63].

Пишемо вихідну систему рівнянь Нав'є – Стокса для N просторових напрямів. Коли $\rho = \rho_0 = \text{const}$ система рівнянь виглядатиме:

$$\begin{cases} \sum_{j=1}^N \frac{\partial u_j}{\partial x_j} \equiv \text{div}(\mathbf{u}) = 0 ; \\ \frac{\partial u_i}{\partial t} + \sum_{j=1}^N \frac{\partial (u_i u_j)}{\partial x_j} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} = \sum_{j=1}^N \frac{\partial}{\partial x_j} \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right). \end{cases} \quad (2.69)$$

Ця система є рівняння нерозривності та три рівняння збереження імпульсу. В даному випадку нам невідомі тиск $p = p(x, y, z, t)$ та компоненти

вектора швидкості $\mathbf{u} = (u, v, w)$, μ – динамічний коефіцієнт в'язкості. Цю систему можна представити у векторному вигляді:

$$\mathbf{R}^t \frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} + \frac{\partial \mathbf{f}_x}{\partial x} + \frac{\partial \mathbf{f}_y}{\partial y} + \frac{\partial \mathbf{f}_z}{\partial z} = 0, \quad (2.70)$$

де $\mathbf{R}^{-1} = \text{diag}(0, 1, 1, 1)$,

$$\mathbf{u} = \begin{pmatrix} \hat{p} \\ u \\ v \\ w \end{pmatrix}, \quad \mathbf{f}_x = \begin{pmatrix} u \\ u^2 + \hat{p} - \tau_{xx} \\ uv - \tau_{xy} \\ uw - \tau_{xz} \end{pmatrix}, \quad \mathbf{f}_y = \begin{pmatrix} v \\ uv - \tau_{yx} \\ v^2 + \hat{p} - \tau_{yy} \\ vw - \tau_{yz} \end{pmatrix}, \quad \mathbf{f}_z = \begin{pmatrix} w \\ uw - \tau_{zx} \\ vw - \tau_{zy} \\ w^2 + \hat{p} - \tau_{zz} \end{pmatrix},$$

$$\hat{p} = \frac{p}{\rho_0}, \quad \tau_{xx} = 2\mu \frac{\partial u}{\partial x}, \quad \tau_{yy} = 2\mu \frac{\partial v}{\partial y}, \quad \tau_{zz} = 2\mu \frac{\partial w}{\partial z},$$

$$\tau_{xy} = \tau_{yx} = \mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right), \quad \tau_{yz} = \tau_{zy} = \mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right),$$

$$\tau_{xz} = \tau_{zx} = \mu \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right).$$

Система рівнянь (2.69) має мішаний тип. Рівняння нерозривності та збереження імпульсу, відповідно, еліптичного та параболічного типу. Якщо $\mu \equiv 0$ маємо рівняння Ейлера, яке описує рух ідеальної нев'язкої рідини [42].

Пишемо рівняння у частинних похідних:

$$\frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} + \frac{\partial \mathbf{f}_x}{\partial x} + \frac{\partial \mathbf{f}_y}{\partial y} + \frac{\partial \mathbf{f}_z}{\partial z} = q(u), \quad (2.71)$$

Введемо векторну функцію $\mathbf{f} = (f_x, f_y, f_z)$, тоді рівняння (2.71) можна переписати так:

$$\frac{\partial u}{\partial t} + \text{div}(\mathbf{f}) = q(u), \quad \text{div}(\mathbf{f}) = \frac{\partial f_x}{\partial x} + \frac{\partial f_y}{\partial y} + \frac{\partial f_z}{\partial z}. \quad (2.72)$$

Проінтегруємо рівняння (2.71) за довільним обсягом V :

$$\int_V \frac{\partial u}{\partial t} dV + \int_V \text{div}(\mathbf{f}(u)) dV = \int_V q(u) dV.$$

Виходячи з теореми Гауса – Остроградського інтеграл за обсягом від $\text{div}(\mathbf{f})$ дорівнює інтегралу по поверхні обсягу V :

$$\int_V \text{div}(\mathbf{f}(u)) dV = \oint_V (\mathbf{f} \cdot \mathbf{n}) dS,$$

де ∂V – поверхня об'єму V ; $\mathbf{n}$ – одиничний вектор зовнішньої нормалі до поверхні ∂V . Інтеграл $\oint_{\partial V} (\mathbf{f} \cdot \mathbf{n}) dS$, називаємо потоком векторного поля $\mathbf{f}$ через поверхню ∂V .

$$\int_V \frac{\partial u}{\partial t} dV + \oint_{\partial V} (\mathbf{f} \cdot \mathbf{n}) dS = \int_V q(u) dV. \quad (2.73)$$

Цей інтегральний закон збереження показує, що швидкість зміни величини u в обсязі V дорівнює сумі потоку цієї величини через межу обсягу V та потужності джерела всередині обсягу V .

Для довільного осередку з номером i , визначимо середню за обсягом осередку величину u :

$$\bar{u}_i = \frac{1}{V_i} \int_{V_i} u dV,$$

тоді для кожного осередку з об'ємом V_i можемо записати

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \frac{1}{V_i} \oint_{\partial V_i} (\mathbf{f}(u) \cdot \mathbf{n}) dS = \frac{1}{V_i} \int_{V_i} q(u) dV,$$

де ∂V_i – сукупність граней осередку i , тобто поверхневий інтеграл дорівнює сумі інтегралів по всьому N_i граням осередку

$$\frac{1}{V_i} \oint_{\partial V_i} (\mathbf{f}(u) \cdot \mathbf{n}) dS = \sum_{\alpha=1}^{N_i} \oint_{S_\alpha} (\mathbf{f}(u) \cdot \mathbf{n}) dS.$$

Тепер все зводиться до побудови різницевої схеми та апроксимації потоків через грані осередку та інтегралу від джерела $q(u)$:

$$\frac{1}{V_i} \int_{V_i} q(u) dV = q(\bar{u}_i) + O(h^2),$$

$$\oint_{S_\alpha} (\mathbf{f}(u) \cdot \mathbf{n}) dS = \mathbf{f}_\alpha \cdot \mathbf{n}_\alpha \cdot S_\alpha + O(h^k),$$

де S_α – площа грані α ; $\mathbf{n}_\alpha$ – одинична зовнішня нормаль до межі α ; $\mathbf{f}_\alpha$ – значення вектора $\mathbf{f}$ у центрі грані α ; h – характерна відстань між центрами сусідніх осередків (рисунок 2.4).

Тоді різницеву схему методу кінцевих обсягів можна записати так:

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \frac{1}{V_i} \sum_{\alpha=1}^{N_i} \mathbf{f}_\alpha \cdot \mathbf{n}_\alpha \cdot S_\alpha = q(\bar{u}_i).$$

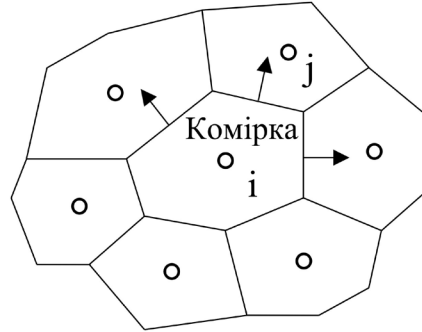


Рисунок 2.4 – Потоки через грані осередків

Розглянемо тепер систему рівнянь (2.69), що описують рух стисливої рідини. Застосуємо метод штучної стисливості, додаємо до першого рівняння системи (рівняння нерозривності) похідну за часом від тиску $\hat{p}$, щоб модифікована система рівнянь стала системою типу Коші – Ковалевської для N просторових напрямлений:

$$\begin{cases} \frac{1}{\beta} \frac{\partial p}{\partial t} + \sum_{j=1}^N \frac{\partial u_j}{\partial x_j} = 0 ; \\ \frac{\partial u_i}{\partial t} + \sum_{j=1}^N \frac{\partial (u_i u_j)}{\partial x_j} + \frac{\partial p}{\partial x_i} = \mu \sum_{j=1}^N \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right). \end{cases} \quad (2.74)$$

де β – коефіцієнт штучної стисливості, при $\mu \equiv 0$ відсутність в'язкості, то система стає гіперболічною. У свою чергу при вирішенні вдосконаленої системи (2.69) її рішення не співпадатиме з рішенням вихідної системи (2.74). Але при $t \rightarrow \infty$, рішення встановлюватиметься $\partial/\partial t = 0$, рішення збігаються. Тобто рішення щодо похідних за часом $\partial \mathbf{u} / \partial t = \mathbf{L} \mathbf{u} + \mathbf{f}(\mathbf{u})$ для знаходження стаціонарних рішень може бути вирішено методом встановлення, це ітераційний процес відшукування рішення різницевої схеми.

Пишемо систему рівнянь (2.74) у дивергентному вигляді для N просторових напрямів:

$$\frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} + \sum_{i=1}^N \frac{\partial \mathbf{f}_i}{\partial x_i} = 0, \quad (2.75)$$

де

$$\mathbf{u} = \begin{pmatrix} \hat{p} \\ u \\ v \\ w \end{pmatrix}, \mathbf{f}_x = \begin{pmatrix} \beta u \\ u^2 + \delta_{xx}p - \tau_{xx} \\ vu + \delta_{yx}p - \tau_{yx} \\ wu + \delta_{zx}p - \tau_{zx} \end{pmatrix}, \mathbf{f}_y = \begin{pmatrix} \beta v \\ uv + \delta_{xy}p - \tau_{xy} \\ v^2 + \delta_{yy}p - \tau_{yy} \\ wv + \delta_{zy}p - \tau_{zy} \end{pmatrix}, \mathbf{f}_z = \begin{pmatrix} \beta w \\ uw + \delta_{xz}p - \tau_{xz} \\ vw + \delta_{yz}p - \tau_{yz} \\ w^2 + \delta_{zz}p - \tau_{zz} \end{pmatrix},$$

$$\hat{p} = \frac{p}{\rho_0}, \quad \tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right).$$

Напишемо інтегральну форму рівняння (2.75), яка буде еквівалентною формою диференціального рівняння на гладких рішеннях [47]:

$$\int_V \frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} dV + \oint_{\partial V} \mathbf{K} \cdot d\mathbf{S} = 0, \quad (2.76)$$

де ∂V – замкнута поверхня довільного фіксованого об'єму V ; $d\mathbf{S} = \mathbf{n} \cdot dS = (dS_1, \dots, dS_N)$ – елемент поверхні ∂V , помножений на поодинокую зовнішню нормаль $\mathbf{n}$ до неї. У свою чергу, вектор потоків представляємо у вигляді суми невязкого та в'язкого потоку:

$$\mathbf{K} \cdot d\mathbf{S} = (\mathbf{K}^{in} + \mathbf{K}^{vis}) \cdot d\mathbf{S}, \quad (2.77)$$

де

$$\mathbf{K}^{in} = \begin{pmatrix} \beta u & \beta v & \beta w \\ u^2 + p & uv & uw \\ uv & v^2 + p & vw \\ uw & vw & w^2 + p \end{pmatrix}, \quad \mathbf{K}^{vis} = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 \\ \tau_{xx} & \tau_{yx} & \tau_{zx} \\ \tau_{xy} & \tau_{yy} & \tau_{zy} \\ \tau_{xz} & \tau_{yz} & \tau_{zz} \end{pmatrix},$$

якщо $\mu = 0$, то елементи матриці $\mathbf{K}^{vis}$ звертаються у нуль.

Припустимо, що розрахунковий осередок з обсягом V_{ijk} , проведемо апроксимацію рівняння (2.76) неявним методом кінцевих обсягів.

$$\frac{\mathbf{u}_{ijk}^{n+1} - \mathbf{u}_{ijk}^n}{\tau} V_{ijk} = \mathbf{RHS}_{ijk}^{n+1}, \quad (2.78)$$

де $\mathbf{RHS}_{ijk}^{n+1}$ містить суму потоків через усі грані осередку (i, j, k) :

$$\mathbf{RHS}_{ijk}^{n+1} = - \left[F_{i+\frac{1}{2}} - F_{i-\frac{1}{2}} + F_{j+\frac{1}{2}} - F_{j-\frac{1}{2}} + F_{k+\frac{1}{2}} - F_{k-\frac{1}{2}} \right]^{n+1}.$$

Чисельні потоки через грані осередку обчислюються як сума невязких та в'язких потоків:

$$\mathbf{F}_{m+\frac{1}{2}} = \mathbf{F}_{m+\frac{1}{2}}^{in} + \mathbf{F}_{m+\frac{1}{2}}^{vis}, \quad \mathbf{F}^{in} = \mathbf{K}^{in} \cdot d\mathbf{S}, \quad \mathbf{F}^{vis} = \mathbf{K}^{vis} \cdot d\mathbf{S}.$$

Для обчислення нев'язкого потоку $\mathbf{F}_{m+1/2}^{in}$ застосуємо схему Рунге із усередненням:

$$\mathbf{u}_{m+\frac{1}{2}} = 0,5(\mathbf{u}_m + \mathbf{u}_{m+1})$$

або MUSCL-схема

$$\mathbf{F}_{m+\frac{1}{2}} = \frac{1}{2} [(\mathbf{K}(\mathbf{u}_l) + \mathbf{K}(\mathbf{u}_r))\mathbf{S}_{m+1/2} - |\mathbf{A}_{lr}|(\mathbf{u}_r - \mathbf{u}_l)],$$

де $\mathbf{u}_r$ та $\mathbf{u}_l$ – лінійні або квадратичні реконструкції вектора $\mathbf{u}$ зліва та праворуч від грані $m + 1/2$.

$$\mathbf{F}^{vis} = \mathbf{K}^{vis} \cdot \mathbf{S} = - \begin{pmatrix} 0 \\ \tau_{xx}S_x + \tau_{xy}S_y + \tau_{xz}S_z \\ \tau_{yx}S_x + \tau_{yy}S_y + \tau_{yz}S_z \\ \tau_{zx}S_x + \tau_{zy}S_y + \tau_{zz}S_z \end{pmatrix},$$

$\mathbf{S} = (S_x, S_y, S_z)$ – вектор нев'язкого потоку через грань.

$$\mathbf{F}^{in} = \mathbf{K}^{vis} \cdot \mathbf{S} = \begin{pmatrix} \beta U \\ uU + pS_x \\ vU + pS_y \\ wU + pS_z \end{pmatrix}.$$

Тоді матриця Якобі для $\mathbf{A}$, буде:

$$\mathbf{A} = \frac{\partial(\mathbf{K}^{in}\mathbf{S})}{\partial \mathbf{U}} = \begin{pmatrix} 0 & \beta S_x & \beta S_y & \beta S_z \\ S_x & U + uS_x & uS_y & uS_z \\ S_y & vS_x & U + vS_y & vS_z \\ S_z & wS_x & wS_y & U + wS_z \end{pmatrix},$$

де

$$U = uS_x + vS_y + wS_z.$$

Тоді значення матриці $\mathbf{A}$ буде:

$$\lambda_1 = \lambda_2 = U, \quad \lambda_3 = U - \sqrt{U^2 + \beta|\mathbf{S}|^2}, \quad \lambda_4 = U + \sqrt{U^2 + \beta|\mathbf{S}|^2}.$$

де λ – власне значення матриці $\mathbf{A}$.

Для обчислення в'язкого потоку необхідно апроксимувати на межі $m + 1/2$ компоненти тензора в'язкої напруги τ_{ij} – похідні від компонентів вектора швидкості відповідно до декартових координат. У свою чергу лінеаризацію повністю неявної схеми (2.78) здійснюємо при лінеаризації в'язких потоків неявно беремо лише члени, які відповідають повторним похідним за напрямом (i, j, k) , а всі змішані похідні беремо вочевидь. Використовуючи метод

розщеплення Яценка, метод дробових кроків, знаходимо рішення на шарі $n + 1$ знаходиться за два дробові кроки біжить, що дає можливість для знаходження стаціонарних рішень методом встановлення. Константа β впливає на швидкість збіжності так і на точність, тому що входить у потоки і матриці A^+ та A^- . Рекомендується брати $\beta = K_\beta U_{ref}^2$, де K_β – константа, U_{ref} – характерна швидкість. Рекомендовані значення для кращої збіжності та точності досягаються при завданні $K_\beta = 2 \div 5$ [50 – 55].

Основний зв'язок рівнянь моделі турбулентності із рівняннями середнього потоку здійснюється через члени дифузії в рівняннях середнього імпульсу та середньої енергії, а також через турбулентну в'язкість. Зазвичай розглядається як константа при побудові матриці Якобі в'язкого потоку. Обмежений досвід на сьогоднішній день, мабуть, вказує на те, що одночасне розв'язання всіх рівнянь має мало переваг у порівнянні з послідовним розв'язанням рівнянь моделі та рівнянь середнього потоку.

Якщо всі рівняння вирішувати одночасно, то основна система рівнянь для моделі $k - \omega$ [25] буде наступною:

$$\frac{\partial \mathbf{Q}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x} (\mathbf{F} - \mathbf{F}_v) = \mathbf{S}, \quad (2.79)$$

де вектори залежної змінної та нев'язкого потоку матимуть вигляд:

$$\mathbf{Q} = \begin{Bmatrix} \bar{\rho} \\ \bar{\rho}\tilde{u} \\ \bar{\rho}E \\ \bar{\rho}k \\ \bar{\rho}\omega \end{Bmatrix}, \quad \mathbf{F} = \begin{Bmatrix} \bar{\rho}\tilde{u} \\ \bar{\rho}\tilde{u}^2 + P \\ (\bar{\rho}E + P)\tilde{u} \\ \bar{\rho}\tilde{u}k \\ \bar{\rho}\tilde{u}\omega \end{Bmatrix},$$

У свою чергу вектори в'язкого потоку та джерела визначаються виразом:

$$\mathbf{F}_v = \begin{Bmatrix} 0 \\ \frac{4}{3}\mu\frac{\partial\tilde{u}}{\partial x} + \bar{\rho}\tau_{xx} \\ \tilde{u}\left(\frac{4}{3}\mu\frac{\partial\tilde{u}}{\partial x} + \bar{\rho}\tau_{xx}\right) - \widehat{q_x} \\ (\mu + \sigma^*\mu_T)\frac{\partial k}{\partial x} \\ (\mu + \sigma\mu_T)\frac{\partial\omega}{\partial x} \end{Bmatrix}; \quad \mathbf{S} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ \bar{\rho}\tau_{xx}\frac{\partial\tilde{u}}{\partial x} - \beta^*\bar{\rho}\omega k \\ \alpha\left(\frac{\omega}{k}\right)\bar{\rho}\tau_{xx}\frac{\partial\tilde{u}}{\partial x} - \beta\bar{\rho}\omega^2 \end{Bmatrix}.$$

Є два місця, куди входить кінетична енергія турбулентності, які мають вплив на матриці потоків-якобіанів. Зокрема, питома повна енергія:

$$E = \tilde{e} + \frac{1}{2} \tilde{u}^2 + k ,$$

тоді тензор напруження Рейнольдса матиме вигляд:

$$\bar{\rho} \tau_{xx} = \frac{4}{3} \mu_T \frac{\partial \tilde{u}}{\partial x} - \frac{2}{3} \bar{\rho} k ,$$

$$\frac{\partial \mathbf{F}}{\partial \mathbf{Q}} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \left(\frac{\gamma-3}{2}\right) \tilde{u}^2 & (3-\gamma) \tilde{u} & (\gamma-1) & -(\gamma-1) & 0 \\ -\left[H - \frac{\gamma-1}{2} \tilde{u}^2\right] \tilde{u} & [H - (\gamma-1) \tilde{u}^2] & \gamma \tilde{u} & -(\gamma-1) \tilde{u} & 0 \\ -\tilde{u} k & k & 0 & \tilde{u} & 0 \\ -\tilde{u} \omega & \omega & 0 & 0 & \tilde{u} \end{bmatrix} , \quad (2.80)$$

де $H = \tilde{h} + \frac{1}{2} \tilde{u}^2 + k$ – удельная полная энтальпия, щоб визначити k та ω , ми розглянемо наступне векторне рівняння:

$$\frac{\partial \mathbf{q}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x} (\mathbf{f} - \mathbf{f}_v) = \mathbf{s} ,$$

$$\mathbf{q} = \begin{Bmatrix} \bar{\rho} k \\ \bar{\rho} \omega \end{Bmatrix} , \quad \mathbf{f} = \begin{Bmatrix} \bar{\rho} \tilde{u} k \\ \bar{\rho} \tilde{u} \omega \end{Bmatrix} , \quad \mathbf{f}_v = \begin{Bmatrix} (\mu + \sigma^* \mu_T) \frac{\partial k}{\partial x} \\ (\mu + \sigma \mu_T) \frac{\partial \omega}{\partial x} \end{Bmatrix} ,$$

$$\mathbf{s} = \begin{Bmatrix} \bar{\rho} \tau_{xx} \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} - \beta^* \bar{\rho} \omega k \\ \alpha \left(\frac{\omega}{k}\right) \bar{\rho} \tau_{xx} \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} - \beta \bar{\rho} \omega^2 \end{Bmatrix} .$$

Відповідно до блочно-неявного підходу ми лінеаризуємо вектори потоку та джерела відповідно до:

$$(\mathbf{f} - \mathbf{f}_v)^{n+1} = (\mathbf{f} - \mathbf{f}_v)^n + \left(\frac{\partial \mathbf{f}}{\partial \mathbf{q}} - \frac{\partial \mathbf{f}_v}{\partial \mathbf{q}} \right) \triangle \mathbf{q} ,$$

$$\mathbf{s} = \mathbf{s}^n + \frac{\partial \mathbf{s}}{\partial \mathbf{q}} \triangle \mathbf{q} , \quad \frac{\partial \mathbf{f}}{\partial \mathbf{q}} = \begin{bmatrix} \tilde{u} & 0 \\ 0 & \tilde{u} \end{bmatrix} , \quad \mathbf{s} = \begin{Bmatrix} \bar{\rho} \tau_{xx} \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} - \beta^* \bar{\rho} \left(\frac{\omega}{k}\right) \frac{(\bar{\rho} k)^2}{\bar{\rho}} \\ \alpha \left(\frac{\omega}{k}\right) \bar{\rho} \tau_{xx} \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} - \beta \frac{(\bar{\rho} \omega)^2}{\bar{\rho}} \end{Bmatrix}$$

$$\mathbf{s} = \begin{Bmatrix} \bar{\rho}\tau_{xx}\frac{\partial\bar{u}}{\partial x} - \beta^*\bar{\rho}\omega k \\ \alpha\left(\frac{\omega}{k}\right)\bar{\rho}\tau_{xx}\frac{\partial\bar{u}}{\partial x} - \beta\bar{\rho}\omega^2 \end{Bmatrix}, \quad \frac{\partial\mathbf{s}}{\partial\mathbf{q}} = \begin{bmatrix} -2\beta^*\omega & 0 \\ 0 & -2\beta\omega \end{bmatrix}.$$

При такій обробці вектору джерела-члена умови виробництва оцінюємо явно (тобто обчислюємо на тимчасовому рівні n), а умови дисипації обробляємо неявно (обчислюємо на тимчасовому рівні $n + 1$). Блоково-тридіагональна схема рівняння моделі турбулентності стає:

$$\left[\frac{I}{\Delta t} + \delta_x \left(\frac{\partial \mathbf{f}}{\partial \mathbf{q}} - \frac{\partial \mathbf{f}_v}{\partial \mathbf{q}} \right) - \frac{\partial \mathbf{s}}{\partial \mathbf{q}} \right] \Delta \mathbf{q} = -\delta_x (\mathbf{f}^n - \mathbf{f}_v^n) + \mathbf{s}^n, \quad (2.81)$$

Оскільки $\partial \mathbf{s} / \partial \mathbf{q}$ — діагональна матриця, а її діагональні елементи завжди негативні. Її внесок гарантовано посилює діагональне переважання матриці, що множить $\Delta \mathbf{q}$ [45].

$$\mathbf{s} = \mathbf{s}^n + \text{neg} \left(\frac{\partial \mathbf{s}}{\partial \mathbf{q}} \right) \Delta \mathbf{q},$$

де функція

$$\text{neg}(x) = \begin{cases} x, & x < 0 \\ 0, & x \geq 0 \end{cases}.$$

Для чисельного розв'язання рівнянь у похідних використовуємо Метод кінцевих елементів (МКЕ). Цей метод у тому, що розрахункова область з допомогою сітки розбивається на сукупність кінцевих підобластей (елементів). У кожному з елементів довільно вибираємо вид апроксимуючої функції, а поза своїм елементом апроксимуюча функція дорівнює нулю.

Значення функції на межах елементів (вузлах) є рішенням задачі, яке заздалегідь невідоме при моделюванні процесу, що протікає в проточній частині на початковому етапі, у ВРВ.

На основі засобів геометричного проектування САД-пакету формуємо 2D модель, а потім і 3D модель (твердотільна модель) ВРВ. На базі тривимірної твердотільної моделі за допомогою операцій віднімання обсягів проточної частини та редукції малозначних деталей та елементів досліджуваного об'єкта, виділяємо область течії повітряного потоку в розрахунковому каналі ВРВ. При цьому не забуваємо про поділ досліджуваної моделі на кілька обсягів із різними граничними умовами для чого визначаємо статичні ділянки розрахункової області, що обертаються.

2.4. Дослідження ВРВ з використанням програмного пакету ANSYS CFX

У процесі експлуатації ВРВ виникає потреба у поліпшенні його параметрів. Математичне моделювання робочого процесу є основою для прогнозування та оптимізації основних параметрів вентилятора, побудова його енергетичної характеристики.

Для прогнозування енергетичної характеристики ВРВ створюємо ММ і докладно описуємо процес руху повітряного потоку в проточній частині [53]. Побудова ММ дає можливість прогнозувати, чисельно аналізувати та будувати енергетичні характеристики вентилятора, проводити чисельне дослідження впливу геометричних параметрів, аналізувати умови формування оптимального режиму та ін. [46, 57].

Найбільш досконалий метод розрахунку енергетичних характеристик ґрунтується на застосуванні загальних рівнянь руху турбулентного потоку в'язкої стисливої рідини. Розрахунок параметрів ПЧ, виконаний за допомогою тривимірних методів, дає вичерпну інформацію про робочий процес на заданому режимі роботи вентилятора. Такий розрахунок дозволяє визначити втрати в елементах ПЧ та енергетичні показники ВРВ. Моделювання та розрахунок перебігу повітряного потоку в ПЧ ВРВ реалізовується у вигляді різних обчислювальних методів розв'язання рівняння Нав'є – Стокса (від звичайно – різницевих методів до методів кінцевих обсягів та спектральних методів) [60]. Аналіз та розрахунок конструкція вентилятора, що забезпечує належну продуктивність сівалки визначається створеною програмою на C++ під назвою CRV PSS 1.0.

У цьому дослідженні для моделювання та розрахунку течій повітряного потоку у ВРВ використовуємо сучасний програмний комплекс ANSYS CFX. В результаті розрахунку був змодельований складний фізичний процес, визначено картину розподілу швидкостей та тисків у різних елементах ВРВ, при різних значеннях масової витрати повітря та постійної частоти обертання РК. Виконано аналіз зміни статичного тиску, статичного ККД у ПЧ ВРВ.

Пропонуємо користуючись ММ оцінити вплив різних масових витрат повітря за однакових геометричних параметрів проточної частини на енергетичні показники ВРВ [64 – 69].

2.5. Отримані результати.

Розглянемо результати розрахункового дослідження перебігу повітряного потоку через ВПА, РК, РАВ та ВГПА, виконаний з використанням програмного комплексу ANSYS 19.0 CFX [35].

У ході дослідження отримано картину просторового перебігу повітряного потоку в характерних перерізах проточної частини ВРВ. Чисельне моделювання такого потоку проведено за різних значень масової витрати повітря. Виходячи з цього побудовано енергетичну характеристику ВРВ. Для проведення розрахунку обрано SST модель турбулентності потоку. Ця модель потребує створенню дуже щільної мережі поблизу стінок [60].

Течія в ВРВ є турбулентною [38]. Турбулентність – це нелінійний процес із великим масштабом зміни параметрів у просторі та часі. Для опису турбулентного руху Рейнольдс запропонував розбиття поля параметрів потоку на середню складову, що змінюється. Отже, отримано рівняння Нав'є – Стокса в Рейнольдсовому середовищі (RANS), тобто диференціальні рівняння усередненого руху рідини. Ця система рівнянь є незамкненою. Для замикання використовують різні моделі турбулентності. Для вирішення завдань щодо розрахунку перебігу у ВРВ достатньо двох моделей турбулентності: $k - \varepsilon$ та SST (Shear – Stress Transport).

Розрахунок течії повітряного потоку виконуємо шляхом чисельного розв'язання системи рівнянь у векторній формі. Система включає рівняння нерозривності, рівняння руху (рівняння Нав'є – Стокса), рівняння енергії та рівняння стану у вигляді системи (вважаємо, динамічна в'язкість $\mu = \text{const}$ та коефіцієнт статичного тиску $\lambda = \text{const}$):

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho}{\partial t} + \vec{C} \vec{\nabla} \rho + \rho \vec{\nabla} \vec{C} &= 0, \\ \frac{\partial \vec{C}}{\partial t} + (\vec{C} \vec{\nabla}) \vec{C} &= \vec{F} - \frac{1}{\rho} \vec{\nabla} P_{sv} + \frac{\gamma}{3} \vec{\nabla} (\vec{\nabla} \vec{C}) + \gamma (\vec{\nabla} \vec{\nabla}) \vec{C}, \\ \mu c_v \left(\frac{\partial T}{\partial t} + \vec{C} \vec{\nabla} T \right) + P_{sv} \vec{\nabla} \vec{C} &= \mu D + \lambda \Delta T, \\ P_{sv} &= \rho RT \text{ (у загальному випадку } P_{sv} = P_{sv}(\rho, T)), \end{aligned} \quad (2.82)$$

де $\vec{\nabla}$ – оператор набла; $\vec{C}$ – вектор швидкості; $\vec{F}$ – вектор поля масових сил; ρ – щільність повітряного потоку; P_{sv} – статичний тиск повітряного потоку; T – температура повітряного потоку; $\gamma = \mu/\rho$ – кінетична в'язкість.

Ця система встановлює зв'язок між величинами, що характеризують стан руху ($P, \vec{C}, \rho, T$). Для визначення цих величин функції координат і часу потрібно інтегрувати знайдені диференціальні рівняння при заданих граничних умовах. Число рівнянь системи дорівнює числу невідомих $\vec{C}, P, \rho, T$ (вектор і три скаляри). Тому задаємо додаткові умови – початкові і граничні.

Для отримання характеристики ВРВ у програмі ANSYS CFX у CAD системі Solidworks побудована 3D – твердотільна геометрична модель вентилятора. 3D – твердотільна геометрична модель для подальшого дослідження перекинута у Geometry ANSYS CFX. Модель у ANSYS CFX складається з п'яти частин: ВПА Trump01 – нерухома область, ВПА Trump02 – нерухома область, РК – область, що обертається, РАВ равлик вентилятора Vol – нерухома область, ВХПА Cap – нерухома область [41, 46].

Складання 3D-твердотільної геометричної моделі проточної частини ВРВ показано рисунок 2.5. Геометрична модель ВРВ складається з вхідного апарату «вентурі» 4, вхідного патрубку 3, робочого колеса 1, равлика 2 та вихідного патрубку 5.

Чисельне моделювання течії у проточній частині ВРВ виконано для проєктованої області течії повітряного потоку: включає ВПА, ВПА, РК, РАВ та ВХПА, для моделі з діаметрами РК $D_2=400$ мм та $d_1 = 135$ мм. Для проведення подальших розрахунків у ANSYS для даної моделі побудована автоматично сітка кінцевих елементів (рисунок 2.6).

Кількість елементів цієї моделі становить 1154615 шт. Як відомо, точність розрахунку сильно залежить від якості елементів сітки моделі. Вважаємо, що ця сітка має достатню роздільну здатність.

Модель ВРВ із вхідними умовами представлена на рисунку 2.7.

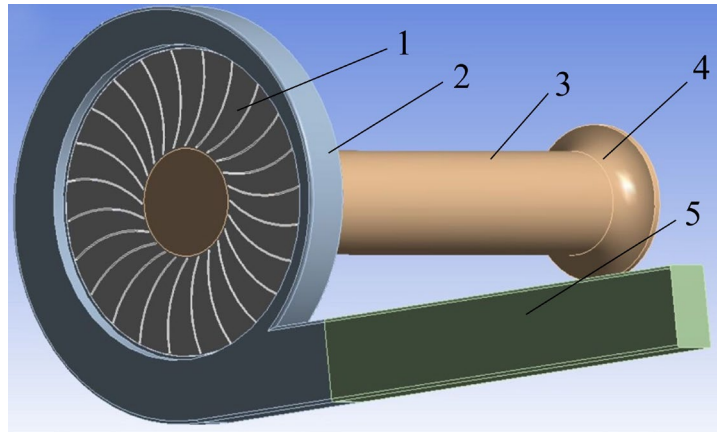


Рисунок 2.5 – 3D твердотільна геометрична розрахункова модель ВРВ:

1 – робоче колесо; 2 – равлик; 3 – вхідний патрубок;
4 – вхідний апарат «вентурі»; 5 – вихідний патрубок

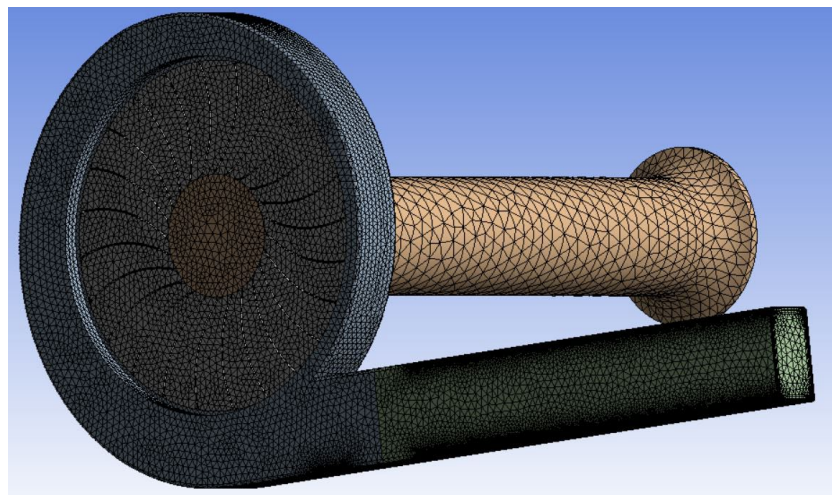


Рисунок 2.6 – Сітка кінцевих елементів побудована в ANSYS для ВРВ

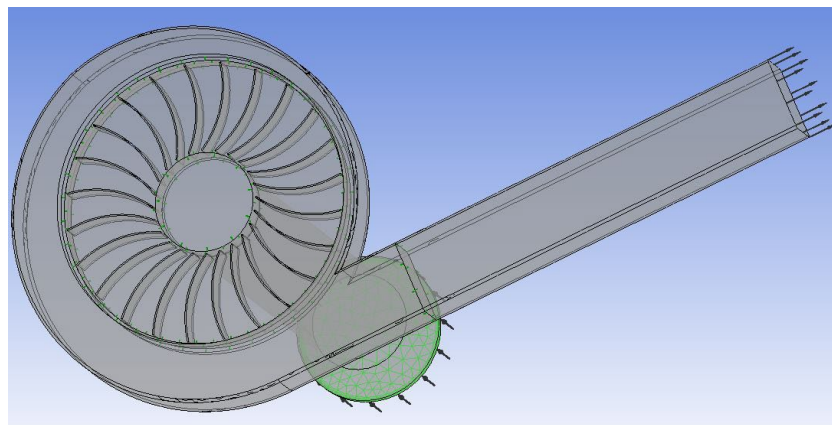


Рисунок 2.7 – Модель ВРВ у CFX – Pre

Потрібно у вхідні та вихідні досліджувані області задати граничні умови. Робоче тіло моделі Air at 25° C, опція розрахунку передачі тепла Total Energy, модель турбулентності SST. Область обертання РК – частоти обертання $n = 492,18$ рад/с. Тип взаємодії ротора та статора – Frozen rotor. На вході в модель: гранична умова – Opening, з параметрами входу – Total Pressure – 101325 Па, атмосферний тиск, значення – Total Temperature – 298 К, параметри виходу – Mass Flow Rate – масова витрата на виході $G_m = \text{variable}$ кг/с. У розрахунках нехтуємо тертям об внутрішні стінки ПЧ [57]. При розрахунку змінювали масову витрату на вході до вентилятора G_m кг/с [61].

В результаті визначено розподіл швидкостей та тисків у досліджуваних областях ВРВ, при різних масових витратах повітряного потоку G_m кг/с в ВРВ. Проведений аналіз, течії потоку повітря в проточній частині вентилятора, дозволяє побудувати залежність параметрів, що характеризують роботу вентилятора, від витрати повітря через нього при $n = \text{const}$:

$$P_v, P_{sv}, \eta_f = f(G_m), \quad (2.83)$$

Варто зазначити, що масова витрата повітря G_m є параметром, що визначає режим роботи ВРВ [49, 50]. Результати значення повного та статичного тиску, повного та статичного ККД при різних значеннях масової витрати повітря дає можливість побудувати напірну характеристику ВРВ для режиму роботи РК – $n = 492,18$ рад/с (рисунок 2.8).

При експлуатації ВРВ у складі пневматичної системи сівалки вентилятора доводиться працювати на строго фіксованій частоті обертання $n = \text{const}$. Тому, маючи напірну характеристику, важко вибрати оптимальні умови роботи вентилятора у складі сівалки та оптимально відрегулювати його роботу.

Напірна характеристика ВРВ є безперервною кривою у вигляді параболи. З правого і лівого боку крива обмежена межею інтервалу роботи вентилятора, що розглядається. Фактично це масова витрата повітряного потоку G_m , яку ми розглядаємо у цьому дослідженні вентилятора. Оптимальний режим роботи вентилятора відбувається за максимального значення ККД $\eta_v = 0,67 \dots 0,70$ тобто у діапазоні масової витрати повітря $G_m = 0,30 \dots 0,37$ кг/с.

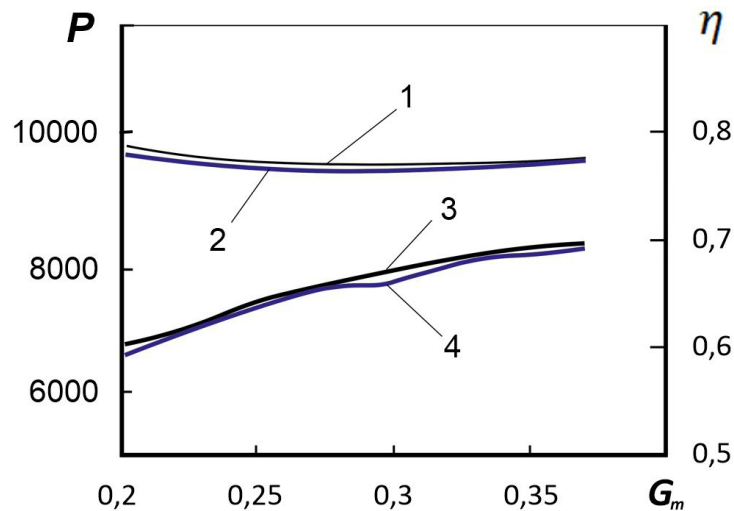


Рисунок 2.8 – Характеристика створювана: крива 1 – повного тиску $P_v = f(G_m)$; крива 2 – статичного тиску $P_{sv} = f(G_m)$; крива 3 – повного ККД ВРВ $\eta_v = f(G_m)$; крива 4 – статичного ККД ВРВ $\eta_{sv} = f(G_m)$ – для режиму роботи РК – $n = 492,18$ рад/с

У процесі використання програми ANSYS CFX з'явилася можливість представлення області зміни показників повітряного потоку певного типорозміру ВРВ від споживаної масової витрати повітря. Значення певної характеристики може бути досягнуто за рахунок зміни частоти обертання.

Отримані результати розрахунку повітряного потоку представлені у вигляді усереднених значень повного та статичного тиску потоку, усереднені значення швидкості повітряного потоку у відносному та абсолютному русі.

Розглянемо результати розрахунку ВРВ за режимі експлуатації РК – $n = 492,18$ рад/с та $G_m = 0,23$ кг/с.

Візуалізація структури перебігу повітряного потоку в проточній частині ВРВ для обраного режиму роботи представлено на рисунках 2.9, 2.10.

На рисунку 2.9 показані траєкторії руху частинки повітряного потоку в проточній частині ВРВ за оптимального режиму на основі розрахунків просторового потоку швидкості. Розглядаючи розташування ліній струму проточної частини ВРВ рисунок 2.9 видно, що абсолютна швидкість повітряного потоку збільшується від перерізу $B - B$ до виходу з РК перерізу 2, а потім знову знижується на виході із проточної частини равлика переріз 3.

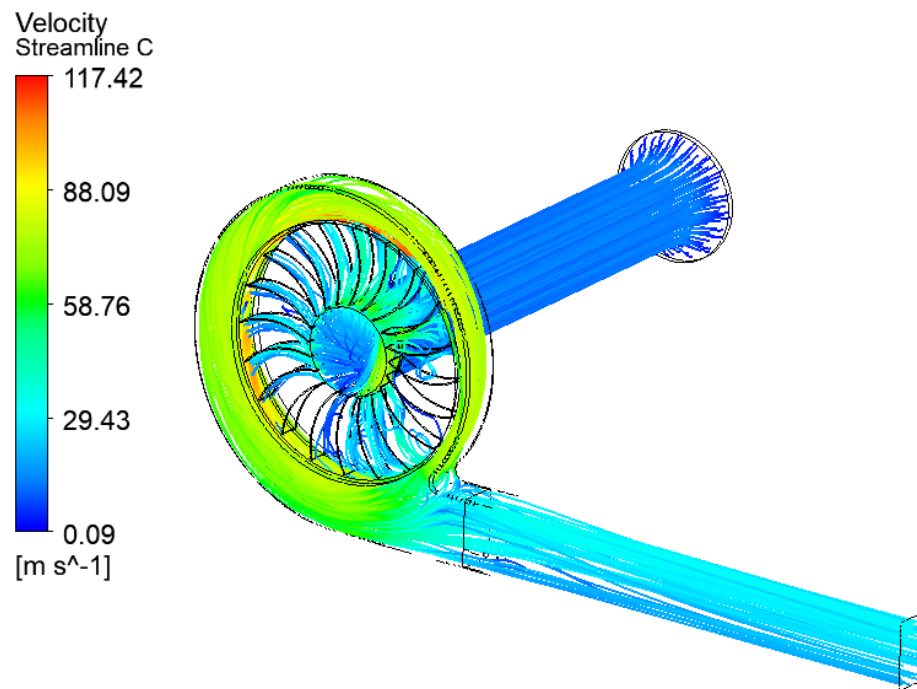


Рисунок 2.9 – Візуалізація лінії струму швидкості у проточній частині ВРВ
для режиму – $n = 492,18$ рад/с и $G_m = 0,23$ кг/с

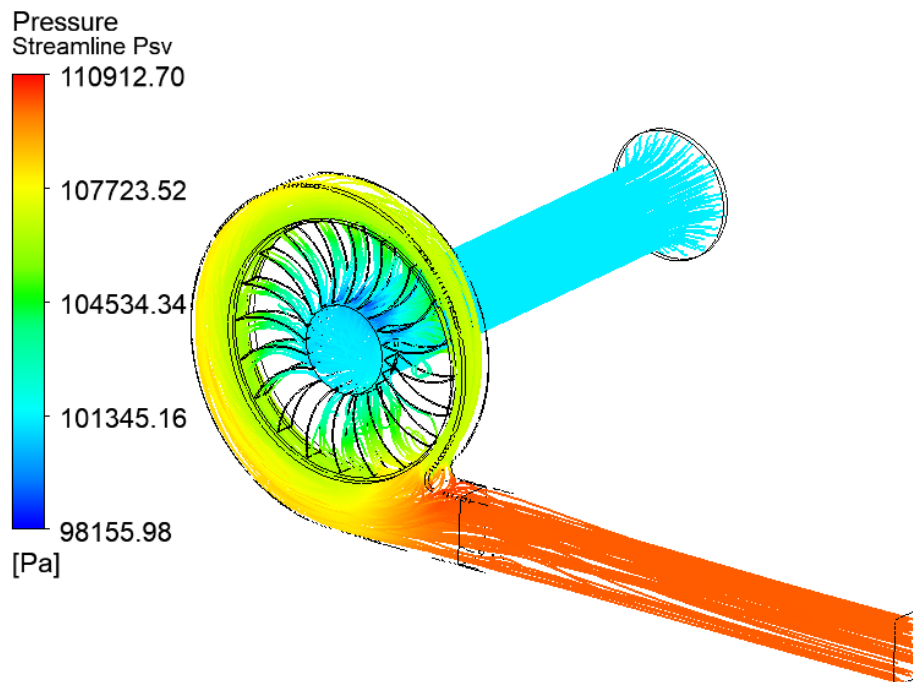


Рисунок 2.10 – Візуалізація лінії струму статичного тиску у проточній частині ВРВ для режиму – $n = 492,18$ рад/с и $G_m = 0,23$ кг/с

На рисунку 2.11 показані траєкторії руху частинки повітряного потоку в проточній частині ВРВ за оптимального режиму на основі зміни значення статичного тиску. Розглядаючи розташування ліній струму проточної частини ВРВ із рисунок 2.11 видно, що статичний тиск повітряного потоку збільшується від перерізу $B - B$ до виходу з РК, перерізу 2 та перерізу $K - K$.

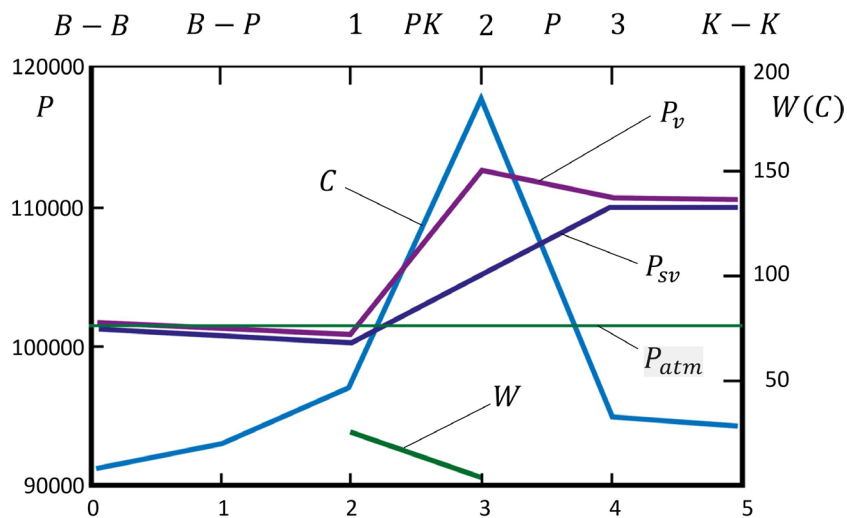


Рисунок 2.11 – Зміна параметрів вздовж довжини проточної частини ВРВ

У результаті проведеного аналізу було отримано можливість зробити як чисельний аналіз, та побудувати якісну картину зміни основних параметрів повітряного потоку по довжині вентилятора (рисунок 2.11).

Зміна параметрів абсолютної швидкості C , відносної швидкості W , повного P_v та статичного P_{sv} тиску в проточній частині РК та РАВ відбуваються у відповідності із відомими результатами. Процес зміни абсолютної швидкості повітряного потоку в проточній частині від перерізу $B - B$, до виходу з РК, перерізу 2 РАВ та перерізу $K - K$ показані на рисунок 2.12, а розподіл статичного тиску показано на рисунок 2.13.

Абсолютна швидкість повітряного потоку при проходженні від перерізу $B - B$ зростає, в районі РК зростає при переході в спіральний корпус РАВ переріз від 2 до 3, абсолютна швидкість падає на рисунок 2.12.

Обробляючи значення отриманих даних експерименту, порівнюємо розподіл параметрів швидкостей і статичного тиску створюваного вентилятора в проточній частині рисунок 2.12 і 2.14.

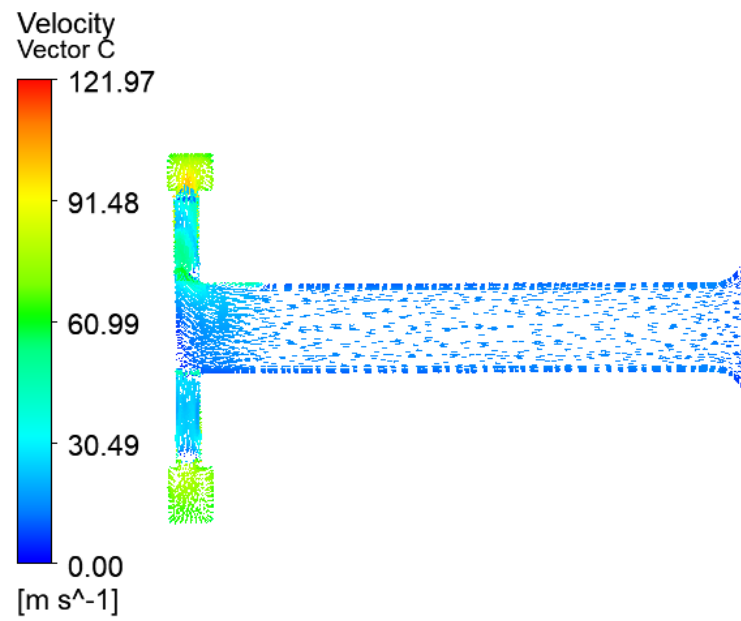


Рисунок 2.12 – Зміна параметрів абсолютної швидкості
проточної частини ВРВ

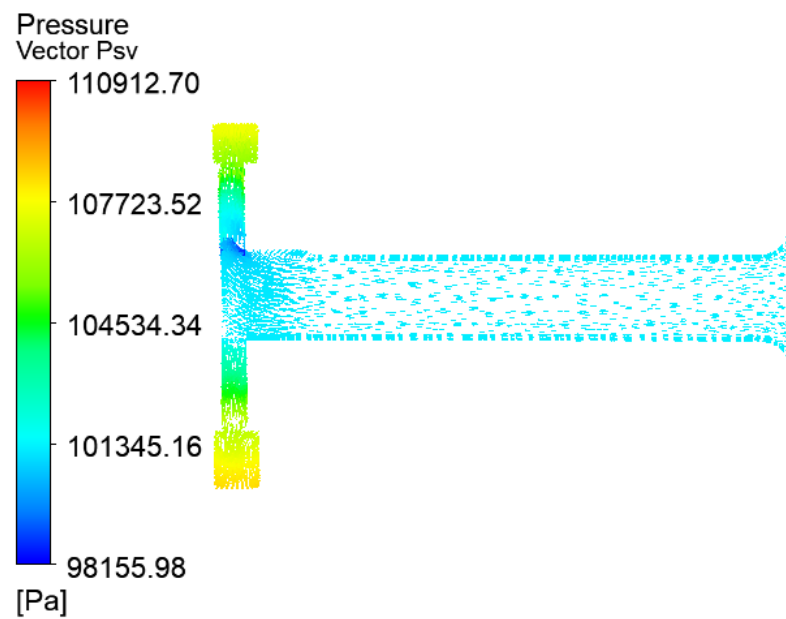


Рисунок 2.13 – Зміна параметрів статичного тиску
у проточній частині ВРВ

Абсолютна швидкість повітряного потоку в районі РК від перерізу 1 до 2 зростає при переході в РАВ переріз від 2 до 3, та падає в перерізі 3 до перерізу $K - K$ — K показані рисунок 2.14.

На рисунку 2.13 та 2.15 зображено розподіл статичного тиску в елементах проточної частини ВРВ. Як видно на вході до спірального корпусу РАВ, так і на виході зі спірального корпусу спостерігається рівномірний розподіл тиску, в РК відзначається різке підвищення статичного тиску. При русі повітряного потоку до перерізу $K - K$ значення статичного тиску знижується.

Розглядаючи рисунок 2.13 видно, що статичний тиск більший на зовнішній стороні спірального корпусу та зменшується до виходу зі спіралі РАВ. Також спостерігається підвищення статичного тиску в області між перерізами 3 та $K - K$. Статичний тиск безперервно підвищується вздовж меридіонального напрямку від входу в РК до виходу з нього, а далі переміщаючись спіральним корпусом статичний тиск повітряного потоку також зростає.

Дослідження процесу всмоктування повітряного потоку, побудови напірної характеристики ВРВ показав, що такий підхід дозволяє досить надійно оцінити параметри режимів роботи вентилятора, визначити основні особливості зміни ККД та розподілу статичного тиску в елементах проточної частини для її вдосконалення. Відмінною рисою методу побудови напірної характеристики є те, що на ранніх стадіях можливе прогнозування гідродинамічних показників проточної частини вентилятора проєктованого без створення її твердотільної моделі. А за результатами чисельного дослідження просторового повітряного потоку кількісно та якісно можна проаналізувати елементи проточної частини вентилятора та уточнити їх геометричні розміри для подальшого розрахунку за середніми параметрами.

Програмний комплекс ANSYS 19.0 CFX дозволяє відразу відобразити зміни у конструкції вузлів вентилятора та отримати результати чисельного дослідження просторового повітряного потоку у проточній частині вентилятора. Процеси, що відбуваються в проточній частині ми можемо візуально спостерігати за допомогою зроблених рисунків, а також існує можливість чисельного отримання параметрів, що цікавлять нас.

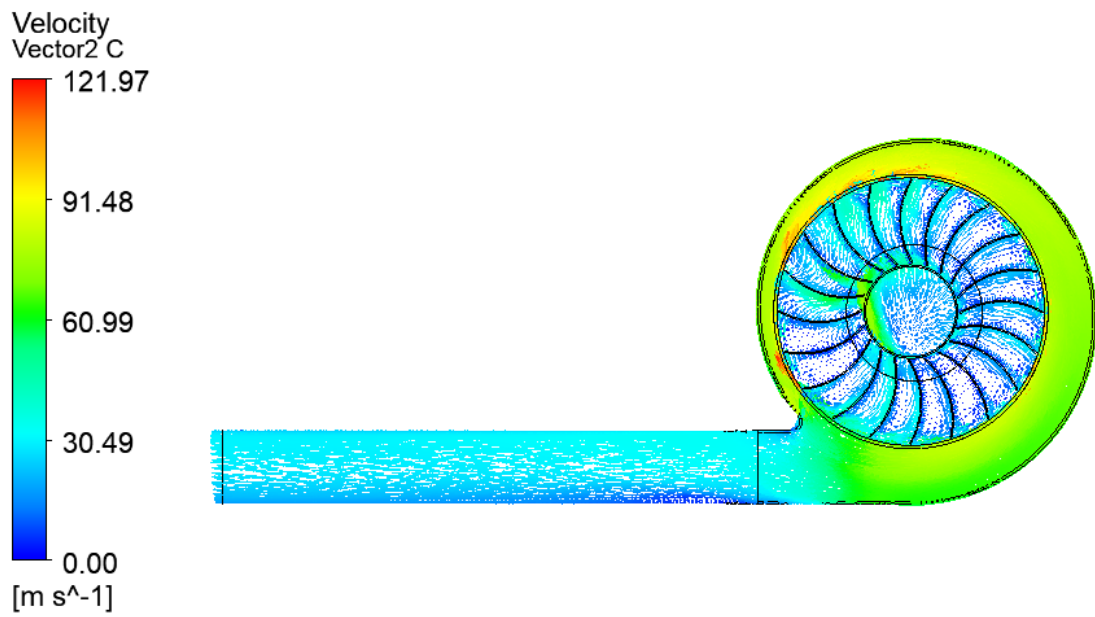


Рисунок 2.14 – Зміна параметрів абсолютної швидкості
у проточній частині ВРВ

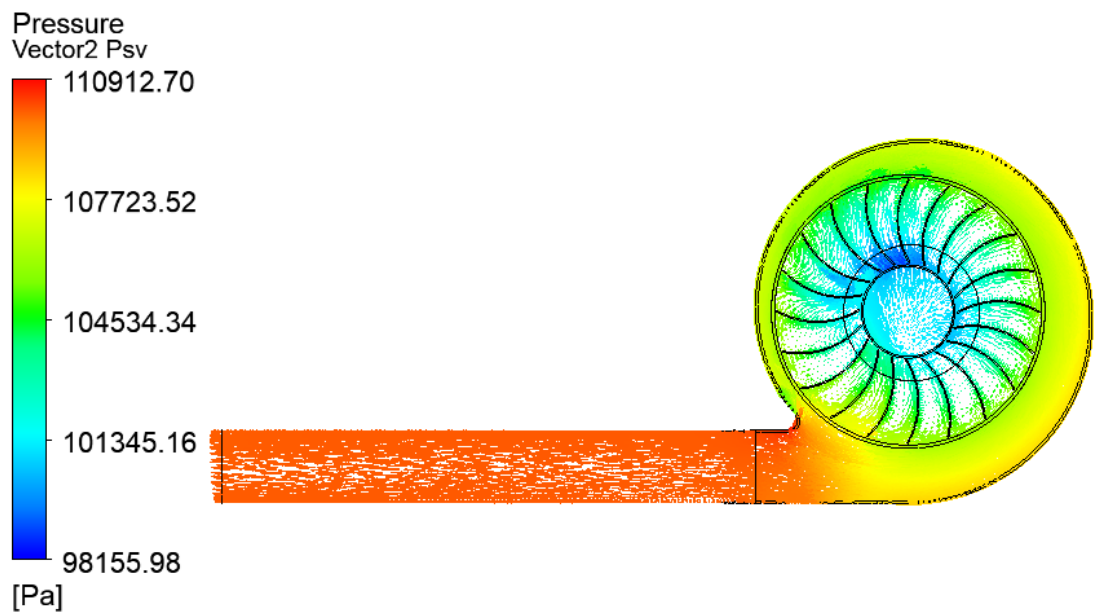


Рисунок 2.15 – Зміна параметрів статичного тиску
в проточній частині ВРВ

Створення реального ВРВ для оцінки роботи ВРВ коштує дорого та вимагає багато часу, а використання CFD є швидким та економічно ефективним. Програмний комплекс ANSYS CFX дає можливість наочно представити картину поведінки параметрів, що нас цікавлять, у проточній частині вентилятора, та вплив їх на різні вузли вентилятора, а також дає можливість створити вентилятор з параметрами, що нас цікавлять.

2.6. Аналіз конструкції ВРВ заводського виконання та вентилятора нового виконання

Для порівняння параметрів ВРВ, що видаються, різного геометричного виконання побудуємо графік (рисунок 2.16). РК ВРВ приводиться у обертання ВОП, частота обертання, якого має постійне значення. Тобто, потужність, що передається повітряному потоку лопатками РК, свідчить про перевагу ВРВ. Вентилятор нового виконання надає повітряному потоку більше енергії на 11% у середньому, ніж старий. Статичний тиск, який виробляє ВРВ, також дає уявлення про можливості вентилятора. Вентилятор у новому виконанні пропонується заводу виробнику сівалки в діапазонах масової витрати повітря, що розглядаються G_m створює статичний тиск P_{sv} приблизно в середньому на 16% більше, рисунок 2.16

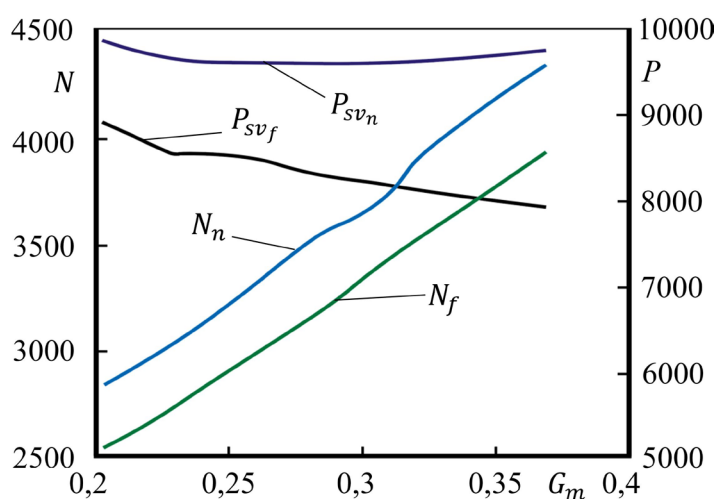


Рисунок 2.16 – Зміна потужності та статичного тиску в проточній частині ВРВ при різних значеннях G_m

Величини створюваного статичного тиску P_{sv} та потужності N переданій РК повітряному потоку дають можливість визначитися у виборі геометричних параметрів ВРВ.

Висновки за розділом 2.

1. Рекомендовано розглянути умови застосування методів динаміки двофазних середовищ (повітряного потоку з наявністю в ньому посівного матеріалу) для математичного опису роботи пневматичної системи сівалки. Проаналізовано питання взаємодії індивідуальної частки з потоком газу. Визначено, що в пневмосистемі виникають такі процеси: взаємодія насіння з турбулентним потоком; зворотний вплив насіння на турбулентність; взаємодія насіння з поверхнею, що обмежує потік; взаємодія насіння один з одним та інше.

2. Запропоновано ММ технологічного процесу роботи ВРВ на основі рівнянь суцільного середовища. Розглянуто вирішення моделювання тривимірного в'язкого перебігу повітряного потоку повітря у вентиляторі за допомогою використання пакета CFD та CFX програмного комплексу ANSYS. Прийнято, що ВРВ працює від валу ВВП із частотою обертання в діапазоні $492,18 \pm 5,24$ рад/с до (4700 ± 50) об/мин), число Рейнольдса в міжлопатковому просторі знаходиться в межах $2 \cdot 10^4 \dots 2,7 \cdot 10^5$, що відповідає існуванню процесу в системі, який описується ММ з розвиненою турбулентністю. Прийнято розглядати однокомпонентне не стисливе середовище, що описується рівняннями Нав'є-Стокса з урахуванням ефектів турбулентності. Розроблено методологію дослідження та встановлення енергетичних показників роботи ВРВ використовуючи CFD метод. Для вирішення рівняння Нав'є-Стокса, у програмному пакеті CFD використовували метод кінцевих різниць (FDM), метод кінцевих об'ємів (FVM) та метод кінцевих елементів (FEM). Такий підхід дав можливість змодельовати процес, що відбувається в ПЧ ВРВ з використанням моделей турбулентності.

3. Проаналізовано ламінарно – турбулентний перехід у пристінних течіях та розглянули рівняння Нав'є – Стокса. Розглянули $k - \varepsilon$, $k - \omega$ та *SST* (Shear Stress Transport) моделі турбулентності та особливості апроксимації, стійкості та реалізації обчислювальних процесів застосовували схеми кінцевих обсягів для вирішення рівнянь газової динаміки та рівнянь Нав'є – Стокса руху стислого потоку повітря.

4. Запропоновано методику чисельного моделювання просторового перебігу повітряного потоку в характерних перерізах проточної частини ВРВ. Проведений аналіз течії потоку повітря в проточній частині ВРВ, надав можливість побудувати залежність параметрів, що характеризують роботу вентилятора, від витрати повітря: повного тиску $P_v = f(G_m)$; статичного тиску $P_{sv} = f(G_m)$; повного ККД ВРВ $\eta_v = f(G_m)$; статичного ККД ВРВ $\eta_{sv} = f(G_m)$. Встановлено, що при зменшенні масової витрати повітря G_m повний P_v та статичний тиск P_{sv} зростає, а ККД знижується. Зроблено аналіз зміни параметрів вздовж проточної частини ВРВ: зміна повного P_v , статичного тиску P_{sv} , зміна абсолютної C та відносної швидкості W . Встановлено, що абсолютна швидкість росте до виходу з РК та стрімко падає, внаслідок передачі кінетичної енергії повітрю в спіральному корпусі РАВ. Проведено аналіз ВРВ з класичною формою РК та запропонованою формою РК, порівняно створюваний статичний тиск та потужність вентилятора. За отриманими даними встановлено, що вентилятор нової конструкції надає повітряному потоку більше енергії на 11% у середньому та створює статичний тиск P_{sv} приблизно в середньому на 16% більше, ніж старий.

РОЗДІЛ 3

ТЕОРЕТИЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ОБЧИСЛЮВАЛЬНОГО ЕКСПЕРЕМЕНТУ

3.1. Матриця дробового факторного обчислювального експерименту із відтворення характеристики ВРВ

На підставі математичного планування експерименту, було проаналізовано основні рівні чинників, які впливають на модель. Встановлено необхідність проведення факторного експерименту [67, 68].

В результаті складено матрицю дробового факторного експерименту типу ДФЕ2V⁵⁻¹. Запланована кількість повторюваності проведення кожного досвіду щонайменше чотири рази. До досліджуваних факторів віднесли: геометричні параметри ВРВ – кут установки лопаток на вході та виході з РК, кількість лопаток РК (три значення для кожного фактору); кінематичні фактори – частота обертання РК, у трьох випробуваннях вона склала 486,98; 492,18 та 497,38 рад/с відповідно і газодинамічний фактор – масова витрата повітря.

На рисунку 3.1 показані основні аналізовані фактори та рівні, а також передбачуваний відгук проведених досліджень.

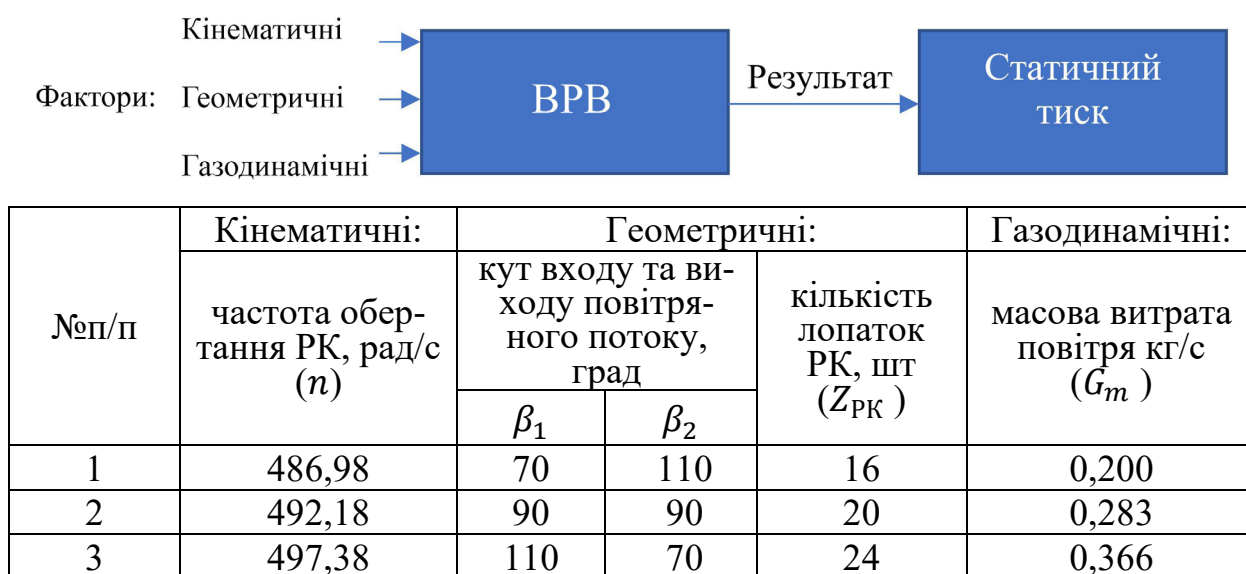


Рисунок 3.1 – План-матриця ДФЕ 2V⁵⁻¹

Таким чином, дробофакторний експеримент містив п'ять факторів дослідження та три рівні натуральних значень. Щоб враховувати всі необхідні чинники, необхідно структурувати систему проведення експерименту. Для зміни рівня значень кожного з факторів при проведенні дослідів використовувалися три різних ВРВ з відповідними РК. Частота обертання РК змінювалася за допомогою перетворювача частоти.

3.2. Математична модель розподілу енергії у проточній частині ВРВ.

Геометрія ВРВ заводського виконання рисунок 3.2 характеризується: режимами роботи виробу; розмірами вхідного та вихідного патрубків; розмірами (діаметрами) входу та виходу, шириною, профілем лопатки, вхідними та вихідними кутами установки лопатки РК; формою та розмірами равлика ВРВ.

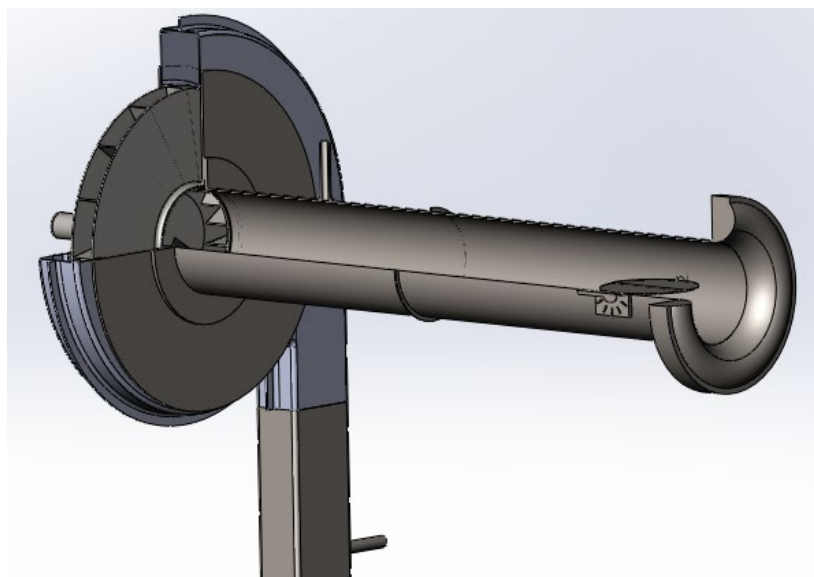


Рисунок 3.2 – Геометрія ВРВ у заводському виконанні

Рациональна форма та геометричні розміри ВРВ визначають створюваний статичний тиск P_{sv} . Від розмірів вхідного патрубка залежить продуктивність вентилятора. Розміри та форма виконання РК впливають на створюваний вентилятором статичний тиск P_{sv} . Розміри та форма равлика впливають на перетворення повного тиску P_v в статичний P_{sv} та динамічний P_{dv} тиск.

Емпіричним шляхом встановлено, що величину статичного тиску P_{sv} в пневматичній системі сівалки, надавали наступні фактори процесу: частота обертання РК, кут входу та виходу повітряного потоку в РК, кількість лопаток РК, об'ємна витрата повітря ВРВ. Наближені залежності статичного тиску P_{sv} від запропонованих факторів мають такий вигляд:

$$\begin{aligned} P_{sv} &= f_1(n); P_{sv} = f_2(\beta_1); P_{sv} = f_3(\beta_2); \\ P_{sv} &= f_4(Z_{PK}); P_{sv} = f_5(G_m), \end{aligned} \quad (3.1)$$

де n – частота обертання РК; β_1 – кут установки лопатки на вході до РК; β_2 – кут установки лопатки на виході з РК; Z_{PK} – кількість лопаток РК; G_m – масова витрата повітря ВРВ.

Кожна із залежностей є функцією однієї змінної, отриманої за певних умов процесу та фіксації на прийнятих рівнях всіх факторів, що впливають, крім одного. При інших значеннях факторів, ці залежності інші.

Для розрахунку значення статичного тиску P_{sv} потрібні моделі, що характеризують значення створюваного тиску не від одного, а одночасно від усіх факторів процесу, що впливають.

У роботі поставлено завдання на отримання математичної моделі для розрахунку очікуваного значення статичного тиску P_{sv} залежно від прийнятих значень факторів. Це завдання вирішували постановкою екстремального експерименту. Змінними факторами були: n – частота обертання РК; β_1 і β_2 – кути установки лопатки на вході до РК і виході із РК; Z_{PK} – кількість лопаток РК; G_m – масова витрата повітря ВРВ. Було побудовано ММ робочого колеса досліджуваного вентилятора рисунок 3.3.

Залежність статичного тиску P_{sv} від основних факторів процесу представили у загальній формі виразом:

$$P_{sv} = f(n, \beta_1, \beta_2, Z_{PK}, G_m). \quad (3.2)$$

Залежність (3.2) з достатньою точністю апроксимується рівнянням регресії. Розглянули побудову регресійної моделі, вважаючи структуру наперед невідомою. У загальному вигляді регресійну модель можна записати у вигляді:

$$Y = f(X_1, X_2, \dots, X_m) + \varepsilon, \quad (3.3)$$

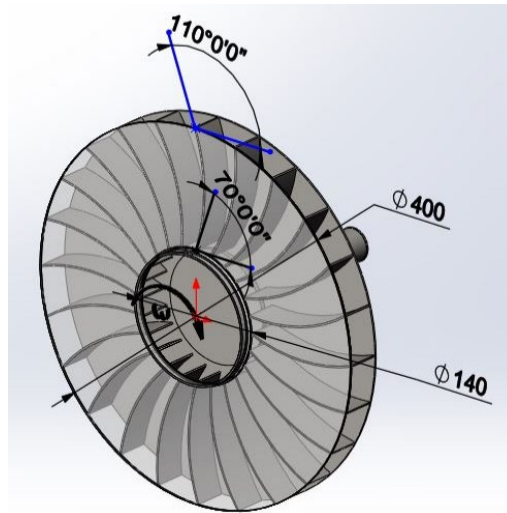


Рисунок 3.3 – Модель одного з варіантів РК відцентрового радіального вентилятора у перерізі із зображенням геометричних факторів

де Y – залежна змінна (відгук); $X_1, X_2, \dots, X_m$ – незалежні змінні (фактори); ε – випадкова помилка. Що стосується статистичного підходу ММ об'єкта чи процесу, спочатку прийняли, що вона описується у лінійному вигляді, представляється як полінома, тобто відрізок ряду Тейлора, в який розкладається невідома функція (3.4):

$$Y(x_1, \dots, x_k) = b_0 + \sum_{i=1}^k b_i f_i(x_i), \quad (3.4)$$

де b_0 – вільний член; b_i – лінійні ефекти; $f_i(x_i)$ – функція вихідних змінних x_i .

У загальному вигляді побудова регресійної моделі має наступні етапи:

1) формувався план експерименту (вибірki); 2) складалася попередня специфікація моделі; 3) складалася остаточна специфікація моделі; 4) проводилася ідентифікація моделі; 5) оцінювалося якість отриманої моделі. За результатами експерименту над об'єктом дослідження, входи та виходи якого були відомі, можливе отримання ММ певного виду.

Спостерігаючи за роботою пневматичної системи сівалки, робимо висновки необхідність удосконалювати конструктивні параметри робочих органів всієї системи. У зв'язку з цим, висунуто наукову гіпотезу про те, що підвищення якості посіву сільськогосподарських культур можливе не тільки

за рахунок використання спеціальних технологічних прийомів обробки ґрунту та посіву, а й за рахунок зміни конструктивних параметрів пневматичної системи машин. Виникає наукова проблема конструктивних змін пневматичної системи посівних машин для підвищення ефективності висаджування сільськогосподарських культур [68, 69].

3.3. Формування плану експерименту.

Математичні методи планування експерименту (ПЕ) дозволяють досліджувати та оптимізувати складні системи та процеси, забезпечуючи високу ефективність експерименту та точність визначення досліджуваних факторів.

Алгоритм виведення рівняння регресії для п'яти незалежних кількісних чинників показано з прикладу розробки ВРВ. За стандартною процедурою першому етапі результати досліджень створення пневматичної системою сівалки статичного тиску визначаємо кількісний склад чинників. П'ять параметрів, що значно впливають на створення пневматичної системи сівалки статичного тиску – частота обертання РК ВРВ (фактор X_1), кут установки лопатки на вході до РК (фактор X_2), кут установки лопатки на виході з РК (фактор X_3), кількість лопаток РК (фактор X_4) та масова витрата повітря ВРВ (фактор X_5), обрано.

На другому етапі визначали кількісне значення величин чинників. Вибір величини та інтервалів зміни значення факторів – це складний процес, від вибору величини та інтервалів зміни фактору залежить створювана математична модель ВРВ. Величина фактору X_1 вибиралася $492,18 \pm 5,20$ рад/с, згідно з «Посібником з експлуатації сівалки VEGA 8 PROFi» [41] що випускається АТ «Ельворті». Другий фактор X_2 кут установки лопатки на вході в РК, вибирали верхнє значення рівне 110° (в РК заводського виконання), а нижнє значення дорівнює 70° . Згідно з рекомендаціями технічної літератури значення кута входу повітряного потоку з метою зниження втрат на вході в міжлопатковий канал вибирається рівним. $40^\circ \div 80^\circ$ [36, 37]. Третій фактор X_3 кут установки

лопатки на виході з РК, вибрали верхнє значення рівне 110° , а нижнє значення набули рівного 70° (у РК заводського виконання). Значення кута виходу повітряного потоку в сучасних ВРВ змінюється в межах $10^\circ \div 170^\circ$. Четвертий фактор X_4 кількість лопаток РК вибрали верхнє значення рівне 24 шт. (РК заводського виконання), а нижнє значення прийняли рівне 16 шт. П'ятий фактор X_5 масова витрата повітря ВРВ вибрали верхнє значення рівне 0,366 кг/с, а нижнє значення набули рівного 0,200 кг/с. Для визначення верхнього та нижнього значення п'ятого фактора була створена твердотільна 3D модель сівалки рисунок 3.4, на базі отриманих креслень АТ «Ельворті», з імітованим процесом роботи пневматичної системи.

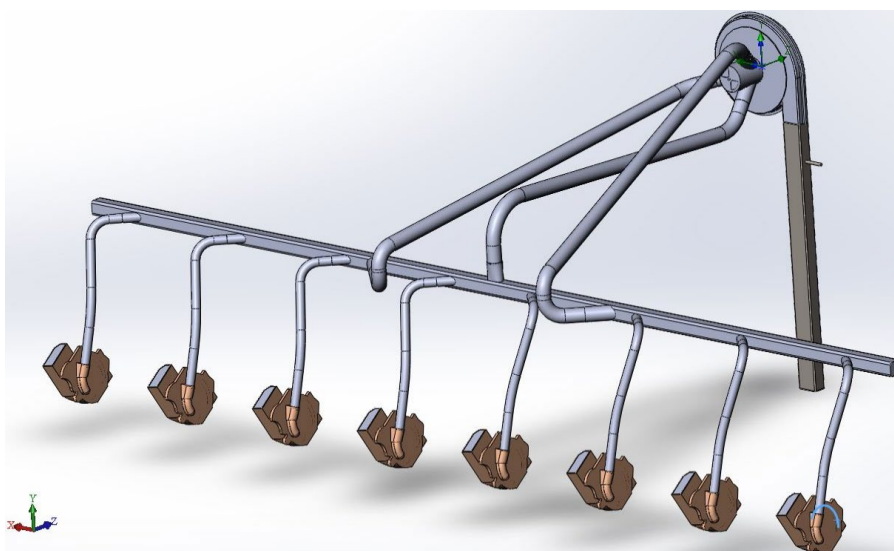


Рисунок 3.4 – Твердотільна 3D модель досліджуваної сівалки за кресленнями АТ «Ельворті»

Оскільки фактори процесу неоднорідні і мали різні одиниці виміру, а числа, що виражають величини факторів, мали різні порядки, їх слід привести до єдиної системи обчислення шляхом переходу від дійсних значень факторів до кодованих. У кодованих (безрозмірних) одиницях область зміни кодованих параметрів записується як гіперкуба:

$$-1 \leq x_i \leq +1, \quad (3.5)$$

де $i = 1, 2, \dots, k$ – індекс фактора, що варіюється.

Для кожного фактору встановили два значення: максимальне та мінімальне. У цьому полі значень кожен чинник міг змінюватися безперервно чи дискретно. Межі значень факторів утворюють область у багатовимірному просторі – гіперкуб, тобто значення x_i факторів X_i лежить у цій області (Carragher at al., 1985, Brown, 1992). Для зручності обробки результатів дослідження ввели кодування незалежних вхідних факторів X_i :

$$x_i = \frac{X_i - X_i^{(0)}}{\Delta X_i}, \quad i = 1, 2, \dots, k, \quad (3.6)$$

де $X_i^{(0)}$ – основний рівень.

$$X_i^{(0)} = 0.5(X_i^{min} + X_i^{max}), i = 1, 2, \dots, k, \quad (3.7)$$

де X_i^{min} и X_i^{max} – нижнє та верхнє значення вхідних факторів експерименту, а ΔX_i – інтервал варіювання i -того фактора:

$$\Delta X_i = \frac{X_i^{max} - X_i^{min}}{2}, \quad i = 1, 2, \dots, k. \quad (3.8)$$

Інтервал варіювання ΔX_i вхідних факторів X_i вибрали в межах від 0,07 ... 50 можливого діапазону варіювання досліджуваного i -того фактора. Тоді кодовані значення факторів згідно з формулою (3.6) набудуть вигляду:

$$x_1 = \frac{n - n_0}{\Delta n}; \quad x_2 = \frac{\beta_1 - \beta_{10}}{\Delta \beta_1}; \quad x_3 = \frac{\beta_2 - \beta_{20}}{\Delta \beta_2};$$

$$x_4 = \frac{z - z_0}{\Delta z}; \quad x_5 = \frac{G_m - G_{m0}}{\Delta G_m};$$

де $n, \beta_1, \beta_2, z, G_m$ – натуральні значення факторів; $n_0, \beta_{10}, \beta_{20}, z_0, G_{m0}$ – натуральні значення факторів на основних рівнях; $\Delta n, \Delta \beta_1, \Delta \beta_2, \Delta z, \Delta G_m$ – значення інтервалів варіювання [70 – 74].

Сформуували початкові умови експерименту (таблиця 3.1). Відповідно, задали інтервали варіювання незалежних змінних, за допомогою яких визначається перехід від натуральних змінних n, β_1, β_2, z і G_m до кодованих змінних x_1, x_2, x_3, x_4 та x_5 , де на кінцях інтервалів призначили величини +1 та -1.

Для розробки математичної моделі роботи ВРВ у складі пневматичної системи сівалки розглянули роботу існуючого вентилятора.

Таблиця 3.1 – Рівні та інтервали варіювання факторів

Фактори	Кодове позначення факторів	Інтервали варіювання	Рівні факторів: верхній/основний/нижній		
		ΔX_i	+1	0	-1
Частота обертів РК n , рад/с	x_1	5,20	497,38	492,18	486,98
Кут входу потоку в РК β_1 , град	x_2	20	110	90	70
Кут виходу потоку з РК β_2 , град	x_3	20	110	90	70
Кількість лопаток у РК z , шт	x_4	4	24	20	16
Масова витрата повітря ВРВ G_m , кг/с	x_5	0,083	0,366	0,283	0,200

Серед планів екстремального експерименту найпростішим є план повного факторного експерименту (ПФЕ), реалізуючи визначальні значення функції відгуку Y об'єкта при всіх можливих поєднаннях рівнів варіювання факторів X_i , ($i=1, 2, \dots, k$). Визначили кількість дослідів, які необхідно провести для того, щоб здійснити ПФЕ:

$$N = 2^k, \quad (3.9)$$

тоді:

$$N = 2^5 = 32, \quad (3.10)$$

де k – кількість факторів експерименту, прийнятих до обліку в моделі, що розробляється, а 2 – кількість рівнів.

Так як фактори незалежні один від одного і на першому етапі не потрібно детальне вивчення процесу, значно зменшили кількість експериментів, що проводяться, застосовуючи план дробових факторних експериментів (ДФЕ). З допомогою ДФЕ оцінили лінійні члени рівняння регресії. План ДФЕ називають дробовою реплікою від ПФЕ. Кількість дослідів, які необхідно проводити для напіврепліки, визначили за такою формулою:

$$N = 2^{k-p}, \quad (3.11)$$

тоді:

$$N = 2^{5-1} = 16, \quad (3.12)$$

де p – кількість лінійних ефектів. Таким чином, кількість дослідів зменшилась до 16 порівняно з ПФЕ (3.12).

Число дослідів у дробовій репліці має задовольняти нерівності:

$$k + 1 \leq N < 2^k, \quad (3.13)$$

для отримання незмішаних оцінок лінійних ефектів.

3.4. Проведення експерименту ДФЕ для ВРВ у заводському виконанні.

Після вибору ДФЕ, головних рівнів та інтервалів варіювання факторів перейшли до виконання дослідів. Кожен рядок матриці – це умови досвіду. Для виключення систематичних помилок рекомендується передбачені матрицею досліди проводити у довільній послідовності. Порядок проведення дослідів обрали по таблиці рівномірно розподілених випадкових чисел (Addelman, 1963; Cornell, 1990). У випадку досліди рекомендується проводити рандомізовано за часом, тобто у випадковому порядку. Однак для скорочення витрат часу на проведення експериментів досліди групували, тобто кілька дослідів проводили одночасно. Умови проведення дослідів (план експерименту) для ДФЕ $2V^{5-1}$ показано в таблиці 3.2. У ній, відповідно до послідовності дослідів u , упорядковано прийняті комбінації факторів на двох рівнях. Опрацювання результатів експерименту заносимо до таблиці 3.2.

Результати дослідів внесли до Таблиці 3.3, де y_{u1}, y_{u2}, y_{u3} і y_{u4} – значення функції відгуку $Y(2)$ для $n=4$ повторень дослідів (паралельних спостережень) у кожній u - тій точці матриці планування експерименту; $\bar{y}_u$ – середнє значення функції відгуку для досвіду за номером u ; $\sigma^2\{y_u\}$ – вибіркова дисперсія для досвіду за номером u , яку обчислювали за відомою формулою:

$$\sigma^2\{y_u\} = \frac{1}{(n-1)} \sum_{i=1}^n (\bar{y}_u - y_{ui})^2, \quad (3.14)$$

Σ – сума значень вибіркової дисперсії всім дослідів; $\max$ – максимальне значення вибіркової дисперсії.

Таблиця 3.2 – Умови виконання експерименту ДФЕ $2V^{5-1}$ – комбінації значень факторів (кодовані та фактичні) для всіх дослідів

№ дослідів	x_1	x_2	x_3	x_4	x_5	X_1	X_2	X_3	X_4	X_5
1	+1	+1	+1	+1	+1	497,38	110	110	24	0,366
2	-1	+1	+1	+1	-1	486,98	110	110	24	0,20
3	+1	-1	+1	+1	-1	497,38	70	110	24	0,20
4	-1	-1	+1	+1	+1	486,98	70	110	24	0,366
5	+1	+1	-1	+1	-1	497,38	110	70	24	0,20
6	-1	+1	-1	+1	+1	486,98	110	70	24	0,366
7	+1	-1	-1	+1	+1	497,38	70	70	24	0,366
8	-1	-1	-1	+1	-1	486,98	70	70	24	0,20
9	+1	+1	+1	-1	-1	497,38	110	110	16	0,20
10	-1	+1	+1	-1	+1	486,98	110	110	16	0,366
11	+1	-1	+1	-1	+1	497,38	70	110	16	0,366
12	-1	-1	+1	-1	-1	486,98	70	110	16	0,20
13	+1	+1	-1	-1	+1	497,38	110	70	16	0,366
14	-1	+1	-1	-1	-1	486,98	110	70	16	0,20
15	+1	-1	-1	-1	-1	497,38	70	70	16	0,20
16	-1	-1	-1	-1	+1	486,98	70	70	16	0,366

Значення $\sigma^2\{y_u\}$ обчислювали для всіх точок плану матриці (3.14), результати розрахунків занесли до таблиці 3.3 [75]. Оскільки кількість повторень дослідів (паралельних спостережень) у кожній u -тій точці матриці планування експерименту однаково і одно n , то однорідність дисперсії у кожному рівні чинників провели за критерієм Кохнера. Для цього порівняли розрахункове значення G^P критерія Кохнера з його табличним значенням G^T , яке знайшли із таблиці довідника при відомих значеннях загального значення дисперсії N та числа ступенів свободи. Якщо така умова:

$$G^P < G^T, \quad (3.15)$$

виконується, тобто підстави стверджувати, що дисперсії однорідні та, відповідно, відтворювані дослідів.

Розрахункове значення G^P критерію Кохнера обчислювали так:

$$G^p = \frac{\max\{\sigma^2\{y_u\}\}}{\sum_{u=1}^N \sigma^2\{y_u\}}, \quad (3.16)$$

де G^p – розрахункове значення критерію Кохрена; N – загальна кількість точок у плані матриці досвіду ($u=1,2,\dots,N$); $\max\{\sigma^2\{y_u\}\}$ – максимальне значення вибіркової дисперсії з множини N дослідів; $\sum_{u=1}^N \sigma^2\{y_u\}$ – сума вибірових дисперсій для N дослідів.

В результаті отримали:

$$G^p = 0,112. \quad (3.17)$$

Таблиця 3.3 – Справжнє значення показника параметра оптимізації (статичного тиску) щодо реалізації ДФЕ $2V^{5-1}$

№ досл.	y_{u1}	y_{u2}	y_{u3}	y_{u4}	$\bar{y}_u$	$\sigma^2\{y_u\}$
1	6226	7658	5728	5852	6366,00	786701,33
2	7372	9068	6930	7151	7630,25	951282,92
3	9058	11141	88605	8515	9329,75	1514518,25
4	9135	11236	8861	8404	9409,00	1574444,67
5	8766	10782	7889	8240	8919,25	1672039,58
6	8316	10229	7651	7983	8544,75	1334458,92
7	8368	10293	8117	7615	8598,25	1374524,92
8	9103	11197	8284	8557	9285,25	1740284,25
9	11145	13708	10253	10588	11423,50	2454877,67
10	5215	6414	4902	4694	5306,25	591234,92
11	4618	5680	4433	4202	4733,25	427331,58
12	10932	13446	10057	10604	11259,75	2254574,92
13	4904	6032	4659	4463	5014,50	492683,00
14	8755	10769	7880	8230	8908,50	1667732,33
15	9138	11240	8041	8590	9252,25	1956634,92
16	74194	8849	6547	6762	7338,00	1087104,67
					$\Sigma \rightarrow$	21880428,83
					$\max \rightarrow$	2454877,67

Табличне значення G^T можна також апроксимувати розподілом Фішера. Для визначення табличного значення G^T критерію Кохрена спочатку обирали

p – рівень значущості:

$$p = 0,05, \quad (3.18)$$

і вираховували число f_G ступенів свободи:

$$f_G = n - 1 = 3. \quad (3.19)$$

Тепер беручи до уваги, що кількість дослідів:

$$N = 16, \quad (3.20)$$

з таблиці довідника вибирали відповідне значення G_T критерію Кохрена:

$$G^T = G(p; f_G; N). \quad (3.21)$$

Тоді:

$$G^T = 0,191. \quad (3.22)$$

Враховуючи значення G^p (3.17) та G^T (3.22) побачили, що умова $G^p < G^T$ (3.15) виконується, отже, є підстави стверджувати, що дисперсії однорідні і, відповідно, досліди відтворюються.

Після цього, за даними таблиці 3.3, визначили загальну середню дисперсію, тобто дисперсію відтворюваності досвіду:

$$\sigma^2\{\bar{y}\} = \frac{1}{N} \sum_{u=1}^N \sigma^2\{y_u\}, \quad (3.23)$$

тоді:

$$\sigma^2\{\bar{y}\} = 1367526,80. \quad (3.24)$$

Помилку досвіду (середньоквадратичне відхилення) визначили так:

$$\sigma\{\bar{y}\} = \sqrt{\sigma^2\{\bar{y}\}}, \quad (3.25)$$

тоді:

$$\sigma\{\bar{y}\} = 1169,41. \quad (3.26)$$

Визначили параметри моделі процесу чи коефіцієнти регресії. Коефіцієнти шуканого рівняння регресії (3.4) обчислювали за формулами:

$$b_0 = \frac{1}{N} \sum_{u=1}^N \bar{y}_u, \quad (3.27)$$

$$b_i = \frac{1}{N} \sum_{u=1}^N \bar{y}_u x_i, \quad i = 1, 2, 3, 4, \quad (3.28)$$

$$b_{1i} = \frac{1}{N} \sum_{u=1}^N \bar{y}_u x_1 x_i, \quad i = 2, 3, 4, \quad (3.29)$$

де x_i – кодовані значення факторів експерименту таблиця 3.1. Результати обчислень наведено у таблиці 3.4.

Таблиця 3.4 – Розрахункові значення коефіцієнтів рівняння регресії (3.4)

b_i	Значення	b_i	Значення	b_i	Значення	b_i	Значення
b_0	8207,41	b_4	302,91	b_{14}	45,81	b_{25}	-162,59
b_1	-252,81	b_5	-1293,66	b_{15}	-482,94	b_{34}	-301,38
b_2	-443,28	b_{12}	419,50	b_{23}	-57,44	b_{35}	-434,94
b_3	-25,19	b_{13}	33,72	b_{24}	-201,97	b_{45}	1012,84

Знаходження дисперсії помилки визначення коефіцієнта регресії. Визначили $\sigma^2\{b_i\}$ – дисперсію помилки коефіцієнтів регресії b_i , ($i = 0, 1, \dots, 25, 34, 35, 45$), беручи до уваги, що кількість дослідів n (кількість повторень) у всіх точках плану матриці експерименту однакова:

$$\sigma^2\{b_i\} = \frac{\sigma^2\{\bar{y}\}}{Nn}, \quad (3.30)$$

тоді:

$$\sigma^2\{b_i\} = 21367,61. \quad (3.31)$$

Середньоквадратичне відхилення дисперсії помилки коефіцієнтів регресії b_i визначаємо за формулою:

$$\sigma\{b_i\} = \sqrt{\frac{\sigma^2\{b_i\}}{Nn}}; \quad (3.32)$$

тоді:

$$\sigma\{b_i\} = 146,18; \quad (3.33)$$

розраховане значення середньоквадратичного відхилення дисперсії $\sigma\{b_i\}$ однаково всім коефіцієнтів регресії [76 – 79].

Значимість коефіцієнтів регресії визначили за допомогою t^T – табличного критерію Стюдента порівнюючи його з розрахунковим значенням t^P . Обчислили для кожного коефіцієнта регресії значення t^P за формулою:

$$t_i^P = \frac{|b_i|}{\sigma\{b_i\}}, \quad i = 0, 1, \dots, 4, 5, 13, 14; \quad (3.34)$$

де $|b_i|$ – модуль значень коефіцієнта регресії таблиця 3.4; $\sigma\{b_i\}$ – середньоквадратичне відхилення коефіцієнтів регресії [80]. Табличне t^T значення критерію Стюдента для рівня значимості $q=5\%$ та ступеня свободи:

$$f_{st} = N(n - 1) = 48 ; \quad (3.35)$$

наступне:

$$t^T = 2,01 . \quad (3.36)$$

Для кожного коефіцієнта регресії визначили значення t^P і порівняли з t^T . Якщо розрахункове значення:

$$t^P > t^T , \quad (3.37)$$

тоді коефіцієнт регресії статистично значний і надалі ми його використовували у розрахунках. Якщо умова (3.37) не виконується, коефіцієнт регресії статистично незначний та відкидається без перерахування інших коефіцієнтів [65, 66]. Розраховані значення t^P коефіцієнтів регресії (3.34) занесли до таблиці 3.5.

Таблиця 3.5 – Розрахункові значення t^P

t_i^P	Значення	t_i^P	Значення	t_i^P	Значення	t_i^P	Значення
t_0^P	56,15	t_4^P	2,07	t_{14}^P	0,31	t_{25}^P	1,11
t_1^P	1,73	t_5^P	8,85	t_{15}^P	3,30	t_{34}^P	2,06
t_2^P	3,03	t_{12}^P	2,87	t_{23}^P	0,39	t_{35}^P	2,97
t_3^P	0,17	t_{13}^P	0,23	t_{24}^P	1,38	t_{45}^P	6,93

Вивчивши таблицю 3.5 ми зробили висновок, що всі розрахункові значення коефіцієнта регресії t_i^P за винятком t_1^P , t_3^P , t_{13}^P , t_{14}^P , t_{23}^P , t_{24}^P і t_{25}^P є незначущими. Перераховані коефіцієнти t_i^P є незначним, а, отже, відповідними доданками b_1 , b_3 , b_{13} , b_{14} , b_{23} , b_{24} і b_{25} у рівнянні (3.4) нехтуємо.

3.5. Кінцеве рівняння регресії для ВРВ заводського виконання

В результаті проведених вимірювань та обчислень було виведено рівняння регресії для ВРВ:

$$\widehat{Y_{Psv}} = 8207,41 - 443,28x_2 + 302,91x_4 - 1293,66x_5 + 419,50x_1x_2 - \\ - 482,94x_1x_5 - 301,38x_3x_4 - 434,94x_3x_5 + 1012,84x_4x_5. \quad (3.38)$$

Це рівняння також описує процес створення статичного тиску в діапазонах, що розглядаються для вентилятора заводського виконання.

Адекватність моделі перевірили, порівнюючи розрахункові значення F_p критерію Фішера з табличним F_T за формулою [67]:

$$F_p < F_T(f_1; f_2), \quad (3.39)$$

де f_1 та f_2 – щаблі свободи:

$$f_1 = N - l = 7, \quad (3.40)$$

$$f_2 = N(n - 1) = 48. \quad (3.41)$$

Розрахункове значення критерію Фішера визначаємо так:

$$F_p = \frac{s_{ад}^2}{\sigma^2\{y_u\}}; \quad (3.42)$$

де F_p – розрахункове значення критерію Фішера; $s_{ад}^2$ – оцінка дисперсії адекватності; $\sigma^2\{y_u\}$ – дисперсія оптимізації параметра.

Оцінку дисперсії адекватності моделі визначили за формулою:

$$s_{ад}^2 = \frac{n}{N - l} \sum_{u=1}^N (\bar{Y}_u - \hat{Y}_{u,l})^2, \quad (3.43)$$

де n – число паралельних спостережень в точках плану матриці; N – загальна кількість різних точок у плані матриці; l – число значних коефіцієнтів (включаючи b_0); $\bar{Y}_u$ – середнє арифметичне за n дослідями в точці u ; $\hat{Y}_{u,l}$ – математичне очікування параметра оптимізації, пораховане за рівнянням регресії.

Відповідно до (3.43) оцінка дисперсії адекватності моделі:

$$s_{ад}^2 = 2873524,38. \quad (3.44)$$

Розрахункове та табличне значення критерію Фішера відповідно:

$$F_p = 2,10 \quad (3.45)$$

та

$$F_T = 2,21. \quad (3.46)$$

Як видно з (3.39) розрахункове значення критерію Фішера F_p виявилось менше табличного F_T і відповідно гіпотеза адекватності моделі (3.38) приймається. А значить, отримане рівняння адекватно визначає поверхню відгуку.

Слід зазначити, що аналіз результатів дослідження, пошук оптимуму та інші дії над отриманими результатами краще проводити в кодованому записі поліномів. Це дає можливість оцінити ступінь впливу кожного фактору на кінцеве значення рівняння регресії, через його коефіцієнт.

Експериментально отримана залежність у вигляді поліному:

$$P_{sv} = f(x_1, x_2, x_3, x_4, x_5), \quad (3.47)$$

дозволяє вирішувати такі завдання: 1) оцінити вплив факторів на створення статичного тиску в пневматичній системі; 2) визначити «область існування» поверхні відгуку; 3) дослідити отриману математичну залежність для визначення значень параметрів, які забезпечують необхідні показники [81, 82].

Для отримання математичної моделі в натуральних змінних x_i в рівняння регресії замість X_i необхідно підставити їх реальні значення.

3.6 Поведінка поверхні відгуку ВРВ заводського виконання.

Розглянули поведінку поверхні відгуку ВРВ, коли параметри факторів " x_i " приймали значення заводських налаштувань, рисунок 3.5. У разі збільшення частоти обертання РК, і навіть зі збільшенням витрати повітря значення поверхні відгуку зменшується.

При фіксованих значеннях факторів: $x_2 = +1$, $x_3 = -1$, $x_4 = +1$ і коли фактори $x_1 \in [-1; +1]$ та $x_5 \in [-1; +1]$ рівняння регресії (3.38) переписали в іншому зручному вигляді:

$$\widehat{Y}_{Psv}(x_1, x_5)|_{x_2=+1; x_3=-1; x_4=+1} = 8368,42 - 419,5x_1 + 154,12x_5 - 482,94x_1x_5. \quad (3.48)$$

Рівняння регресії (3.48), переписане в іншому вигляді, коли фактори $x_2 = +1$, $x_3 = -1$, $x_4 = +1$ та фактор $x_1 \in [-1; +1]$ і $x_5 \in [-1; +1]$ дає можливість зручніше побачити вплив зміни факторів на положення поверхні відгуку у просторі. У процесі роботи ВРВ масова витрата повітря постійно змінюється, а це фактор x_5 і основну частину часу він набуває значення на

інтервалі $x_5 \in [-1; 0]$ при фіксованому значенні частоти обертання ВВП $x_1 = 0$. Приймаючи ці факти до уваги та аналізуючи рівняння (3.48) зрозуміло, що значення поверхні відгуку $\widehat{Y_{Psv}}$ зменшується. Перетинаючи, поверхню відгуку, площинами, паралельними площині $x_1 O x_5$ та проектуючи їх на цю площину, одержуємо лінії рівного рівня рисунок 3.5, 3.6. Видно поведінку поверхні відгуку по всьому заданому проміжку прийняття значень чинників x_1 і x_5 .

Розглянули яке набувало значення величина відгуку $\widehat{Y_{Psv}}$ при зміні значення факторів x_2 і x_3 , при цьому фактор x_1 мав незмінне значення тобто. РК ВРВ оберталося з постійною частотою обертання, фактор x_4 задає кількість лопаток на РК набуває постійного значення і дорівнює $+1$, а фактор x_5 що задає масовий витрата повітря, для зручності сприйняття процесу приймаємо рівний 0 . Рисунок 3.7 показує картину зміни величина відгуку $\widehat{Y_{Psv}}$ в залежності від значень фактору, що приймаються x_2 і фактору x_3 . При фіксованих значеннях факторів: $x_1 = 0$, $x_4 = +1$, $x_5 = 0$ і коли фактори $x_2 \in [-1; +1]$ та $x_3 \in [-1; +1]$ рівняння регресії (3.38) переписали в іншому зручному вигляді:

$$\widehat{Y_{Psv}}(x_2, x_3)|_{x_1=0; x_4=+1; x_5=0} = 8510,32 - 443,28x_2 - 301,38x_3. \quad (3.49)$$

Рівняння (3.49) вказує на те, що при зменшенні факторів x_2 і x_3 значення поверхні відгуку $\widehat{Y_{sv}}$ збільшується рисунок 3.7, 3.8.

Максимальне та мінімальне значення статичного тиску створюваного вентилятором визначили користуючись рівнянням (3.38):

$$Y_{Psv_max}(\widehat{x_1 = 0}, x_5 = -1)|_{x_2=+1; x_3=-1; x_4=+1} = 9084,18 \text{ Па}, \quad (3.50)$$

$$Y_{Psv_0}(\widehat{x_1 = 0}, x_5 = 0)|_{x_2=x_3=+1; x_4=-1} = 7762,46 \text{ Па}. \quad (3.51)$$

$$Y_{Psv_min}(\widehat{x_1 = 0}, x_5 = 1)|_{x_2=x_3=+1; x_4=-1} = 5021,16 \text{ Па}. \quad (3.52)$$

Зробили припущення, що ВРВ працює за постійної частоти обертання РК. $X_1 = 492,18$ рад/с, кут входу повітряного потоку в РК $X_2 = 110^\circ$, кут виходу повітряного потоку з РК $X_3 = 70^\circ$, а кількість лопаток РК складає $X_4 = 24$ шт, тобто значення факторів $x_1 = 0$, $x_2 = +1$, $x_3 = -1$, $x_4 = +1$ тоді рівняння математичної моделі (3.38) у явному вигляді набуде вигляду:

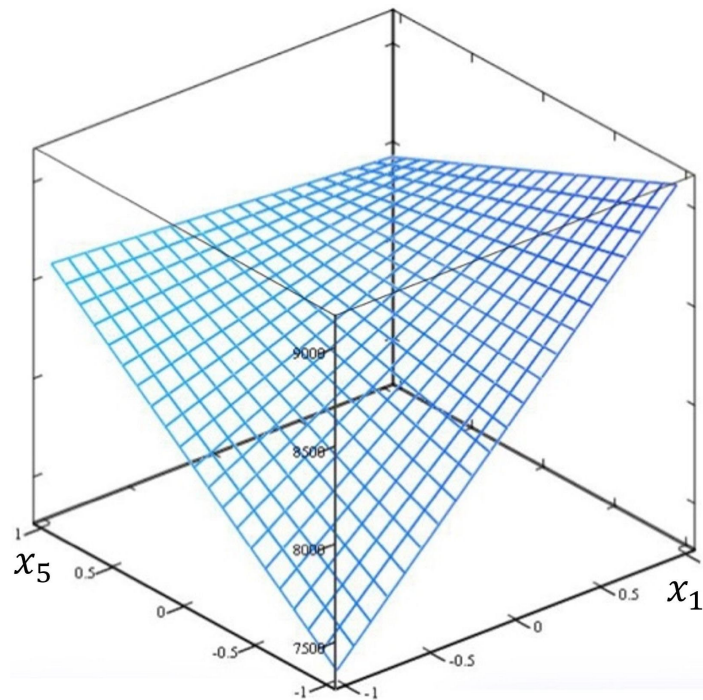


Рисунок 3.5 – Поверхні відгуку $\widehat{Y}_{PSV}$ (3.38) коли фактори $x_2 = +1$, $x_3 = -1$, $x_4 = +1$ та фактори $x_1 \in [-1; +1]$ і $x_5 \in [-1; +1]$

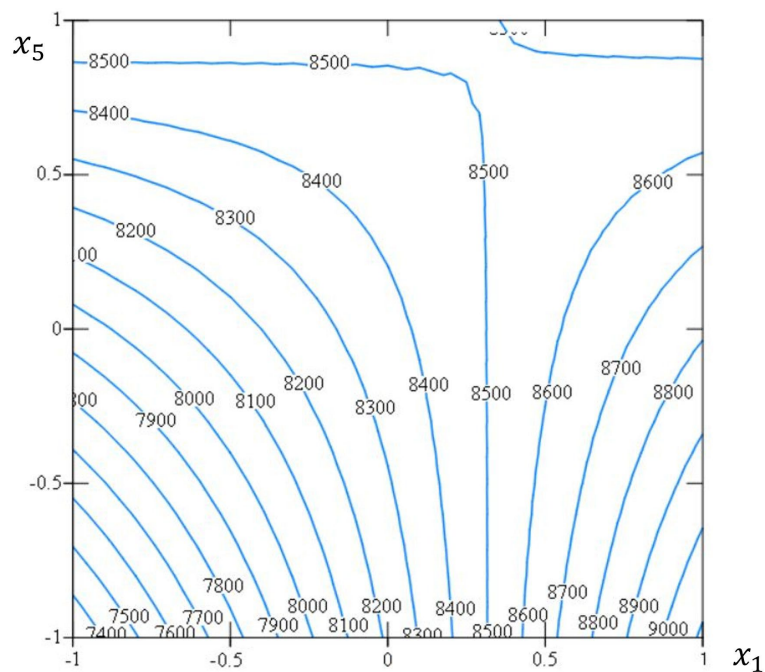


Рисунок 3.6 – Лінії рівного рівня поверхні відгуку (б) $\widehat{Y}_{PSV}$ (3.38) коли фактори $x_2 = +1$, $x_3 = -1$, $x_4 = +1$ та фактори $x_1 \in [-1; +1]$ і $x_5 \in [-1; +1]$

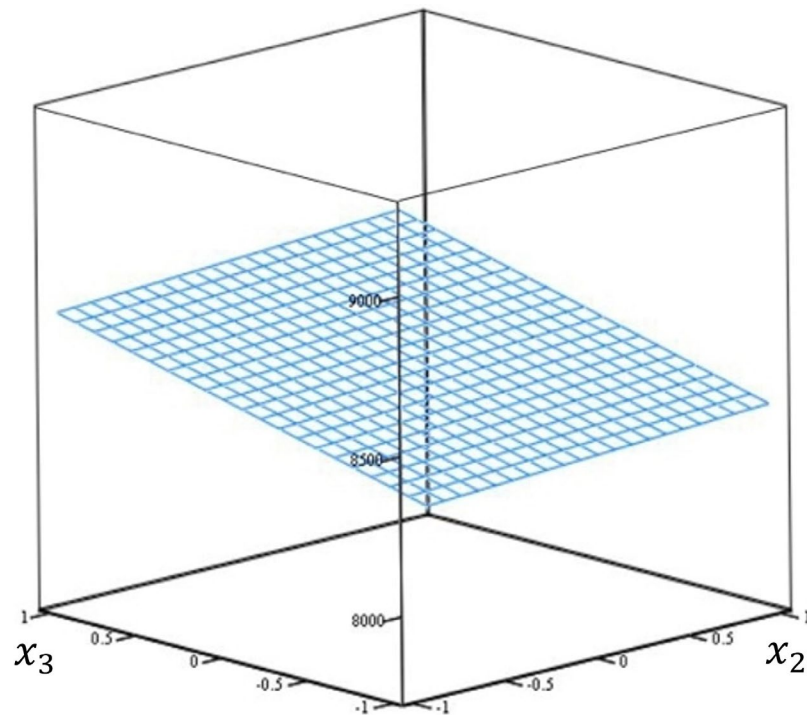


Рисунок 3.7 – Поверхні відгуку $\widehat{Y}_{PSV}$ (3.38) коли фактори $x_1 = 0$, $x_4 = +1$, $x_5 = 0$, коли фактори $x_2 \in [-1; +1]$ і $x_3 \in [-1; +1]$

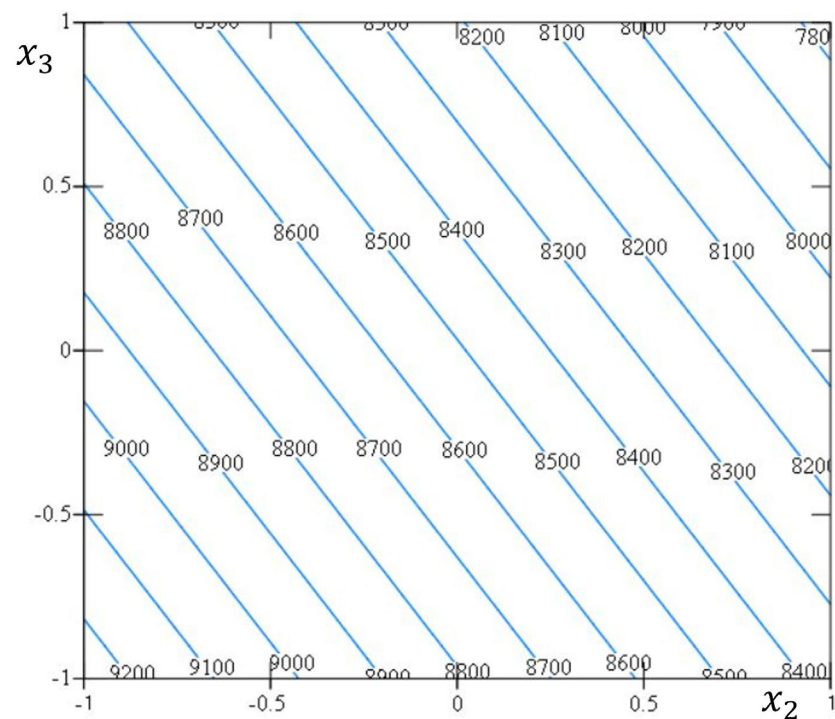


Рисунок 3.8 – Лінії рівного рівня поверхні відгуку $\widehat{Y}_{PSV}$ (3.38) коли фактори $x_1 = 0$, $x_4 = +1$, $x_5 = 0$ та фактори $x_2 \in [-1; +1]$ і $x_3 \in [-1; +1]$

$$P_{sv_f}(\widehat{G_m}) = 7842,93 + 1856,87G_m, \quad (3.53)$$

де $P_{sv_f}(\widehat{G_m})$ – функція залежності створюваного вентилятором статичного тиску від масової витрати повітря G_m .

В результаті отримали графік залежності $P_{sv} = f(G_m)$, рисунок 3.9. Аналізуючи рівняння (3.53) та рисунок 3.9 зробили висновки, що при збільшенні витрати повітря величина статичного тиску зростає, це підтвердили й зроблені розрахунки (3.50), (3.51) та (3.52). Основну частину часу пневматична система сівалки працює на знижених значеннях масової витрати повітря.

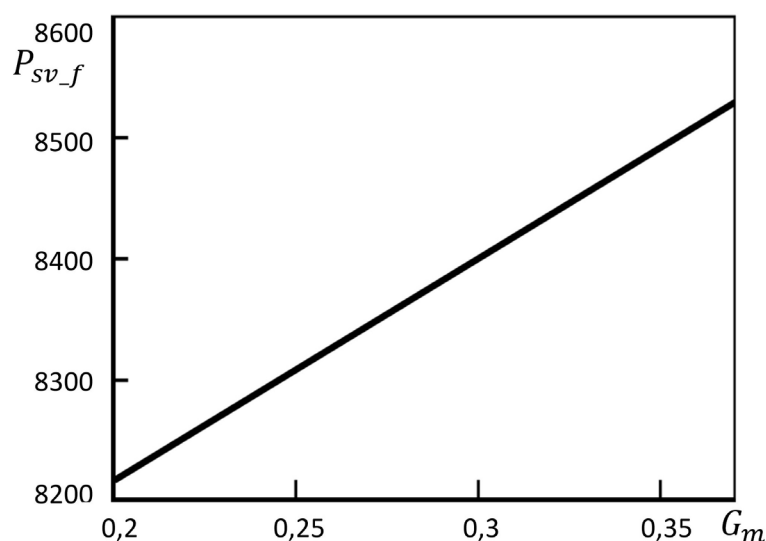


Рисунок 3.9 – Графік залежності $P_{sv_f}(\widehat{G_m})$

Робимо висновок, що у відому конструкцію вентилятора та саму пневматичну систему необхідно провести конструктивні зміни.

3.7. Проведення експерименту ДФЕ для ВРВ у новому виконанні, створення математичної моделі у вигляді лінійного рівняння регресії

Склали нову матрицю дробового факторного експерименту типу ДФЕ $2V^{5-1}$. Змінивши геометричні параметри РК, сформувавши початкові умови експерименту і, відповідно, їх відобразили на рисунку 3.10 і задали в таблиці 3.6 інтервали варіювання незалежних змінних (вхідних факторів). Для спостережень

застосували план дрібних факторних експериментів (ДФЕ). За допомогою ДФЕ оцінюємо лінійні члени рівняння регресії. Кількість дослідів, які необхідно провести, визначили за формулою (3.54):

$$N = 16. \quad (3.54)$$

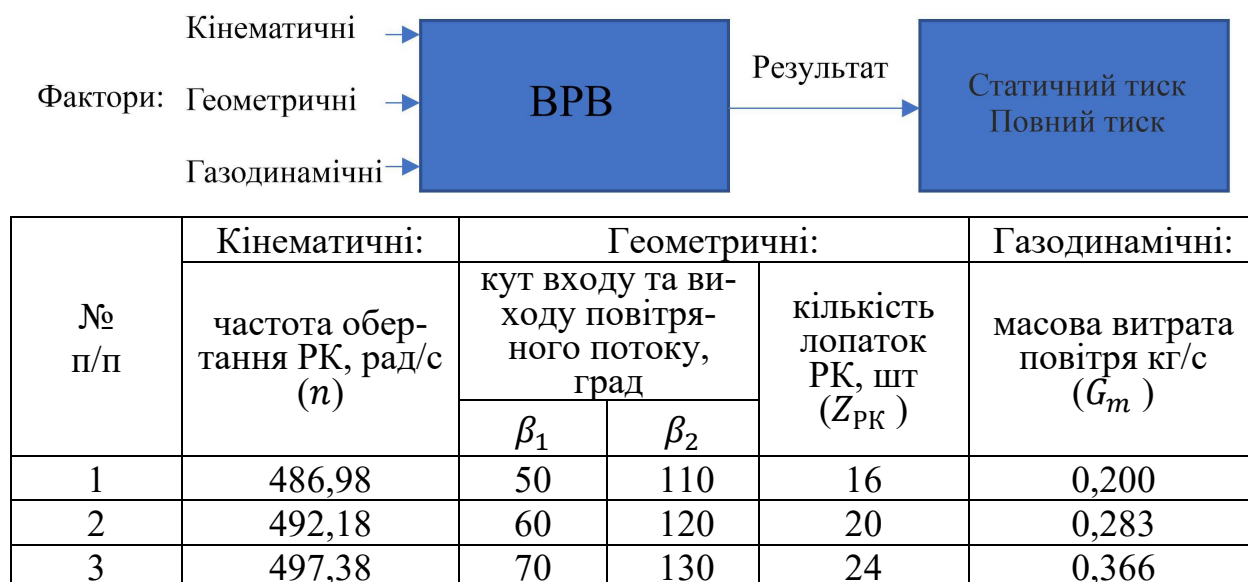


Рисунок 3.10 – План-матриця ДФЕ 2V⁵⁻¹

3.8. Проведення експерименту ДФЕ.

Після вибору ДФЕ, головних рівнів та інтервалів варіювання факторів перейшли до виконання дослідів. Умови їх проведення (план експерименту) для ДФЕ 2V⁵⁻¹ занесли до таблиці 3.7. У ній, відповідно до послідовності дослідів *u*, упорядковано прийняті комбінації факторів на двох рівнях.

Значення $\sigma^2\{y_u\}$ обчислювали всім точок плану матриці використовуючи формулу (3.14), результати розрахунків занесли до таблиці 3.8 [83].

Розрахункове значення G^P критерію Кохнера обчислювали за формулою (3.16) в результаті отримали:

$$G^P = 0,082. \quad (3.55)$$

Результати дослідів представлені в таблиці 3.8.

Табличне значення G^T можна також апроксимувати розподілом Фішера. Для визначення табличного значення G^T критерію Кохрена скористалися

Таблиця 3.6 – Рівні та інтервали варіювання факторів для РК
зміненої геометрії

Фактори	Кодове позначення факторів	Інтервали варіювання	Рівні факторів: верхній/основний/нижній		
		ΔX_i	+1	0	-1
Частота обертання РК n , рад/с	x_1	5,20	497,38	492,18	486,98
Кут входу потоку в РК β_1 , град	x_2	10	70	60	50
Кут виходу потоку із РК β_2 , град	x_3	10	130	120	110
Кількість лопаток у РК z , шт	x_4	4	24	20	16
Масова витрата по- вітря ВРВ G_m , кг/с	x_5	0.083	0.366	0.283	0.20

Таблиця 3.7 – Умови виконання експерименту ДФЕ 2V⁵⁻¹ – комбінації
значень факторів для всіх дослідів РК нової геометрії

№ дослідів	x_1	x_2	x_3	x_4	x_5	X_1	X_2	X_3	X_4	X_5
1	+1	+1	+1	+1	+1	497,38	70	130	24	0,366
2	-1	+1	+1	+1	-1	486,98	70	130	24	0,200
3	+1	-1	+1	+1	-1	497,38	50	130	24	0,200
4	-1	-1	+1	+1	+1	486,98	50	130	24	0,366
5	+1	+1	-1	+1	-1	497,38	70	110	24	0,200
6	-1	+1	-1	+1	+1	486,98	70	110	24	0,366
7	+1	-1	-1	+1	+1	497,38	50	110	24	0,366
8	-1	-1	-1	+1	-1	486,98	50	110	24	0,200
9	+1	+1	+1	-1	-1	497,38	70	130	16	0,200
10	-1	+1	+1	-1	+1	486,98	70	130	16	0,366
11	+1	-1	+1	-1	+1	497,38	50	130	16	0,366
12	-1	-1	+1	-1	-1	486,98	50	130	16	0,200
13	+1	+1	-1	-1	+1	497,38	70	110	16	0,366
14	-1	+1	-1	-1	-1	486,98	70	110	16	0,200
15	+1	-1	-1	-1	-1	497,38	50	110	16	0,200
16	-1	-1	-1	-1	+1	486,98	50	110	16	0,366

виразами (3.15), (3.17), (3.22) і розраховали або з таблиці довідника вибирали відповідне значення G^T критерія Кохрена [67-70]:

$$G^T = G(p; f; N) = 0,191. \quad (3.56)$$

Враховуючи значення G^P (3.55) та G^T (3.56) побачили, що умова $G^P < G^T$ (3.15) виконується, отже, є підстави стверджувати, що дисперсії однорідні і, відповідно, досліди відтворюються.

Після цього за даними таблиці 8 визначили загальну середню дисперсію (3.23), тобто дисперсію відтворюваності досвіду:

$$\sigma^2\{\bar{y}\} = 492232,97. \quad (3.57)$$

Помилку досліду визначили за виразом (3.25):

Таблиця 3.8 – Справжнє значення показника параметра оптимізації (статичного тиску) щодо реалізації ДФЕ $2V^{5-1}$ РК нової геометрії

№ досл.	y_{u1}	y_{u2}	y_{u3}	y_{u4}	$\bar{y}_u$	$\sigma^2\{y_u\}$
1	7536	8139	7084	6858	7404,25	319388,25
2	9751	10531	9166	8873	9580,25	534962,25
3	10522	11364	9891	9575	10338,00	622836,67
4	10393	11224	9769	9458	10211,00	607222,00
5	10706	11562	10064	9742	10518,50	644523,67
6	7809	8434	7340	7106	7672,25	343330,92
7	9524	10286	8953	8667	9357,50	510081,67
8	9879	10669	9286	8990	9706,00	548784,67
9	10199	11015	9587	9281	10020,50	585225,00
10	6500	7020	6110	5915	6386,25	237656,25
11	8908	9621	8374	8106	8752,25	446565,58
12	9861	10650	9269	8974	9688,50	546909,67
13	7263	8233	7166	6937	7489,75	326840,92
14	9785	10568	9198	8904	9613,75	538837,58
15	10300	11124	9682	9373	10119,75	596756,25
16	9098	9826	8552	8279	8938,75	465806,25
					$\Sigma \rightarrow$	7875727,58
					$\max \rightarrow$	644523,67

$$\sigma\{\bar{y}\} = 701,59. \quad (3.58)$$

Визначили параметри моделі процесу чи коефіцієнти регресії. Коефіцієнти шуканого рівняння регресії (3.4) обчислювали за формулами (3.27), (3.28) та (3.29). Результати обчислень занесли до таблиці 3.9.

Таблиця 3.9 – Розрахункові значення коефіцієнтів рівняння регресії (3.4)

b_i	Значення	b_i	Значення	b_i	Значення	b_i	Значення
b_0	9112,33	b_4	236,14	b_{14}	-81,64	b_{25}	-511,73
b_1	137,73	b_5	-835,683	b_{15}	-163,30	b_{34}	99,61
b_2	-526,64	b_{12}	134,83	b_{23}	-173,17	b_{35}	-23,36
b_3	-64,70	b_{13}	-56,61	b_{24}	-28,02	b_{45}	148,61

Знаходження дисперсії помилки визначення коефіцієнта регресії. Визначили $\sigma^2\{b_i\}$ – дисперсію помилки коефіцієнтів регресії b_i , ($i = 0, 1, \dots, 25, 34, 35, 45$) беручи до уваги формулу (3.30):

$$\sigma^2\{b_i\} = 7691,14. \quad (3.59)$$

Середньоквадратичне відхилення дисперсії помилки коефіцієнтів регресії b_i визначили за формулою (3.32):

$$\sigma\{b_i\} = 87,69; \quad (3.60)$$

розраховане значення середньоквадратичного відхилення дисперсії $\sigma\{b_i\}$ однаково для всіх коефіцієнтів регресії.

Значимість коефіцієнтів регресії визначили за допомогою табличного критерію Стюдента t^T порівнюючи його з розрахунковим t^P . Вираховували для кожного коефіцієнта регресії значення t^P за формулою (3.34) [84 – 87].

Табличне t^T значення критерію Стюдента визначено раніше (3.36). Значення t^P і t^T порівняли, якщо розрахункове значення $t^P > t^T$ тоді коефіцієнт регресії статистично значний і надалі ми його використовували у розрахунках. Якщо розрахункове значення $t^P < t^T$ тоді коефіцієнт регресії статистично незначний і відкидається без перерахування інших коефіцієнтів. Розраховані значення t^P коефіцієнтів регресії (3.34) занесли до таблиці 3.10.

Вивчивши Таблицю 3.10, ми зробили висновок, що всі розрахункові значення коефіцієнта регресії t_i^p за винятком $t_1^p, t_3^p, t_{12}^p, t_{13}^p, t_{14}^p, t_{15}^p, t_{23}^p, t_{24}^p, t_{34}^p, t_{35}^p$ і t_{45}^p є не значущими. Перераховані коефіцієнти t_i^p є незначним, а, отже, відповідними доданками $b_1, b_3, b_{12}, b_{13}, b_{14}, b_{15}, b_{23}, b_{24}, b_{34}, b_{35}$ і b_{45} в рівнянні (3.4) можна знехтувати.

Таблиця 3.10 – Розрахункові значення t^p

t_i^p	Значення	t_i^p	Значення	t_i^p	Значення	t_i^p	Значення
t_0^p	103,90	t_4^p	2,69	t_{14}^p	0,93	t_{25}^p	5,84
t_1^p	1,57	t_5^p	9,53	t_{15}^p	1,86	t_{34}^p	1,14
t_2^p	6,01	t_{12}^p	1,54	t_{23}^p	1,97	t_{35}^p	0,27
t_3^p	0,74	t_{13}^p	0,65	t_{24}^p	0,32	t_{45}^p	1,69

Статистична не значимість коефіцієнта регресії b_i може бути обумовлена такими факторами: 1) інтервал варіювання фактора ΔX_i обраний малим; 2) основний рівень фактора $X_i^{(0)}$ близький до точки приватного екстремуму; 3) велика помилка експерименту через невраховані фактори; 4) відсутній зв'язок факторів з вихідною величиною $\bar{y}_u$ інтерпретація рівняння регресії важлива як розуміння процесу прийняття рішень під час оптимізації. Особливий випадок виникає під час використання насичених планів, при значимості всіх коефіцієнтів регресії, нічого не можна сказати про адекватність чи неадекватність моделі. Функція, величини коефіцієнтів якої різняться не суттєво, називається симетричною по відношенню до коефіцієнтів, вдалим вибором інтервалів варіювання можна зробити симетричною будь-яку лінійну функцію для значних факторів. У першому етапі планування, який завжди вдається отримати симетричну функцію, якщо функція різко асиметрична (коефіцієнти різняться на порядок), то вигідніше знову поставити експеримент, змінивши інтервали варіювання, а не рухатися градієнтом.

3.9. Кінцева специфікація математичної моделі рівняння першого порядку статичного тиску.

В результаті отримали лінійне рівняння регресії у вигляді полінома:

$$\widehat{Y_{Psv}} = 9112,33 - 526,64x_2 + 236,14x_4 - 835,83x_5 - 511,73x_2x_5; \quad (3.61)$$

де $\widehat{Y_{Psv}}$ – математичне очікування показника параметра оптимізації; x_2 , x_4 і x_5 – фактори досліджуваного процесу у кодованому вигляді.

Визначили згідно з (3.43) оцінку дисперсії адекватності моделі:

$$s_{ад}^2 = 821511,95. \quad (3.62)$$

Визначили розрахункове значення критерію Фішера згідно (3.42):

$$F_p = 1,67. \quad (3.63)$$

Для перевірки гіпотези адекватності моделі, порівняли розрахункове значення F_p критерію Фішера з табличним значенням F_T , визначивши кількість ступенів свободи:

$$F_p < F_T(f_1; f_2), \quad (3.64)$$

де f_1 та f_2 – ступені свободи:

$$f_1 = N - l = 11, \quad (3.65)$$

де l – число значущих коефіцієнтів (коефіцієнт b_0 враховується),

$$f_2 = N(n - 1) = 48. \quad (3.66)$$

Табличне значення критерію Фішера відповідно:

$$F_T = 1,99. \quad (3.67)$$

Як видно з (3.63) та (3.67) розрахункове значення критерію Фішера F_p і відповідно гіпотеза адекватності моделі (3.64) приймається. А це означає, що отримане рівняння адекватно визначає поверхню відгуку.

Поведінка функції $\widehat{Y_{Psv}} = f_{Psv}(x_2, x_4, x_5)$ у 3d просторі в залежності від приманих значень факторів x_2, x_4 та x_5 . Досліджували поведінку функції $\widehat{Y_{Psv}} = f_{Psv}(x_2, x_4, x_5)$ в 3D просторі в залежності від значень факторів, що приймаються x_2, x_4 та x_5 . Збудували функцію $\widehat{Y_{Psv}} = f_{Psv}(x_2, x_5)|_{x_4=const}$ згідно з отриманим рівнянням (3.61) використовуючи програму Mathcad 15.

Прийняли фактор $x_4 = 0$ та фактори $x_2 \in [-1; +1]$ і $x_5 \in [-1; +1]$ рисунок 3.11 та 3.12. У цьому випадку рівняння регресії набуло наступного вигляду:

$$\widehat{Y}_{Psv}(x_2, x_5)|_{x_4=0} = 9112,33 - 526,64x_2 - 835,83x_5 - 511,73x_2x_5. \quad (3.68)$$

Розглядаючи поведінку поверхні відгуку рисунку 3.11 видно, що за зменшенні значення чинників x_2 та x_5 розрахункова величина поверхні відгуку $\widehat{Y}_{Psv}$ збільшується. Для більшого значення тиску вхідний кут РК потрібно зменшувати, тобто значення фактору x_2 . Збудували функцію $\widehat{Y}_{Psv} = f_{Psv}(x_2, x_4)|_{x_5=\text{const}}$ згідно з отриманим рівнянням (3.61) використовуючи програму Mathcad 15. Прийняли фактор $x_5 = 0$ та фактори $x_2 \in [-1; +1]$ і $x_4 \in [-1; +1]$ рисунок 3.13, 3.14. Величина значення поверхні відгуку $\widehat{Y}_{Psv}(x_2, x_4)|_{x_5=-1}$, при заданих значеннях факторів. Зменшення фактору x_2 призводить до зменшення кінцевого значення функції (3.61). Збільшення фактору x_4 призводить до збільшення кінцевого значення функції (3.61). У цьому випадку рівняння регресії набуло наступного вигляду:

$$\widehat{Y}_{Psv}(x_2, x_4)|_{x_5=0} = 9112,33 - 526,64x_2 + 236,14x_4. \quad (3.69)$$

Збудували функцію $\widehat{Y}_{Psv} = f_{Psv}(x_4, x_5)|_{x_2=\text{const}}$ згідно з отриманим рівнянням (3.61) використовуючи програму Mathcad 15. Прийняли фактор $x_2 = 0$ та фактори $x_4 \in [-1; +1]$ і $x_5 \in [-1; +1]$ рисунок 3.15, 3.16.

Величина відгуку $\widehat{Y}_{Psv}(x_4, x_5)|_{x_2=\text{const}}$, при заданих значеннях факторів, при зменшенні фактора x_4 відбувається зменшення кінцевого значення функції. При зменшенні фактору x_5 відбувається збільшення кінцевого значення функції (3.61). У цьому випадку рівняння регресії набуло наступного вигляду:

$$\widehat{Y}_{Psv}(x_4, x_5)|_{x_2=0} = 9112,33 + 236,14x_4 - 835,83x_5. \quad (3.70)$$

3.10. Метод крутого сходження (Бокса-Уїлсона)

Для оптимізації та прогнозування процесу роботи пневматичної системи сівалки перейшли до метода крутого сходження (Бокса-Уїлсона), в основі якого лежить дробовий факторний експеримент [88 – 92].

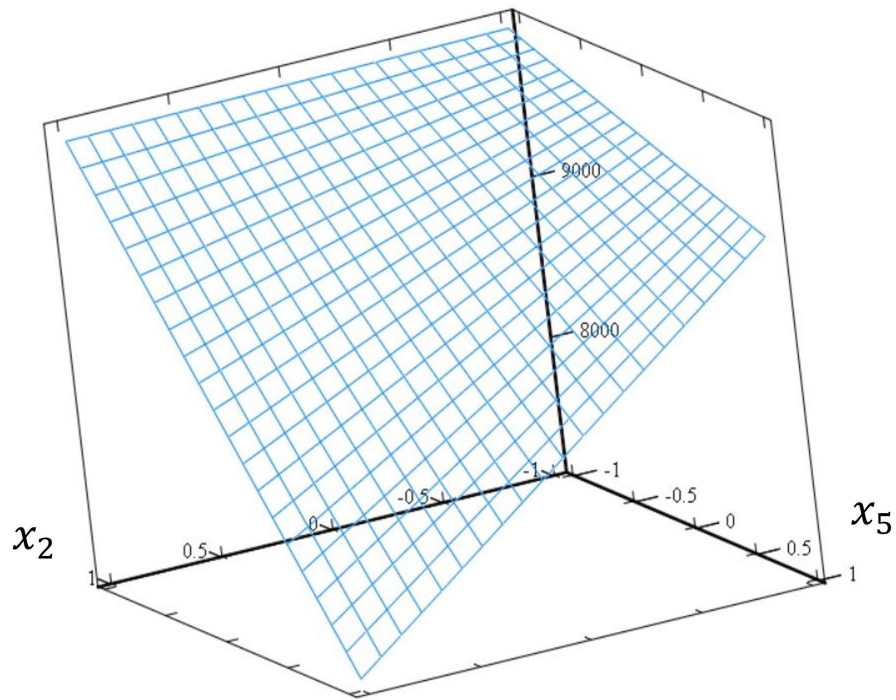


Рисунок 3.11 – Поверхня відгуку $\widehat{Y}_{Psv}$ (3.61) коли фактор $x_4 = 0$ та фактори $x_2 \in [-1; +1]$ і $x_5 \in [-1; +1]$

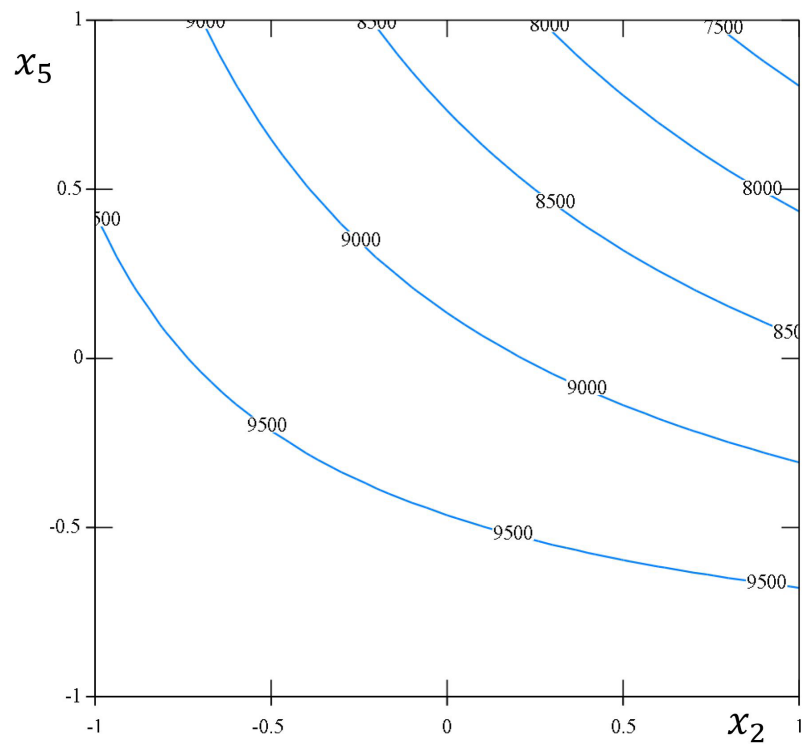


Рисунок 3.12 – Лінії рівного рівня поверхні відгуку $\widehat{Y}_{Psv}$ (3.61) коли фактор $x_4 = 0$ та фактори $x_2 \in [-1; +1]$ і $x_5 \in [-1; +1]$

Суть методу Бокса-Уілсона у тому, що отримавши уявлення функції $\widehat{Y_{Psv}} = f_{Psv}(x_2, x_4, x_5)$, знаходять напрям градієнта ∇F у факторному просторі та змінюють фактори x_2, x_4, x_5 таким чином, щоб рухатися у напрямку градієнту. Функція була представлена лінійним поліномом щодо факторів x_2, x_4, x_5 отриманої шляхом реалізації ДФЕ у сфері факторного простору.

Круте сходження починали від основного рівня значущих чинників. При крутому сходженні фактори змінювали пропорційно до величин коефіцієнтів регресії і з урахуванням їх знаків. Значення основного рівня та значення значущих коефіцієнтів регресії занесли у відповідні колонки таблиці 3.11.

Вирахували добутки $b_i \cdot \Delta x_i$ для кожного значущого чинника, тобто помножили коефіцієнти регресії на інтервал варіювання фактору. Результати обчислень занесли у відповідний рядок таблиці 3.11.

Знайшли фактор, для якого добуток $b_i \cdot \Delta x_i$ є найбільшим за абсолютною величиною, вибрали його за базовий.

Вибрали зрушення у напрямку крутого сходження за базовим фактором від основного рівня, враховуючи знак при коефіцієнті регресії. Вибравши крок руху за базовим фактором призначаємо кроки руху за інших коефіцієнтів регресії, враховуючи їх знаки і округляючи за необхідності.

Результати обчислень також заносимо до відповідних рядків таблиці 3.11. Встановили дійсні значення факторів процесу або операції у кожній точці плану матриці відповідно до умов кроків факторів. Результати обчислення крутого сходження занесли до таблиці 3.11.

В результаті дослідження та здійснених розрахунків встановили, що значення поверхні відгуку $\widehat{Y_{Psv}}$ збільшується при зменшенні значення факторів x_2, x_5 та збільшення значення фактора x_4 . Поведінка поверхні відгуку добре передають рисунки 3.12, 3.14 та 3.16. Отриманий лінійний план дає можливість отримати інформацію про поведінку поверхні відгуку, напрям оптимізації, але не значення факторів в екстремальних точках.

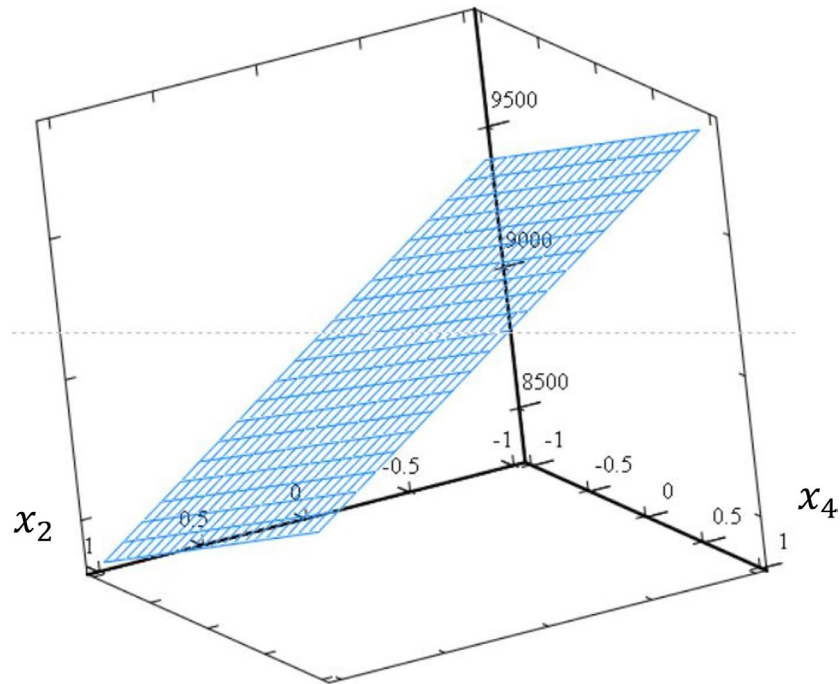


Рисунок 3.13 – Поверхня відгуку $\widehat{Y}_{P_{sv}}$ (3.61) коли фактор $x_5 = 0$ та фактори $x_2 \in [-1; +1]$ і $x_4 \in [-1; +1]$

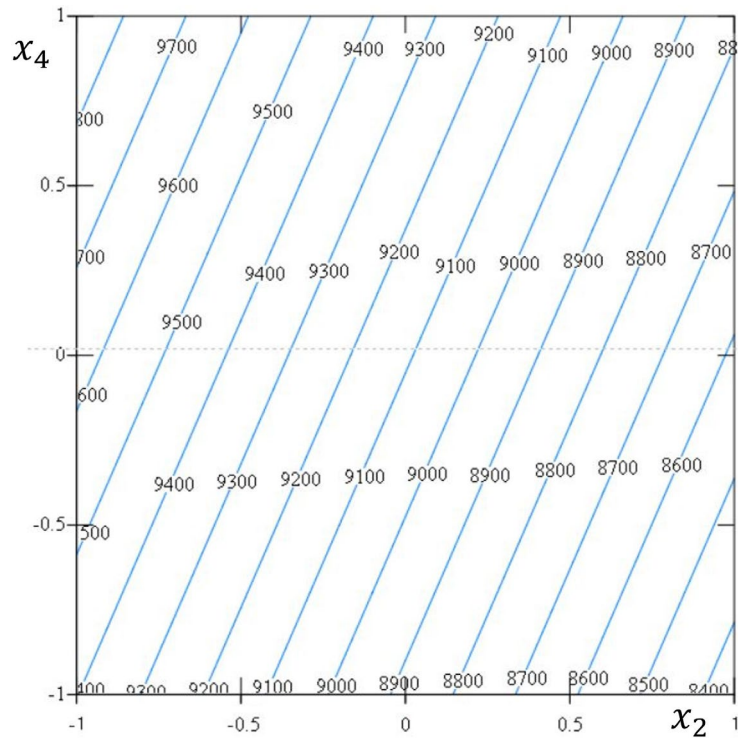


Рисунок 3.14 – Лінії рівного рівня поверхні відгуку $\widehat{Y}_{P_{sv}}$ (3.61) коли фактор $x_5 = 0$ та фактори $x_2 \in [-1; +1]$ і $x_4 \in [-1; +1]$

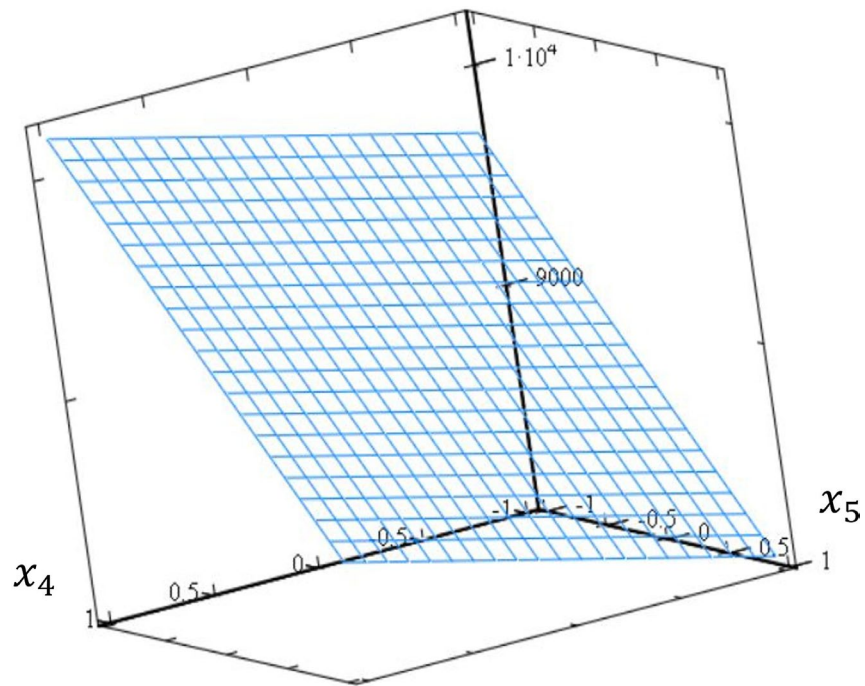


Рисунок 3.15 – Поверхня відгуку $\widehat{Y}_{P_{sv}}$ (3.61) коли фактор $x_2 = 0$ та фактори $x_4 \in [-1; +1]$ і $x_5 \in [-1; +1]$

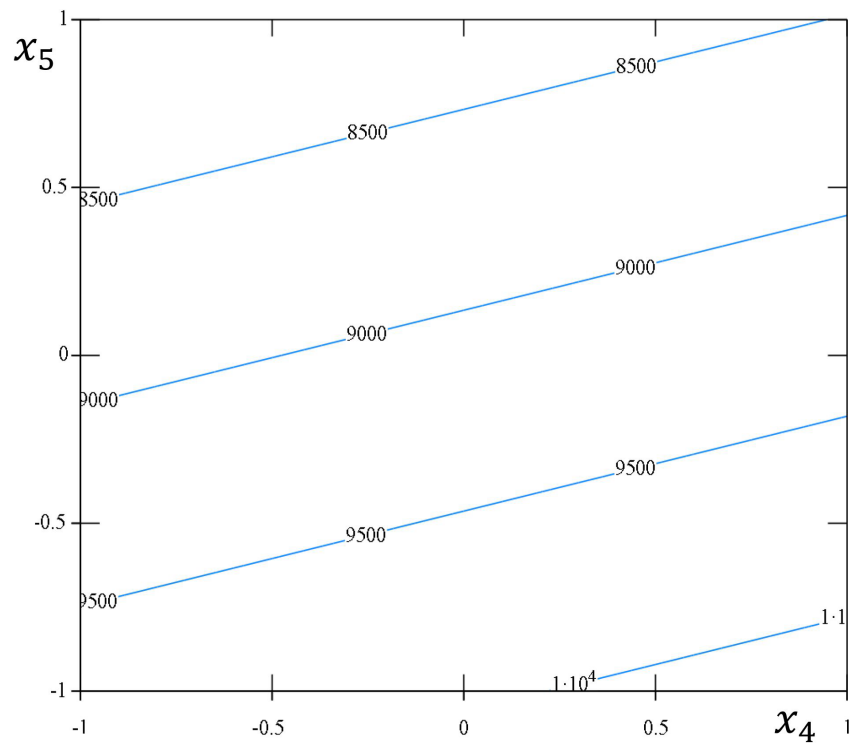


Рисунок 3.16 – Лінії рівного рівня поверхні відгуку $\widehat{Y}_{P_{sv}}$ (3.61) коли фактор $x_2 = 0$ та фактори $x_4 \in [-1; +1]$ і $x_5 \in [-1; +1]$

Таблиця 3.11 – Результати крутого сходження лінійної моделі.

Найменування	x_1	x_2	x_3	x_4	x_5	$\widehat{Y}_{P_{sv}}$
Основний рівень	492,18	60	120	20	0,283	
Коефіцієнт b_i	—	-526,64	—	236,14	-835,83	
Інтервал варіювання Δx_i	5,2	10	10	4	0,07	
$b_i \cdot \Delta x_i$	—	-5266,41	—	944,56	-58,51	
Крок варіювання $\Delta_i = \Delta x_i / 10$	—	-1	—	0,4	-0,007	
Округлений крок варіювання	—	-2	—	1	-0,017	
Значення факторів на початку досвіду	492,18	60	120	20	0,283	9112,33
Дослідження – 17	492,18	58	120	20	0,266	9426,92
18	492,18	56	120	21	0,249	9699,59
19	492,18	54	120	22	0,232	9930,34
20	492,18	52	120	23	0,215	10119,15
21	492,18	50	120	24	0,198	10266,05
22	492,18	62	120	19	0,300	8755,81
23	492,18	64	120	18	0,317	8357,36
24	492,18	66	120	17	0,334	7916,99
25	492,18	68	120	16	0,351	7434,70
26	492,18	70	120	15	0,368	6910,48

3.11. Проведення експерименту ДФЕ для ВРВ у новому виконанні та створення математичної моделі у вигляді квадратного рівняння регресії

Приступаємо до побудови лінійного плану другого порядку, так як наявність квадратичних членів дає можливість опису області оптимуму.

Орієнтацію поверхні відгуку можемо визначити з допомогою рівняння (3.61). В подальшому застосували центральні композиційні плани (ЦКП), що відповідає вимогам ротатабельності, тобто, план, що дозволяє отримати модель, здатну передбачити значення параметра оптимізації з однаковою точністю незалежно від напрямку для рівних дистанцій від центру плану.

При описі області, наближеної до екстремуму, частіше за інших застосовують поліноми другого порядку, що пов'язано, в першу чергу, з тим, що поліноми другого порядку легко піддаються систематизації та дослідженню на екстремум. Можливості опису дослідження поліномом другого порядку необхідно перевірити. З цією метою було поставлено досліди у центрі плану. Умови проведення дослідів у центрі плану для ДФЕ $2V^{5-1}$ показані в таблиці 3.12. У ній, відповідно до послідовності дослідів u , упорядковано прийняті комбінації факторів на двох рівнях [93].

Таблиця 3.12 – Умови виконання експерименту ДФЕ $2V^{5-1}$ – комбінації значень факторів (кодовані та фактичні) для дослідів у центрі плану

№ досліду	x_1	x_2	x_3	x_4	x_5	$X_1^{(0)}$	$X_2^{(0)}$	$X_3^{(0)}$	$X_4^{(0)}$	$X_5^{(0)}$
1	0	0	0	0	0	492,18	60	120	20	0,283
2	0	0	0	0	0	492,18	60	120	20	0,283
3	0	0	0	0	0	492,18	60	120	20	0,283
4	0	0	0	0	0	492,18	60	120	20	0,283
5	0	0	0	0	0	492,18	60	120	20	0,283
6	0	0	0	0	0	492,18	60	120	20	0,283

Результати дослідів у центрі плану внесли до таблиці 3.13, де y_{0u1} , y_{0u2} , y_{0u3} та y_{0u4} – значення функції відгуку $Y(2)$ для $n_0 = 4$ повторень дослідів у кожній u -той точці матриці планування експерименту; $\bar{y}_{0u}$ – середнє значення функції відгуку для досвіду за номером u ; $\sigma^2\{\bar{y}_{0u}\}$ – вибіркова дисперсія для досвіду за номером u , яку обчислювали за формулою:

$$\sigma^2\{\bar{y}_{0u}\} = \frac{1}{(n_0 - 1)} \sum_{i=1}^n (\bar{y}_{0u} - y_{0ui})^2. \quad (3.71)$$

Середньоарифметичне значення функції відгуку у центрі плану визначили за такою формулою:

Таблиця 3.13 – Справжнє значення показника параметра оптимізації
(статичного тиску) щодо реалізації ДФЕ $2V^{5-1}$ для дослідів у центрі плану

№ дослідів		y_{0u1}	y_{0u2}	y_{0u3}	y_{0u4}	$\bar{y}_{0u}$	$\sigma^2\{y_{0u}\}$
Нульові точки	1	10387	11426	9764	9660	10309,25	657332,92
	2	10414	11247	9789	9477	10231,75	609874,25
	3	10336	11163	9716	9406	10155,25	600848,92
	4	10647	11499	10008	9689	10460,75	637744,25
	5	10200	11016	9588	9282	10021,50	585225,00
	6	10930	11804	10274	9946	10738,50	671926,33

$$\bar{y}_0 = \frac{\sum_{u=1}^{n_0} y_{0u}}{\gamma_0}, \quad (3.72)$$

де y_{0u} – u -е вимір у центрі плану; γ_0 – число вимірів у центрі плану. Тоді:

$$\sigma^2\{\bar{y}_{0u}\} = 752590,33; \quad (3.73)$$

Розрахункове значення G_0^p критерію Кохнера в результаті отримали:

$$G_0^p = 0,25, \quad (3.74)$$

де G_0^p – розрахункове значення критерію Кохрена у центрі плану експерименту.

Табличне значення G^T можна також апроксимувати розподілом Фішера. Для визначення табличного значення G^T критерію Кохрена застосовували вирази (3.18), (3.19), (3.20) та розраховували, або вибрали відповідне значення G^T критерія Кохрена з таблиці довідника [67, 75, 76]:

$$G^T = G(p; f; N) = 0,51. \quad (3.75)$$

Враховуючи значення G_0^p (3.74) та G^T (3.75) бачимо, що умова $G_0^p < G^T$ (3.15) виконується, отже, є підстави стверджувати, що дисперсії однорідні і, відповідно, дослідів відтворюються.

Різниця між значенням параметра оптимізації $\bar{y}_{0u}$ у центрі плану та величиною вільного члена:

$$|\bar{y}_{0u} - b_0| = 3902,10; \quad (3.76)$$

Помилка експерименту (середньоквадратичне відхилення):

$$\sigma\{\overline{y_{0u}}\} = \sqrt{\sigma^2\{\overline{y_{0u}}\}}, \quad (3.77)$$

тоді:

$$\sigma\{\overline{y_{0u}}\} = 867,52. \quad (3.78)$$

При виконанні наступної умови:

$$\sigma\{\overline{y_{0u}}\} < |\overline{y_{0u}} - b_0|, \quad (3.79)$$

переходимо до виведення полінома другого порядку.

3.12. Створення ротатабельного плану другого ступеню

Математична модель об'єкта або процесу, в області оптимуму нелінійна, апроксимується поліномом другого ступеня (3.80):

$$Y(x_1, \dots, x_k) = b_0 + \sum_{i=1}^k b_i x_i + \sum_{\substack{i,j=1 \\ i \neq j}}^k b_{il} x_i x_j + \sum_{i=1}^k b_{ii} x_i^2, \quad (3.80)$$

де b_0 , b_i , b_{il} — коефіцієнти рівняння регресії; x_i , x_l , x_i^2 , x_l^2 — значення змінних дослідів ефект.

Кроковий рух до екстремуму функції продовжували до тих пір, поки не досягли стаціонарної області, а ця область не може бути описана лінійним виразом. У цих точках проявляється сильний вплив факторів, що характеризується коефіцієнтами при квадратичних членах полінома, що призводить до опису області у вигляді поліномом другого ступеня.

Для обчислення полінома другого ступеню, з метою оцінки всіх коефіцієнтів полінома, число досліджуваних рівнів має бути на одиницю більше ніж ступінь полінома – три. Необхідне застосування факторного експерименту типу 3^k , а це різко збільшує кількість експериментів.

Для скорочення чисельності експериментів перейшли до використання ЦКП. З цією метою до матриці ДФЕ додали кілька спеціально спланованих експериментальних точок. Загальна кількість дослідів ЦКП для ДФЕ $2V^{5-1}$ визначили за формулою:

$$N = 2^{k-p} + 2k + m_0 = 32, \quad (3.81)$$

де p – кількість лінійних ефектів; $2k$ – кількість «зіркових» точок; m_0 – кількість дослідів у центрі плану.

Всі проведені експерименти залишаються. Крім того до лінійної моделі було додано експерименти в «зіркових» точках з координатами $(0; \alpha)$ які лежать на сфері діаметром $2 \cdot \alpha$, та досліді в центрі плану. Вибір плеча «зіркових» точок α та числа нульових точок m_0 залежить від критерію оптимальності плану. При цьому застосуємо ротатабельний план другого ступеню.

В якості ядра плану використовували ДФЕ. Потім виконали виміри у «зіркових» точках і провели кілька експериментів у нульовій точці (центрі плану). «Зіркове» плече α , відстань від центру плану до зіркової точки, вибирали з умови інваріантності плану до обертання та обчислювали за формулою:

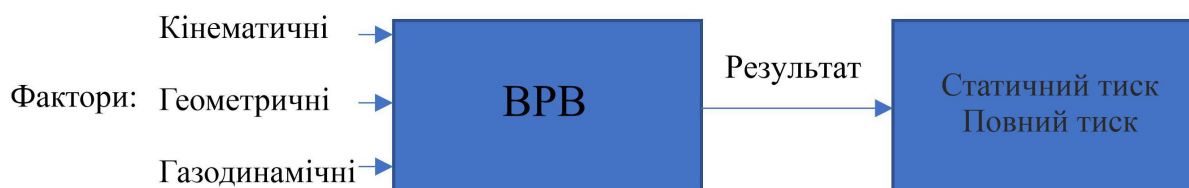
$$\alpha = 2^{(k-1)/4}. \quad (3.82)$$

При ротатабельному плануванні важливо вибрати кількість вимірювань на нульовому рівні. Дані, що стосуються центрального композиційного ротатабельного плану експерименту, наведені в таблиці 3.14 та рисунок 3.17.

Таблиця 3.14 – Параметри центральних композиційних ротатабельних планів другого порядку

Число факторів k	Ядро плану	Число точок			Величина плеча зіркових точок α
		«зіркових»	на нульовому рівні	загальне	
5	2^{5-1}	10	6	32	2.00

Створили матрицю ротатабельного планування для $k = 5$ та занесли до таблиці 3.16. Для виключення систематичних помилок, використовуючи рекомендації, досліді проводили у випадковій послідовності. Порядок проведення дослідів вибирали за таблицею рівномірно розподілених випадкових чисел. Досліді провели рандомізовано за часом.



№ п/п	Кінематичні:	Геометричні:			Газодинамічні:
	частота обер- тання РК, рад/с (n)	кут входу та ви- ходу повітря- ного потоку, град		кількість лопаток РК, шт ($Z_{РК}$)	масова витрата повітря кг/с (G_m)
		β_1	β_2		
1	486,98	50	110	16	0,200
2	492,18	60	120	20	0,283
3	497,38	70	130	24	0,366

Рисунок 3.17 – План-матриця ДФЕ 2V⁵⁻¹

Таблиця 3.15 – Рівні та інтервали варіювання факторів для ротатабельного плану розрахунку вентилятора

Фактори	Кодове позна- чення факто- рів	Інтер- вали варію- вання	Рівні факторів: верхній/основний/ нижній			«Зіркові» точки	
		ΔX_i	+1	0	-1	+2	-2
Частота обер- тання РК n , рад/с	x_1	5,20	497,38	492,18	486,98	502,58	481,78
Кут входу потоку в РК β_1 , град	x_2	10	70	60	50	80	40
Кут виходу потоку із РК β_2 , град	x_3	10	130	120	110	140	100
Кількість лопа- ток у РК z , шт	x_4	4	24	20	16	28	12
Масова витрата повітря ВРВ G_m , кг/с	x_5	0.083	0.366	0.283	0.200	0.449	0.117

Таблиця 3.16 – Умови виконання ротатабельного ДФЕ $2V^{5-1}$ – комбінації значень факторів (кодовані та фактичні) для всіх дослідів

№ дослідів	x_1	x_2	x_3	x_4	x_5	X_1	X_2	X_3	X_4	X_5
1	+1	+1	+1	+1	+1	497,38	70	130	24	0,366
2	-1	+1	+1	+1	-1	486,98	70	130	24	0,200
3	+1	-1	+1	+1	-1	497,38	50	130	24	0,200
4	-1	-1	+1	+1	+1	486,98	50	130	24	0,366
5	+1	+1	-1	+1	-1	497,38	70	110	24	0,200
6	-1	+1	-1	+1	+1	486,98	70	110	24	0,366
7	+1	-1	-1	+1	+1	497,38	50	110	24	0,366
8	-1	-1	-1	+1	-1	486,98	50	110	24	0,200
9	+1	+1	+1	-1	-1	497,38	70	130	16	0,200
10	-1	+1	+1	-1	+1	486,98	70	130	16	0,366
11	+1	-1	+1	-1	+1	497,38	50	130	16	0,366
12	-1	-1	+1	-1	-1	486,98	50	130	16	0,200
13	+1	+1	-1	-1	+1	497,38	70	110	16	0,366
14	-1	+1	-1	-1	-1	486,98	70	110	16	0,200
15	+1	-1	-1	-1	-1	497,38	50	110	16	0,200
16	-1	-1	-1	-1	+1	486,98	50	110	16	0,366
17	-2	0	0	0	0	481,78	60	120	20	0.283
18	+2	0	0	0	0	502,58	60	120	20	0.283
19	0	-2	0	0	0	492,18	40	120	20	0.283
20	0	+2	0	0	0	492,18	80	120	20	0.283
21	0	0	-2	0	0	492,18	60	100	20	0.283
22	0	0	+2	0	0	492,18	60	140	20	0.283
23	0	0	0	-2	0	492,18	60	120	12	0.283
24	0	0	0	+2	0	492,18	60	120	28	0.283
25	0	0	0	0	-2	492,18	60	120	20	0.117
26	0	0	0	0	+2	492,18	60	120	20	0.449
27	0	0	0	0	0	492,18	60	120	20	0.283
28	0	0	0	0	0	492,18	60	120	20	0.283
29	0	0	0	0	0	492,18	60	120	20	0.283
30	0	0	0	0	0	492,18	60	120	20	0.283
31	0	0	0	0	0	492,18	60	120	20	0.283
32	0	0	0	0	0	492,18	60	120	20	0.283

У таблиці 3.16 перші шістнадцять рядків повторення дослідів, проведених раніше (таблиця 3.7). Ми скористалися значеннями цих вимірювань і провели додатково дослід з 17 по 32 рядок. Зробили виміри та розрахунки статичного тиску. Значення вимірів занесли до таблиці 3.17.

Таблиця 3.17 – Справжнє значення показника параметра оптимізації (статичного тиску) щодо реалізації в ДФЕ 2V⁵⁻¹ додаткових дослідів

№ досліду		y_{u1}	y_{u2}	y_{u3}	y_{u4}	$\bar{y}_u$	$\sigma^2\{y_u\}$
«Зіркові» точки	1	10135	11250	9527	9223	10033,75	801208,92
	2	10970	12177	10312	9983	10860,50	938673,67
	3	10780	11966	10133	9810	10672,025	906554,92
	4	6125	6799	5758	5574	6064,00	292560,67
	5	7512	8338	7061	6836	7436,75	440000,92
	6	10811	12000	10162	9838	10702,75	911592,92
	7	7646	8487	7187	6958	7569,50	455965,67
	8	9989	11088	9390	9090	9889,25	778334,25
	9	10730	11910	10086	9764	10622,50	898022,33
	10	6360	7060	5978	5788	6296,50	315659,67

Залежно від числа факторів та інших параметрів обраного плану коефіцієнти рівняння регресії (3.80) вираховували за формулами:

$$b_0 = 0,159091 \sum_{u=1}^N \bar{y}_u - 0,034091 \sum_{i=1}^k \sum_{u=1}^N x_{iu}^2 \bar{y}_u, \quad (3.83)$$

$$b_i = 0,041667 \sum_{u=1}^N x_{iu} \bar{y}_u, \quad (3.84)$$

$$b_{ij} = 0,0625 \sum_{u=1}^N x_{iu} x_{ju} \bar{y}_u, \quad (3.85)$$

$$b_{ii} = 0,03125 \sum_{u=1}^N x_{iu}^2 \bar{y}_u + 0,002841 \sum_{i=1}^k \sum_{u=1}^N x_{iu}^2 \bar{y}_u - 0,034091 \sum_{u=1}^N \bar{y}_u, \quad (3.86)$$

де x_{iu} – кодовані значення факторів експерименту (таблиця 3.16). Результати обчислень коефіцієнтів регресії наведено у таблиці 3.18.

Таблиця 3.18 – Розрахункові значення коефіцієнтів рівняння регресії (3.80)

b_i	Значення	b_i	Значення	b_i	Значення
b_0	10242,39	b_{22}	-410,73	b_{15}	-163,30
b_1	160,72	b_{33}	-235,32	b_{23}	-173,17
b_2	-735,12	b_{44}	-320,42	b_{24}	134,83
b_3	229,03	b_{55}	-387,89	b_{25}	-511,73
b_4	350,74	b_{12}	134,83	b_{34}	99,61
b_5	-917,73	b_{13}	-56,61	b_{35}	-23,36
b_{11}	109,02	b_{14}	-81,64	b_{45}	148,61

Дисперсії коефіцієнтів рівняння регресії розраховали так:

$$\sigma^2\{b_0\} = 0,1591\sigma^2\{\overline{y_{0u}}\}; \quad \sigma^2\{b_i\} = 0,0417\sigma^2\{\overline{y_{0u}}\}; \quad (3.87)$$

$$\sigma^2\{b_{ij}\} = 0,0625\sigma^2\{\overline{y_{0u}}\}; \quad \sigma^2\{b_{ii}\} = 0,0312\sigma^2\{\overline{y_{0u}}\}; \quad (3.88)$$

звідси:

$$\sigma^2\{b_0\} = 119737,12; \quad \sigma^2\{b_i\} = 31383,02; \quad (3.89)$$

$$\sigma^2\{b_{ij}\} = 47036,90; \quad \sigma^2\{b_{ii}\} = 23480,82. \quad (3.90)$$

Тоді:

$$\sigma\{b_0\} = \sqrt{\sigma^2\{b_0\}}; \quad \sigma\{b_i\} = \sqrt{\sigma^2\{b_i\}}; \quad (3.91)$$

$$\sigma\{b_{ij}\} = \sqrt{\sigma^2\{b_{ij}\}}; \quad \sigma\{b_{ii}\} = \sqrt{\sigma^2\{b_{ii}\}}; \quad (3.92)$$

отримуємо:

$$\sigma\{b_0\} = 346,03; \quad \sigma\{b_i\} = 177,15; \quad (3.93)$$

$$\sigma\{b_{ij}\} = 216,88; \quad \sigma\{b_{ii}\} = 153,23. \quad (3.94)$$

Значення коефіцієнтів регресії t^p обчислювали за формулами:

$$t_0^p = \frac{|b_0|}{\sigma\{b_0\}}; \quad t_i^p = \frac{|b_i|}{\sigma\{b_i\}}; \quad (3.95)$$

$$t_{ij}^p = \frac{|b_{ij}|}{\sigma\{b_{ij}\}}; \quad t_{ii}^p = \frac{|b_{ii}|}{\sigma\{b_{ii}\}}; \quad (3.96)$$

де $t_0^p, t_i^p, t_{ij}^p, t_{ii}^p$ – критерій Стюдент; $|b_0|, |b_i|, |b_{ij}|, |b_{ii}|$ – розраховані коефіцієнти регресії; $\sigma\{b_0\}, \sigma\{b_i\}, \sigma\{b_{ij}\}, \sigma\{b_{ii}\}$ – середньоквадратичне відхилення дисперсій коефіцієнтів регресії.

Здійснили перевірку значимості коефіцієнтів регресії за наведеними раніше методиками за допомогою t^T – табличного критерію Стюдента порівнюючи його з розрахунковим значенням t^P . Табличне t^T значення критерію Стюдента рівня значимості $q=5\%$ та ступеня свободи:

$$f_{St} = N(n - 1) ; \quad (3.97)$$

тоді:

$$f_{St} = 96 ; \quad (3.98)$$

було визначено:

$$t^T = 1,99 . \quad (3.99)$$

Розраховані значення t^P коефіцієнтів регресії (3.95) та (3.96) занесли до таблиці 3.19.

Таблиця 3.19 – Розрахункові значення t^P

t_i^P	Значення	t_i^P	Значення	t_i^P	Значення
t_0^P	29,60	t_{22}^P	2,68	t_{15}^P	0,75
t_1^P	0,91	t_{33}^P	1,53	t_{23}^P	0,80
t_2^P	4,15	t_{44}^P	2,09	t_{24}^P	0,62
t_3^P	1,29	t_{55}^P	2,53	t_{25}^P	2,36
t_4^P	1,98	t_{12}^P	0,62	t_{34}^P	0,46
t_5^P	5,18	t_{13}^P	0,26	t_{35}^P	0,11
t_{11}^P	0,71	t_{14}^P	0,38	t_{45}^P	0,69

Розглядаючи таблиця 3.19, ми робимо висновок, що всі розрахункові значення коефіцієнта регресії t_i^P , а саме t_0^P , t_2^P , t_5^P , t_{25}^P , t_{22}^P , t_{44}^P та t_{55}^P є значущими, відповідні доданки b_0 , b_2 , b_5 , b_{25} , b_{22} , b_{44} та b_{55} входять до рівняння (3.80).

3.13. Кінцева специфікація математичної моделі рівняння

другого порядку статичного тиску

Обробка результатів експерименту в результаті отримано рівняння регресії у вигляді полінома другого ступеня:

$$\widehat{Y}_{Psv} = 10242,39 - 735,12x_2 - 917,73x_5 - 410,73x_2^2 - 320,42x_4^2 - 387,89x_5^2 - 511,73x_2x_5. \quad (3.100)$$

де $\widehat{Y}_{Psv}$ – математичне очікування показника параметра оптимізації; x_2 , x_4 и x_5 – фактори досліджуваного процесу кодованому вигляді.

Отримано поліном другого ступеня $\widehat{Y}_{Psv} = f(x_2, x_4, x_5)$ дає можливість вирішувати такі завдання: 1) Оцінити вплив факторів на статичний тиск ВРВ; 2) Визначити «зони існування» значень функції відгуку; 3) Визначити оптимальні значення факторів, що дають змогу отримати необхідні параметри.

Переходимо від кодованих значень факторів до натуральних:

$$P_{sv} = 593,85\beta_1 - 4,11\beta_1^2 - 20,03z^2 + 801,05z - 56305,69G_m^2 + 57804,49G_m - 616,54\beta_1G_m - 15495,05. \quad (3.101)$$

Після складання рівняння регресії потрібно знати, чи його можна використовувати як математичну модель технологічного процесу з точки зору точності опису експериментальних даних. Для цього було проведено перевірку рівняння регресії на адекватність [87].

Залишкову дисперсію визначили за формулою:

$$\sigma_{\text{зал}}^2 = \frac{\sum_{i=1}^N (y_i - \widehat{y}_i)^2}{f_{\text{зал}}}; \quad (3.102)$$

де N – кількість проведених дослідів; l – число значущих коефіцієнтів; $f_{\text{зал}}$ – число ступенів свободи залишкової дисперсії.

$$f_{\text{зал}} = N - l. \quad (3.103)$$

Тоді:

$$f_{\text{зал}} = 25; \quad (3.104)$$

де:

$$\sigma_{\text{зал}}^2 = 158241,57. \quad (3.105)$$

Перевірили адекватність рівняння регресії за критерієм Фішера:

$$F_p = \frac{\sigma_{\text{ад}}^2}{\sigma_{\text{відтвор}}^2}; \quad (3.106)$$

де $\sigma_{\text{ад}}^2$ – дисперсія адекватності;

$$\sigma_{\text{ад}}^2 = \frac{\sigma_{\text{зал}}^2 f_{\text{зал}} - \sigma_{\text{відтвор}}^2 f_{\text{відтвор}}}{f_{\text{ад}}}; \quad (3.107)$$

де $f_{ад}$ – кількість ступенів свободи дисперсії адекватності;

$$f_{ад} = f_{зал} - f_{відтвор} . \quad (3.108)$$

Визначасмо

$$f_{ад} = 22 ; \quad (3.109)$$

тоді

$$\sigma_{ад}^2 = 77194,01 ; \quad (3.110)$$

та

$$F_p = 0,103 . \quad (3.111)$$

Адекватність моделі перевірили, порівнюючи розрахункове значення F_p критерію Фішера з табличним значенням F_T за формулою:

$$F_p < F_T(f_{ад}; f_{відтвор}), \quad (3.112)$$

де $f_{ад}$ – кількість ступенів свободи дисперсії адекватності; $f_{відтвор}$ – число ступенів свободи дисперсії відтворюваності.

При 5% – му рівні значимості та числах ступенів свободи табличне значення критерію Фішера відповідно:

$$F_T = 1,63. \quad (3.113)$$

Розрахункове значення критерію Фішера F_p виявилось менше табличного значення F_T і відповідно гіпотеза адекватності моделі (3.112) приймається. А це означає, що отримане рівняння позитивно визначає поверхню відгуку. Опис поверхні відгуку поліномом другого ступеню адекватно.

Зменшення витрати повітря (фактору x_5) призводить до зростання $\widehat{Y_{Psv}}$. Зменшення вхідного кута (фактору x_2) призводить до зростання $\widehat{Y_{Psv}}$. А зменшення кількості лопаток РК (фактору x_4) також призводить до зростання $\widehat{Y_{Psv}}$.

Поведінка функції $\widehat{Y_{Psv}} = f_{Psv}(x_2, x_4, x_5)$ в 3d просторі в залежності від приймаючих значень факторів x_2, x_4 та x_5 . Розглядаємо поведінку функції $\widehat{Y_{Psv}} = f_{Psv}(x_2, x_4, x_5)$ в 3D просторі в залежності від значень факторів, що приймаються x_2, x_4 та x_5 . Збудували функцію $\widehat{Y_{Psv}} = f_{Psv}(x_2, x_5)|_{x_4=\text{const}}$ згідно з отриманим рівнянням (3.100) використовуючи програму Mathcad 15. Прийняли фактор $x_4 = 0$ та фактори $x_2 \in [-1; +1]$ и $x_5 \in [-1; +1]$ рисунок 3.20. У цьому випадку рівняння регресії набуло наступного вигляду:

$$\widehat{Y}_{Psv}(x_2, x_5)|_{x_4=0} = 10242,39 - 735,12x_2 - 917,73x_5 - 410,73x_2^2 - 387,89x_5^2 - 511,73x_2x_5. \quad (3.114)$$

Аналізуючи рівняння (3.114) та рисунок 3.18, який у графічному вигляді відображає це рівняння, видно, що до складу цього рівняння входять два квадратичні члени « $-410,73x_2^2$ » і « $-387,89x_5^2$ », які сприяють формуванню поверхні відгуку $\widehat{Y}_{Psv}$ у вигляді параболі, причому знак « $-$ » говорить про те, що гілки параболі спрямовані вниз. Зменшення чи збільшення значення фактора x_2 від 0 призводить до зменшення величини поверхні відгуку $\widehat{Y}_{Psv}$. Фактор x_5 у процесі роботи пневматичної системи постійно змінюється, але максимальне значення поверхню відгуку $\widehat{Y}_{Psv}$ отримується при наближенні фактора x_5 до середнього значення. На значення поверхні відгуку $\widehat{Y}_{Psv}$ також впливають і поодинокі фактори « $-735,12x_2$ » і « $-917,73x_5$ », зміна, яких у бік збільшення чи зменшення істотно впливають на кінцевий результат. Ці члени рівняння називаються лінійними, що зміщують центр поверхні відгуку $\widehat{Y}_{Psv}$ по осях факторів x_2 і x_5 . Це видно з огляду на графік ліній рівня рисунок 3.19. Не можна не враховувати й вплив подвійного фактору « $-511,73x_2x_5$ » на значення поверхні відгуку $\widehat{Y}_{Psv}$. Максимальне значення цього члена рівняння дозволяє отримати рівняння (3.114), коли фактори x_2 и $x_5 = 0$.

Розглядаючи рисунок 3.19, для зображення поведінки поверхні відгуку у просторі використовуємо графік ліній рівня функції. Лінії рівня функції (горизонталі) є лінією, в кожній точці якої вимірювана величина зберігає однакове значення. Вони є геометричним уявленням рівневої поверхні функції у двовимірному просторі. Таким чином здійснюється зображення скалярної функції від двох змінних на площині. Лінії рівня є лініями перетину поверхні, заданої функцією $\widehat{Y}_{sv} = f(x_4 = \text{const}, x_2, x_5)$ та площиною $z = C$, паралельною площині x_2Ox_5 . За допомогою ліній рівня можна вивчати форму поверхні рисунок 3.19, у даному випадку, заданою функцією $z = f(x_2, x_5)$. Аналізуючи положення поверхні відгуку наочно видно місця максимального значення функції – $\max f(x_2, x_5)$.

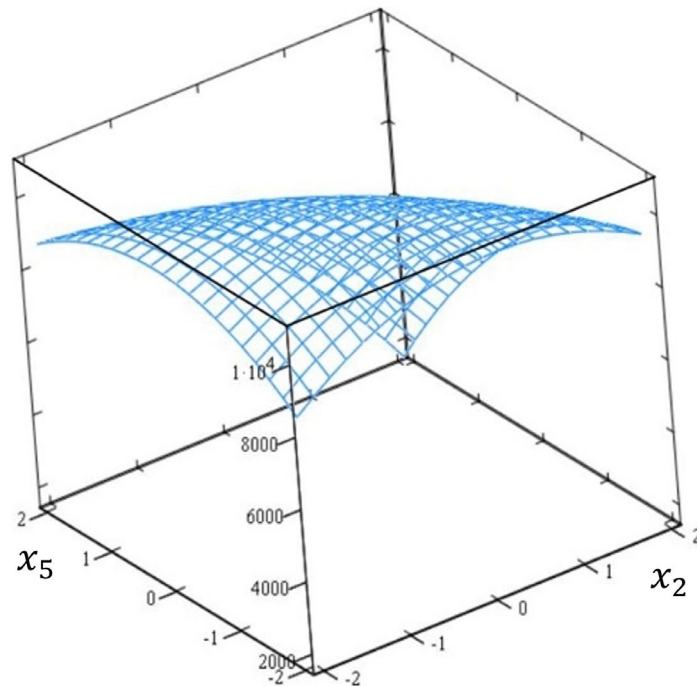


Рисунок 3.18 – Поверхня відгуку $\widehat{Y}_{PSV}$ (3.100) коли фактор $x_4 = 0$ та фактори $x_2 \in [-1; +1]$ і $x_5 \in [-1; +1]$

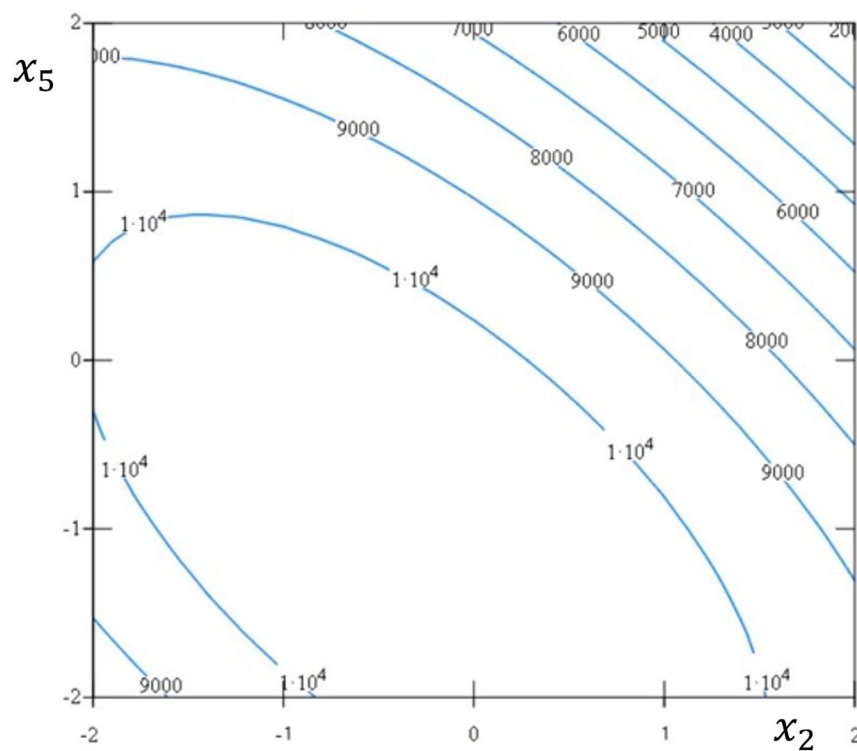


Рисунок 3.19 – Лінії рівного рівня поверхні відгуку $\widehat{Y}_{PSV}$ (3.100) коли фактор $x_4 = 0$ та фактори $x_2 \in [-1; +1]$ і $x_5 \in [-1; +1]$

Оптимальне значення параметрів x_2 та x_5 легко визначити, користуючись рисунком 3.19, де вказано значення функції відгуку в числовому вигляді.

Збудували функцію $\widehat{Y}_{Psv} = f_{Psv}(x_2, x_4)|_{x_5=const}$ відповідно до отриманого рівняння (3.100) використовуючи програму Mathcad 15. Прийняли фактор $x_5 = 0$ та фактори $x_2 \in [-1; +1]$ і $x_4 \in [-1; +1]$ рисунок 3.20. У цьому випадку рівняння регресії набуло наступного вигляду:

$$\widehat{Y}_{Psv}(x_2, x_4)|_{x_5=0} = 10242,39 - 735,12x_2 - 410,73x_2^2 - 320,42x_4^2, \quad (3.115)$$

Аналізуючи рівняння (3.115) та рисунок 3.20 видно, що до складу цього рівняння входять два квадратичні члени « $-410,73x_2^2$ » і « $-320,42x_4^2$ », які сприяють формуванню поверхні відгуку $\widehat{Y}_{Psv}$ у вигляді параболі. До того ж знак « $-$ » говорить про те, що гілки параболі спрямовані вниз. Зменшення чи збільшення значення фактору x_2 від центру параболі призводить до зменшення величини поверхні відгуку $\widehat{Y}_{Psv}$. Фактор x_4 у процесі роботи пневматичної системи постійно змінюється, але максимальне значення поверхню відгуку $\widehat{Y}_{Psv}$ отримує при проходженні фактора x_4 середнього значення (центр параболі). На форму відгуку $\widehat{Y}_{Psv}$ також впливають і одиничний фактор « $-735,12x_2$ » зміна, яку у бік збільшення чи зменшення істотно впливає кінцевий результат. Коефіцієнт при цьому факторі впливає на положення центру параболі щодо осі Ox_2 .

Тепер розглядаємо рисунок 3.21. Лінії рівня є лініями перетину поверхні, заданою функцією $\widehat{Y}_{sv} = f(x_5 = const, x_2, x_4)$ та площиною $z = C$, паралельної площині x_2Ox_4 . За допомогою ліній рівня вивчаємо форму поверхні рисунок 3.21, в даному випадку, заданою функцією $z = f(x_2, x_4)$. Аналізуючи положення поверхні відгуку видно місця максимального значення функції – $\max f(x_2, x_4)$. Оптимальне значення параметрів x_2 та x_4 можливо визначити щодо середнього значення рисунок 3.21, яке під впливом лінійної складової рівняння « $-735,12x_2$ » зсунуто щодо центру у бік.

Збудували функцію $\widehat{Y}_{Psv} = f_{Psv}(x_4, x_5)|_{x_2=0}$ згідно з отриманим рівнянням (3.100) використовуючи програму Mathcad 15. Прийняли фактор $x_2 = 0$ та

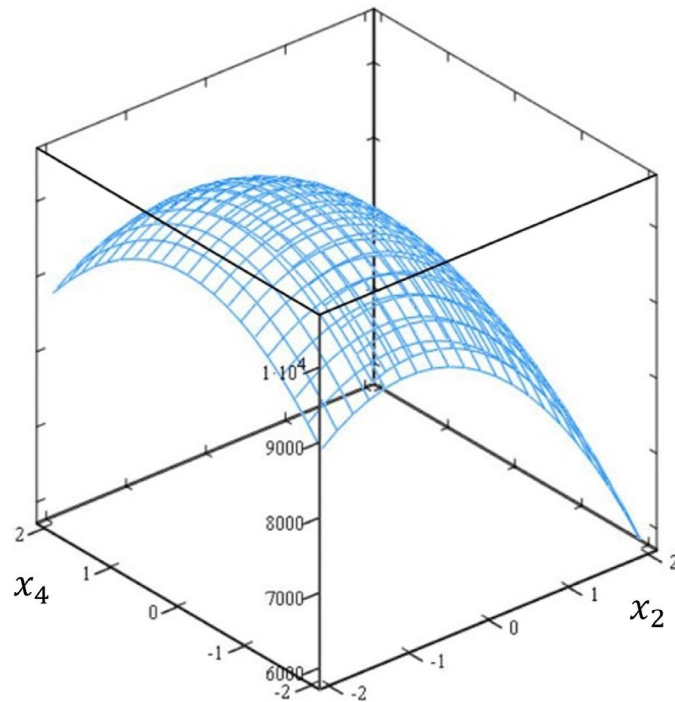


Рисунок 3.20 – Поверхня відгуку $\widehat{Y}_{PSV}$ (3.100) за умови:

$$x_5 = 0; x_2 \in [-1; +1]; x_4 \in [-1; +1]$$

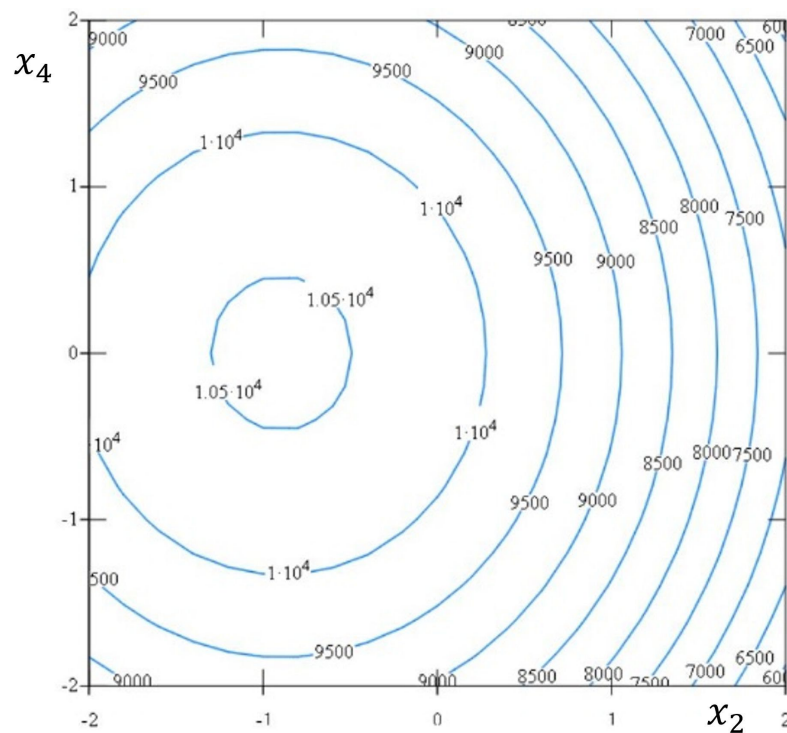


Рисунок 3.21 – Лінії рівного рівня поверхні відгуку $\widehat{Y}_{PSV}$ (3.100) за умови:

$$x_5 = 0; x_2 \in [-1; +1]; x_4 \in [-1; +1]$$

фактори $x_4 \in [-1; +1]$ і $x_5 \in [-1; +1]$ рисунок 3.22. У цьому випадку рівняння регресії набуло наступного вигляду:

$$\widehat{Y}_{Psv}(x_4, x_5)|_{x_2=0} = 10566,78 - 917,73x_5 - 320,42x_4^2 - 387,89x_5^2, \quad (3.116)$$

Рівняння (3.115) і рисунок 3.22 видно, що до складу цього рівняння входять два квадратичні члени « $-320,42x_4^2$ » та « $-387,89x_5^2$ », які сприяють формуванню поверхні відгуку $\widehat{Y}_{Psv}$ у вигляді параболі, до того ж знак « $-$ » говорить про те, що гілки параболі спрямовані вниз. Зменшення чи збільшення значення фактору x_4 , щодо центру параболі, що призводить до зменшення величини поверхні відгуку $\widehat{Y}_{Psv}$. Фактор x_5 у процесі роботи пневматичної системи постійно змінюється, але максимальне значення $\widehat{Y}_{Psv}$ отримує при проходженні фактора x_5 до вершини параболі. На значення поверхні відгуку $\widehat{Y}_{Psv}$ також впливають і одиничний фактор « $-917,73x_5$ » зміна, яку у бік збільшення чи зменшення істотно впливає кінцевий результат.

Тепер розглянемо, графіки ліній рівня $\widehat{Y}_{sv}$ рисунок 3.23. Лінії рівня є лініями перетину поверхні, заданої функцією $\widehat{Y}_{sv} = f(x_2 = \text{const}, x_4, x_5)$ та площиною $z = C$, паралельної площині $x_4 O x_5$. За допомогою ліній рівня вивчаємо форму поверхні, в даному випадку, заданою функцією $z = f(x_4, x_5)$. Аналізуючи положення поверхні відгуку наочно видно місця максимального значення функції – $\max f(x_4, x_5)$. Оптимальне значення параметри x_4 та x_5 отримують, коли приймають нульове значення.

3.14. Канонічна форма рівняння регресії та дослідження області оптимуму

Обробка отриманого в результаті поставлених експериментів рівняння регресії, спираючись на математичний апарат, дає можливість забезпечити отримання оптимального значення цільової функції.

Для рівняння регресії другого ступеню, існує перетворення, назване канонічним. Таке перетворення дозволяє отримати графічну та аналітичну інтерпретацію області оптимуму.

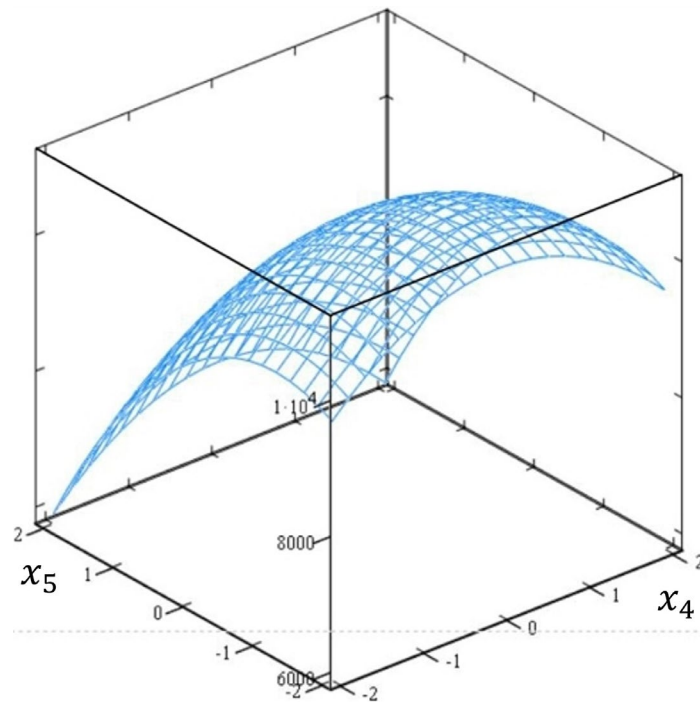


Рисунок 3.22 – Поверхня відгуку $\widehat{Y}_{Psv}$ (3.100) за умови:

$$x_2 = 0; x_4 \in [-1; +1]; x_5 \in [-1; +1]$$

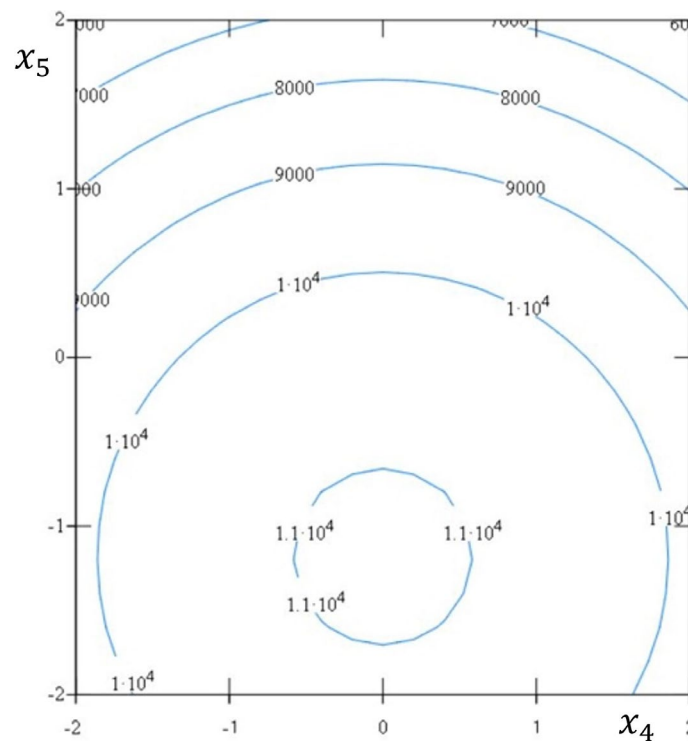


Рисунок 3.23 – Лінії рівного рівня поверхні відгуку $\widehat{Y}_{Psv}$ (3.100) за умови:

$$x_2 = 0; x_4 \in [-1; +1]; x_5 \in [-1; +1]$$

Зауважимо, що геометрична ілюстрація функції від $n > 2$ незалежних змінних втрачає наочність. Тому для функції $\widehat{Y}_{Psv} = f(x_2, x_4, x_5)$ трьох аргументів x_2, x_4 та x_5 застосуємо аналітичний метод – аналіз області оптимуму.

В результаті дослідження отримали поліном другого ступеня (3.100), що адекватно описує область оптимуму.

До складу рівняння (3.100), що описує поверхню відгуку $\widehat{Y}_{Psv}$, входить два лінійні члени « $-735,12x_2$ » та « $-917,73x_5$ », які відповідають за переміщення поверхні вздовж осей, а знак «-» вказує напрямом переміщення. Наприклад, якщо розглядати декартову систему координат при фіксованому факторі $x_2 = 0$, то це переміщення пов'язане з осями ОХ та ОУ. Далі до складу рівняння входить двійковий член « $-511,73x_2x_5$ », який обертає поверхню відгуку відносно вісі ОZ [65].

Переводимо рівняння (3.100) до стандартної, канонічної форми:

$$\hat{Y} - Y_s = B_{11}X_1^2 + B_{22}X_2^2 + \dots + B_{kk}X_k^2, \quad (3.117)$$

де Y_s – значення виходу у центрі поверхні; $X_1, X_2, \dots, X_k$ – канонічні змінні, що є лінійними функціями факторів $x_1, x_2, \dots, x_k$; $B_{11}, B_{22}, \dots, B_{kk}$ – коефіцієнти канонічної форми.

Першим етапом канонічного перетворення є перенесення початку координат у особливу точку – центр факторного простору S. Для визначення координат цієї точки вихідне рівняння (3.100) диференціювали по кожній незалежній змінній. Частинні прирівняли до нуля:

$$\frac{\partial \widehat{Y}_{Psv}}{\partial x_2} = \frac{\partial \widehat{Y}_{Psv}}{\partial x_4} = \frac{\partial \widehat{Y}_{Psv}}{\partial x_5} = 0; \quad (3.118)$$

Отримали систему трьох рівнянь:

$$\frac{\partial \widehat{Y}_{Psv}}{\partial x_2} = -821,46x_2 - 511,73x_5 - 735,12 = 0; \quad (3.119)$$

$$\frac{\partial \widehat{Y}_{Psv}}{\partial x_4} = -640,84x_4 = 0; \quad (3.120)$$

$$\frac{d\widehat{Y}_{Psv}}{dx_5} = -511,73x_2 - 775,78x_5 - 917,73 = 0; \quad (3.121)$$

Обчислили визначник системи:

$$\Delta = \begin{vmatrix} -821,46 & 0 & -511,73 \\ 0 & -640,84 & 0 \\ -511,73 & 0 & -775,78 \end{vmatrix} = -2,406 \cdot 10^8 ; \quad (3.122)$$

Визначник не дорівнює нулю. Поверхня, що досліджується, має центр. Знайшли координати особливої точки x_{2s} , x_{4s} і x_{5s} центру S:

$$x_{2s} = \begin{vmatrix} -735,12 & 0 & -511,73 \\ 0 & -640,84 & 0 \\ -917,73 & 0 & -775,78 \end{vmatrix} \frac{1}{-2,406 \cdot 10^8} = -0,27 ; \quad (3.123)$$

$$x_{4s} = \begin{vmatrix} -735,12 & -821,46 & -511,73 \\ 0 & 0 & 0 \\ -917,73 & -511,73 & -775,78 \end{vmatrix} \frac{1}{-2,406 \cdot 10^8} = 0 ; \quad (3.124)$$

$$x_{5s} = \begin{vmatrix} -735,12 & -821,46 & 0 \\ 0 & 0 & -640,84 \\ -917,73 & -511,73 & 0 \end{vmatrix} \frac{1}{-2,406 \cdot 10^8} = -1,00 ; \quad (3.125)$$

Таким чином, характерна точка S екстремуму $\widehat{Y}_{sv}$ знаходиться в межах варіювання факторів x_2 , x_4 та x_5 . Внаслідок перенесення початку координат у центр фігури з координатами $x_{2s} = -0,27$; $x_{4s} = 0$ та $x_{5s} = -1$ (вони відповідають значенням $\beta_1 = 57^0$; $z = 20$ шт. та $G_m = 0,20$ кг/с).

У рівняння (3.100) вставили значення x_{2s} , x_{4s} та x_{5s} отримали параметр оптимізації Y_s у нового початка координат:

$$Y_s = 1,08 \cdot 10^4 ; \quad (3.126)$$

Паралельно перенесли координатну вісь та отримали рівняння:

$$Y_{Psv} = 10800 - 410,73\tilde{x}_2^2 - 320,42\tilde{x}_4^2 - 387,89\tilde{x}_5^2 - 511,73\tilde{x}_2\tilde{x}_5 , \quad (3.127)$$

де $\tilde{x}_2 = x_2 + x_{2s}$; $\tilde{x}_4 = x_4 + x_{4s}$ та $\tilde{x}_5 = x_5 + x_{5s}$.

В результаті перетворень отримали нове рівняння, що описує поверхню відгуку Y_{Psv} у новій системі координат з перенесеним початком координат. У новому центрі повертаємо осі до поєднання з головними осями функції відгуку. Ця операція здійснюється за правилами аналітичної геометрії.

Для повороту осей у новому центрі треба знати значення канонічних коефіцієнтів B_{22} , B_{44} та B_{55} . Для обчислення цих значень прирівняємо

характеристичний детермінант до нуля:

$$f(B) = \begin{vmatrix} -410,73 - B & 0 & -\frac{1}{2} \cdot 511,73 \\ 0 & -320,42 - B & 0 \\ -\frac{1}{2} \cdot 511,73 & 0 & -387,89 - B \end{vmatrix} = 0 ; \quad (3.128)$$

В результаті розкриття матриці отримали наступне рівняння:

$$-B^3 - 1119,04B^2 - 349744,98B - 30071779,16 = 0 . \quad (3.129)$$

Коренями цього рівняння будуть значення:

$$B_{22} = -143,19 ; B_{44} = -320,42 ; B_{55} = -655,43 . \quad (3.130)$$

Рівняння (3.100) у канонічній формі набуде вигляду:

$$Y_{Psv} - 10800 = -143,19X_2^2 - 320,42X_4^2 - 655,43X_5^2 . \quad (3.131)$$

Рівняння в канонічній формі зручне для аналізу та оптимізації, тому що до нього входять усі фактори у квадраті. Розмір канонічного рівняння (3.129) залежить від знаків коефіцієнтів B_{22} , B_{44} та B_{55} .

Задали значенням статичного тиску Y_{Psv} і підставили його в рівняння (3.131). Отримали рівняння контурної кривої. Задали наступне значення статичного тиску Y_{Psv} , відповідно, отримали рівняння наступної контурної кривої тощо. Результати розрахунків, які відносяться до побудови контурних кривих, систематизуємо та зводимо, якщо це необхідно [87 – 90].

Використовуючи метод планування експерименту, була реалізована можливість отримати функціональну залежність факторів, що описують даний об'єкт, а потім шляхом канонічного аналізу отриманих рівнянь визначили значення факторів, що забезпечують оптимальні умови.

Для пошуку оптимальних умов досліджуваного процесу, коли кількість значимих у рівнянні регресії факторів $k = 3$ ми спростили, аналізуючи поверхню відгуку області оптимуму графоаналітичним методом з допомогою двомірного перерізу. В результаті аналізу отримане рівняння регресії звели до рівняння з двома факторами, інші стабілізували на постійному рівні. Це дозволило отримати уявлення про вплив кожного чинника на параметр оптимізації. Після перетворення рівняння регресії в канонічний вигляд

з'явилася можливість визначити, якого типу відноситься геометричний образ досліджуваної функції відгуку.

Розглядаючи рівняння (3.127) та рисунок 3.24, який у графічному вигляді відображає це рівняння, видно, що до складу цього рівняння входять три квадратичні члени $\ll -410,73 \cdot \tilde{x}_2^2 \gg$, $\ll -320,42 \cdot \tilde{x}_4^2 \gg$ і $\ll -387,89 \cdot \tilde{x}_5^2 \gg$ які сприяють формуванню поверхні відгуку Y_{Psv} у вигляді параболі, до того ж знак $\ll - \gg$ говорить про те, що гілки параболі спрямовані вниз.

Зменшення чи збільшення значення фактора $\tilde{x}_2$ від центру параболі призводить до зміни величини поверхні відгуку Y_{Psv} . Фактор $\tilde{x}_5$ у процесі роботи пневматичної системи постійно змінюється, але максимальне значення поверхню відгуку Y_{Psv} отримує при проходженні фактора $\tilde{x}_5$ близькому до середнього значення (центр параболі).

Зменшення чи збільшення значення фактора $\tilde{x}_4$ призводить до зміни величини поверхні відгуку Y_{Psv} , на розглянутому рисунку 3.24 значення цього фактору приймаємо постійним. На значення поверхня відгуку Y_{Psv} , також впливає величина рівняння 3.127 $\ll -511,73\tilde{x}_2\tilde{x}_5 \gg$, де зміна, якої у бік збільшення чи зменшення істотно впливає кінцевий результат. Коефіцієнт при цьому факторі впливає на положення центру параболі щодо осі $O\tilde{x}_2$ та осі $O\tilde{x}_5$ рисунок 3.25.

Розглядаючи рівняння (3.127) та рисунок 3.28, який у графічному вигляді відображає це рівняння, видно, що до складу цього рівняння входять три квадратичні члени $\ll -410,73 \cdot \tilde{x}_2^2 \gg$, $\ll -320,42 \cdot \tilde{x}_4^2 \gg$ і $\ll -387,89 \cdot \tilde{x}_5^2 \gg$ які сприяють формуванню поверхні відгуку Y_{Psv} у вигляді параболі, до того ж знак $\ll - \gg$ говорить про те, що гілки параболі спрямовані вниз. Зменшення чи збільшення значення фактора $\tilde{x}_2$ від центру параболі призводить до зміни величини поверхні відгуку Y_{Psv} . Фактор $\tilde{x}_4$ у процесі роботи пневматичної системи є постійним, але максимальне значення поверхню відгуку Y_{Psv} отримуємо, коли значення фактора $\tilde{x}_4$ приймає середнє значення. В свою чергу зменшення чи збільшення значення фактора $\tilde{x}_5$ відповідно до рівняння (3.127)

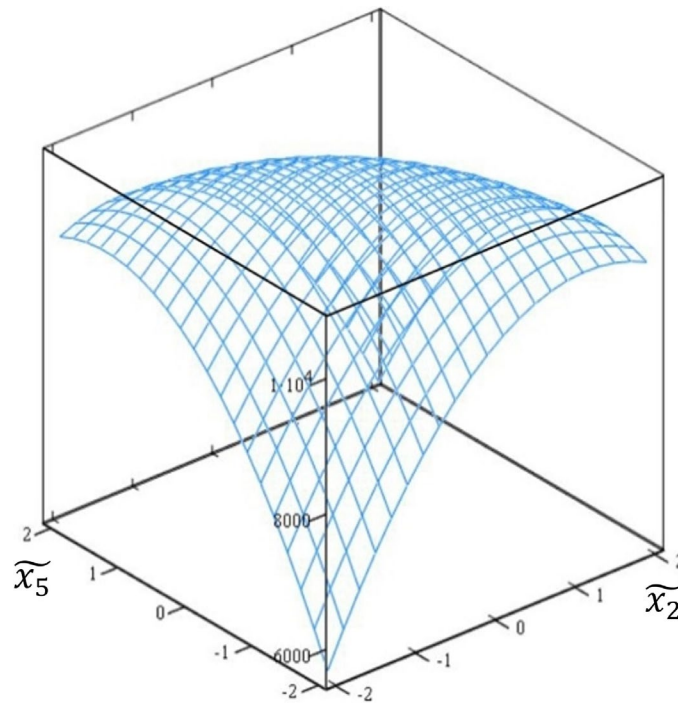


Рисунок 3.24 – Поверхня відгуку Y_{PSV} (3.127) коли фактор $\widetilde{x}_4 = 0$ та фактори $\widetilde{x}_2 \in [-1; +1]$ і $\widetilde{x}_5 \in [-1; +1]$

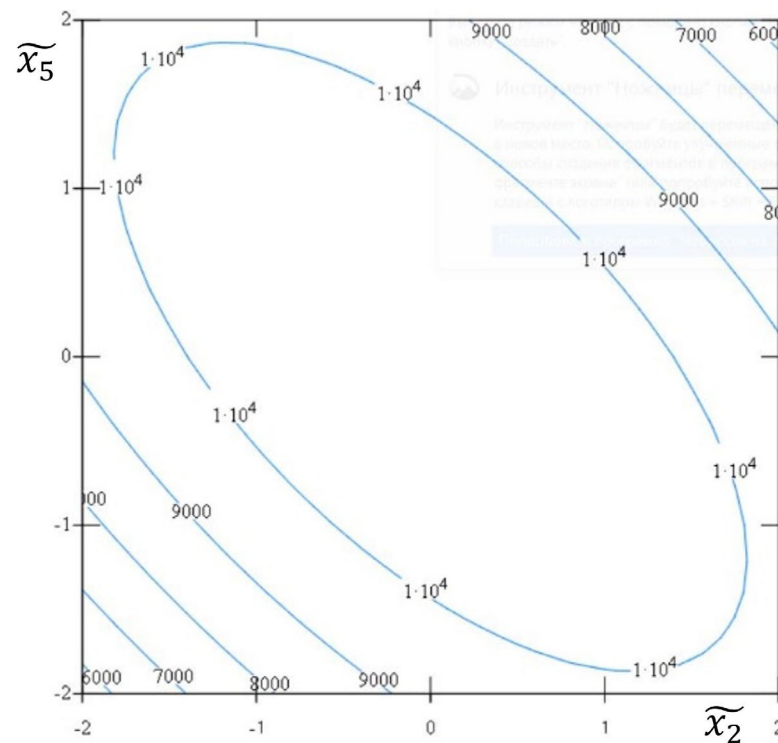


Рисунок 3.25 – Лінії рівного рівня поверхні відгуку Y_{PSV} (3.127) коли фактор $\widetilde{x}_4 = 0$ та фактори $\widetilde{x}_2 \in [-1; +1]$ і $\widetilde{x}_5 \in [-1; +1]$

призводить до зміни величини поверхні відгуку Y_{psv} . Розглядаючи рисунок 3.26 значення цього фактору приймаємо постійним. Отже, виходячи з рівняння 3.127 величина $\ll -511,73\widetilde{x}_2\widetilde{x}_5 \gg$ приймає значення рівне нулю. Положення центру поверхні відгуку при даних значеннях факторів лежить в центрі координат осі $O\widetilde{x}_2$ та осі $O\widetilde{x}_4$ рисунок 3.27.

На рисунку 3.28, зменшення чи збільшення значення фактору $\widetilde{x}_4$ від центру параболі призводить до зміни величини поверхні відгуку Y_{psv} . Фактор $\widetilde{x}_2$ у процесі роботи пневматичної системи є постійним, але максимальне значення поверхню відгуку Y_{psv} отримуємо, коли значення фактора $\widetilde{x}_2$ приймає середнє значення. В свою чергу зменшення чи збільшення значення фактору $\widetilde{x}_5$ відповідно до рівняння 3.127 призводить до зміни величини поверхні відгуку Y_{psv} . З рівняння 3.127 величина $\ll -511,73\widetilde{x}_2\widetilde{x}_5 \gg$ приймає значення рівне нулю бо значення фактору $\widetilde{x}_2$ прийнято постійним. Положення центру поверхні відгуку при даних значеннях факторів лежить в центрі координат осі $O\widetilde{x}_4$ та осі $O\widetilde{x}_5$ рисунок 3.29.

Розглядаючи рівняння 3.131, яке має канонічну форму, дає змогу записати рівняння 3.127 без величини $\ll -511,73\widetilde{x}_2\widetilde{x}_5 \gg$, та розмістити поверхню відгуку в зручній для аналізу формі. Таким чином, поверхня відгуку Y_{psv} розташовується симетрично відносно осей координат рисунок 3.30. Для розглядання рівняння 3.131, в якому присутні три невідомі (фактори), спонукають прийняти значення одного з факторів постійною величиною.

Рівняння 3.131, до складу якого входять три квадратичні члени $\ll -143,19X_2^2 \gg$, $\ll -320,42X_4^2 \gg$ і $\ll -655,43X_5^2 \gg$ які сприяють формуванню поверхні відгуку Y_{psv} у вигляді параболі, до того ж знак $\ll - \gg$ говорить про те, що гілки параболі спрямовані вниз.

На рисунку 3.31, фактор X_4 приймає постійне значення. Зменшення чи збільшення значення фактору X_2 від центру параболі призводить до зміни величини поверхні відгуку Y_{psv} . Фактор X_2 у процесі роботи пневматичної системи є постійним, але максимальне значення поверхню відгуку Y_{psv} отримуємо, коли значення фактору X_2 приймає середнє значення, розглядаючи

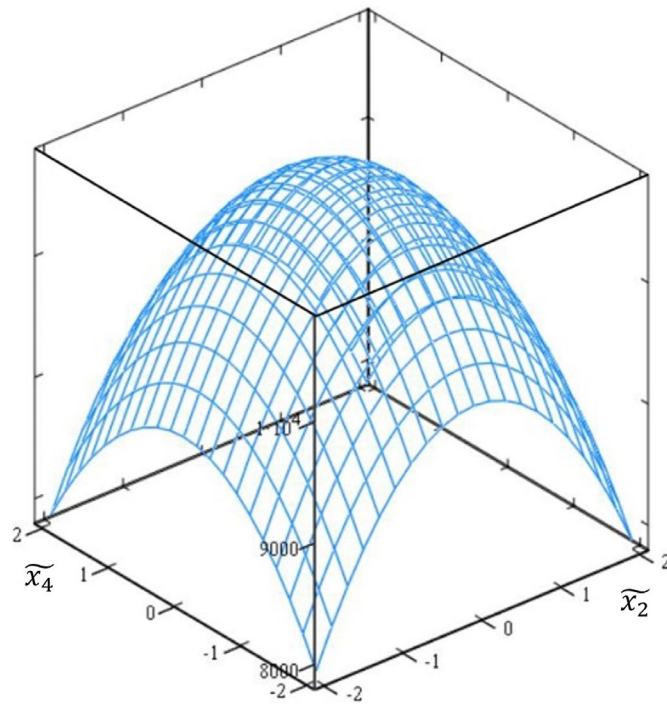


Рисунок 3.26 – Поверхня відгуку Y_{PSV} (3.127) коли фактор $\widetilde{x}_5 = 0$ та фактори $\widetilde{x}_2 \in [-1; +1]$ і $\widetilde{x}_4 \in [-1; +1]$

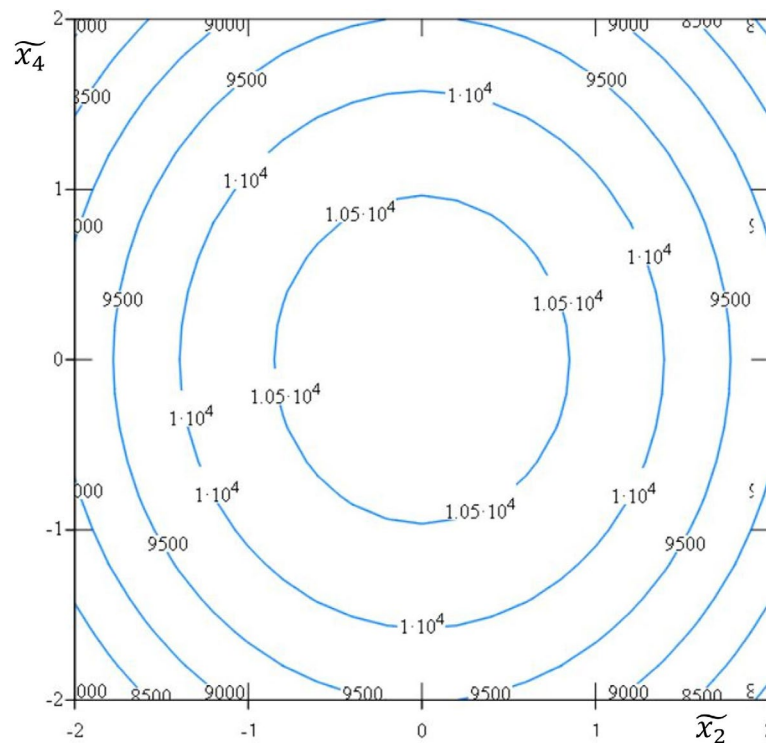


Рисунок 3.27 – Лінії рівного рівня поверхні відгуку Y_{PSV} (3.127) коли фактор $\widetilde{x}_5 = 0$ та фактори $\widetilde{x}_2 \in [-1; +1]$ і $\widetilde{x}_4 \in [-1; +1]$

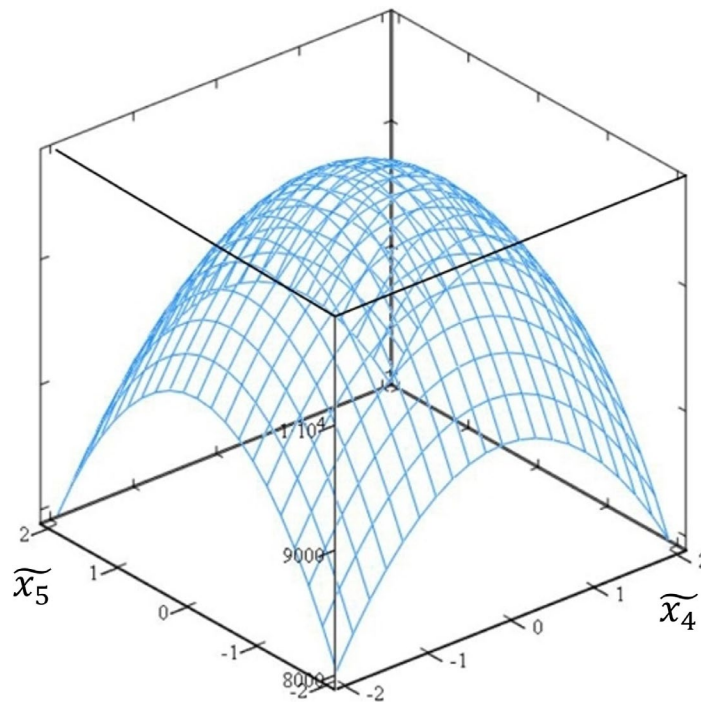


Рисунок 3.28 – Поверхня відгуку Y_{PSV} (3.127) коли фактор $\widetilde{x}_2 = 0$ та фактори $\widetilde{x}_4 \in [-1; +1]$ і $\widetilde{x}_5 \in [-1; +1]$

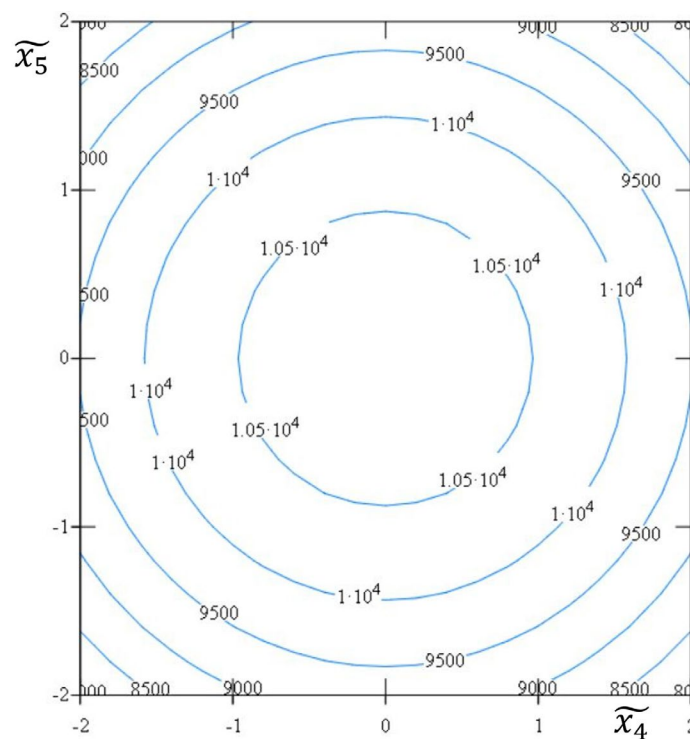


Рисунок 3.29 – Лінії рівного рівня поверхні відгуку Y_{PSV} (3.127) коли фактор $\widetilde{x}_2 = 0$ та фактори $\widetilde{x}_4 \in [-1; +1]$ і $\widetilde{x}_5 \in [-1; +1]$

рисунок 3.30. В свою чергу зменшення чи збільшення значення фактору X_5 відповідно до рівняння 3.131 призводить до зміни величини поверхні відгуку Y_{Psv} . Положення центру поверхні відгуку, згідно до одержаного рівняння в канонічному вигляді 3.131, при даних значеннях факторів, лежить в центрі координат осі OX_2 та осі OX_5 рисунок 3.31. На рисунку 3.31 для зручності аналізу на поверхні відгуку зображені концентричні лінії перетину з поверхнею із зазначенням значень тиску у цих місцях.

Розглядаючи рисунок 3.32, фактор X_5 приймає постійне значення. Зменшення чи збільшення значення фактору X_2 від центру параболі призводить до зміни величини поверхні відгуку Y_{Psv} . Фактор X_2 у процесі роботи пневматичної системи є постійним, але максимальне значення поверхню відгуку Y_{Psv} отримуємо, коли значення фактора X_2 приймає середнє значення, розглядаючи рисунок 3.32. В свою чергу зменшення чи збільшення значення фактору X_4 відповідно до рівняння 3.131 призводить до зміни величини поверхні відгуку Y_{Psv} . Положення центру поверхні відгуку, згідно до одержаного рівняння в канонічному вигляді 3.131, при даних значеннях факторів, лежить в центрі координат осі OX_2 та осі OX_4 рисунок 3.33. На рисунку 3.33 для зручності аналізу на поверхні відгуку зображені концентричні лінії перетину з поверхнею із зазначенням значень тиску у цих місцях.

На рисунку 3.34, фактор X_2 приймає постійне значення. Зменшення чи збільшення значення фактору X_4 від центру параболі призводить до зміни величини поверхні відгуку Y_{Psv} . Фактор X_4 у процесі роботи пневматичної системи є постійним, але максимальне значення поверхню відгуку Y_{Psv} отримуємо, коли значення фактора X_4 приймає середнє значення, розглядаючи рисунок 3.34. В свою чергу зменшення чи збільшення значення фактору X_5 відповідно до рівняння 3.131 призводить до зміни величини поверхні відгуку Y_{Psv} . Положення центру поверхні відгуку, згідно до одержаного рівняння в канонічному вигляді 3.131, при даних значеннях факторів, лежить в центрі координат осі OX_4 та осі OX_5 рисунок 3.35. На рисунку 3.35 для зручності аналізу на поверхні відгуку зображені концентричні лінії перетину з поверхнею із зазначенням значень тиску у цих місцях [94].

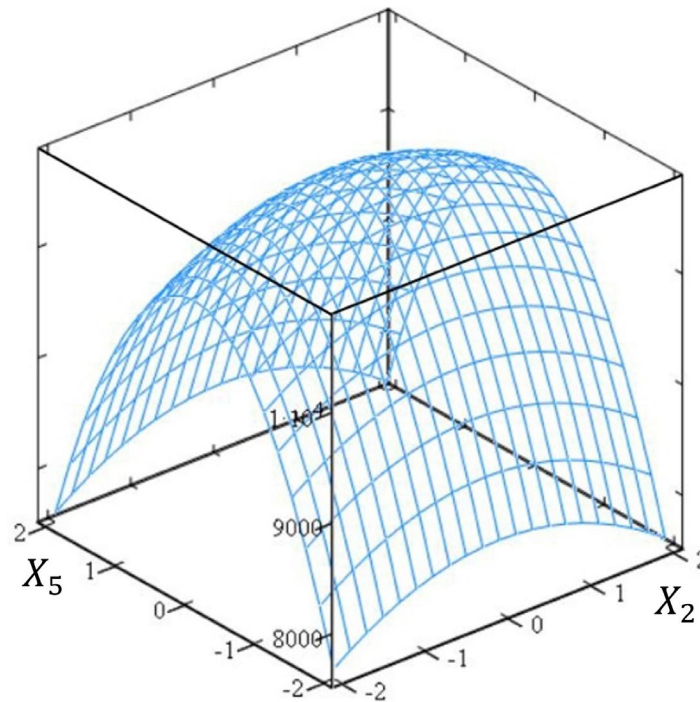


Рисунок 3.30 – Поверхня відгуку Y_{PSV} (3.131) коли фактор $X_4 = 0$ та фактори $X_2 \in [-2; +2]$ і $X_5 \in [-2; +2]$

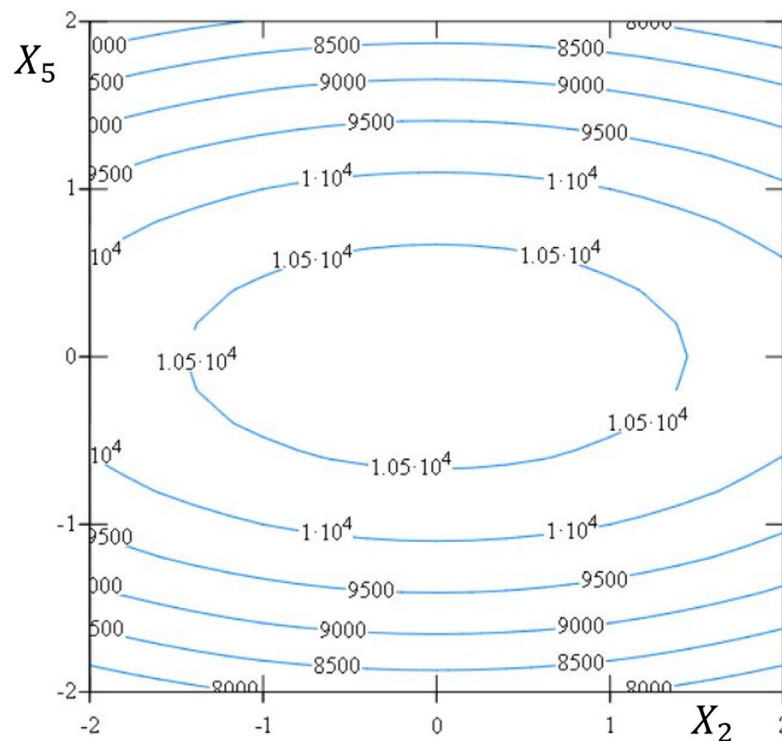


Рисунок 3.31 – Лінії рівного рівня поверхні відгуку Y_{PSV} (3.131) коли фактор $X_4 = 0$ та фактори $X_2 \in [-1; +1]$ і $X_5 \in [-1; +1]$

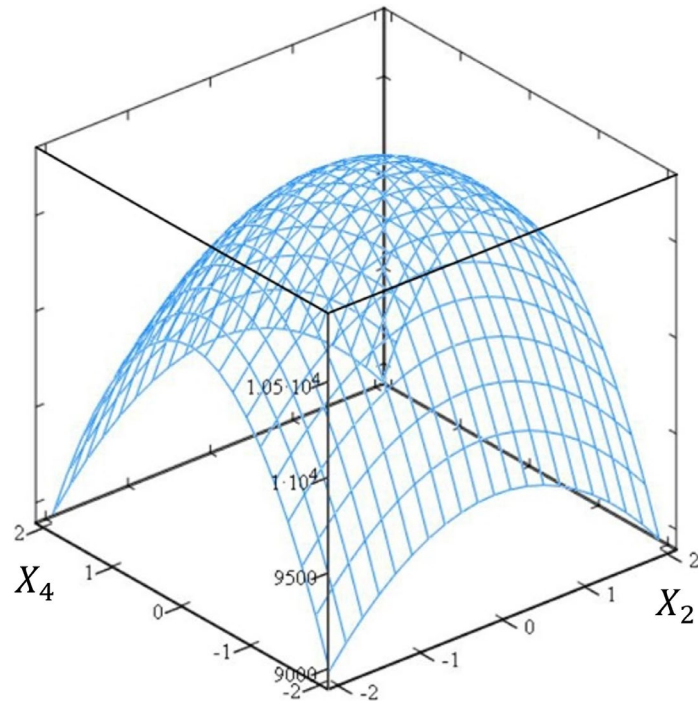


Рисунок 3.32 – Поверхня відгуку Y_{PSV} (3.131) коли фактор $X_5 = 0$ та фактори $X_2 \in [-2; +2]$ і $X_4 \in [-2; +2]$

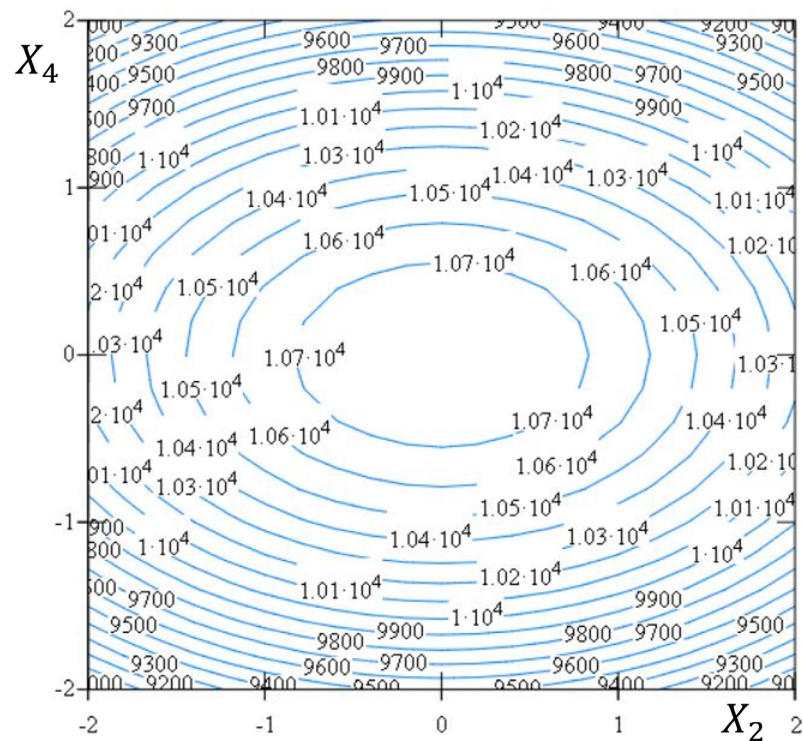


Рисунок 3.33 – Лінії рівного рівня поверхні відгуку Y_{PSV} (3.131) коли фактор $X_5 = 0$ та фактори $X_2 \in [-1; +1]$ і $X_4 \in [-1; +1]$

3.15. Аналіз ефективності запропонованих змін у конструкції ВРВ

Економічна вигода зміни в конструкції ВРВ можливо пов'язати зі статичним тиском вентилятора, що розвивається, за рівних умов роботи. Для цього раніше отримане рівняння залежності статичного тиску повітря пневматичної системи від масової витрати повітря (3.53) порівнюємо зі статичним тиском одержуваним пневматичною системою із ВРВ нової конструкції. З цією метою отримане рівняння регресії для нової конструкції вентилятора (3.100) приводимо до явного вигляду при оптимальних значеннях параметрів вентилятора:

$$P_{sv_n}(\widehat{G_m}) = 8559,49 + 22476,70G_m - 56305,70G_m^2 ; \quad (3.132)$$

де $P_{sv_n}(\widehat{G_m})$ – функція створюваного новим вентилятором статичного тиску від масової витрати повітря G_m .

Для порівняння величин створюваного вентилятором статичного тиску користуючись виведеними рівняннями (3.53) та (3.132) будемо графік рисунок 3.36. З рисунку 3.36, видно різницю зміни статичного тиску створюваного вентиляторами двох різних конструкцій. Для повної ясності зробили порівняння створюваного статичного тиску при заданих масових витратах повітря G_m . Так при масовій витраті повітря $G_m = 0,20$ кг/с абсолютна похибка статичного тиску дорівнює 31%, а коли масова витрата повітря $G_m = 0,366$ кг/с абсолютна похибка статичного тиску дорівнює 8%.

Застосування вентилятора нової конструкції є доцільним тому що він створює статичний тиск більший за величиною в середньому на даному інтервалі приблизно на 20%.

Порівняємо як описують поверхні відгуку рівняння регресії, що містить лінійні члени рівняння (3.61) і рівняння регресії, до якого входять фактори по-другому (3.100). Для цього рівнянню регресії (3.61) переводимо у явний вигляд, враховуючи результати розрахунків крутого сходження:

$$P_{sv_n1}(\widehat{G_m}) = 13943,16 - 16235,66G_m ; \quad (3.133)$$

Будемо графіки рисунок 3.37.

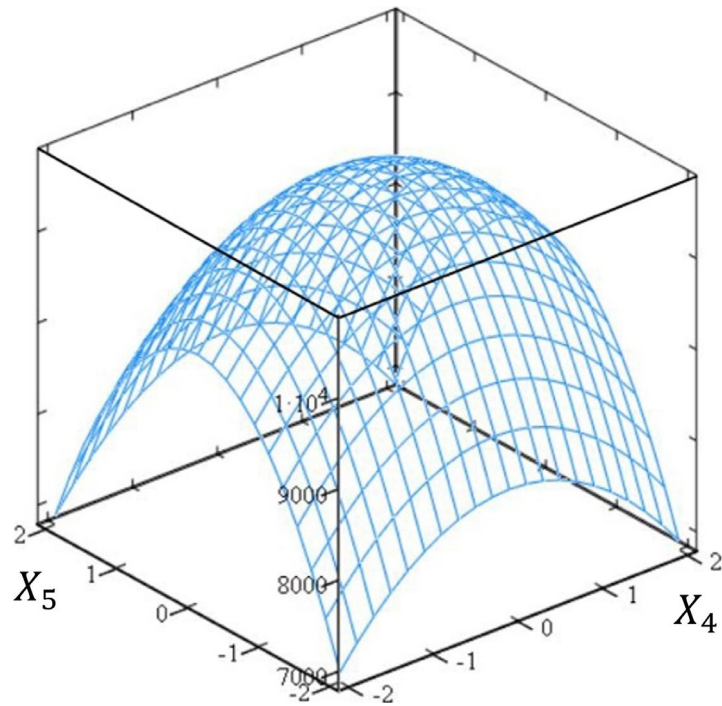


Рисунок 3.34 – Поверхня відгуку Y_{PSV} (3.131) коли фактор $X_2 = 0$ та фактори $X_4 \in [-2; +2]$ і $X_5 \in [-2; +2]$

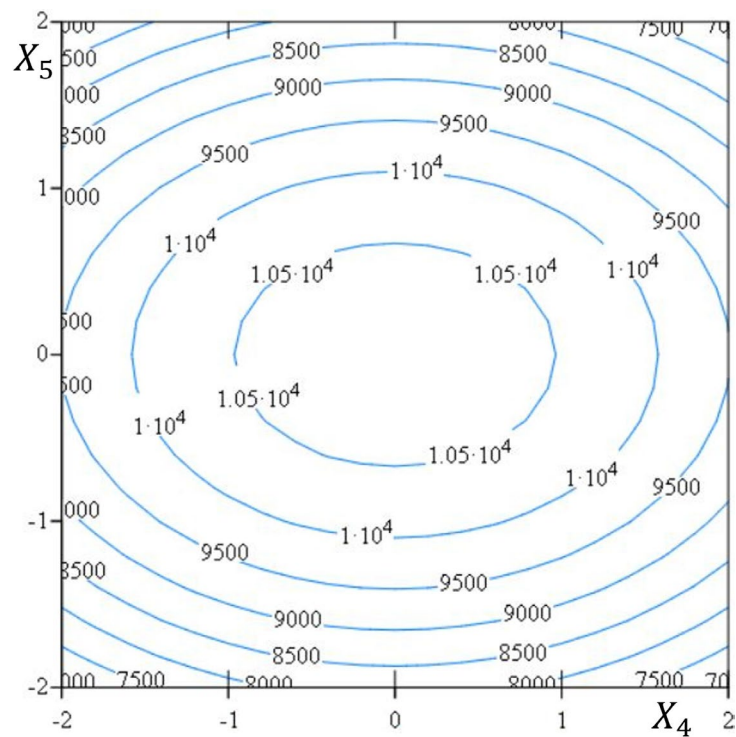


Рисунок 3.35 – Лінії рівного рівня поверхні відгуку Y_{PSV} (3.131) коли фактор $X_2 = 0$ та фактори $X_4 \in [-1; +1]$ і $X_5 \in [-1; +1]$

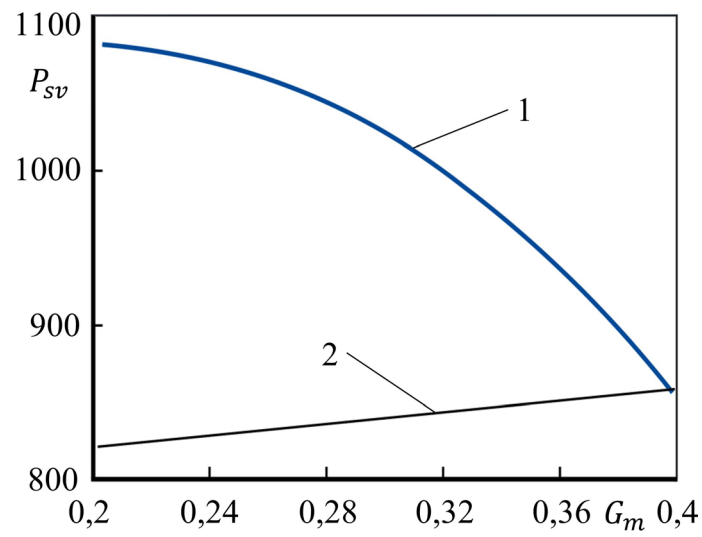


Рисунок 3.36 – Поверхня відгуку: крива 1 – $P_{sv_n}(\widehat{G_m})$ (3.132) та крива 2 – $P_{sv_f}(\widehat{G_m})$ (3.53) в залежності від значення $G_m \in [0,20; 0,37]$

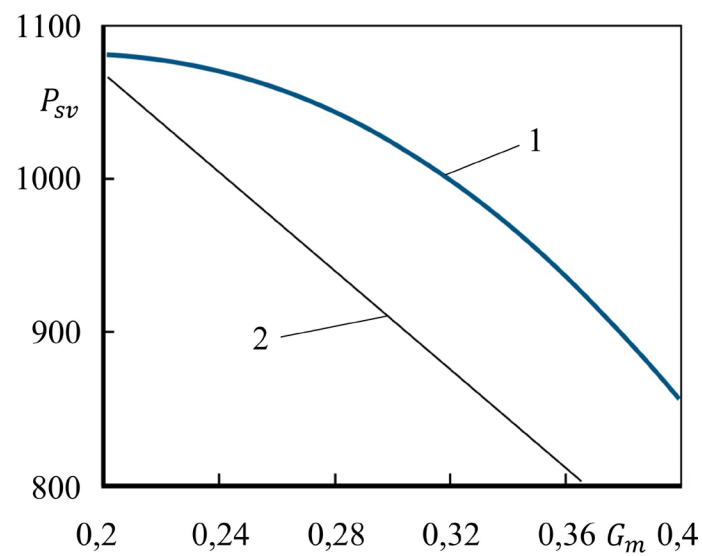


Рисунок 3.37 – Поверхня відгуку: крива 1 – $P_{sv_n}(\widehat{G_m})$ (3.132) та крива 2 – $P_{sv_n1}(\widehat{G_m})$ (3.133) в залежності від значення $G_m \in [0,20; 0,37]$

Переконаємося, що поліном другого ступеня точніше описує значення поверхні відгуку.

Суть методичного підходу, запропонованого до визначення рівнянь регресії, полягає в математичному описі поведінки поверхні відгуку при впливі вибраних п'яти незалежних факторів. Щоб зменшити необхідну кількість дослідів, взяли дрібний план, математична обробка результатів дослідження виконана з використанням п'яти факторів, які впливають на значення поверхні відгуку в дослідженні [87].

Результатом математичної обробки є визначення рівняння регресії у вигляді алгебраїчного квадратичного полінома, в якому визначені коефіцієнти при незалежних факторах, що відображають дійсний ступінь впливу значимих змінних факторів на значення поверхні відгуку. Після математичного перетворення було уточнено коефіцієнти при факторах і встановлено механізм впливу факторів на показник досліджуваного процесу.

Оцінку рівняння регресії, що визначається дробовим планом з п'ятьма змінними, було проаналізовано після аналізу впливу факторів у різних комбінаціях. З використанням програми Mathcad 15 побудовані 3D графіки поверхні відгуку при різних значеннях, вибраних нами факторів.

Висновки за розділом 3.

1. Запропоновано на підставі математичного планування експерименту проаналізувавши та емпіричним шляхом встановили, що основні рівні чинників, які впливають на модель ВРВ та змінюють величину статичного тиску P_{sv} є 3 групи досліджуваних факторів: геометричні параметри ВРВ – кут установки лопаток β_1 на вході та виході β_2 з РК, кількість лопаток РК $Z_{РК}$ (три значення для кожного фактору); кінематичні фактори - частота обертання РК n , у трьох випробуваннях вона склала 486,98; 492,18 та 497,38 рад/с відповідно і газодинамічний фактор – масова витрата повітря.

2. За результатами факторного експерименту було отримано рівняння регресії, зробили висновок, що при збільшенні G_m в межах від 0,20 до 0,366 кг/с, величина P_{sv} зростає, при використанні класичної форми РК, це підтвердили й зроблені розрахунки, від 8210 до 8522 Па. Основну частину часу пневматична система сівалки працює на знижених значеннях масової витрати повітря. Статичний тиск створюваний ВРВ та конструкція пневматичної системи не сприяє безперебійній роботі її, це підтверджують спостереження за роботою сівалки. Наслідок, у конструкцію ВРВ та в пневматичну систему потрібно внести конструктивні зміни, наприклад змінити геометричні параметри робочого колеса.

3. Проведено дробовий факторний експеримент, та отримане лінійне рівняння регресії, модель адекватна, у вигляді полінома першого ступеня. Отриманий лінійний план дав можливість проаналізувати інформацію про поведінку поверхні відгуку, встановлено, що при збільшенні G_m значення P_{sv} зростає. Прийнято рішення про напрямок подальшої оптимізації конструкції. Для проведення оптимізації, вирішили знайти значення факторів в екстремальних точках, тобто перейшли до одержання рівняння регресії в виді полінома другого ступеня.

4. Враховуючи одержане рівняння регресії у вигляді полінома другого ступеня встановлено механізм впливу факторів на показники досліджуваного процесу. Одержано значення P_{sv} в межах від 10802,6 до 9243,5 Па в залежності від значення G_m в межах від 0,20 до 0,366 кг/с. На основі поверхонь відгуків визначили, що при масовій витраті повітря $G_m = 0,20$ кг/с абсолютна похибка P_{sv} становить 31%, а коли масова витрата повітря $G_m = 0,366$ кг/с абсолютна похибка P_{sv} буде 8%, на користь конструкції вентилятора у новому виконанні. Тобто, в середньому на даному інтервалі G_m значення P_{sv} приблизно на 20% більше за величину P_{sv} вентилятора класичної конструкції. Запропонований методологічний підхід може застосовуватися для вивчення процесів у пневматичній системі та удосконалення її конструкції.

РОЗДІЛ 4

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПОВІТРЯНОГО ПОТОКУ В ПРОТОЧНІЙ ЧАСТИНІ ВІДЦЕНТРОВОГО РАДІАЛЬНОГО ВЕНТИЛЯТОРА

4.1 Програма та методика проведення лабораторних досліджень.

На підставі аналізу пред'явлених вимог до функціонування ВРВ із складу пневматичних систем сівалок та існуючих методик проведення лабораторних досліджень сформульовано завдання досліджень – проведення лабораторних експериментів для оптимізації параметрів та режимів роботи ВРВ.

Досягнення поставленої мети вирішується у наступній послідовності: проведення технологічних та конструктивних розрахунків лабораторної установки; розробка робочої конструкторської документації; виготовлення лабораторної установки; складання програми та методики проведення лабораторних досліджень [95 – 103].

Для випробування ВРВ у лабораторних умовах, на кафедрі «Оптимізація технологічних систем» Харківського державного біотехнологічного університету розроблено та виготовлено лабораторну стенд-установку рисунок 4.1, за допомогою якої здійснюється оптимізація основних показників роботи запропонованої конструкції ВРВ та підготовка пневматичної системи сівалки до подальшого експериментального дослідження у польових умовах.

Лабораторна стенд – установка складається зі станини, тахометра – приладу для вимірювання кількості обертів, вхідного патрубку, робочого колеса ВРВ та спірального корпусу РАВ, вихідного патрубку, дифманометрів з трубкою Піто, привідного двигуна [104 – 106].

Принцип роботи лабораторної установки є наступним. Лабораторна установка, привід якої здійснюється електродвигуном через ремінну передачу, розташована на станині, підведення повітря здійснюється через трубу $\varnothing 135$ мм. На вході в трубу встановлена засувка, за допомогою якої

регулюється масова витрата повітря, що надходить до ВРВ. Вхідна труба та ВРВ нерухомо закріплені на звареній станині. Отже, електродвигун через ремінну передачу обертає робоче колесо ВРВ, повітряний потік, через вхідну трубу, надходить у ВРВ, масова витрата повітря регулюється за допомогою засувки. Знімання параметрів здійснюється за допомогою датчиків «TA400 Dynamic pressure anemometer» (рисунок 4.2 (а), похибка вимірювання $P: \pm 0,3\%$, $C: \pm 2,5\%$, $T: \pm 1^\circ\text{C}$ встановлених у вхідній трубі та на виході з правлика вентилятора, а також на приводному валу РК «AT – 8 Digital Tachometer» рисунок 4.2 (б), похибка вимірювання $n: \pm 0,05\%$) [79, 80].

Під час роботи установки дослідник знімає необхідні дані при певній витраті повітря, а саме повний та статичний тиск, що створюється вентилятором, швидкість повітряного потоку, масова витрата повітря та частота обертання РК. Методика та правила знімання параметрів виконували з урахуванням запропонованих рекомендацій [107 – 113].

Випробування проводили на атмосферному повітрі при температурі 21°C та відносній вологості повітря 46%. Коливання електричної напруги та частота підведеного до електроприводу відповідають нормам. Вимірювальні прилади – диференціальні манометри, тахометр знаходяться в області де відсутня дія повітряного потоку, вібрацій та дії тепла, факторів, які можуть впливати на показники приладів. При виконанні експерименту була можливість фіксувати значення P_{sv} , C , n , t . Вимірювані величини реєстрували в діапазоні об'ємних витрат повітря, які перекривають робочу область роботи вентилятора. Нагріву повітря вентилятором не відбувалось. На основі отриманих даних було проведено аналіз та побудовано графіки. Кількість повторювань проводили виходячи з закономірностей процесу. Встановлення потрібної кількості вимірів має велике значення, оскільки забезпечує отримання найбільш об'єктивних результатів при мінімальних затратах часу.

Вихідними даними є допустима похибка та бажана довірча ймовірність. Довірча ймовірність (надійність) результату α – це ймовірність знаходження результату вимірювання в межах довірчої границі, $x = \bar{x} \pm \Delta x$, де $\bar{x}$ – середнє

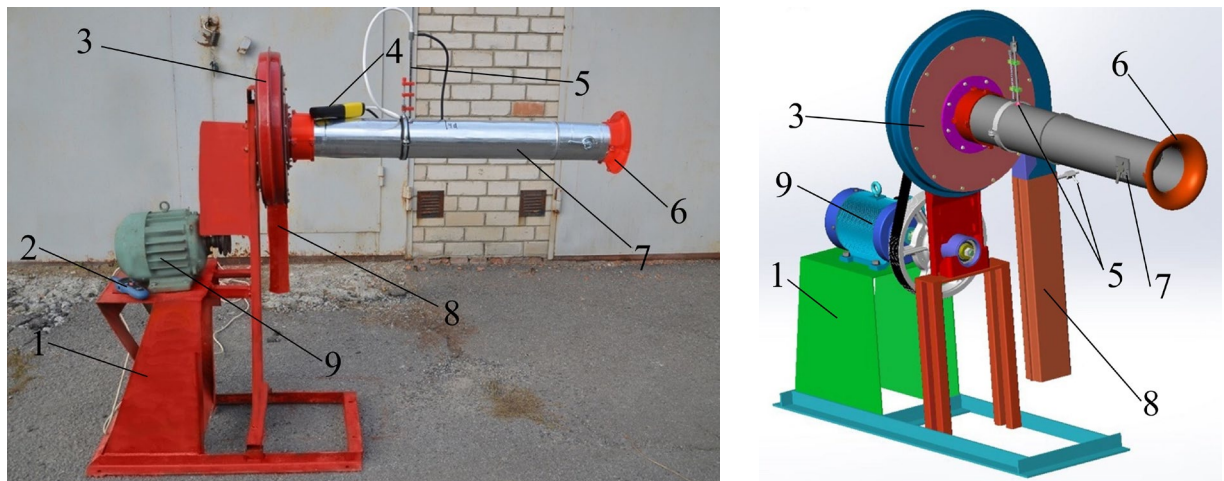


Рисунок 4.1 – Лабораторний стенд-установка для випробувань ВРВ:
 1 – станина; 2 – прилад для вимірювання кількості обертів (тахометр);
 3 – ВРВ (робоче колесо та равлик); 4 – дифманометр; 5 – трубка Піто;
 6 – вхідний апарат (Вентурі); 7 – вхідний трубопровід; 8 – вихідний
 трубопровід; 9 – привідний двигун



а



б

Рисунок 4.2 – Вимірювальні прилади: а – TA400 Dynamic pressure anemometer; б – AT – 8 Digital Tachometer

значення вимірюваної величини, Δx – відхилення вимірюваної величини від середнього значення. Беремо $\alpha = 0,95$, гарантійний коефіцієнт, при довірчій ймовірності $t = 1,96$.

В процесі аналізу отриманих експериментальних даних середнє арифметичне значення вимірюваної величини $\bar{a}$ визначали за формулою $\bar{a} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n a_i$, де $a_1, a_2, a_3 \dots a_n$ – виміри, n – кількість вимірів. Чим більше проведено вимірювань, тим меншою є випадкова похибка середньої арифметичної.

Розсів отриманих результатів a_i від середнього арифметичного значення $\bar{a}$ оцінювали дисперсією $\sigma^2 = (n - 1)^{-1} \sum_{i=1}^n (a_i - \bar{a})^2$ та середньоквадратичним відхиленням $\sigma = \sqrt{\sigma^2}$ [69]. Чим більші дисперсія σ^2 та середньоквадратичне відхилення, тим більше значення розсіювання вимірів. Найбільшою похибкою середнього значення $\bar{a}$ є величина $\pm 3\sigma$, а відносна похибка $\Delta n(a) = \pm 3 \frac{\sigma}{\bar{a}} 100\%$.

Кількість вимірів, повторюваностей приймали від трьох до п'яти. В таблиці 4.1 наведено приклад результату обробки вимірюваних даних в ході лабораторних випробувань.

На основі оброблених даних n , G_{mp} , P_{svpi} , C_{ip} сформувавши дані згідно випробуванням ВРВ моделі А-01 (таблиця 4.2) та моделі А-02 (таблиця 4.3).

На основі отриманих та обробленими даних будуємо графіки залежності P_{sv} від G_{mp} . Графік може бути плавною кривою або ламаною лінією. Злами на графіку можуть бути в результаті втручання в процес проведення дослідів чи вимірювання випадкових некерованих факторів. В місцях зламу може відбуватися зміна характеру закономірностей внаслідок кількісно-якісних перетворень показників процесу, що відбувається в системі. Ліквідацію таких шкідливих явищ проводили шляхом виконання додаткових дослідів. Можна проводити згладжування графічними або математичними методами [114 – 120].

Із математичних методів ми застосовували апроксимацію методом найменших квадратів, та згладжування методом ковзного середнього за трьома вимірами. Останній спосіб передбачає визначення середньої величини

Таблиця 4.1 – Результати обробки вимірювання даних

№ точки заміру	n, об/хв	Значення P_{svpn} (Па) за повторностями			Середнє значення, $\overline{P_{svpn}}$	σ^2	σ	$\Delta n(a), \%$
		1	2	3				
2	4650	101210	101214	101212	101212	4	2	$\pm 0,006\%$
1	4700	101207	101209	101208	101208	1	1	$\pm 0,001\%$
2	4750	110340	110350	110344	110345	25,5	5,05	$\pm 0,014\%$
2	4650	101134	101133	101135	101134	1	1	$\pm 0,003\%$
1	4750	107110	107112	107108	107110	4	2	$\pm 0,006\%$

Таблиця 4.2 – Параметри отримані на стенді з ВРВ моделі А-01

№, досл.	n, об/хв	G_{mp} , кг/с	P_{svp1} , Па	P_{svp2} , Па	P_{svp3} , Па	C_{1p1} , м/с	C_{1p2} , м/с	C_{1p3} , м/с
1	4650	0,2	101228	101229	101229	7,2	12,5	12,8
2	4650	0,2	108885	108887	108900	8	27	32
3	4700	0,2	101229	101230	101230	8,2	12,5	12,7
4	4700	0,2	108630	108618	108626	25,5	26	21
5	4750	0,2	101228	101229	101229	7,2	12,6	12,8
6	4750	0,2	109216	109218	109234	7	28	32
7	4650	0,283	101133	101134	101134	10,5	17,5	18
8	4650	0,283	108857	108850	108845	27,5	34	33
9	4700	0,283	101134	101135	101135	11,2	17,5	18
10	4700	0,283	108300	108287	108278	28,5	39	38
11	4750	0,283	101136	101137	101137	13,9	18,4	17,2
12	4750	0,283	107110	107060	107050	31	39	31
13	4650	0,366	101010	101011	101011	17	23,5	22,8
14	4650	0,366	106760	106685	106665	43,5	42	38
15	4700	0,366	101009	101010	101010	16,2	23,2	22,9
16	4700	0,366	107320	107260	107210	43	43,5	41,5
17	4750	0,366	101005	101006	101007	14	23	23,2
18	4750	0,366	108855	108823	108825	39	48,5	44

Таблиця 4.3 – Параметри отримані на стенді з ВРВ моделі А-02

№, досл.	n, об/хв	G_{mp} , кг/с	$P_{sv_{p1}}$, Па	$P_{sv_{p2}}$, Па	$P_{sv_{p3}}$, Па	C_{1p1} , м/с	C_{1p2} , м/с	C_{1p3} , м/с
1	4650	0,2	101215	101212	101211	13,8	13,8	9,2
2	4650	0,2	109670	109720	109740	28,5	37,5	25
3	4700	0,2	101208	101207	101207	14,2	14,0	9,5
4	4700	0,2	109830	109890	109920	28,5	37,5	25
5	4750	0,2	101188	101204	101207	15,5	14,2	9,8
6	4750	0,2	110315	110345	110358	35	30	22
7	4650	0,283	101138	101138	101137	18	17,5	11
8	4650	0,283	109690	109705	109712	41	34	26
9	4700	0,283	101138	101138	101137	18	17,5	11
10	4700	0,283	109898	109906	109916	42	34	24
11	4750	0,283	101138	101138	101137	18	17,5	12
12	4750	0,283	110112	110120	110127	41	34	24
13	4650	0,366	101013	101013	101012	23	22,5	15
14	4650	0,366	109555	109559	109560	42,5	43	33
15	4700	0,366	101013	101013	101012	23	23	14
16	4700	0,366	109769	109776	109780	44	45	35
17	4750	0,366	101013	101013	101012	23	23	15
18	4750	0,366	109950	109954	109958	43,5	43	32

$y_{0i} = \frac{1}{3}(y_{-1} + y_0 + y_{+1})$, де y_{0i} – згладжене значення i – ої точки ряду функції, а y_{-1} , y_0 та y_{+1} – попереднє, згладжуване та наступне значення функції. Далі згладженим значенням y_{0i} заміняли згладжуване y_0 . Розрахунки проводили переміщуючись кожен раз на один крок, до кінця наявних даних [119].

Метод найменших квадратів з параболічним наближенням (апроксимацією) з використанням вагових коефіцієнтів згладження функції за методом для 5 – ти взятих підряд дослідних даних:

$$y_{0i} = \frac{1}{35}(17y_0 + 12(y_{-1} + y_{+1}) - 3(y_{-2} + y_{+2})), \quad (4.1)$$

На основі отриманих даних будуємо графік залежності P_{sv} від G_m , для ВРВ моделі А-01, дослідні точки розташовано близько до прямої. Приймаємо,

що закономірність, яка простежується є лінійною та функція y залежить від аргументу x згідно:

$$y = A + Bx, \quad (4.2)$$

де A і B – емпіричні коефіцієнти. Ці коефіцієнти знаходили за правилами графічного згладження, знайшли емпіричні коефіцієнти та склали рівняння прямої. Отже, рівняння залежності P_{sv} від G_m для ВРВ моделі А-01 має вигляд:

$$P_{svfi} = 8154 - 831G_{mfi}, \quad (4.3)$$

Також, на основі даних будуюмо графік залежності P_{sv} від G_m , для ВРВ моделі А-02, дослідні точки розташовано близько до параболи, яку можна описати рівнянням:

$$y = Ax^2 + Bx + C, \quad (4.4)$$

де A , B і C – емпіричні коефіцієнти, що також знаходили за правилами графічного згладжування. Отримане рівняння для побудови залежності P_{sv} від G_m має вигляд:

$$P_{svni} = -123076G_{mni}^2 + 51043G_{mni} + 4924, \quad (4.5)$$

Будуюмо графік для рівнянь, що описують роботу, при математичному моделюванні за даними залежності P_{sv} від G_m : ВРВ модель А-01 (3.53), ВРВ модель А-02 (3.132) і на основі даних отриманих вході лабораторних випробувань: ВРВ модель А-01 (4.3) та ВРВ модель А-02 (4.5) рисунок 4.3.

Проаналізувавши рисунок 4.3, встановлено, що різниця, між статичним тиском P_{sv} , який створюється вентилятором, нової конструкції (модель А-02), при теоретичному дослідженні та натурному випробуванні лежить в межах 5 - 15% в залежності від витрати повітря G_m . Для моделі А-01 вентилятора встановлено, що різниця P_{sv} при теоретичному дослідженні та натурному випробуванні лежить в межах 3 - 8% в залежності від G_m .

Для подальшого аналізу та проектування вентилятора було розроблено та спроектовано ще один стенд рисунок 4.4, який дозволяє знімати виміри параметрів для РК на різних режимах роботи.

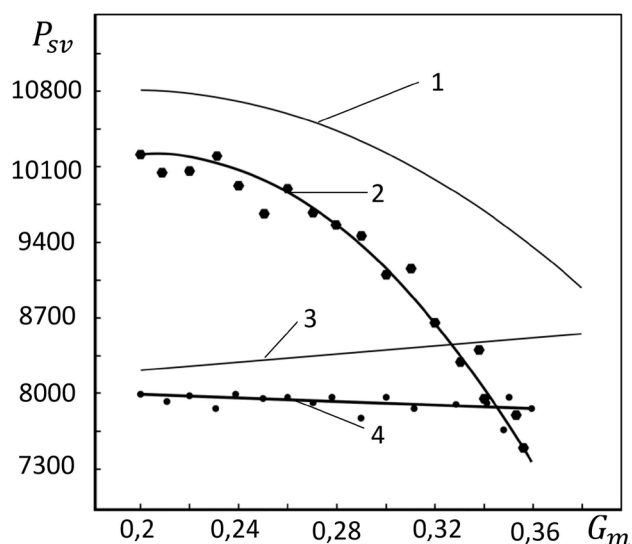


Рисунок 4.3 – Графік залежності P_{sv} від G_m : крива 1 – $\widehat{P_{sv_n}}(G_m)$ – ВРВ модель А-02 – рівняння (3.132); крива 2 – $P_{sv_{ni}}$ – ВРВ модель А-02 – рівняння (4.5); крива 3 – $\widehat{P_{sv_f}}(G_m)$ – ВРВ модель А-01 рівняння (3.53); крива 4 – $P_{sv_{fi}}$ ВРВ модель А-01 рівняння (4.3)

4.2. Розширення діапазону стійкої роботи ВРВ за рахунок встановлення у пневматичній системі сівалки клапану

При проектуванні ВРВ для пневматичної системи сівалки дуже важливо забезпечити стійку роботу в широкому діапазоні витрат повітря. В області малих витрат діапазон стійкої роботи ВРВ обмежений режимом роботи близьким до межі зриву. Робота ВРВ у цьому режимі супроводжується виникненням коливань витрати та тиску повітряного потоку, що призводить до різкого погіршення параметрів та збільшення навантажень на лопатки. Коли витрата повітря приймає максимальне значення, робота ВРВ наближається до межі замикання. Робота на режимах близьких до межі замикання супроводжується припиненням руху повітряного потоку в проточній частині ВРВ [41].

Отже, при експлуатації ВРВ у складі пневматичної системи сівалки РК доводиться працювати на строго фіксованій частоті обертання n . Це дає можливість вибрати оптимальні умови роботи ВРВ.

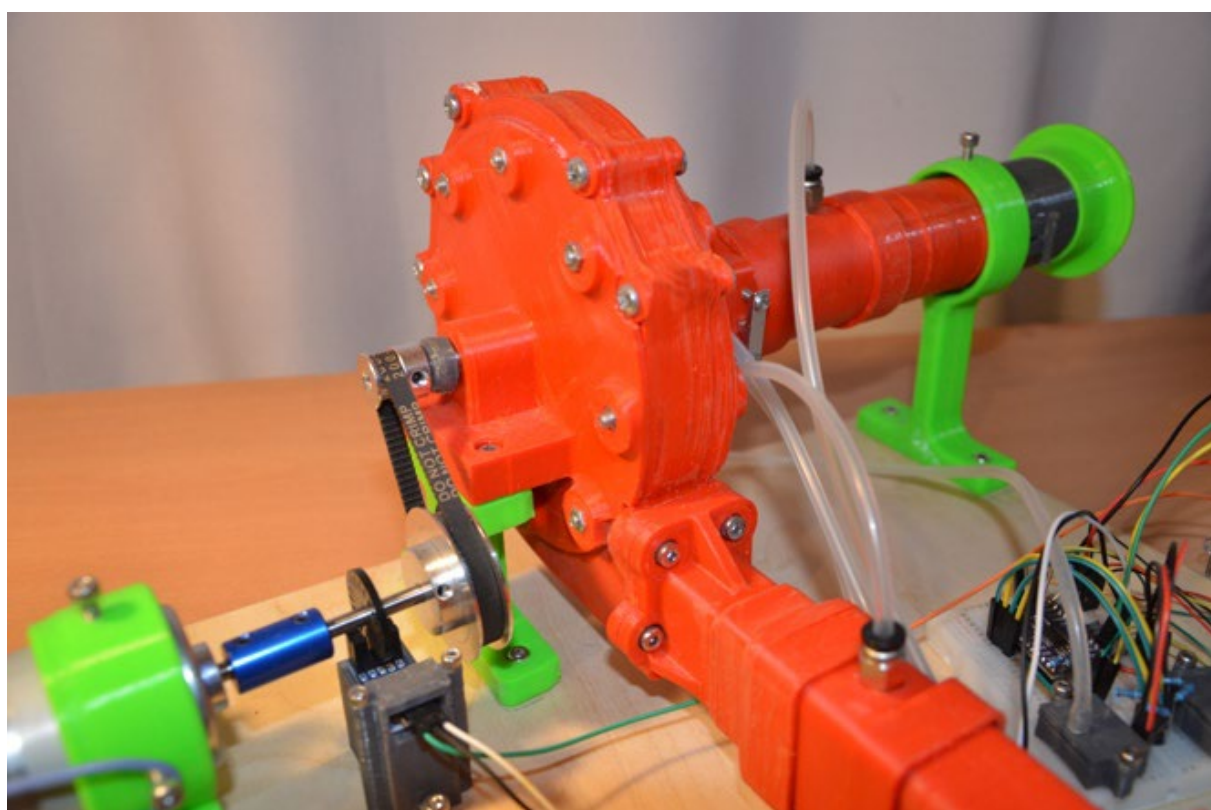
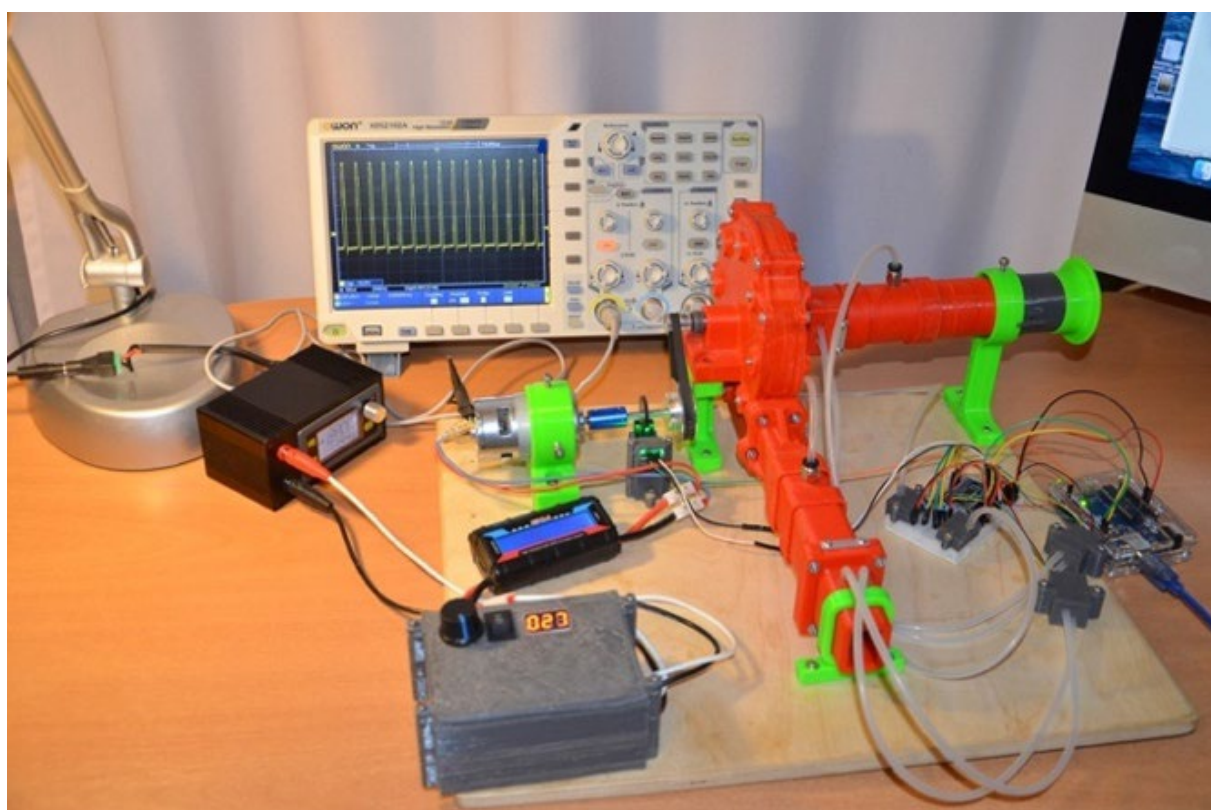


Рисунок 4.4 – Лабораторная установка для випробувань ВРВ

Робота ВРВ описується великою кількістю різних параметрів. Умовно їх можна розділити на три групи: геометричні (що характеризують розміри ВРВ), кінематичні (що характеризують швидкості потоку у вентиляторі) та енергетичні (що характеризують процес перетворення енергії). З перерахованих вище найбільш значущими параметрами ВРВ є ступінь стиснення та ККД.

Перепускний клапан пневматичної системи сівалки є литою товстостінною конструкцією, що з'єднує канал висівного апарату з навколишнім середовищем, за допомогою переміщення клапана всередині корпусу при встановлених значеннях тиску розрідження на виході з корпусу висівного апарату.

Надійна робота перепускного клапана пневматичної системи сівалки означає працездатність усієї пневматичної системи.

Сучасний розвиток обчислювальної техніки дозволяє створити розрахункову тривимірну модель перепускного клапана пневматичної системи сівалки у програмних продуктах Solid works та ANSYS CFX [120 – 130].

4.3. Стабілізація тиску розрідження у пневматичній системі.

Перепускний клапан

Робота пневматичної системи сівалки пов'язана із постійною зміною статичного тиску всередині системи. При присмоктуванні посівного насіння до отворів диска, що висіває, тиск змінюється. У даному виконанні сівалка складається з восьми висівних апаратів, процес присмоктування насіння в якому відбувається за власною програмою, внаслідок чого процес зміни статичного тиску в пневматичній системі підданий власному закону.

У пневматичній системі ВРВ створює той самий статичний тиск, який сприяє присмоктуванню посівного насіння до висівного диска. ВРВ стабільно працює у певному інтервалі витрати повітря, для цього потрібно зменшити коливання частоти зміни тиску у висівних апаратах. При перекриванні насінням отворів висівного диска статичний тиск розрідження підвищується, а витрата повітря зменшується. Від кількості відкритих отворів диска, що висіває,

залежить статичний тиск розрядження, а значить і швидкість повітряного потоку в області отвору (швидкість переміщення посівного матеріалу до отворів диска, що висіває). Величина швидкості повітряного потоку змінюється у великих діапазонах. Зменшення діапазону зміни статичного тиску розрядження, а внаслідок цього швидкості руху повітряного потоку, можливе стабілізацією витрати повітря в каналі пневматичної системи.

Для цього в каналі слід застосувати перепускний клапан з механічним або електронним керуванням, що дозволяє при підвищенні статичного тиску розрядження зменшити його шляхом з'єднання каналу пневматичної системи з навколишнім середовищем, тим самим впускаючи додатковий об'єм повітря. Для контролю значення статичного тиску розрядження у висівному апараті на виході з нього запропоновано облаштувати датчик тиску, який передає в потрібний момент сигнал відкриття пневматичного клапану.

На рисунку 4.5 представлена система стабілізації повітряного потоку, а саме геометрична модель перепускного клапана з кришкою висівного апарату з відвідним трубопроводом. Геометрично модуль побудовано в програмі твердотільного 3D-проектуювання Solidworks.

На основі твердотільної моделі була побудована геометрична модель розрахункової області – перепускного клапану висівного апарату з відвідним трубопроводом, що імітує об'єм, всередині якого відбувається досліджувана поведінка повітряного потоку рисунок 4.6. Розрахункова область включає в себе перепускний клапан, канал, що з'єднує його з областю течії повітряного потоку всередині корпусу висівного апарату, зовнішня область течії повітряного потоку в корпусі висівного апарату, на виході з висівного апарату канал установки датчика тиску та відвідний трубопровід.

Для побудови розрахункової сітки проточної частини використовувалась програма ICEM CFD. Розрахункова сітка – неструктурована.

Розрахунки виконували за допомогою програмного комплексу ANSYS CFX. В якості граничних умов прийнято, що на вході в розрахункову область встановився повний тиск 101325 Па, а на виході масова витрата для різних

варіантів течії. Розрахунок течії проводили у стаціонарній постановці. Режим течії – турбулентний. Для замикання рівнянь Рейнольдса використовували стандартну $STT-\epsilon$ модель турбулентності [131 – 139].

Розрахунки повітряного потоку проводили для різних варіантів відкриття перепускного клапана та кількості отворів висівного диску, що беруть участь у роботі. Критеріями оцінки якісної роботи перепускного клапана прийнято значення швидкості потоку повітря в отворах висівного диску. Було складено математичну модель для інтервалу варіювання масової витрати повітря $G_m \in [0,20; 0,366]$ кг/с, а це означає, що розглянули роботу висівного апарату в інтервалі значень $G_m \in [0,0248; 0,046]$ кг/с.

Зробили припущення, що перепускний клапан відкритий та повітряний потік рухається каналом до ВРВ, всі отвори висівного диска беруть участь у процесі присмоктування висівного матеріалу. Завдяки відкриття перепускного клапана тиск розрідження повітряного потоку зменшується та швидкість повітряного потоку отримує допустимі значення. Припустимо, що витрата повітря набуває значення $G_m = 0,0248$ кг/с, Далі розглянемо, як поводить себе повітряний потік у цьому вузлі пневматичної системи.

Перепад повного тиску в інтервалі від входу в отвори висівного диску, до входу в гофровану трубу становить $\Delta P_v = 1869,4$ Па. Середній повний тиск повітряного потоку в районі отворів висівного диску становить $P_v = 100435$ Па рисунок 4.7 (а). Зміна статичного тиску на ділянці від входу в отвори висівного диску до входу в гофровану трубу становить $\Delta P_{sv} = 1138,4$ Па. Середній статичний тиск повітряного потоку в районі отворів диску, що висіває $P_{sv} = 99309,9$ Па рисунок 4.7 (б). Швидкість повітряного потоку в районі отворів диску, що висіває становить $W = 43,3$ м/с рисунок 4.7 (в).

Припускаємо, що витрати повітряного потоку збільшуються до значення $G_m = 0,046$ кг/с. Вивчимо, що відбувається у проточній частині пневматичної системи сівалки в такому випадку.

Повний тиск на ділянці від входу в отвори висівного диску до входу в гофровану трубу системи змінюється та складає $\Delta P_v = 6202,8$ Па.

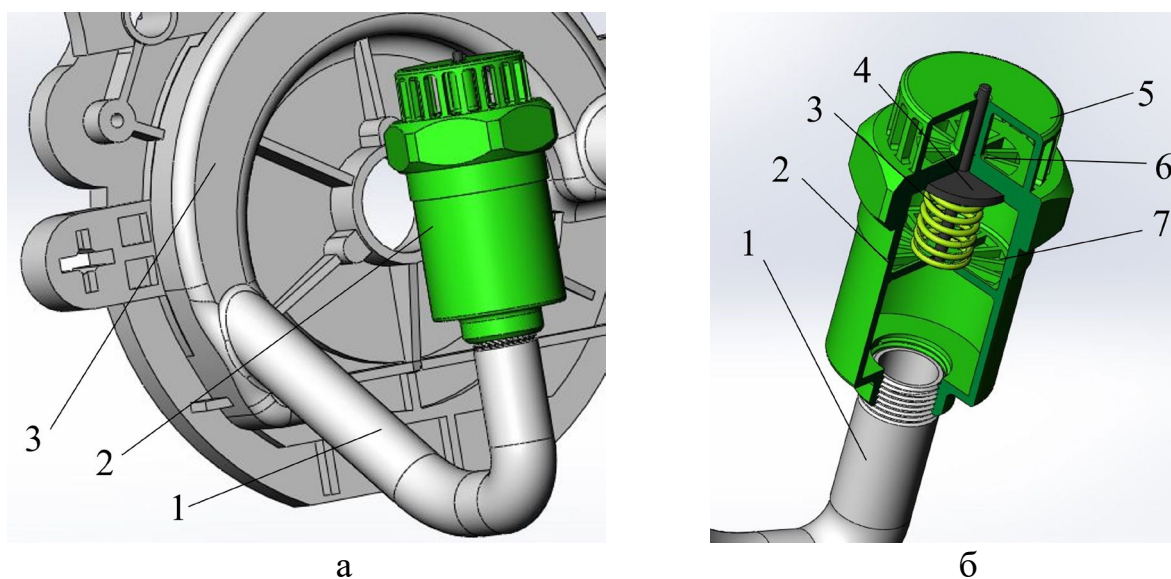


Рисунок 4.5 – Система стабілізації повітряного потоку: а – корпус висівного апарату з перепускним клапаном; 1 – кришка висівного апарату; 2 – повітряний патрубок; 3 – перепускний клапан; б – перепускний клапан: 1 – повітряний патрубок; 2 – корпус клапана; 3 – пружина; 4 – тарілка клапана; 5 – кришка клапана; 6 – шток клапана; 7 – фільтр-сіточка

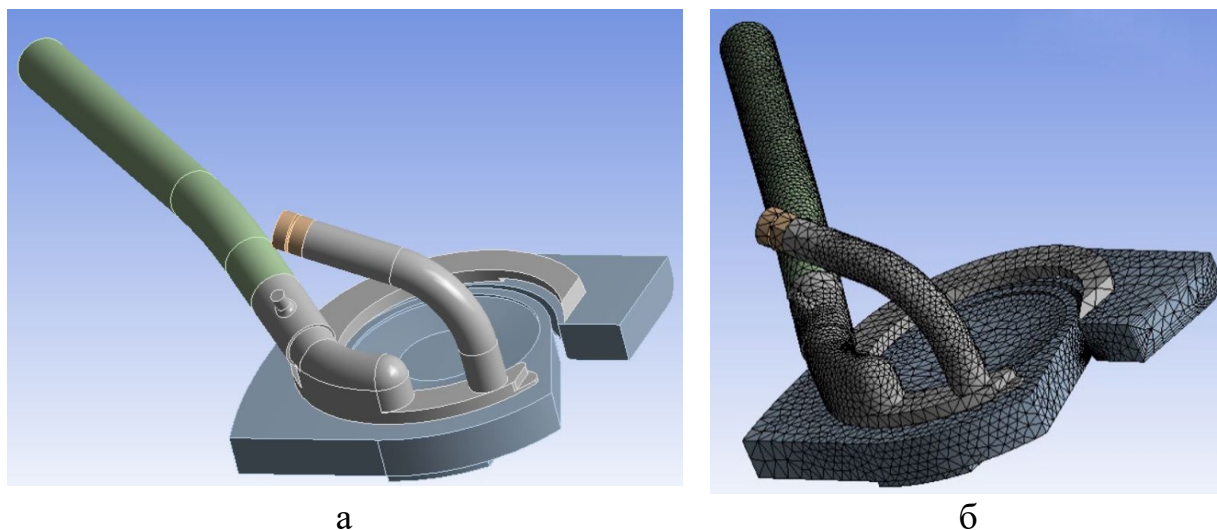


Рисунок 4.6 – Математична модель досліджуваної розрахункової області висівного апарату з перепускним клапаном, місця під датчик контролю тиску та трубопроводом, що відводить

Середній повний тиск повітряного потоку в районі отворів висівного диску становить $P_v = 98368,9$ Па рисунок 4.8 (а). Статичний тиск на ділянці від входу в отвори висівного диска до входу в гофровану трубу пневмосистеми також змінюється та складає $\Delta P_{sv} = 3769$ Па.

Середній статичний тиск повітряного потоку в районі отворів висівного диску складає $P_{sv} = 94619,7$ Па (рисунок 4.8 (б)). Швидкість повітряного потоку в районі отворів диска, що висіває становить $W = 79,1$ м/с рисунок 4.8 (в).

Припустили, що відкрито лише один отвір висівного диска. Тоді витрата повітряного потоку становить $G_m = 0,046$ кг/с. Повітряний клапан відкрито. У проточній частині, повний тиск, на ділянці від входу в отвір висівного диску та до входу в гофровану трубу, змінюється і складає $\Delta P_v = 39613,3$ Па. Середній повний тиск повітряного потоку в районі отвору висівного диску $P_v = 84060$ Па рисунок 4.9 (а). Статичний тиск на ділянці від входу в отвір висівного диску до входу в гофровану трубу також змінюється та складає $\Delta P_{sv} = 16804,2$ Па. Середній статичний тиск повітряного потоку в районі отвору висівного диску $P_{sv} = 59017,1$ Па рисунок 4.9 (б). Швидкість повітряного потоку в районі отвору висівного диска $W = 205,52$ м/с рисунок 4.9 (в).

Припустили, що всі отвори диска, що висіває, відкриті та витрата повітряного потоку $G_m = 0,046$ кг/с. Повітряний клапан зачинено.

У проточній частині, в такій ситуації, повний тиск, на ділянці від входу в отвір висівного диска до входу в гофровану трубу змінюється та складає $\Delta P_v = 12671,6$ Па. Середній повний тиск повітряного потоку в районі отвору диска, що висіває $P_v = 95010,9$ Па рисунок 4.10 (а). Статичний тиск на ділянці від входу в отвір висівного диска до входу в гофровану трубу складає $\Delta P_{sv} = 5725,6$ Па. Середній статичний тиск повітряного потоку в районі отвору диска, що висіває $P_{sv} = 86930$ Па рисунок 4.10 (б). Швидкість повітряного потоку в районі отвору диска, що висіває $W = 116,4$ м/с рисунок 4.10 (в).

Встановивши механічний чи електромагнітний перепускний клапан в пневматичній системі сівалки та датчик, що контролює статичний тиск при виході повітряного потоку з висівного апарату, можна досягти стабільності присмоктування посівного матеріалу до отворів висівного диска.

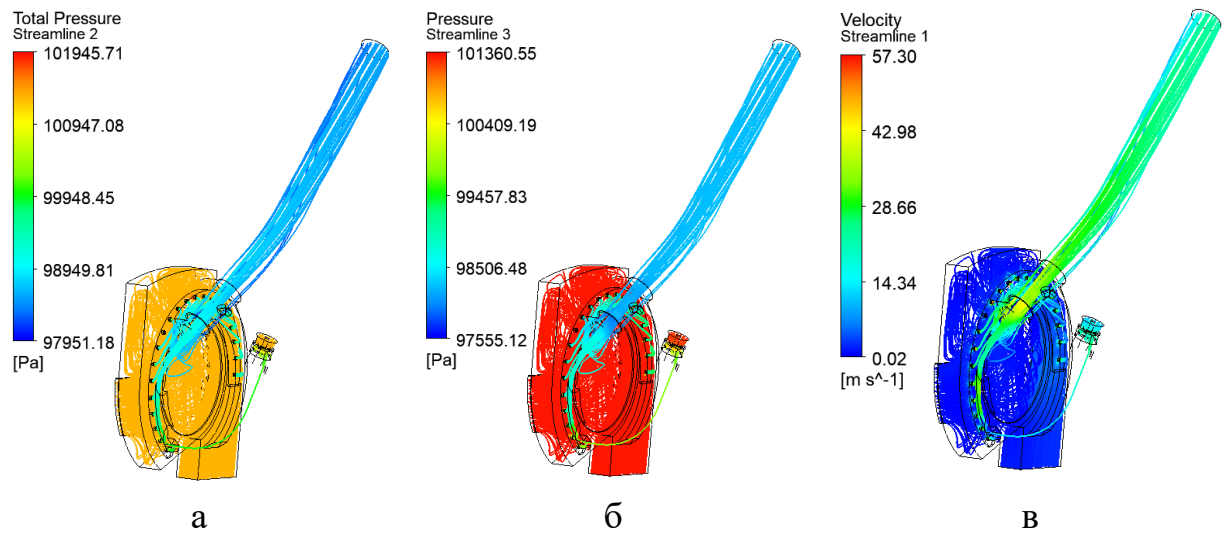


Рисунок 4.7 – Математична модель висівного диска з відкритим перепускним клапаном і всіма відкритими отворами висівного диска при $G_m = 0,0248$ кг/с: а – зміна повного тиску; б – зміна статичного тиску; в – зміна швидкості повітряного потоку

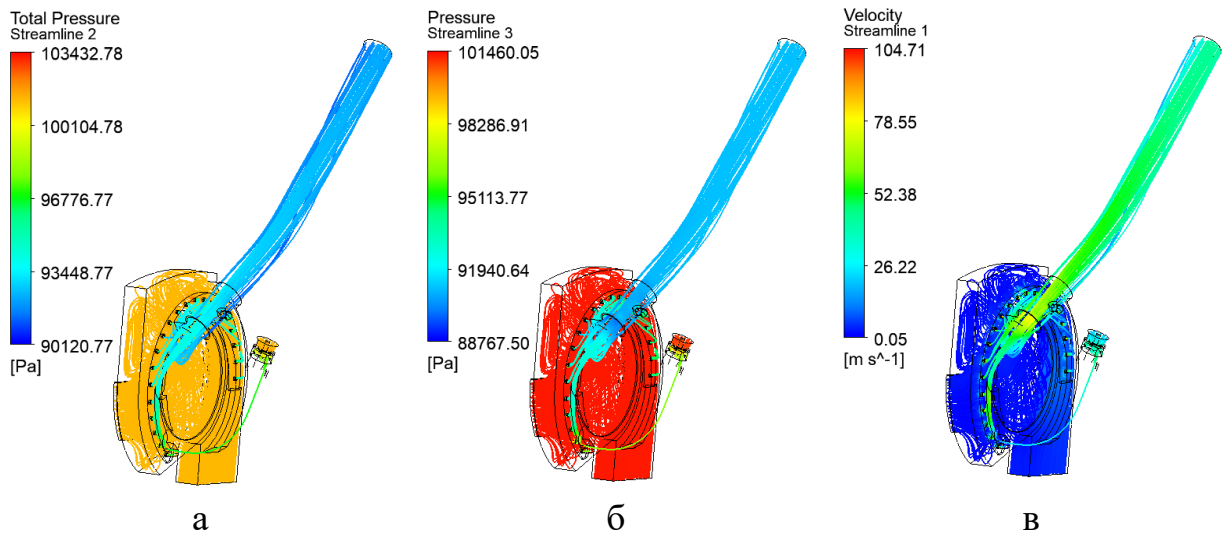


Рисунок 4.8 – Математична модель висівного диска з відкритим перепускним клапаном і всіма відкритими отворами висівного диска при $G_m = 0,046$ кг/с: а – зміна повного тиску; б – зміна статичного тиску; в – зміна швидкості повітряного потоку

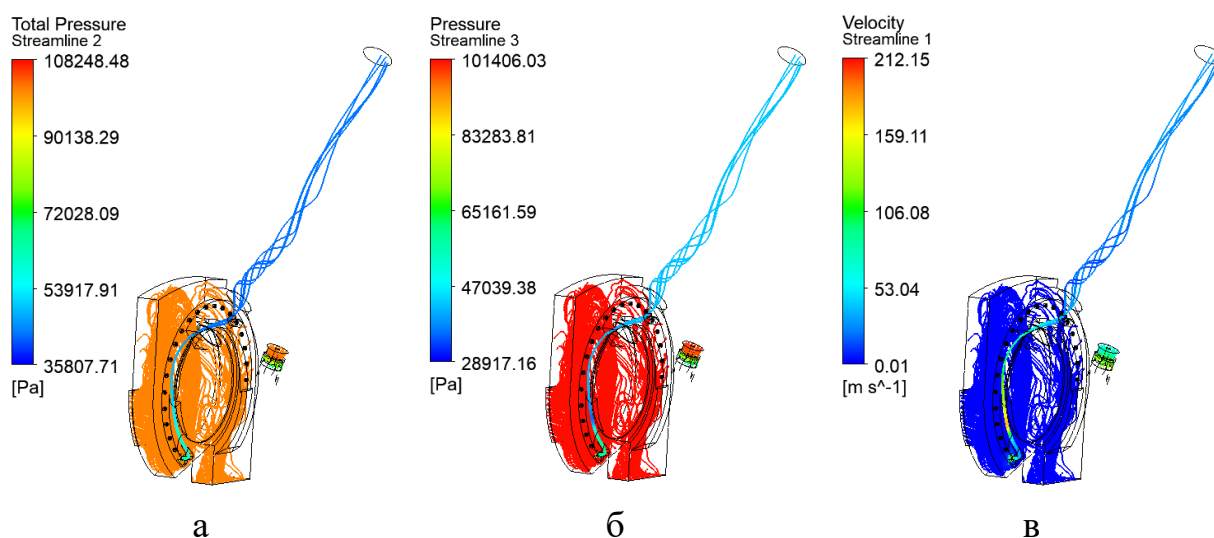


Рисунок 4.9 – Математична модель висівного диска з відкритим перепускним клапаном і одним відкритим отвором висівного диска при $G_m = 0,046$ кг/с: а – зміна повного тиску; б – зміна статичного тиску; в – зміна швидкості повітряного потоку

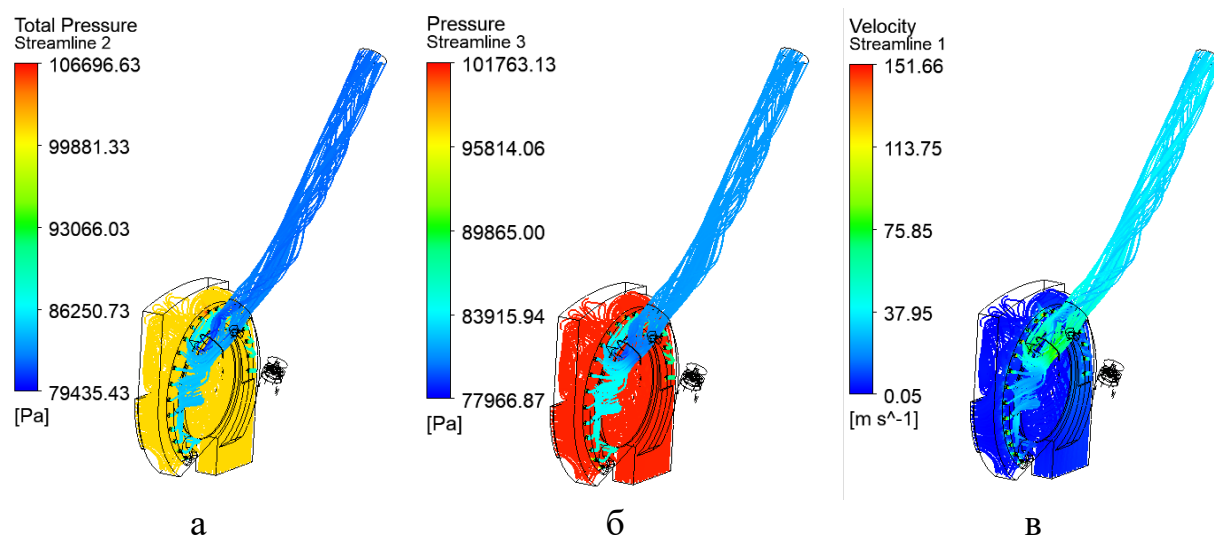


Рисунок 4.10 – Математична модель висівного диска із закритим перепускним клапаном та всіма відкритими отворами висівного диска при $G_m = 0,046$ кг/с: а – зміна повного тиску; б – зміна статичного тиску; в – зміна швидкості повітряного потоку

4.4. Перебіг потоку повітря у пневматичній системі сівалки

Ефективна робота сівалки залежить від величини втрат повітряного потоку трубопроводах її пневмосистеми. Звісно, що такі втрати потрібно звести до мінімуму. Для цього потрібно внести певні зміни в проточну частину пневматичної системи сівалки.

Для оцінки стану повітряного потоку у пневматичній системі вводимо коефіцієнт дроселювання. Квадрат коефіцієнта дроселювання визначаємо так:

$$\alpha^2 = \frac{P_{dv}}{P_v} = \sigma. \quad (4.6)$$

Звідси отримуємо:

$$\sigma = \frac{P_v - P_{sv}}{P_v} = 1 - \frac{P_{sv}}{P_v} = 1 - \chi. \quad (4.7)$$

Повітряний потік, що рухається в пневматичній системі сівалки, стикається з опором викликаним тертям повітря об стінки трубопроводу, а також місцевими опорами [123].

Для подолання цих опорів потрібне створення ВРВ відповідного статичного тиску у пневматичній системі. У свою чергу, статичний тиск P_{sv} залежить від швидкості повітряного потоку, тобто, від динамічного тиску P_{dv} потоку. Для вираження цієї залежності впроваджуємо коефіцієнт опору:

$$\zeta = \frac{z}{P_{dv}}. \quad (4.8)$$

Для оцінки стану повітряного потоку в трубопроводах потрібно знати стан потоку, зокрема, ламінарний він чи турбулентний. У проточній частині вентилятора повітряний потік завжди турбулентний. Стан потоку повітря може бути охарактеризовано числом Рейнольдса:

$$Re = c_0 \frac{d}{\nu}, \quad (4.9)$$

де c_0 – середня швидкість потоку, м/с; d – діаметр трубопроводу, м; ν – кінематична в'язкість, м²/с.

При турбулентному русі потоку повітря, а в пневматичній системі сівалки воно таким і є, число Рейнольдса досягає значення $Re > 3000$.

У трубопроводі пневматичної системи часто виникають місця з раптовим розширенням та звуженням трубопроводів, які з'являються, як наслідок неоднакових частин трубопроводу, різних розмірів фланців, конструктивною недоробкою проєктантів пневматичної системи.

Втрати тиску виникають при розширенні повітряного потоку. Наслідком цього є втрата кінетичної енергії, яку визначив Борда-Карно:

$$z = (c_1 - c_2)^2 \frac{\rho}{2} = \left(1 - \frac{F_1}{F_2}\right)^2 c_1^2 \frac{\rho}{2} = \zeta_z P_{dv_1}, \quad (4.10)$$

тобто де величина:

$$\zeta_z = \left(1 - \frac{F_1}{F_2}\right)^2. \quad (4.11)$$

У місцях, де трубопровід пневматичної системи, розширюється (спостерігається дифузорність) для зменшення втрат використовують плавний перехід. Коли кут дифузорності $\alpha < 12^\circ$.

При повороті повітряного потоку його тиск падає. Це пов'язане із відрином і вихреутворенням в наслідок дії відцентрових сил. В поворотному коліні, швидкість течії на зовнішній стороні підвищується, а тиск падає. У той самий час на внутрішній стороні потоку швидкість дещо знижується, а тиск підвищується. Уповільнення повітряного потоку на внутрішній стороні викликає зрив потоку та причину утворення вихорів.

Прискорені шари повітряного потоку притискаються до зовнішньої стінки трубопроводу, при цьому зменшується кінетична енергія, а повітряний потік переміщається до внутрішньої стінки трубопроводу. Завдяки площині симетрії, вигнутій частині трубопроводу, та притисканню уповільнених шарів потоку повітря виникає гвинтоподібна течія – вторинний потік.

Зміна структури потоку починається приблизно з радіуса викривлення, що більший двох діаметрів трубопроводу [121].

Коефіцієнт опору повітряного потоку визначається відповідно до рівняння Гібсона:

$$\zeta = 67,6 \cdot 10^{-6} \delta^{2,17}. \quad (4.12)$$

Тобто на величину додаткового опору впливають: 1) відношення радіуса викривлення трубопроводу до діаметра трубопроводу; 2) кут повороту

трубопроводу; 3) кут входу повітряного потоку з одного трубопроводу в інший; 4) перехід повітряного потоку з одного діаметра в інший діаметр трубопроводу; 5) від ступеня шорсткості труби та від числа Рейнольдса Re .

На втрати тиску в трубопроводі, за даними технічної літератури [36, 37], при злитті грає роль як діаметр трубопроводу, так і кут входу одного трубопроводу до іншого.

Для порівняння характеристики пневматичної системи сівалки у заводському виконанні та запропонованого варіанту виготовлення, була створена математична модель двох варіантів повітряного простору внутрішньої частини трубопроводу рисунок 4.11 (а) та 4.11 (б).

Для зменшення втрат під час входу повітряного потоку в РК ВРВ, бажано уникати прямого удару повітряного потоку об задню стінку РК. З цією метою слід згладити рух повітряного потоку у цій частині пневматичної системи. Це можливо зробити, встановивши додатково вхідний напрямний апарат, що дозволяє «закидати» повітряний потік на вхідні кромки РК рисунок 4.12 (а). Також, потрібно встановити на вході до цієї ділянки поверхню конусної форми рисунок 4.12 (б). Крім цього на параметри повітряного потоку впливає форма й розміри «трійника». Вхід повітряного потоку в трубопровід $\varnothing 135$ мм бажано згладити, для цієї мети рекомендовано кут входу прийняти рівним $\delta = 22,50^\circ$, діаметр вхідної труби $\varnothing 60$ мм і кількість труб рівна 4 шт.

Перенести відстань входу повітряного потоку у трубі $\varnothing 135$ мм на відстань рівну не менше двох діаметрів, приймаємо $L = 300$ мм рисунок 4.13.

Аналогічна ситуація складається при вході повітряного потоку в трубу $\varnothing 60$ мм з двох гофрованих труб $\varnothing 38$ мм, що відводять повітряний потік від висівних апаратів і кут входу приймаємо рівний $\gamma = 22,50^\circ$ рисунок 4.14.

Для зменшення втрат при повороті повітряного потоку в трубопроводі потрібно враховувати його коліно, величину співвідношення, яка була врахована в трьох місцях згину запропонованого трубопроводу та становила: $r/d = 2,5 \dots 6,7$, де r – радіус вигину трубопроводу, мм; d – діаметр трубопроводу, мм. Розглянемо перший варіант вигину трубопроводу, де співвідношення: $r_1/d = 6,7$. Радіус вигину трубопроводу r_1 , рисунок 4.17 склав: $r_1 = 400$ мм.

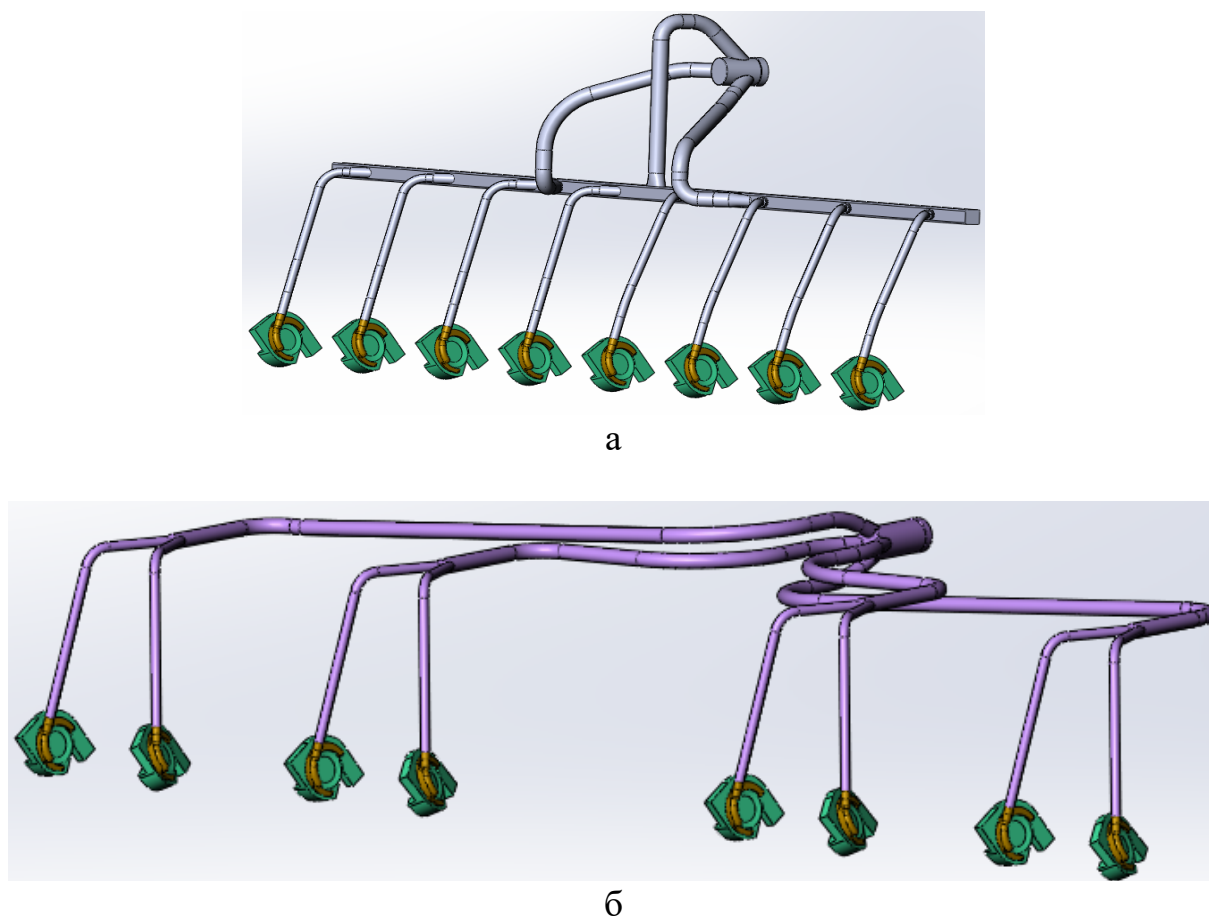


Рисунок 4.11 – Топологічна схема повітряного простору внутрішньої частини трубопроводу та висівного апарату пневматичної системи сівалки:

а – заводського виконання; б – запропонований варіант

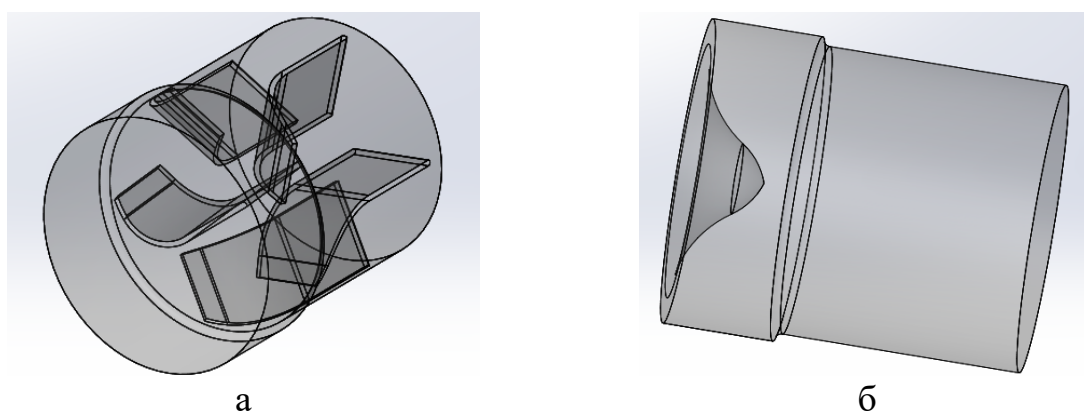


Рисунок 4.12 – Модель повітряного простору з додатково встановленими конструкціями: а – входні апарати на вході в РК; б – ділянка поверхні конусної форми при вході до РК

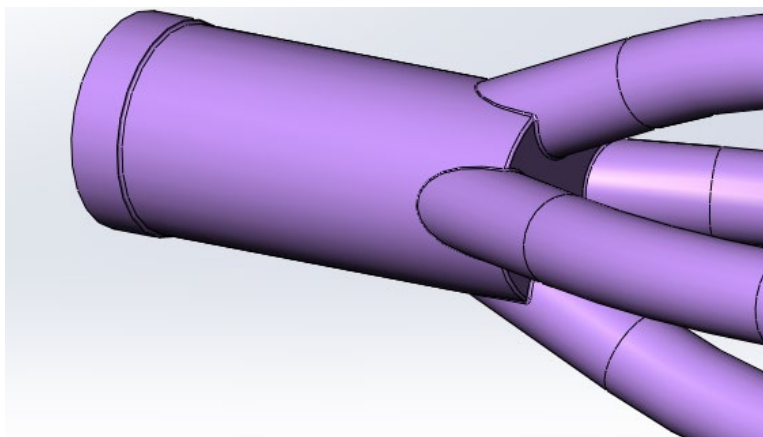


Рисунок 4.13 – Модель повітряного простору «трійника»

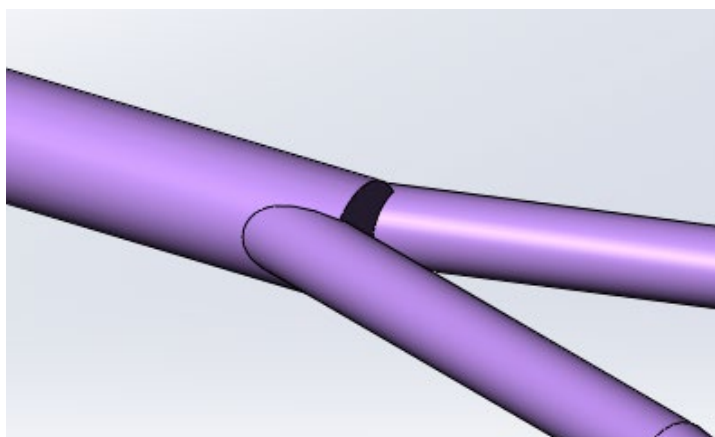


Рисунок 4.14 – Модель повітряного простору «двійника»

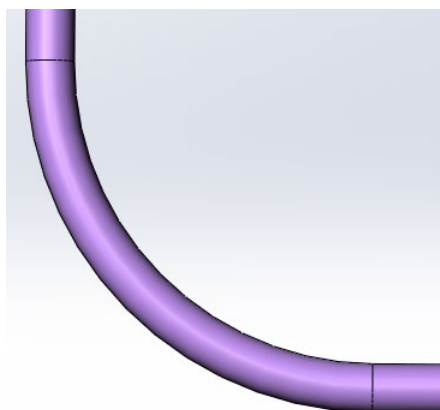


Рисунок 4.15 – Модель повітряного простору вигину трубопроводу r_1

Розглянемо другий варіант вигину трубопроводу, де співвідношення $r_2/d = 2,5$. Радіус вигину трубопроводу r_2 рисунок 4.16 (а) склав 150 мм.

Розглянемо третій варіант вигину трубопроводу, де співвідношення $r_3/d = 2,64$. Радіус вигину трубопроводу r_3 рисунок 4.16 (б) склав 100 мм.

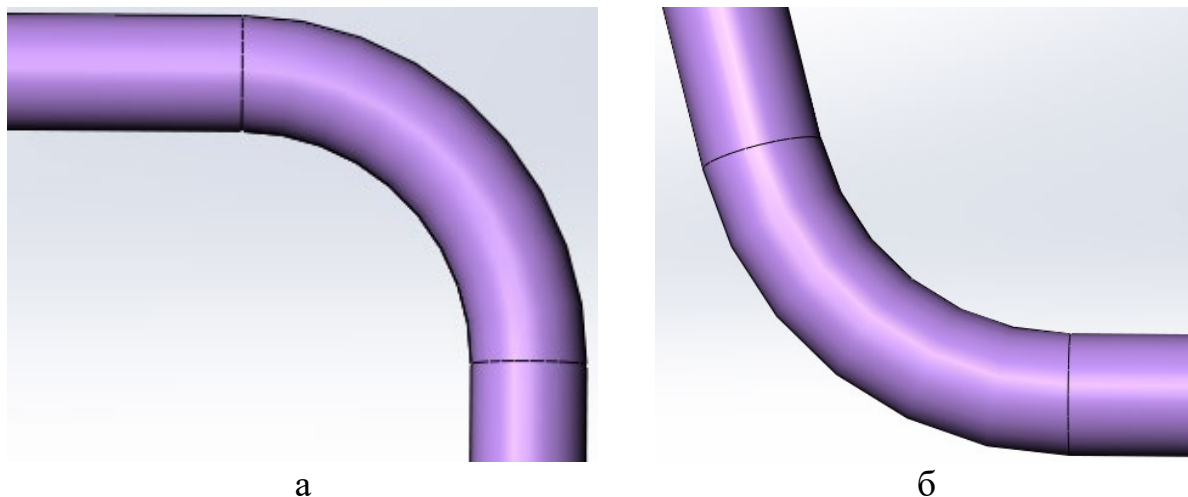


Рисунок 4.16 – Вигин трубопроводу: а – r_2 ; б – r_3

Всі ці заходи сприяли зменшенню втрат під час руху повітряного потоку у проточній частині сівалки. Для якісного розуміння змін стану повітряного потоку, порівняли показники потоку швидкості та статичного тиску в районі отворів висівного диска, двох варіантів пневматичного трубопроводу в однакових умовах експлуатації, при однаковій масовій витраті повітря й кількості працюючих отворів висівного диска.

Були зроблені виміри тиску, швидкостей та масової витрати повітря, в вузлах, що нас цікавлять. Згідно з цими даними, для сприйняття картини зміни цих параметрів, побудовано графіки рисунок 4.17, 4.18 та 4.19.

Аналізуючи графік рисунок 4.17, бачимо, що збільшення кількості працюючих отворів висівного диску призводить до збільшення витрати повітря, що є логічним.

При виготовленні каналів пневматичної системи у новому запропонованому варіанті втрати суттєво зменшуються, що призводить до збільшення масової витрати повітря.

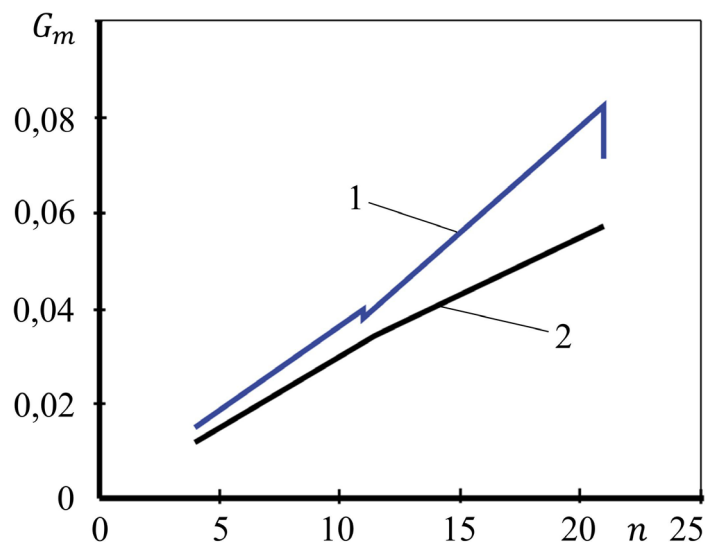


Рисунок 4.17 – Графік залежності $f(G_m) = n$:

1 – нова конструкція ВРВ, 2 – заводська конструкція ВРВ

Якість виготовлення трубопроводу впливає на втрати, які присутні під час руху повітряного потоку вздовж каналів пневматичної системи.

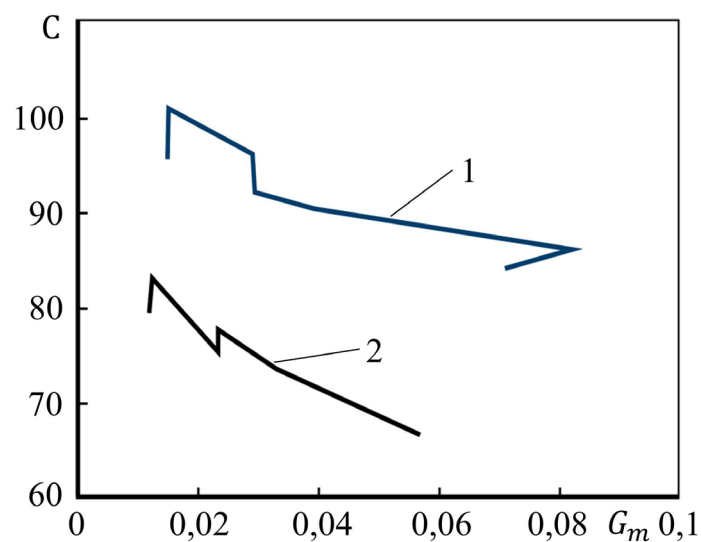


Рисунок 4.18 – Графік залежності $f(C) = G_m$, де:

1 – нова конструкція ВРВ, 2 – заводська конструкція ВРВ

Графік на рисунку 4.18 вказує, що зменшення масової витрати повітря призводить до збільшення швидкості повітряного потоку в районі отворів

висівного диску. А це спричиняє до кращого пересування висівного матеріалу в камері ВА, що висіває.

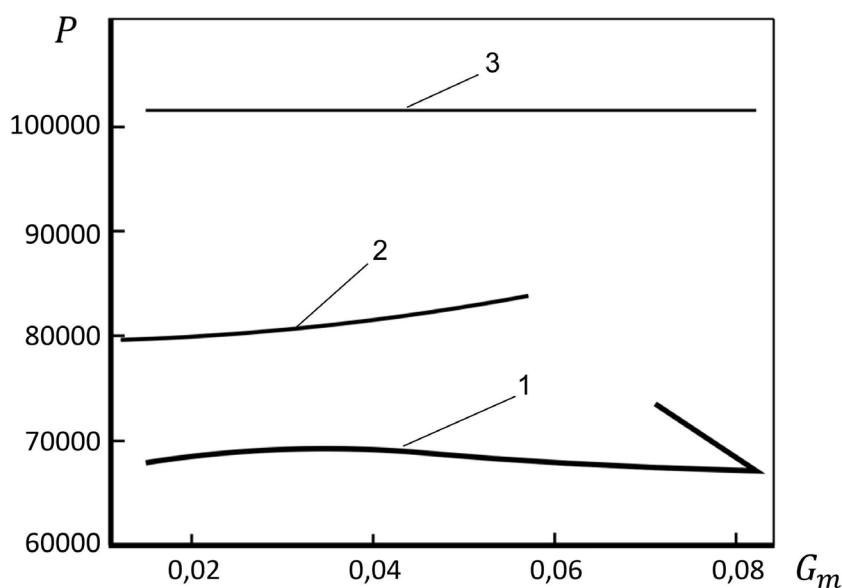


Рисунок 4.19 – Графік залежності $f(P_{sv}) = G_m$, де: 1 – нова конструкція ВРВ; 2 – заводська конструкція ВРВ; 3 – атмосферний тиск

При поліпшенні якості проточної частини, пневматичної системи, статичний тиск створюється більше, ніж в трубопроводах старої пневмосистеми, а це спостерігається, розглядаючи рисунок 4.19.

Поліпшення якості трубопроводів системи призводить до зменшення втрат під час руху повітряного потоку в них.

Висновки за розділом 4.

1. Для проведення лабораторних експериментів по оптимізації параметрів та режимів роботи ВРВ розроблено стенд випробування робочих коліс ВРВ, для перевірки адекватності запропонованих математичних моделей. Розроблено методику для проведення випробувань та експериментів роботи ВРВ та аналізу отриманих вимірюваних величин. Виконали порівняння теоретичних та експериментальних даних здобутих під час випробувань.

2. В ході експерименту по дослідженню робочих коліс ВРВ моделі А-01 та моделі А-02, отримані дані за результатами випробувань. Експеримент проводився при температурі 21°C та відносній вологості повітря 46%, фіксувались такі значення P_{sv} , C , n , t . Виконано порівняльний аналіз теоретичного підходу дослідження та натурного експерименту. В ході аналізу, для нової конструкції ВРВ, встановлено, що абсолютна похибка між експериментом і теоретичним дослідженням P_{sv} , складає від 5 до 15%, в залежності від G_m . Для серійного ВРВ, абсолютна похибка між експериментом і теоретичним дослідженням P_{sv} , складає від 3 до 8%, в залежності від G_m .

3. Встановлено, що в області малих витрат, діапазон стійкої роботи ВРВ обмежений режимом роботи, який близький до межі зриву. Вентилятор у цьому режимі, характеризується виникненням коливанням значень G_m та P_{sv} , повітряного потоку, що призводить до різкого погіршення параметрів та збільшення навантажень на лопатки РК. Коли G_m наближається до максимального значення, то відбувається замикання, припиняється рух повітряного потоку. Запропоновано зміни по удосконаленню конструкції пневматичних трубопроводів: змінити форму та розміри «трійника»; рекомендовано поставити перепускний клапан з механічним або електронним керуванням, для підвищення стабільності роботи пневматичної системи; змінити конструкцію ВРВ, додатково встановити спрямляючий апарат та поверхню конусоподібної форми «кокіль» на вході РК. Всі ці запропоновані зміни в конструкції привели до покращення роботи пневматичної системи, та стабілізації повітряного потоку.

РОЗДІЛ 5

ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ РОЗРОБЛЕНОЇ ПНЕВМАТИЧНОЇ СИСТЕМИ СІВАЛКИ

5.1. Агрегат та умови випробувань.

Розглядаючи виробництво продукції просапних культур, основним показником ефективного господарювання є отримання максимальної економічно обґрунтованої кількості врожаю. Окрім забезпечення рослин потрібним мінеральним харчуванням та захистом є дуже важливим аспектом формування оптимальної їх густоти. Для досягнення оптимальної густоти рослин є виконання одного з етапів таке, як забезпечення високої точності висіву, стійкого дозування насіння за рахунок використання вакууму (надлишкового тиску). Отже, щоб визначити переваги роботи пневматичної системи сівалки нової конструкції, було проведено натурні випробування [139–145].

Програмою досліджень передбачалось проведення експериментально-виробничих випробувань серійного ВРВ (А-01) в складі модернізованої під змішані посіви сівалки VEGA 8 PROFІ виробництва АТ «Ельворті» (м. Кропивницький) та дослідного зразка ВРВ (А-02), що виготовлений у відповідності до технічного завдання дослідного зразка в рамках дисертаційної роботи (додаток А).

Випробування проводили на полях господарства ТОВ «Дельта» (м. Харків). В 2023 році в процесі експериментів використовували серійний ВРВ (А-01), а в 2024 р. — модернізований ВРВ (А-02). Випробування 2023 р. із серійним ВРВ розглядали в якості контролю. Після проведення випробувань 2024 р. порівнювали показники якості висіву для двох років (додаток Б).

Висів виконували модернізованою сівалкою VEGA 8 PROFІ в агрегаті із трактором МТЗ-1221 рисунок 5.1 [146 – 150]. За технологією, яка прийнята у господарстві, передбачалося післяпосівне коткування кільчасто-шпоровими котками. Фактична глибина загортання ($\tilde{h}$ - середнє значення) насіння кукурудзи при посіві склала 70 мм.

Експериментальна сівалка рисунок 5.1 спроектована та виготовлена на підприємстві АТ «Ельворті» на базі вузлів та агрегатів серійної машини VEGA 8 PROFI у відповідності з ідеями та технічним завданням керівника проекту Мельника В.І., професора Державного біотехнологічного університету (м. Харків). Ця сівалка стала першою машиною із складу системи машин під майбутню систему землеробства Mix-Cropp, основною ознакою якої буде домінування змішаних посівів [151 – 156].



Рисунок 5.1 – Сівба просапних культур: а) посівний агрегат на базі трактора МТЗ-1221 та модернізованої сівалки VEGA 8 PROFI; б) посівна секція, модернізована під посів двох культур одночасно

Сумісне вирощування кормових та зернофуражних культур сприяє збільшенню врожайності і, відповідно, більш ефективному використанню посівної площі. Кожна посівна секція використаної сівалки передбачає одночасний незалежний висів двох сільськогосподарських культур. Для цього кожна з них облаштована двома висівними апаратами та двома дводисковими сошниками. Така конструкція дає можливість провести змішаний посів зернових та бобових культур, зокрема сої з кукурудзою. Окрім підвищення врожайності така технологія дозволяє підвищити кінцеву якість кормів

(силосу), зокрема, підвищити кількість протеїну, білка, мінеральних речовин і вітамінів, які припадають на одну кормову одиницю силосу.

Випробування проводили на полях ТОВ «Дельта» (м. Харків). Оскільки програмою господарства було передбачено сумісний посів сої із кукурудзою на кормові цілі, а саме, для виробництва силосу для годівлі крупного рогатого скоту, то якість та ефективність застосування модернізованої пневмосистеми сівалки, оцінювали опосередковано, через оцінку параметрів якості розподілу насіння кукурудзи та сої в рядку.

5.2. Методика польових випробувань модернізованої сівалки

Якість посіву зазвичай оцінюють низкою показників, що стосуються дотримання заданої норми висіву, глибини заробки, розподілу насіння вдовж та поперек лінії рядка в межах стрічки розсіву.

В поточній дисертаційній роботі розглянуто модернізацію пневматичної системи сівалки. Така модернізація впливає лише на якість роботи висівних апаратів. Оцінити такий вплив можливо контролюючи параметри норми висіву насіння та його розподілу вдовж лінії рядка [148]. Відповідно програма польових досліджень охоплювала оцінку саме цих показників.

Для оцінки згаданих параметрів застосували відому методику [158–161]:

- параметри розподілу насіння вздовж лінії рядка визначали опосередковано за сходами рослин і, відповідно, насіння, яке не зійшло не враховували;
- довжину облікової ділянки брали такою, що дорівнювала 10 м;
- облікову ділянку розташовували на середині двохсот метрової контрольної ділянки;
- вимірювання проводили на прямому і зворотному проходах агрегату за всіма вісьма сошниками сівалки;
- повторність вимірювань чотириразова;

- кількість вимірювань з урахуванням прямого та зворотного проходу агрегату завжди перевищувала 300 вимірювань;
- у процесі підготовки досліджень стосовно оцінки параметрів розподілу насіння вдовж лінії рядка спочатку вздовж кожної облікової ділянки рядка натягували струну, розташовуючи її збоку рядка так, щоб вона не перетинала останнього, а відстань між струною та двома крайніми рослинами облікової ділянки були рівними;
- після закріплення струни, починаючи з першої рослини облікової ділянки, масштабною лінійкою послідовно вимірювали проекції на струну інтервалів між сусідніми рослинами та, дотримуючись черговості, записували результати;
- отриману сукупність значень інтервалів між рослинами обробляли методами математичної статистики;
- у процесі математичного опрацювання вибірок різних повторюваностей проводили перевірку вибірок на приналежність до однієї генеральної сукупності, використавши ранговий критерій Вількоксона [125-128].

5.3. Технологічна ситуація на полі під час проведення виробничих випробувань

Показники стану поля на якому проводили сумісний висів кукурудзи та сої сівалкою VEGA 8 PROFІ представлені в таблиці 5.1.

Наведені в таблиці показники якості ґрунту ілюструють фактичний стан поля після проведення передпосівної культивації перед посівом. Вологість ґрунту 24-28% в 2023 р. та 23-24,7% в 2024 р. дещо перевищувала оптимальне значення 22%. Глибина передпосівної культивації в середньому 7см в 2023 р. та 6,7 см в 2024 р. відповідала плановій глибині посіву 7,0 см, але якість її виконання була невисокою. На це вказує середньоквадратичне відхилення 3,3 см та 3,15см, відповідно в 2023 та 2024 роках випробувань. Можна

стверджувати, що в цілому умови для виконання посіву були досить складними, але впливати на цю ситуацію дослідники не могли.

Таблиця – 5.1 Фізико-механічні показники стану поля

Найменування показників	Одиниці вимірів	Значення показників	
		2023 р.	2024 р.
Вологість ґрунту в шарах:			
0 – 5 см	%	24,0	23,0
5 – 10 см	%	26,2	25,4
10 – 15 см	%	28,0	27,6
Твердість ґрунту в шарах:			
0 – 5 см	МПа	1,1	1,05
5 – 10 см	МПа	1,4	1,3
10 – 15 см	МПа	1,7	1,6
Глибина передпосівного обробітку:			
- середня;	см	7,0	6,7
- мінімальна;	см	2,0	3,0
- максимальна;	см	15,0	14,0
Середньоквадратичне відхилення (σ)	$\pm$ см	3,3	3,15

В таких умовах очікувати високих показників якості висіву складно. Перезволоженість ґрунту спричиняла до забивання сошників. А нестабільна глибина передпосівного обробітку в основному погіршувала стабільність глибини заробки насіння, але через підвищену інтенсивність коливань посівних секцій сівалки в поздовжньо-вертикальній площині негативно впливала і на рівномірність розподілу насіння по довжині рядка.

Висівали вітчизняні високопродуктивні сорти кукурудзи «Соломинська 298 СР» та сої «Хуторяночка». В лабораторних умовах насіння показало схожість 98% – для кукурудзи, та 94% – для сої.

Швидкість руху посівного агрегату знаходилась в межах від 6 до 11 км/год, що, в ряді випадків, також перевищувало обґрунтоване заводом виробником обмеження 8 км/год.

5.4. Результати досліджень розподілу рослин в рядах змішаного посіву сої та кукурудзи

Результати змішаного висіву просапних культур: кукурудзи та сої представлені рисунком 5.2 (а та б).



а



б

Рисунок 5.2 – Сівба просапних культур: а) вегетативний розвиток кукурудзи та сої; б) стан посіву на момент збирання зеленої маси для фази молочно-воскової стиглості зерна для кукурудзи та для сої вегетаційна фаза перед збиранням врожаю

В ході польових випробувань, пневматичної системи на базі сівалки VEGA 8 PROFІ під час змішаного висіву просапних культур, було отримано такі результати таблиця 5.2.

Відповідно до агротехнічних показників якості висіву та факторів, що їх описують контролювали наступні величини: a_i – поточне (i -те) значення поздовжнього інтервалу між рослинами, мм (вимірювали у відповідності із методикою, підрозділ 5.2); $\bar{a}$ – середнє арифметичне поздовжнього інтервалу між рослинами, мм; σ_a – середньо квадратичне відхилення (СКВ) поздовжнього інтервалу між рослинами, мм; ϑ_a – коефіцієнт варіації поздовжнього інтервалу між рослинами [162 – 168].

Чим менші величини СКВ σ_a та коефіцієнта варіації ϑ_a , тим краще працює пневматична система сівалки.

Таблиця 5.2 – Вихідні дані властивостей висіву просапних культур.

Назва ВРВ та рік випробувань	Параметри:	Номер повторності дослідів				Середнє значення
		1	2	3	4	
2023 рік						
Серійний ВРВ (А-01)	Кукурудза					
	$\bar{a}$, мм	209,69	211,67	210,28	216,41	212,01
	СКВ σ_a , мм	82,68	85,39	84,38	86,31	84,69
	коефіцієнт варіації ϑ_a , %	39,43	40,34	40,13	39,88	39,95
	Соя					
	$\bar{a}$, мм	70,81	65,55	64,18	69,76	67,58
	СКВ σ_a , мм	26,62	20,11	21,75	25,43	23,48
	коефіцієнт варіації ϑ_a , %	37,59	30,68	33,88	36,45	34,65
2024 рік						
Експери- ментальний ВРВ (А-02)	Кукурудза					
	$\bar{a}$, мм	209,92	211,07	210,35	208,11	209,86
	СКВ σ_a , мм	76,19	75,92	77,12	78,57	76,95
	коефіцієнт варіації ϑ_a , %	36,29	35,97	36,66	37,75	36,67
	Соя					
	$\bar{a}$, мм	65,95	66,88	67,05	67,13	66,75
	СКВ σ_a , мм	20,94	21,91	21,54	21,02	21,35
	коефіцієнт варіації ϑ_a , %	32,25	33,26	32,61	31,79	32,42

Отже, розглянемо результати висіву просапних культур, представлені в таблиця 5.2. Для посіву кукурудзи в 2023 році середнє арифметичне значення $\bar{a}$ (мм) поздовжніх інтервалів a_i між рослинами для чотирьох повторностей дослідів становить $212,01 \in \{209,69; 211,67; 210,28; 216,41\}$, що відповідає фактичній нормі висіву 67,38 тис. шт. рослин на гектар, або 96,26% від плану (70 тис. шт./га). Значення СКВ σ_a (мм) лежить в інтервалі $[82,68; 86,31]$, а його середнє значення становить 84,69. Коефіцієнт варіації ϑ_a , (%) поздовжніх інтервалів a_i між рослинами становить множину значень $\{39,43; 40,34; 40,13; 39,88\}$, а його середнє значення дорівнює 39,95 %.

Для посіву кукурудзи 2024 року середнє арифметичне значення $\bar{a}$ (мм) поздовжніх інтервалів a_i між рослинами для чотирьох повторностей дослідів становить $209,86 \in \{209,92; 211,07; 210,35; 208,11\}$, що відповідає фактичній нормі висіву 68,07 тис. шт. рослин на гектар, або 97,25% від плану (70 тис. шт./га). Відповідно різниця в точності дотримання норми висіву склала 0,99%. Величина несуттєва, але на користь модернізованого варіанту вентилятора (А-02). Крім цього, якщо порівнювати розбіжність величини $\bar{a}$, то для 2023 року вона становить 6,72 мм, а для 2024 року — 2,96 мм. Що також вказує на більш стабільну роботу модернізованого варіанту сівалки.

Значення СКВ σ_a (мм) для чотирьох повторностей дослідів 2024 року складають множину $\{76,19; 75,92; 77,12; 78,57\}$, а його середнє значення становить 76,95. В порівнянні із 2023 роком різниця середніх значень σ_a складає 7,74 мм на користь модернізованого варіанту (А-02).

Коефіцієнт варіації ϑ_a , (%) поздовжніх інтервалів a_i між рослинами для експериментів 2024 року становить множину значень $\{36,29; 35,97; 36,66; 37,75\}$, а його середнє значення дорівнює 36,67 %, що на 3,28% менше чим у попередньому році випробувань.

Підсумовуючи результати експериментів, що стосуються якості висіву кукурудзи робимо висновок, що, незважаючи на незначне по абсолютній величині покращення кожного із показників, значущим є саме системність покращення, коли кожна із приведених цифр змінилася виключно в бажаний

бік. Отже впровадження у виробництво запропонованого варіанту ВРВ (А-02) є позитивним рішенням.

Розглянемо показники якості висіву сої. Що стосуються випробувань 2023 та 2024 років (таблиця 5.2).

Для посіву сої 2023 року середнє арифметичне значення $\bar{a}$ (мм) поздовжніх інтервалів a_i між рослинами для чотирьох повторностей дослідів становить $67,58 \in \{70,81; 65,55; 64,18; 69,76\}$, що відповідає фактичній нормі висіву 211,39 тис. шт. рослин на гектар, або 100,66% від плану (210 тис. шт./га). Планове співвідношення між нормою висіву кукурудзи і сої в змішаних посівах повинно було бути 1 до 3. Перевищення планової норми висіву пов'язано із обмеженнями на регулювання норми висіву, які накладає сівалка (не вистачає відповідних налаштувань в приводах висівних апаратів, а також висівних дисків із відповідною кількістю отворів). По цій причині встановлена норма висіву відповідала 225 тис. шт./га. Тобто по відношенню до встановленої норми висіву фактична норма висіву складала 93,95%.

Для посіву сої 2024 року середнє арифметичне значення $\bar{a}$ (мм) поздовжніх інтервалів a_i між рослинами для чотирьох повторностей дослідів становить $66,75 \in \{65,95; 66,88; 67,05; 67,13\}$, що відповідає фактичній нормі висіву 214,02 тис. шт. рослин на гектар, або 101,91% від плану (210 тис. шт./га) та 95,12% від встановленої норми висіву. Відповідно різниця в точності дотримання встановленої норми висіву склала 1,17%. Розбіг величини $\bar{a}$ за чотирма повторностями дослідів в 2023 році склала 6,63 мм, а в 2024 році — 1,18 мм. Стосовно величини $\bar{a}$, як і у випадку із кукурудзою різниця не суттєва, але на користь запропонованого варіанту конструкції ВРВ (А-02) і за абсолютною величиною, і за розбігом значень в межах повторюваності.

Для висіву сої значення СКВ σ_a (мм) для чотирьох повторностей дослідів 2023 року складають множину $\{26,62; 20,11; 21,75; 25,43\}$, а його середнє значення становить 23,48. Для 2024 року, відповідно $\{20,94; 21,91; 21,54; 21,02\}$ і 21,35. В порівнянні із 2023 роком різниця середніх значень σ_a складає 2,13 мм на користь модернізованого варіанту (А-02).

Для висіву сої коефіцієнт варіації ϑ_a , (%) для чотирьох повторностей дослідів 2023 року складають множину {37,59; 30,68; 33,88; 36,45}, а його середнє значення становить 34,65. Для 2024 року, відповідно {32,25; 33,26; 32,61; 31,79} і 32,42. Відповідно середнє значення ϑ_a , (%) для експериментів 2024 року менше відповідного значення за 2023 рік на 2,23%.

Підсумовуючи результати експериментів, що стосуються якості висіву сої робимо висновок, аналогічно попередньому випадку із висівом кукурудзи на користь запропонованого інженерно технологічного рішення. І знову звертаємо увагу на системність покращення всієї сукупності показників якості висіву. Ця обставина є важливішою чим просте порівняння показників.

Якщо порівняти середні значення коефіцієнта варіації ϑ_a , (%) для кукурудзи і сої в 2023 році, то різниця становила 5,3%, а в 2024 році — 4,25%. У випадку висіву сої значення ϑ_a , (%) завжди дещо менші. Це вказує на більшу якість висіву сої і пов'язано із більш округлою й більш гладенькою формою насіння. По цій причині насіння сої висівати легше. Воно легше і надійніше присмоктується до отворів висівного диску і більш надійно тримається в процесі обертання останнього.

Результати дослідження урожайності кукурудзи та сої висіяних експериментальною сівалкою протягом випробувань 2023-2024 р.р. представлені в таблиці 5.3. Результати наведені в таблиці свідчать про, те що врожайність сумісних посівів кукурудзи та сої в 2024 році виконані сівалкою VEGA 8 PROFI з експериментальним РК у ВРВ по відношенню з 2023 роком та з стандартним РК у ВРВ є більшою, що дає можливість отримати більшу кукурудзяно-соєву силосну масу.

Зроблені виміри дають можливість визначити, що для прогнозованого отримання необхідної на момент збирання врожаю сумісних посівів кукурудзи та сої в 2023 році було отримано середнє значення силосної маси близько 56,5 т/га (3 850 грн за 1 т.), що становить 217 525 грн. (двісті сімнадцять тисяч п'ятсот двадцять п'ять грн.), а 2024 році середнє значення силосної маси

Таблиця 5.3 – Результати біологічної врожайності сумісного висівання
просапних культур кукурудзи та сої

Показники уро- жайності	Одиниці виміру	Значення показників сумісного висіву	
		2023	2024
Кукурудза			
середнє	т/га	48,95	53,95
мінімальне	т/га	34,7	37,8
максимальне	т/га	63,2	70,1
Соя			
середнє	т/га	7,55	8,45
мінімальне	т/га	3,4	3,65
максимальне	т/га	11,7	13,25

становило близько 62,4 т/га (3 900 грн за 1 т.), що становить 243 360 грн (двісті сорок три тисячі триста шістдесят грн). Виходячи з розрахунків, економічна ефективність в масовому еквіваленті сумісного висіву кукурудзи та сої збільшилась на 10,4 %, а в грошовому еквіваленті це становить близько 11,8%.

Висновки за розділом 5.

1. У порівнянні із серійним варіантом застосування модернізованої пневматичної системи в конструкції експериментальної просапної сівалки VEGA 8 PROFІ виробництва АТ «Ельворті» дозволило підвищити якість висіву основних просапних культур. Зокрема зменшення коефіцієнта варіації поздовжнього інтервалу між рослинами в рядку для кукурудзи становить 3,28%, а для сої — 2,23%.

2. Незважаючи на незначне по абсолютній величині покращення кожного із показників, значущим є саме системність покращення, коли кожен із приведених параметрів якості посіву ($\bar{a}$ – середнє арифметичне значення поздовжнього інтервалу між рослинами, мм; σ_a – СКВ поздовжнього інтервалу

між рослинами, мм; ϑ_a – коефіцієнт варіації поздовжнього інтервалу між рослинами) змінився виключно в бажаний бік. Отже впровадження у виробництво запропонованого варіанту ВРВ (А-02) є позитивним рішенням.

3. За економічними оцінками, використання удосконаленої моделі ВРВ за рахунок підвищення якості висіву сприяє підвищенню врожайності і, відповідно, у випадку змішаних посівів сої з кукурудзою дає приріст в масовому еквіваленті кукурудзяно-соєвого силосу 10,4%, а в грошовому еквіваленті це становить близько 11,8%.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

У дисертації наведено теоретичне узагальнення і нове вирішення наукової задачі, яка полягає в розвитку теорії функціонування пневматичних висівних систем просапних сівалок та розрахунку раціональних параметрів їх компонентів. Це дозволило удосконалити конструкцію сівалки, що в свою чергу дозволило підвищити якість висіву насіння просапних культур.

1. На основі аналізу відкритих джерел інформації встановлено, що просапні культури займають значну частину в структурі посівних площ сільськогосподарського виробництва України. На сьогодні майже всі просапні культури, особливо технічні, висівають за допомогою пневматичних сівалок. Якість висіву таких сівалок в першу чергу залежить від параметрів і стабільності роботи пневматичної системи. Отже підвищення її надійності роботи є актуальною задачею, оскільки напряму впливає на якість висіву і в кінцевому сенсі на продуктивність рільництва.

2. Проведено аналіз теоретичних та практичних результатів досліджень роботи сівалки, встановлено залежність потрібних мінімальних характеристик повітряного потоку від швидкості витання (аеродинамічних характеристик висівного насіння на прикладі насіння кукурудзи встановлено: $a_{\text{ср}} = 0,012$ м, $b_{\text{ср}} = 0,0096$ м, $c_{\text{ср}} = 0,0092$ м та $m_{\text{ср}} = 5,25$ г.), конструктивних особливостей трубопроводів, ВРВ, взаємодії у шарах посівного матеріалу в насіннєвій камері. Виявлено вплив сил та конструкційних особливостей системи, які впливають на утворення зриву та вихорів повітряного потоку, що стає причиною до зниження якості роботи висівного апарату. Встановлено, що для нормальної роботи висівних апаратів в пневматичній системі, для заданих граничних умов, тиск, який створюється ВРВ, повинен бути 4200 Па, а швидкість повітря в області отвору становить близько 59 м/с.

3. На основі комплексного підходу по вивченню процесів, що відбуваються в пневматичній системі запропоновано модель технологічного процесу роботи пневматичної системи сівалки точного висіву. Переміщення насіння в

камері висівного апарату до висівного диска, а потім утримування їх в області отворів і переміщення по заздалегідь визначеної траєкторії в область скидання відбувається під впливом тиску ВРВ, що створюється в пневматичній системі сівалки та підпорядковується законам механіки двофазних течій. Однією фазою є повітря, а другою фазою є зерно. Встановлено, що для забезпечення стійкої працездатності ВРВ на всіх режимах потрібно знати відповідну максимальну продуктивність: при максимальній ширині захвату, при максимальній швидкості руху та при максимальній щільності частинок, при максимальній нормі висіву, а також мінімальну продуктивність.

4. На проміжних режимах роботи ВРВ, отримуємо належну продуктивність вентилятора за рахунок зміни частоти обертання РК. Розроблена математична модель процесу роботи вентилятора в пневматичній системі сівалки. Проаналізовано характер зміни параметрів вздовж проточної частини ВРВ: зміна повного P_v і статичного P_{sv} тиску, зміна абсолютної C та відносної швидкості W . З'ясовано, що зміну поведінки абсолютної швидкості до виходу з РК, вона росте та стрімко падає, внаслідок передачі кінетичної енергії повітрю в спіральному корпусі РАВ. В ході порівняння класичної геометрії ВРВ з новою моделлю, встановили, що створюваний P_{svn} в середньому на 16% та N_n повітряного потоку на 11% більша у новій конструкції РК. Запропоновано аналіз та розрахунок конструкція вентилятора, що забезпечує необхідну продуктивність сівалки та на основі цих методів створено програму на C++ CRV PSS 1.0, яка дає можливість провести розрахунок геометричних та газодинамічних характеристик ВРВ. Побудовано структуру підходу до особливостей моделювання течій газових потоків з використанням середніх рівнянь Нав'є – Стокса за часом (RANS), простором (LES), гібридні підходи (DES). Отримано бачення поведінки зміни параметрів вздовж проточної частини ВРВ.

5. На основі аналітичних та емпіричних досліджень запропоновано п'ять факторів, які впливають на роботу ВРВ та параметри пневматичної системи. Такими факторами є: кут установки лопаток на вході β_1 та виході – β_2 з РК, кількість лопаток $Z_{РК}$, частота обертання n та масова витрата повітря G_m .

Встановлено, що основну частину часу, пневматична система сівалки працює на знижених значеннях масової витрати повітря, а це зовсім не сприяє безперебійній її роботи. Оптимізація об'єкта, та проведена обробка результатів експерименту, дала можливість отримати рівняння регресії у вигляді полінома другого ступеня. Встановлено механізм впливу факторів на показники досліджуваного процесу, значення P_{sv} лежать в межах від 10802,6 до 9243,5 Па в залежності від прийнятих значень G_m в межах від 0,20 до 0,366 кг/с. Проаналізувавши поверхні відгука, встановили, що при масовій витраті повітря $G_m = 0,20$ кг/с абсолютна похибка P_{sv} становить 31%, а коли масова витрата повітря $G_m = 0,366$ кг/с абсолютна похибка P_{sv} буде 8%, на користь конструкції вентилятора у новому виконанні. А це значить, що в середньому на даному інтервалі G_m значення P_{sv} приблизно на 20% більше за величину P_{sv} ВРВ класичної конструкції.

6. Згідно розроблених методів були виконані технологічні та конструктивні розрахунки лабораторної установки по дослідженню та експериментального відтворення роботи ВРВ. Проаналізовані різні типи РК. В ході випробувань та експериментальних відтворенні, встановлено, що різниця, між статичним тиском P_{sv} , який створюється вентилятором, нової конструкції (модель А-02), при теоретичному дослідженні та натурному випробуванні лежить в межах 5 - 15% в залежності від витрати повітря (G_m). Для моделі А-01 вентилятора встановлено, що різниця P_{sv} при теоретичному дослідженні та натурному випробуванні лежить в межах 3 - 8% в залежності від витрати повітря (G_m). Запропоновані конструктивні зміни пневматичної системи для розширення ділянки стабільності роботи ВРВ, а саме для стабілізації тиску розрідження пропонується встановлювати перепускний клапан. Для контролю значення статичного тиску розрідження у висівному апараті на виході з нього передбачено датчик тиску, який в потрібний момент передає сигнал на відкриття пневматичного клапана. Все це дає можливість досягти стабільності присмоктування посівного матеріалу до отворів висівного диска.

7. Результат дослідження виявив, що для стабілізації повітряного потоку додатково встановлюються спрямляючі апарати на вході для уникнення прямого удару повітряного потоку об задню стінку РК, та дозволяє «закидати» повітряний потік на входні кромки лопаток, або встановити на вході в цю ділянку поверхню конусоподібної чи сферичної форми. Рекомендовано модернізувати систему розгалуження ланок трубопроводів та використовувати кут нахилу $\gamma = 22,50^\circ$ для трійників, зробити більш пологі кути підводів трубопроводів. Встановлено, що якість внутрішніх поверхонь пневматичної системи суттєво впливають на швидкість повітряного потоку в них.

8. Проведено аналіз ефективності роботи пневматичної системи сівалки. Згідно розробленої технічної документації на удосконалений ВРВ, на потужностях АТ «Ельворті» (м. Кропивницьк) зроблено дослідний зразок. Випробування провели на полях ТОВ «Дельта» (м. Харків), та на підставі спільно проведених експериментально-виробничих випробувань отримали такі результати: в результаті оцінки висівного матеріалу було встановлено, що запропоновані зміни в конструкції робочого колеса ВРВ, а саме при використанні РК при входному куту повітря $\beta_1 = 50^\circ$, а вихідному куту повітря у РК $\beta_2 = 120^\circ$, при кількості лопаток 24 шт має оптимальні параметри роботи та дає можливість збільшити якість висіву, для кукурудзи на 3,28 %, а для сої на – 2,23 %, що досягається за рахунок стабілізації потоку повітря в пневматичній системі. За економічними оцінками, використання удосконаленої моделі А-02 (нової) відносно моделі А-01 (серійної моделі) ВРВ дає приріст в масовому еквіваленті кукурудзяно-соєвого силосу 10,4%, а в грошовому еквіваленті це становить близько 11,8%. На основі отриманих результатів, щодо удосконалення конструкції вентилятора АТ «Ельворті» прийняло рішення прийняти до розгляду з метою подальшого впровадження в серійне виробництво.

ДОДАТКИ

ДОДАТОК А.

ЗАТВЕРДЖУЮ
Декан факультету мехатроніки та
інжинірингу ДБТУ
доктор технічних наук, доцент



В.В. Бредихін
2024 р.



ЗАТВЕРДЖУЮ
Голова правління – генеральний
директор
АТ «Ельворті»,
С.Г. Калапа

2024 р.

АКТ

про впровадження закінченої науково-дослідної роботи

Ми, що нижче підписалися, представники Державного біотехнологічного університету (ДБТУ) в особі наукового керівника НДР «Удосконалення та обґрунтування параметрів пневмосистеми сівалки точного висіву просапних культур», доктора технічних наук, професора Мельника В.І. і виконавця науково-дослідної роботи здобувача ступеня доктора філософії Зеленського О.П. та представника АТ «Ельворті» (м. Кропивницький, вул. Євгена Чикаленка, 1) в особі генерального конструктора Кваші Ю.Л., склали цей акт про те що, на підставі проведених на полях ТОВ «Дельта» (м. Харків, вул. Пащенківська, 11) в 2023-2024 роках спільних експериментально-виробничих випробувань експериментального відцентрового радіального вентилятора пневматичної системи сівалки Vega 8 Profi виробництва АТ «Ельворті» встановлено, що застосування модернізованого вентилятора дозволило підвищити стабільність показників якості висіву насіння сої та кукурудзи.

ВИСНОВОК

Обсяг річного впровадження шляхом виконання комбінованих посівів сої із кукурудзою на кормовій цілі (для силосування) склав 50 Га.

Дослідницьким шляхом встановлено зростання стабільності показників якості висіву насіння.

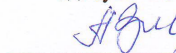
Запропоновану конструкцію вентилятора АТ «Ельворті» прийнято до розгляду з метою подальшого впровадження в серійне виробництво.

ПРИМІТКА: цей акт не є підставою для фінансової відповідальності та взаємних грошових розрахунків.

Від ДБТУ
Науковий керівник НДР,
докт. техн. наук, проф.
кафедри ОТС

 В.І. Мельник

Виконавець НДР,
здобувача ступеня доктора філософії

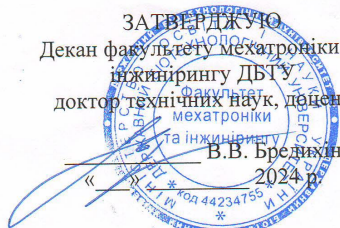
 О.П. Зеленський

Від
АТ «Ельворті»,
Генеральний конструктор

 Ю.Л. Кваша

ДОДАТОК Б.

ЗАТВЕРДЖУЮ
Декан факультету мехатроніки та
інжинирингу ДБТУ
доктор технічних наук, доцент
Б.В. Бредихін
2024 р.



ЗАТВЕРДЖУЮ
Директор Товариства з обмеженою
відповідальністю
«Дельта»,
Я.Ю. Ізраїлян
2024 р.



АКТ

про впровадження закінченої науково-дослідної роботи

Ми, що нижче підписалися, представники Державного біотехнологічного університету (ДБТУ) в особі наукового керівника НДР «Удосконалення та обґрунтування параметрів пневмосистеми сівалки точного висіву просапних культур», доктора технічних наук, професора Мельника В.І. і виконавця науково-дослідної роботи здобувача ступеня доктора філософії Зеленського О.П. та представника ТОВ «Дельта» (м. Харків, вул. Пашенківська, 11) в особі виробничого директора Теліги О.В., склали цей акт про те що, на підставі проведених в 2023-2024 роках спільних експериментально-виробничих випробувань експериментального відцентрового радіального вентилятора пневматичної системи сівалки Vega 8 Profi виробництва АТ «Ельворті» встановлено, що застосування модернізованого вентилятора дозволило підвищити стабільність показників якості висіву насіння сої та кукурудзи.

ВИСНОВОК

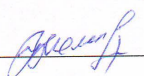
Обсяг річного впровадження шляхом виконання комбінованих посівів сої із кукурудзою становив 50 га.

Дослідницьким шляхом встановлено зростання якості висіву насіння.

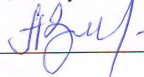
Запропоновану конструкцію вентилятора рекомендувати АТ «Ельворті» до серійного виробництва.

ПРИМІТКА: цей акт не є підставою для фінансової відповідальності та взаємних грошових розрахунків.

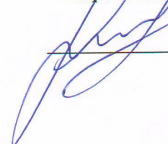
Від ДБТУ
Науковий керівник НДР,
докт. техн. наук, проф.
кафедри ОТС

 В.І. Мельник

Виконавець НДР,
здобувача ступеня доктора філософії

 О.П. Зеленський

Від ТОВ
«Дельта»
Виробничий директор

 О.В. Теліга

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Мельник В.І., Зеленський О.П., Зеленський А.П. Генезис посівних систем в контексті еволюціонуючого землеробства. // Науковий журнал «Інженерія природокористування». Харків, 2021. Вип. №3(21). с. 39-51.
2. Легкодух І., Демидов С., Стародубцева Дослідження ефективності застосування електропривода висівних апаратів під час роботи сівалки універсальної пневматичної «Vega-8» (результати випробувань) // «Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки та технологій для сільського господарства України.» с. Дослідницьке, 2019. Вип. №24(38). с. 113-123. [http://dx.doi.org/10.31473/2305-5987-2019-1-24\(38\)-10](http://dx.doi.org/10.31473/2305-5987-2019-1-24(38)-10).
3. Яковец А.В., Шумаков В.В. Физико-механические свойства семян пропашных культур. Аграрная наука Евро-Северо-Востока. 2011, №3 (22), с. 68-72.
4. ДСТУ 4232:2003 Насіння буряків. Методи визначення маси 1000 насінин та маси однієї посівної одиниці. [Чинний від від 01.07.2004] Вид.офіц. Київ: Мінекономрозвитку України, 2004. 20 с.
5. ГОСТ 14943-95 Рицина (промислова сировина). Вимоги при заготівлях і поставках. [Чинний від від 01.01.2000] Вид.офіц. Київ: Мінекономрозвитку України, 2000. 10 с.
6. ДСТУ 4525:2006 Кукурудза. Технічні умови. [Чинний від від 01.07.2004] Вид.офіц. Київ: Мінекономрозвитку України, 2004. 13 с.
7. ДСТУ 4962:2008 Сорго. Технічні умови. [Чинний від від 01.07.2010] Вид.офіц. Київ: Мінекономрозвитку України, 2010. 13 с.
8. ДСТУ 4964:2008 Соя. Технічні умови. [Чинний від від 01.07.2010] Вид.офіц. Київ: Мінекономрозвитку України, 2010. 11 с.
9. ДСТУ 5046:2008 Насіння кавуна, діни, гарбуза. Технологія вирощування. Загальні вимоги. [Чинний від від 01.10.2009] Вид.офіц. Київ: Мінекономрозвитку України, 2009. 16 с.
10. Подпрятков Г.І., Бобер А.В. Післязбиральна доробка та зберігання продукції рослинництва: навч. посібник. Київ: Редакційно-видавничий відділ НУБіП України, 2019. 492 с.

11. ДСТУ 4138-2002 Насіння сільськогосподарських культур. Методи визначення якості [Чинний від від 01.01.2004] Вид.офіц. Київ: Мінекономрозвитку України, 2004. 157 с.
12. ДСТУ 6068:2008 Насіння соняшника. Сортові та посівні якості. Технічні умови. [Чинний від від 01.07.2009] Вид.офіц. Київ: Мінекономрозвитку України, 2009. 11 с.
13. ДСТУ EN ISO 712:2022 (EN ISO 712:2009, IDT; ISO 712:2009, IDT) Зернові та продукти з них. Визначення вмісту вологи. Контрольний метод. [Чинний від від 01.01.2014] Вид.офіц. Київ: Мінекономрозвитку України, 2022. 25 с.
14. Coskuner Y., Karababa E. 2007. Some Physical Properties of Flaxseed (*Linum usitatissimum* L.). Turkey, J. Food Eng., 78: 1067–1073.
15. ДСТУ 4523:2006 Горох. Технічні умови. [Чинний від від 01.07.2007] Вид.офіц. Київ: Мінекономрозвитку України, 2007. 13 с.
16. ДСТУ 4967:2008 Насіння льону олійного для перероблення. Технічні умови. [Чинний від від 01.07.2010] Вид.офіц. Київ: Мінекономрозвитку України, 2010. 12 с.
17. ДСТУ 6020:2008 Сочевиця. Технічні умови. [Чинний від від 01.07.2010] Вид.офіц. Київ: Мінекономрозвитку України, 2010. 13 с.
18. ДСТУ 4827:2007 Люпин кормовий. Технічні умови. [Чинний від від 01.01.2009] Вид.офіц. Київ: Мінекономрозвитку України, 2009. 11 с.
19. Гячев Л.В. О механической модели сыпучего тела. Механика сыпучих материалов: тезисы докладов Всесоюзной конференции. Одесса, 1975. с. 3 - 4.
20. Gupta R.K., Arora G., and Sharma R., 2007. Aerodynamic properties of sunflower seed (*Helianthus annuus* L.). J. Food Eng., 79. 899-904 p.
21. Бузенков, Г.М. Машины для посева сельскохозяйственных культур./Г.М. Бузенков, С.А. Ма. - М.: Машинобудування, 1976. 272 с.
22. Будагов А.А. Про агротехнічні вимоги до зернових сівалок. // Будагов А.А. Трактори та сільськогосподарські машини. 1985. №7. с. 24.
23. ДСТУ EN ISO 13385-1:2018 Технічні вимоги до геометричних параметрів продукції (GPS). Прилади для лінійних та кутових вимірювань. Частина 1.

- Штангенциркулі. Проектні та метрологічні характеристики (EN ISO 13385-1:2011, IDT; ISO 13385-1:2011, IDT). [Чинний від від 18.12.2018] Вид.офіц. Київ: Мінекономрозвитку України, 2018. 31 с.
24. Синягин И.И. Площади питания растений. М. Россельхозиздат, 1975. 384 с.
 25. Иванов О.П., Мамченко В.О. Аэродинамика и вентиляторы: Учебник для студентов вузов, обучающихся по специальности «Холодильные и компрессорные машины и установки» Л. Машиностроение, Ленинградское отделение, 1986. 280 с.
 26. ДСТУ 7323:2013 Сівалки тракторні. Основні показники та характеристики. [Чинний від від 01.01.2014] Вид.офіц. Київ: Мінекономрозвитку України, 2014. 15 с.
 27. ДСТУ ISO 6720:2008 Сільськогосподарські машини. Сівалки, садильні машини, розкидачі добрив і обприскувачі. Рекомендовані значення робочої ширини (ISO 6720:1989, IDT). [Чинний від від 22.12.2008] Вид.офіц. Київ: Мінекономрозвитку України, 2008. 8 с.
 28. ДСТУ ISO 7256-1:2005 Обладнання для сівби. Методи випробування. Частина 1. Сівалки однонасіннєві (сівалки точного висіву) (ISO 7256-1:1984, IDT). [Чинний від від 30.12.2005] Вид.офіц. Київ: Мінекономрозвитку України, 2005. 19 с.
 29. Подпрятков Г.І., Рожко В.І., Скалецька Л.Ф. Технологія зберігання та переробки продукції рослинництва: підручник. Київ: Аграрна освіта, 2014. 393 с.
 30. Raheman, H., Jindal, V. K. (2001). Pressure drop gradient and solid friction factor in horizontal pneumatic conveying of agricultural grains. *Applied Engineering in Agriculture*, 17 (5). doi: <https://doi.org/10.13031/2013.6903>
 31. Zhang, P., Roberts, R. M., Bénard, A. (2012). Computational guidelines and an empirical model for particle deposition in curved pipes using an Eulerian-Lagrangian approach. *Journal of Aerosol Science*, 53, 1–20. doi: <https://doi.org/10.1016/j.jaerosci.2012.05.007>
 32. Палладий А.В., Фосс С.Л. Термогазодинамический расчет центробежных компрессоров. Учебное пособие. К. гос.технолог.ун-т. К., 2007. 125 с.

33. Галеркин Ю.Б. Турбокомпрессоры. Рабочий процесс, расчет и проектирование проточной части. М. ООО «Информационно-издательский центр КХТ», 2010. 718 с.
34. Зеленський О.П. Перебіг потоку повітря у пневматичній системі сівалки. // XIX Міжнародна науково-практична конференція «Технічний прогрес в АПВ» 21-22 травня 2024 року, м. Харків / Державний біотехнологічний університет. Харків, 2024. с. 166-168.
35. Hirsch, C. (2007). Numerical computation of internal and external flows (2nd ed.). Oxford: Published by John Wiley & Sons, Ltd. 700 p.
36. S. L. Dixon, C. A. Hall, Fluid mechanics and thermodynamics of turbomachinery, Butterworth-Heinemann is an imprint of Elsevier, 30 Corporate Drive, Suite 400, Burlington, MA 01803, USA, The Boulevard, Langford Lane, Kidlington, Oxford, OX5 1GB, UK: Sixth edition, 2010. 459 p.
37. Ing. Dr. techn. Back O. Ventilatoren entwurf und berechnung. Halle (Saale), 1955. 362 p.
38. Holshhevnikov K. V., Teorija i raschet aviacionnyh lopatochnyh mashin: Uchebn. dlja aviac. vuzov i fakul'tetov. [Theory and calculation of aircraft blade machines: Textbook for aviation. universities and faculties.] M.: Mashinostroenie, 1970. 610 p.
39. Бурлака Н.В. Оценка формирования и движения семявоздушной смеси в пневмоструйном высевающем аппарате. Актуальные проблемы сельскохозяйственной науки и образования: сб. науч. тр. Самара, 2005. с. 81-84.
40. Babu, V. (2021). *Fundamentals of gas dynamics* (2nd ed.). Berlin: Springer. 195 p.
41. Schlichting, H., & Gersten, K. (2017). Boundary-Layer theory (9th ed.). Berlin: Springer-Verlag, 805 p.
42. Kornev N. Mathematical Modeling of Turbulent Flows. Rostock, 2013. 121 p.
43. R. H. Pletcher, J.C. Tannehill, D. Anderson. Computational fluid mechanics and heat transfer. CRC Press, 2013. 741 p.;

44. Ronald, H. (2000). *Aungier Centrifugal compressors a strategy for aerodynamic design and analysis*. New York: Asme press. 320 p.
45. Anderson, J. D. Jr. (1995). *Computational Fluid Dynamics: The Basics with Applications*. New York: McGraw-Hill. 563 p.
46. Солодов В.Г., Застосування пакета прикладних програм ANSYS для вирішення завдань гідрогазодинаміки. Харків: ХНАДУ, 2017. 100 с.
47. Borisenko A. I. *Gazovaja dinamika dvigatelej*. [Gas dynamics of engines.] М.: Gosudarstvennoe nauchno-tehnicheskoe izdatel'stvo, 1962. 794 p.
48. Alexey N. Karapetyants, Vladislav V. Kravchenko *Methods of Mathematical Physics*. Birkhäuser Cham. Springer Nature Switzerland AG, 2022. 405 p.
49. Fletcher, A. J. (1988). *Computational techniques for Fluid Dynamics*. New York: Springer-Verlag: Berlin. 209 p.
50. Frank, M. (2016). *White fluid mechanics* (8th ed.). New York: McGraw-Hill Education. 1023 p.
51. Chung, T. J. (2002). *Computational fluid dynamics*. Cambridge: Cambridge University Press. 1029 p.
52. Chris McMullen (2022). *Differential Equations Essential Skills Practice Workbook with Answers*. Zishka Publishing. 157 p.
53. Cornell J.A. (1990) *Experiments with Mixtures: Designs, Models, and Analysis of Mixture Data*. 2nd edition. Wiley, New York. 656 p.
54. Michael B. Schiffer, James M. Skibo *Theory and Experiment in the Study of Technological Change*. Published By: The University of Chicago Press. Vol. 28, no. 5 (Dec., 1987), pp. 595-622 (28 pages)
55. Köhler, M. (2011). *Development and implementation of a method for solving the laminar boundary layer equations in airfoil flows*. Darmstadt: Technische Universität Darmstadt SLA. 120 p.
56. John J. E. *Introduction to fluid mechanics*. N.Y., 1980. p. 587.
57. ANSYS CFX – Solver theory guide. Release 15.0. (2013). Canonsburg: ANSYS Inc. 258 p.

58. Thomas J. R. Hughes The Finite Element Method: Linear Static and Dynamic Finite Element Analysis (Dover Civil and Mechanical Engineering) 1st Edition. Dover Publications, 2000. 704 p.
59. Jones, A. (1997). Recent research in learning technological concepts and processes. International Journal of Technology and Design Education, 7. 83 – 96 pp.
60. Fisher R.A. (1966) The Design of Experiments. 8th edition, Hafner Publishing Company, New York. 256 p.
61. Hanlon, P.C. (2001). Compressor handbook. Washington: McGraw-Hill. 754 p.
62. Menter, F., & Egorov, J. (2005). Turbulence models based on the length-scale equation. Fourth International Symposium on Turbulence and Shear Flow Phenomena, 4, 941-946 pp.
63. Reddy, J. N. (2006). An introduction to the finite element method. New York: McGraw-Hill. 704 p.
64. Кравчук В.І., Грицишин М.І., Коваль С.М. Сучасні тенденції розвитку конструкцій сільськогосподарської техніки. Київ: Аграрна наука, 2004. 396с.
65. Войтюк Д. Г., Аніскевич Л.В. Сільськогосподарські машини : підручник / Д. Г. Войтюк, Л. В. Аніскевич [та ін.] ; За ред. Д. Г. Войтюка. - К. : Агроосвіта, 2015. 678 с.
66. Кравчука В.І., Грицишина М.І., Ковалю С.М. Сучасні тенденції розвитку конструкцій сільськогосподарської техніки. – К. : Аграрна наука, 2004. 396 с.
67. ДСТУ ISO 10017:2023 Управління якістю. Установити щодо застосування статистичних методів відповідно до ISO 9001:2015 (ISO 10017:2021, IDT). [Чинний від від 25.12.2023] Вид.офіц. Київ: Мінекономрозвитку України, 2004. 35 с.
68. Заїка П.М. Теорія сільськогосподарських машин / П.М. Заїка. – Х. : Око, 2001. Т.1. – Ч.2 : Машини для сівби та садіння, 2001. 452 с.
69. Miller R.G. (1991) Simultaneous Statistical Inference. Springer-Verlag, New York. 299 p.

70. George E. P. Box, William G. Hunter and J. Stuart Hunter, Statistics for Experimenters - An Introduction to Design, Data Analysis, and Model Building (John Wiley and Sons, Inc. 1978). ISBN 0-471-09315-7. 653 p.
71. B. A. Ivobotenko, N. F. Il'inskii, and I. P. Kopylov Planning an experiment in electromechanics. M. Ed. Energy, 1975. 184 p.
72. Addelman, S. (1963) "Techniques for Constructing Fractional Replicate Plans." Journal of the American Statistical Association, Vol. 58, 45-71 pp.
73. Montgomery D.K. Experiment planning and data analysis: per. from English. L.: Shipbuilding, 1980. 384 p.
74. A.V. Babin, D. F. Rakipov Organization and mathematical planning of the experiment. E. Ed. UrFU, 2014. 113 p.
75. Douglas C. Montgomery, Design and Analysis of Experiments (John Wiley & Sons, Inc., 1984) ISBN 0-471-86812-4. 612 p.
76. Paul D. Allison Logistic Regression Using SAS: Theory and Application, Second Edition 2nd ed. Edition. SAS Institute, 2012. 348 p.
77. S. L. Akhnazarova, V. V. Kafarov Methods of experiment optimization in chemical technology. M. Ed. Higher School, 1985. 327 p.
78. M. A. Alabin, A. B. Roitman Correlation-regression analysis of static data in engine building. M. Ed. Engineering, 1974. 123 p.
79. Thomas H. Davenport How to Design Smart Business Experiments. Technology And Analytics. Harvard Business Review, 2009. 16 p.
80. A.N. Gaidadin, S. A. Efremova The use of computers in the processing of active experiment data. V. Ed. VolgGTU, 2008. 16 p.
81. L. P. Ruzinov Statistical methods for optimizing chemical processes. -M.: Chemistry, 1972. 200 p.
82. Jim Frost Regression Analysis: An Intuitive Guide for Using and Interpreting Linear Models. Statistics By Jim Publishing, 2000. 355 p.
83. V. E. Gmurman Guide to solving problems in probability theory and mathematical statistics. M. Ed. Higher School, 2004. 407 p.

84. N. I. Sidnyaev, N. T. Vilisova Introduction to the theory of experiment planning. M. Ed. MSTU named after N. E. Bauman, 2011. 463 p.
85. Yu. P. Adler, E. V. Markova, Yu. V. Granovskii Planning an experiment in the search for optimal conditions. Moscow. Ed. "The science", 1976. 279 p.
86. Колычев В.А., Мараховский М.Б., Дранковский В.Э. Разработка и опыт применения математических моделей рабочего процесса для прогнозирования энергокавитационных показателей гидротурбины. Численные методы в гидравлике и гидродинамике. Тезисы докладов 1-ой международной конференции. Донецк. Дон ГУ, 1994, с. 19
87. А.Е. Kononyuk Fundamentals of scientific research. (General theory of experiment). Kyiv. Ed. "Establishment of Ukraine", 2010. 1420 p.
88. Arkes, J. (2023). *Regression analysis: A practical introduction*. New York: Routledge. 412 p.
89. Beloev, H., Adamchuk, V., Kaletnik, G., & Bulgakova, O. (2021). *The basis of scientific research in the field of agricultural engineering*. Ruse: Academic Publishing House Ruse University.
90. Darlington, R.B., & Hayes, A.F. (2016). *Regression analysis and linear models: concepts, applications, and implementation (methodology in the social sciences)*. London: Guilford Press. 661 p.
91. Ding, H.C., Chang, T., & Lin, F. (2020). The influence of the blade outlet angle on the flow field and pressure pulsation in a centrifugal fan. *Processes*, 8(11), article number 1422. doi: 10.3390/pr8111422.
92. Frost, J. (2020). *Introduction to statistics: An intuitive guide for analyzing data and unlocking discoveries*. State College: Statistics by Jim Publishing. 255 p.
93. Meng, F.N., Wang, L.J., Ming, W., & Zhang, H.X. (2023). Aerodynamics optimization of multi-blade centrifugal fan based on extreme learning machine surrogate model and particle swarm optimization algorithm. *Metals*, 13(7), article number 1222. doi: 10.3390/met13071222.
94. V. I. Melnyk, O.P. Zelensky, A.P. Zelensky Design of centrifugal radial fans using regression analysis methods. // *Machinery & Energetics*, 2023. 14(3). — p. 47-60.

95. Бейкер С.Дж. Технология и посев. Наука и практика. / Бейкер С.Дж., Сакстон К.Е., Ритчи В.Р. – [2-е изд.]. – Нью-Йорк, CAB INTERNATIONAL, 2002. 264 с.
96. Войтюк Д.Г. Сільськогосподарські машини : підручник / Войтюк Д.Г., Гаврилюк Г.Р. – [2-ге вид.]. – К. : Каравела, 2008. 552 с.
97. Сисолін П. В., Сало В. М., Кропивний В. М. Сільськогосподарські машини: Теоретичні основи, конструкція, проектування. Кн. 1. Машини для рільництва: обробіток ґрунту, сівба, садіння, внесення добрив. – К.: Урожай, 2001. 382 с.
98. Сеялки универсальные пневматические навесные УПС-6, УПС-8, УПС-12 и их модификации: Руководство по эксплуатации (для оператора) 509.046.2660 РЭ-ЛУ. – Кировоград: ОАО «Червона зірка», 2005. 92с.
99. Рибарук В. Я., Ріпка І. І. Сільськогосподарські машини: Практикум з розрахунку і досліджень робочих процесів. – Львів: За вільну Україну, 1998. 264 с.
100. Бендера І.М., Рудь А.В., Козій Я.В. та ін. Проектування сільськогосподарських машин: навч. посіб. – Кам'янець-Подільський: ФОП Сисин О.В., 2011. 640 с.
101. Brown, A. L. (1992). Design experiments: Theoretical and methodological challenges in creating complex interventions in classroom settings. The Journal of The Learning Sciences, 2(2), 141–178 pp.
102. Баранюк О.В. Математичне моделювання систем та процесів Комп'ютерний практикум: навч. посіб. для студентів спеціальності 143 “Атомна енергетика” спеціалізації “Атомні електричні станції”/ О. В. Баранюк ; КПІ ім. Ігоря Сікорського. – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2019. 115 с.
103. Бобух А.А., Дзевочко А.М., Подустов М.А. Методы планирования эксперимента и обработки экспериментальных данных. Харьков, НТУ «ХПИ», –2016, 104 с.
104. Грищук Ю. С. Г85 Основи наукових досліджень: Навч. посібник./ Ю.С. Грищук. – Харків: НТУ «ХПИ», 2008. 232 с.

105. Ахназаров С.Л., Кафаров В.В. Методы оптимизации эксперимента в химической технологии. Учебное пособие для хим. Технолог. Спец. Вузов -2-е изд. М. Высшая школа, 1985. 327 с.
106. Ивоботенко Б.А., Ильинский Н.Ф., Копылов И.П. Планирование эксперимента в электромеханике. М. Издательство «Энергия», 1975. 100 с.
107. Лапач, С. М. Теорія планування експериментів. Виконання розрахунково-графічної роботи : навч. посіб. для студ. спеціальності 131 «Прикладна механіка», спеціалізації «Технологія машинобудування» / С. М. Лапач ; КПІ ім. Ігоря Сікорського. – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2020. 86 с.
108. Peaceman D. W., Rachford H. H. The numerical solution of parabolic and elliptic differential equations // J. Soc. Indust. Appl. Math, 1955. 3, N1. 28 – 41 pp.
109. Беспмятнова Н.М. Научно-методические основы адаптации почвообрабатывающих и посевных машин. Ростов-на-Дону: ООО «Терра», НПК «Гефест», 2002. 176 с.
110. Лобачевский П.Я., Авраменко Ф.В. Оценка качества посева. Механизация и электрофикация сельского хозяйства, 2010. –№7, с.12-13.
111. Кардашевский С.В. Высевающие устройства посевных машин. М. Машиностроение, 1973. 184 с.
112. Щербак Ю. Г. Лабораторный практикум по прикладной гидрогазодинамики / Ю. Г. Щербак, О. В. Щесюк, В. И. Кубов, Саченко. – Николаев: Изд-во ЧГУ им. Петра Могилы, 2013. 60 с.
113. Alkheir M. Experimental study of the vortex organization in a rectangular impinging jet in the presence of self- sustained tones / M. Alkheir, H. H. Assoum, J. Hamdi, T. Mrach // Energy Reports. – 2022. – Vol. 8. 1486-1492 pp.
114. L. P. Ruzinov Statistical methods for optimizing chemical processes. -М.: Chemistry, 1972. 200 p.
115. Жуковський С. С. Аеродинаміка вентиляції : навч. посіб. для вищих навч. закладів / С. С. Жуковський, В. Й. Лабай. – Львів : Видавництво Львівської політехніки, 2003. 370 с.

116. G.R. Liu, S. S. Quek The Finite Element Method: A Practical Course. Elsevier Science, 2013. 998 p.
117. T. Stolarski, Y. Nakasone, S. Yoshimoto Engineering Analysis with Ansys Software (Second Edition). – Elsevier Science, Publisher : Butterworth-Heinemann: 2018. 551 p.
118. Баранюк О.В. Математичне моделювання систем та процесів Комп'ютерний практикум: навч. посіб. для студентів спеціальності 143 “Атомна енергетика” спеціалізації “Атомні електричні станції”/ О. В. Баранюк ; КПІ ім. Ігоря Сікорського. – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2019. 115 с.
119. Пилипчук М.І. Основи наукових досліджень: Підручник / М.І. Пилипчук, А.С., Григор'єв В.В. Шостак. – К.: Знання, 2007. 270 с.
120. D.W. Smith, B.G. Sims, D.H. O'Neill, Testing and evaluation of agricultural machinery and equipment. FAO Agricultural services bulletin. Rome, 1994. 277 p.
121. Калінін Є.І. Основи роботи в скінченно-елементному програмному комплексі ANSYS. Конспект лекцій. Частина 2 – Харків: Видавництво ХНАДУ, 2013. 135 с.
122. T. Stolarski, Sh. Yoshimoto, Y. Nakasone. Engineering Analysis with ANSYS Software, Second Edition. Imprint: Butterworth-Heinemann, 2018. 562 p.
123. Басов К.А. ANSYS: Справочник пользователя М.: ДМК Пресс, 2005. – 640 с.: ил.
124. Мельник В.І., Зеленський О.П., Зеленський А.П. Обґрунтування вибору конфігурації відцентрового радіального вентилятора з використанням програмних комплексів Solidworks та ANSYS CFX. // Вісник Сумського національного аграрного університету. Серія «Механізація та автоматизація виробничих процесів». — Суми, 2023. — Вип. 4(54). — с. 29 - 35.
125. Грищенко В. М., Свіргун О. А., Калінін Є. І., Савченко В. Б. Основи ANSYS. Лабораторний практикум : навч. посіб. Харків : ХНТУСГ, 2020. 168 с.

126. Brennen C.E. Fundamentals of multiphase flows. Cambridge: Cambridge University press, 2005. 410 pp.
127. V. I. Melnyk, O.P. Zelensky, A.P. Zelensky Numerical simulation of gas-dynamic processes in the centrifugal radial fan of seeding machines. // Machinery & Energetics, 2022. 13(3). pp. 62-72
128. Грищенко В. М., Свіргун О. А., Калінін Є. І., Савченко В. Б. Будівельна механіка. Структура ПК ANSYS WORKBENCH та порядок створення розрахункової моделі. Методичні вказівки до проведення практичних занять. Харків, 2019. 32 с.
129. Мельник В.І., Зеленський О.П., Зеленський А.П. Сучасні технології при численному моделюванні газоподібних середовищ в проточній частині радіального вентилятора. // Матеріали Міжнародної науково-практичної інтернет-конференції «Виробництво сільськогосподарської продукції на основі Smart – технологій» (A Production of Agricultural Products Based on Smart Technologies). 30-31 березня 2023 року, сел. Глеваха / Інститут механіки та автоматики агропромислового виробництва НААН України. — Глеваха. 2023. с. 177-181.
130. Esam M. Alawadhi Finite Element Simulations Using ANSYS 1st Edition. Publisher: CRC Press, 2017. 416 p.
131. Hossein Pishro-Nik Introduction to Probability, Statistics, and Random Processes. Kappa Research, LLC, 2014. 746 p.
132. Saeed Moaveni Finite Element Analysis : Theory and Application With Ansys 2 Subnd Edition. Publisher: Prentice Hall, 2002. 822 p.
133. Мельник В.І., Зеленський О.П., Зеленський А.П. Числове моделювання нерозрахункових процесів у відцентровому радіальному вентиляторі. // Матеріали Всеукраїнської науково-практичної конференції «Технічний прогрес в АПВ». 9-10 травня 2023 року, м. Харків / Державний біотехнологічний університет. — Харків. 2023. с. 103-106.
134. Olek Zienkiewicz, Robert L. Taylor, P. Nithiarasu The Finite Element Method for Fluid Dynamics. Elsevier Science, 2013. 1082 p.

135. Мельник В.І., Зеленський О.П., Зеленський А.П. Численне моделювання газодинамічних процесів у відцентровому радіальному вентиляторі посівних машин. // Матеріали XXIII МІЖНАРОДНОЇ НАУКОВОЇ КОНФЕРЕНЦІЇ "Сучасні проблеми землеробської механіки" 16–18 жовтня 2022 року, МОН України, Національний університет біоресурсів і природокористування України, Житомирський агротехнічний фаховий коледж. — Житомир. 2022.
136. А.В. Бойко. Гідрогазодинаміка. Харків: НТУ «ХП», 2005. 392 с.
137. Дейч М. Технічна газодинаміка. М. Енергія, 1974. 592 с.
138. Свіренєв М.О. Висівні апарати сівалок. – Кіровоград, 2004 р. 160 с.
139. Нечаєв В.П. Теорія планування експерименту: Навч. посібник В.П. Нечаєв, Т.М. Берідзе, В.В. Кононенко – К.: Кондор, 2005. 232 с.
140. Кленин, Н.І. Сільськогосподарські і меліоративні робочі машини: Елементи теорії процесів, розрахунок регулюючих параметрів і режимів роботи [Текст] / Н.І. Кленин, В.А. Сакун 2-е изд., перераб. і доп. – М.: Колос, 1980. 671 с., ил.
141. Мельник В. И. Двумерная числовая модель расположения семян и растений пропашных культур в рядке / В. И. Мельник // Пути развития производства зерна в Украинской ССР: Тез. докл. Респ. научн.-техн. конф. / Украинский научно-исследовательский институт механизации и электрификации сельского хозяйства — Глеваха: УНИИМЭСХ, 1988. с. 65–66.
142. Кузьминов В.Г., Лепа В.Е., Кашурко А.С. Состояние и перспективы развития автоматизации вождения тракторов и сельскохозяйственных машин: Обзорная информация / В. Г. Кузьминов, В. Е. Лепа, А. С. Кашурко. — К.: УкрНИИИТИ, 1974. 61 с.
143. Мельник В.І., Зеленський О.П. Методи стабілізації повітряного потоку пневматичної системи сівалки точного висіву. // Збірник тез доповідей XII Міжнародної науково-технічної конференції «Крамаровські читання» з нагоди 118-ї річниці від дня народження доктора технічних наук, професора, члена-кореспондента ВАСГНІЛ, віцепрезидента УАСГН

- Крамарова Володимира Савовича (1906-1987) лют. 2025 р., м. Київ / МОН України, Національний університет біоресурсів і природокористування України. Київ. 2025. с. 319-322.
144. Мельник В.І., Зеленський А.П., Зеленський О.П. Дослідження режимів роботи відцентрового вентилятора пневматичного висівного апарату. // VI Міжнародна науково-практична конференція «Технічне забезпечення інноваційних технологій в агропромисловому комплексі» 01-25 листопада 2024 року, м. Запоріжжя / Таврійський державний агротехнологічний університет імені Дмитра Моторного. м. Запоріжжя, 2024. с. 145-123.
 145. Shirkhani A., Ahmadi G.H., Mohammadi G., Ghitouli M. Effects of Cropping Architect and Sow- ing Date on Forage Quantity and Quality of Corn (Zea Maize L.) as a Second Crop in Western Iran. *Annals of Biological Research*. 2012;3(9):4307–4312. Available at: <https://clck.ru/3Bnfzw> (accessed 25.02.2024).
 146. ДСТУ EN ISO 4254-1:2017 Сільськогосподарські машини. Вимоги щодо безпеки. Частина 1. Загальні вимоги (EN ISO 4254-1:2015, IDT; ISO 4254-1:2013, IDT). [Чинний від від 01.01.2010] Вид.офіц. Київ: Мінекономрозвитку України, 2010. 54 с.
 147. ДСТУ ISO 2854:2008 Статистичне опрацювання даних. Методи оцінювання та перевірки гіпотез про середні значення і дисперсії (ISO 2854:1976, IDT). [Чинний від від 01.01.2019] Вид.офіц. Київ: Мінекономрозвитку України, 2019. 132 с.
 148. В.І. Мельник Наукові основи екологічно ощадних технологій і технічних засобів для внесення рідких добрив та хімзахисту рослин //Автореферат дисертації на здобуття наукового ступеня д.т.н.// Харків: ХДТУСГ 2010. с.43.
 149. Nesmian A.Yu., Dubina K.P., Zhigailova A.P. Influence of Suction Hole Diameter of Precision Seed Machine on the Characteristics of Feeding Corn and Sunflower Seeds. *Engineering Technologies and Systems*. 2023;33(1): 21–36. (In Russ., abstract in Eng.) <https://doi.org/10.15507/2658-4123.033.202301.021-036>

150. Parihar C.M., Jat S.L., Singh A.K., Kumar R.S., Hooda K.S., Chikkappa G.K., Singh D.K. Maize Production Technologies in India. *DMR Technical Bulletin. Directorate of Maize Research, Pusa Campus, New Delhi-110012*. 2011. Available at: <https://iimr.icar.gov.in/wp-content/uploads/2020/03/Maize-production-technologies-03012017.pdf> (accessed 25.02.2024).
151. C. Rozman, K. Pazek, M. Bavec, F. Bavec, J. Turk, D. Majkovic, The Multi-criteria analysis of spelt food processing alternatives on small organic farms, *Journal of sustainable agriculture* 28 (2006). 159-179 pp.
152. Дзюба В.Н., Пастухов В.І. Обґрунтування складу комплексу машин для вирощування і збирання сільськогосподарських культур.// Зб.наук.праць НАУ: Механізація сільськогосподарського виробництва. – Т.ХІІ. – Київ: Видавничий центр НАУ, 2002. с. 248-253.
153. Brennen C.E. *Fundamentals of multiphase flows*. Cambridge: Cambridge University press, 2005. 410 p.
154. Бранштейн Л.Я. Справочник конструктора гидротурбин. Л.: Машиностроение, 1971. 304 с.
155. R. Bernik, J. Benedicic, J. Duhovnik, Conceptual design of a stable-manure spreader using a mathematical model, *Journal of Mechanical Engineering* 49 (2003). 538-548 pp.
156. Сисолін П. В. Сільськогосподарські машини: Теоретичні основи, конструкція, проектування. – Кн. 1: Машини для рільництва. / [Сисолін П.В., Сало В.М., Кропівний В.М.]; за ред. Черновола М.І. – К. : Урожай, 2001. 384 с.
157. Розробка пневмомеханічного апарата точного висіву з активною комірною спрямованою дією. Монографія / А.І. Бойко, П.С. Попик. – ТОВ «Видавничо- поліграфічний дім «ФОРМАТ», 2017. 162 с.
158. Нові конструкції ґрунтообробних та посівних машин / Бойко А.І., Свіренєв М.О., Шмат С.І. – К. : Урожай, 2003. 206 с.
159. Лісовий І.О. Обґрунтування параметрів сошника для прямої сівби: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.05.11 «машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва»/ І.О. Лісовий. — Кіровоград, 2013. 20 с.

160. ДСТУ 2240-93 Насіння сільськогосподарських культур. Сортові та посівні якості. Технічні умови. [Чинний від 01.07.1994] Вид.офіц. Київ: Мінекономрозвитку України, 1994. 155 с.
161. Горобей В.П. Селекційна техніка для зернових і зернобобових культур / В.П. Горобей, М.К. Лінник // Вісн. аграр. науки, 2012. — No 11. — с. 49 – 53.
162. Павлівський В.М., Нагірний Ю.П., Мельник І.І. Проектування технологічних систем рослинництва. Навчальний посібник. – Тернопіль: Збруч. 2003. 262 с.
163. Мельник В.І., Зеленський О.П. Аналіз прогнозування та оцінки розподілу насіння та рослин в рядку за результатами висіву. // Матеріали XX Міжнародної науково-практичної конференції «Технічний прогрес в АПК» 21-22 травня 2025 року, м. Харків / Державний біотехнологічний університет. Харків, 2025. с. 212-215.
164. Станіславенко А.В., Мельник В.І., Зеленський О.П., Зеленський А.П. Поєднання кукурудзи та сої в посівах: стійкий та прибутковий підхід. // Матеріали Всеукраїнської науково-практичної конференції «Технічний прогрес в АПВ». 9-10 травня 2023 року, м. Харків / Державний біотехнологічний університет. Харків, 2023. с. 100-102.
165. Насінництво й насіннєзнавство польових культур / За ред. М.М. Гаврилюка. – К.: Аграрна наука, 2007. 216 с.
166. Лобачевский П.Я., Авраменко Ф.В. Оценка качества посева. Механизация и электрофикация сельского хозяйства. 2010, №7, с.12-13.
167. Vladimir Pozdnyakov, Sergei Zelenko (2013), The mathematical description of grain weight with gravity separator s constructive elements, Ukrainian Food Journal, 2(2), pp. 221-229.
168. Tarasenko A. P., Orobinskii V. I., Mironenko D. N. Kachestvo ochistki semyan na pnevmosortiroval'nykh stolakh (The Seed Cleaning Quality at Pneumoseparating Tables), Mekhanizatsiya i elektrifikatsiya sel'skogo khozyaistva, 2009, No. 3, S. 10–11.