

Міністерство освіти і науки України
Харківський національний технічний університет сільського
господарства імені Петра Василенка

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

Сєдих Костянтин Вячеславович

УДК 631.313.022.2

ДИСЕРТАЦІЯ

**ОБҐРУНТУВАННЯ КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ
ПАРАМЕТРІВ ДИСКАТОРА З ПРУЖНИМИ СТІЙКАМИ**

05.05.11 – машини і засоби механізації
сільськогосподарського виробництва

13 – механічна інженерія

Подається на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

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

_____ К. В. Сєдих

Науковий керівник: Козаченко Олексій Васильович, доктор технічних наук,
професор

Харків – 2021

АНОТАЦІЯ

Сєдих К. В. Обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів дискатора з пружними стійками. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.11 «Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва» (133 – Галузеве машинобудування). – Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка, Міністерство освіти і науки України, Харків, 2021.

На основі аналізу результатів відомих досліджень процесів дискування ґрунту, відповідних способів і конструкцій встановлено, що одним із способів підвищення ефективності функціонування дискових робочих органів є застосування пружних стійок, що зумовлює коливний рух робочих органів в ґрунтовому середовищі при виконанні технологічного процесу. Однак при цьому, суттєвий вплив на якість виконання і енергоємність процесу поверхневого обробітку ґрунту має стійкість руху дискових робочих органів по глибині, що зумовлюється конструктивно-технологічними параметрами дискового знаряддя. Встановлено, що для забезпечення ефективності взаємодії з ґрунтом при мінімальних енерговитратах дискові робочі органи на пружних стійках повинні забезпечувати рівномірність обробітку по глибині.

Теоретичними дослідженнями переміщення частинки ґрунту по увігнутій сферичній поверхні робочого органу дискатора з урахуванням сили підпору шару ґрунту, що напливає на дисковий робочий орган, відцентровою сили та сили Коріоліса, що виникають в результаті його обертання, розроблено програмний код, який дозволяє визначати площу та рівняння лінії контакту ґрунтового середовища із поверхнею робочого органу дискатора в залежності від його конструктивних параметрів (радіус сферичної поверхні R , діаметр диска d), кутів атаки α і нахилу γ та глибини обробітку ґрунту h . Враховуючи отримані залежності площі та рівняння лінії контакту ґрунтового середовища із поверхнею робочого органу дискатора та

використовуючи аналітичні закономірності для компонентів нормальних напружень пружно-в'язко-пластичного ґрунтового середовища, розроблено програмний код, який дозволяє визначати залежності проєкцій сили опору від кутів атаки α і нахилу γ робочого органу дискатора, швидкості його переміщення V та глибини обробітку ґрунту h .

За результатами теоретичних досліджень динамічної моделі процесу деформації пружної стійки дискатора будь-якої форми складено систему диференціальних рівнянь в загальному вигляді, яка дозволяє визначити напруження, відносні і абсолютні деформації в кожній точці пружної стійки. Приймаючи форму пружної стійки дискатора за спіраль Архімеда, тобто функції її границь задані у полярних координатах $f_1(\theta) = \frac{a\theta}{2\pi} + b$, $f_2(\theta) = \frac{a\theta}{2\pi} + b + h$, де $\theta_s \leq \theta \leq \theta_f$, із параметрами геометричної форми a (крок спіралі), b (зміщення спіралі вздовж радіальної координати), h (товщина пружної стійки), визначено її еквівалентну фізико-математичну модель у вигляді жорсткого математичного маятника довжиною l , до вантажу якого закріплено дві пружини вздовж осей Ox і Oz із коефіцієнтами жорсткості k_x і k_z , відповідно, які відхиляють його на кут φ .

Складено систему диференціальних рівнянь коливання рами і робочих органів дискатора під час його руху з урахуванням зміни фізико-механічних властивостей ґрунту. За розробленим алгоритмом встановлено вираз у вигляді рівняння регресії щодо визначення ступеня асимптотичної стійкості (кути коливання φ) системи робочих органів дискатора в залежності від його конструктивно-технологічних параметрів (крок спіралі пружної стійки першого і другого ряду a_1 , a_2 , відстань між пружними стійками Δx , діаметр d , кути атаки α і нахилу γ дискового робочого органу, швидкість переміщення V).

В результаті лабораторних досліджень процесу взаємодії дискових робочих органів на пружній стійці з ґрунтовим середовищем отримано динаміку зміни тягового опору R_x , куту відхилення робочих органів φ , коефіцієнта структурності ґрунту K_{str} від діаметра диску d , кроку спіралі пружної стійки a , кута нахилу γ і кута атаки α у вигляді рівнянь регресії другого порядку. В зв'язку з тим що для кожного

критерію оцінки лабораторних досліджень оптимальні значення факторів не співпадають вирішено компромісну задачу методом скалярного ранжування шляхом мінімізації мультиплікативної функції із врахування коефіцієнта важливості

приватного критерію $\frac{K_{str}}{\max(K_{str})} / \left(\frac{R_x}{\max(R_x)} \frac{\varphi_x}{\max(\varphi_x)} \right) \rightarrow \max$. Отримані

раціональні конструктивно-технологічні параметри дискатора: $d = 0,56$ м, $\gamma = 22^\circ$, $\alpha = 31^\circ$, $a = 0,8$ м. При цих параметрах критерії оптимізації дорівнюють: $K_{str} = 0,97$; $R_x = 2,52$ кН; $\varphi = 2,61^\circ$.

Експериментальними дослідженнями процесу роботи дискатора з пружними стійками в польових умовах встановлено динаміку зміни тягового опору агрегату R_x , кута відхилення робочих органів φ , коефіцієнта структурності ґрунту K_{str} від варіантів розташування пружних стійок в двох рядах в залежності від кроку спіралей a_I , a_{II} , відстані між рядами дискових робочих органів Δx , швидкості переміщення агрегату V . Порівнюючи дані експериментальних досліджень процесу роботи дискатора з пружними стійками в польових умовах встановлено, що умови $R_x \rightarrow \min$, $K_{str} \rightarrow \max$, $\varphi \rightarrow \min$ виконуються для варіанту розташування пружних стійок в двох рядах $a_I = 0,6$ м, $a_{II} = 0,8$ м при відстані між рядами дискових робочих органів $\Delta x = 0,9$ м і швидкості переміщення агрегату $V = 1,0$ м/с. При цих параметрах критерії оптимізації дорівнювали: $K_{str} = 1,11$; $R_x = 21,1$ кН; $\varphi = 2,62^\circ$.

Виробничими випробуваннями розробленого дискатора з пружними стійками підтверджено, що його застосування дозволяє підвищити в 1,33 рази продуктивність, при забезпеченні встановлених агрономічних вимог обробітку ґрунту, доведена економічна доцільність його впровадження.

Наукова новизна одержаних результатів. Вперше:

– визначено залежності напруження, коефіцієнтів жорсткості, відносної і абсолютної деформації в кожній точці пружної стійки дискатора, форма якої прийнята у вигляді спіралі Архімеда, від параметрів її геометричної форми (крок спіралі, зміщення спіралі вздовж радіальної координати, товщина пружної стійки);

– отримано закономірності ступеню асимптотичної стійкості (кути коливання) системи робочих органів дискатора на пружних стійках у вигляді спіралі Архімеда із різними коефіцієнтами жорсткості в залежності від його конструктивно-технологічних параметрів (крок спіралі пружної стійки першого і другого ряду, відстань між пружними стійками, діаметр, кути атаки і нахилу дискового робочого органу, швидкість переміщення);

Отримали подальший розвиток:

– залежності площі контакту ґрунтового середовища із поверхнею дискового робочого органу та лінії поверхні ґрунту в контакті з робочим органом від його конструктивних і технологічних параметрів (радіус сферичної поверхні, діаметр диска, кутів атаки і нахилу та глибини обробітку ґрунту), що в комплексі з аналітичними закономірностями напружень пружно-в'язко-пластичного ґрунтового середовища дозволяє визначати проекції сил опору для розрахунку пружних стійок;

– залежності зміни тягового опору дискового робочого органу дискатора з пружними стійками, кута його відхилення, коефіцієнта структурності ґрунту від його конструктивно-технологічних параметрів (діаметр, кути нахилу і атаки диску, крок спіралі пружної стійки) у вигляді рівнянь регресії другого порядку;

– залежності зміни тягового опору дискатора з пружними стійками, кута відхилення робочих органів, коефіцієнта структурності ґрунту від варіантів розташування пружних стійок в двох рядах в залежності від їх жорсткості, відстані між рядами дискових робочих органів та швидкості переміщення агрегату у вигляді рівнянь регресії другого порядку.

Практичне значення одержаних результатів. На основі виконаних теоретичних та експериментальних досліджень вирішена науково-технічна задача підвищення якості поверхневого обробітку ґрунту дискатором з пружними стійками кріплення робочих органів. Одержані результати досліджень передані ТОВ «УКБТШ» - Українське конструкторське бюро трансмісій і шасі, що займається

розробкою ґрунтообробної техніки, яка випускається під брендом «Лозівські машини» для використання та виготовлення дискових знарядь на пружних стійках.

Ключові слова: обробіток ґрунту, дискатор, дисковий робочий орган, пружна стійка, конструктивно-технологічні параметри, структурний склад ґрунту, ефективність.

Перелік опублікованих праць за темою дисертації

Праці, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації:

1. Пащенко В.Ф., Онишко М.І., Дорожко І.М., Сєдих К.В. Визначення якісних показників роботи експериментального дискового луцильника. Механізація с.-г. виробництва: Вісник ХНТУСГ імені Петра Василенка. Вип. 107. Т.1. Х., 2011. С.195–198.
2. Пащенко В.Ф., Харченко С.А., Сєдых К.В. Исследование рабочих органов дискового луцильника. Науковий журнал «Інженерія природокористування» 2015, № 1(3). С. 64–72.
3. Сєдих К.В. Оцінка структурного складу ґрунту після обробітку експериментальним дисковим луцильником. Механізація та електрифікація сільського господарства: [загальнодержавний збірник]. 2017. Випуск №6 (105). ННЦ «ІМЕСГ». Глеваха, 2017. С. 44–49.
4. Козаченко О.В., Сєдих К.В. Динамічна модель процесу деформації пружної стійки дискатора. Техніка та енергетика. Київ: НУБіП, № 11(3), 2020. С. 31–39.
5. Козаченко О.В., Сєдих К.В., Волковський О.М. Фізико-математична модель взаємодії диска з ґрунтом. Інженерія природокористування. Харків: ХНТУСГ, №2(16), 2020. С. 69–77.
6. Mogilnay O., Pashenko V., Domashenko V., Siedykh K. Mathematical modeling of operational stability of sowing machines' mechanical systems. Eastern-European Journal of Enterprise technologies. 2018. № 4/1 (94). P.37–47.
7. Kozachenko O., Siedykh K. Modeling of the process of deformation of the elastic rack of the working bodies of the tillage implement ТЕКА. An International

Quarterly Journal on Motorization, Vehicle Operation, Energy Efficiency and Mechanical Engineering. Lublin-Rzeszow. 2020. Vol. 20. No1. 41 –50.

Праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

8. Седых К. В. Построение математических моделей процессов поверхностной обработки почвы дисковым луцильником ДЛ-5. Вісник ХНАУ ім. В. В. Докучаєва. Вип. №11 (6), Харків: ХНАУ, 2011. С. 9–15.

9. Гусаренко М.П., Дьяконов С.О., Завадський О.М., Седих К.В. Результати польових випробувань модернізованої дискової борони. Матеріали I Міжнародної науково-практичної конференції «Наукові засади підвищення ефективності сільськогосподарського виробництва». Харків: ХНАУ, 2018. С. 43.

10. Козаченко О.В., Седих К.В. Математичне моделювання стабільності механічної системи дискового знаряддя для обробітку ґрунту. Матеріали міжнародної науково-практичної конференції «Експлуатаційна та сервісна інженерія». Харків: ХНТУСГ, 2020. С. 53-54.

11. Седих К.В., Козаченко О.В. Вплив параметрів дискатора на стійкість руху при обробітку ґрунту. Технології XXI сторіччя: Збірник тез за матеріалами 26-ої міжнародної науково-практичної конференції (7-9 грудня 2020 р.). Ч.1. Суми: СНАУ, 2020. С. 50-51.

12. Седих К.В., Козаченко О.В., Васильченко В.В. Вплив параметрів дискатора з пружними стійками на ефективність функціонування. Матеріали міжнародної науково-практичної конференції «Інноваційні розробки в аграрній сфері» (03-04 грудня 2020 р.). Харків: ХНТУСГ, 2020. С. 55-57.

ABSTRACT

Sedykh K.V. Substantiation of constructive-technological parameters of a disc harrow with elastic racks. – Qualified scientific work on the rights of the manuscript.

Thesis for the degree of candidate of technical science by specialty 05.05.11 “Machines and Means of Agricultural Production Mechanization” (133 – Branch Mechanical Engineering). – Petro Vasylenko Kharkiv National Technical University of Agriculture, Ministry of Education and Science of Ukraine, Kharkiv, 2021.

Based on the analysis of the results of known studies of soil disking processes, appropriate methods and structures, it is established that one of the ways to increase the efficiency of disk working bodies is the use of elastic struts, which causes oscillating movement of working bodies in the soil environment. However, a significant impact on the quality of performance and energy consumption of the process of surface tillage has the stability of the movement of the disk working bodies at a depth due to the design and technological parameters of the disk tool. It is established that to ensure the efficiency of interaction with the soil with minimal energy consumption, the disk working bodies on the elastic racks must ensure uniformity of tillage in depth.

Theoretical studies of the movement of soil particles on the concave spherical surface of the working body of the disc, taking into account the force of the soil layer flowing to the disk working body, centrifugal force and Coriolis force resulting from its rotation, developed a program code to determine the area and equation of the line contact of the soil medium with the surface of the working body of the disc depending on its design parameters (radius of the spherical surface R , disk diameter d), angles attacks α and slope γ and tillage depth h . Taking into account the obtained dependences of the area and equation of the line of contact of the soil medium with the surface of the working body of the disc and using analytical laws for the components of normal stresses of elastic-viscous-plastic soil medium, a software

code is developed to determine γ of the working body of the disc, the speed of its movement V and the depth of tillage h .

According to the results of theoretical studies of the dynamic model of the process of deformation of the elastic strut of a disc of any shape, a system of differential equations in general form is compiled, which allows to determine stresses, relative and absolute deformations at each point of the elastic strut. Taking the shape of the elastic rack of the disc with the Archimedean spiral, ie the functions of its boundaries are given in polar coordinates,, where, from the parameters of the geometric shape a (spiral pitch), b (spiral displacement along the radial coordinate), h (thickness of the elastic rack), its equivalent a physico-mathematical model in the form of a rigid mathematical pendulum of length l , to the load of which two springs are fixed along the axes Ox and Oz with stiffness coefficients k_x and k_z , respectively, which deflect it by an angle φ .

As a result of laboratory researches of the process of interaction of disk working bodies on the elastic rack with the soil environment the dynamics of change of traction resistance R_x , angle of deviation of working bodies φ , coefficient of structure of soil K_{str} from diameter of disk d , step of spiral of elastic stand a , angle of inclination γ in the form of second-order regression equations. Due to the fact that for each criterion for evaluating laboratory tests, the optimal values of the factors do not match, the compromise problem was solved by the method of scalar ranking by minimizing the multiplicative function taking into account the coefficient the importance of the private criterion. Rational design and technological parameters of the disc harrow were obtained: $d = 0.56$ m, $\gamma = 22^\circ$, $\alpha = 31^\circ$, $a = 0.8$ m. With these parameters, the optimization criteria are equal to: $K_{str} = 0,97$; $R_x = 2,52$ kN; $\varphi = 2,61^\circ$.

Experimental studies of the process of operation of the disc with elastic struts in the field established the dynamics of changes in traction resistance of the unit R_x , the angle of deviation of the working bodies φ , the coefficient of soil structure K_{str} from the location of elastic struts in two rows depending on the pitch of spirals a_I , a_{II}

working bodies Δx , the speed of movement of the unit V . Comparing the data of experimental studies of the process of operation of the disk with elastic struts in the field, it is established that the conditions are met for the option the location of the elastic struts in two rows $a_I = 0,6$ m; $a_{II} = 0,8$ m at a distance between the rows of disk working bodies $\Delta x = 0,9$ m and the speed of the unit $V = 1,0$ m / s With these parameters, the optimization criteria were equal to: $K_{str} = 1,11$; $R_x = 21,1$ kN; $\varphi = 2,62^\circ$.

Production tests of the developed disc harrow with elastic racks confirmed that its use allows to increase productivity by 1.33 times, while ensuring the established agricultural requirements of tillage, proved the economic feasibility of its implementation.

Scientific novelty of the obtained results. For the first time:

- the dependences of stress, stiffness coefficients, relative and absolute deformation at each point of the elastic rack of the disc, the shape of which is taken in the form of an Archimedes spiral, on the parameters of its geometric shape (spiral pitch, spiral displacement along the radial coordinate, the thickness of the elastic rack);

- regularities of the degree of asymptotic stability (angles of oscillation) of the system of working bodies of the disc on elastic racks in the form of an Archimedean spiral with different stiffness coefficients depending on its design and technological parameters angles of attack and tilt of the disk working body, speed of movement);

Received further development:

- dependences of the area and equation of the line of contact of the soil environment with the surface of the disk working body on its design parameters (radius of the spherical surface, diameter of the disk), angles of attack and tilt and depth of tillage, combined with analytical laws for components viscous-plastic soil environment allows to determine the dependences of the corresponding projections of the resistance forces;

- dependence of the change of traction resistance of the disk working body of the disc with elastic struts, the angle of its deviation, the coefficient of soil structure from its structural and technological parameters (diameter, angles of inclination and attack of the disk, the step of the spiral elastic stand) in the form of second order regression equations;

- dependence of change of traction resistance of a disc harrow with elastic racks, angle of deviation of working bodies, coefficient of soil structure from variants of arrangement of elastic racks in two rows depending on their rigidity, distance between rows of disk working bodies, speed of movement of the unit in the form of regression equations of the second order.

The practical significance of the obtained results. On the basis of the performed theoretical and experimental researches the scientific and technical problem of increase of quality of surface cultivation of the soil by the disc harrow with elastic racks of fastening of working bodies is solved. The obtained research results were transferred to UKBTSh LLC - Ukrainian design bureau of transmissions and chassis, which develops tillage equipment, which is produced under the brand "Lozovsky machines" for use and manufacture of disk tools on elastic racks.

Key words: tillage, disc harrow, disk working body, elastic rack, structural and technological parameters, structural composition of soil, efficiency.

List of published works on the topic of the dissertation

Papers in which the main scientific results of the dissertation are published:

1. Pashchenko VF, Onishko MI, Dorozhko IM, Sedykh KV Determination of qualitative performance of experimental disk cultivator. Mechanization of agriculture production: Bulletin of the Petro Vasylenko KhNTUSG. Vip. 107. T.1. H., 2011. S.195–198.

2. Pashchenko VF, Kharchenko SA, Sedykh KV Research of working bodies of a disk cultivator. Scientific journal "Environmental Engineering" 2015, № 1 (3). pp.64–72.

3. Sedykh KV Evaluation of the structural composition of the soil after treatment with an experimental disc cultivator. Mechanization and electrification of agriculture: [national collection]. 2017. Issue №6 (105). NSC "IMESG". Glevakha, 2017. S. 44–49.

4. Kozachenko OV, Sedykh KV Dynamic model of the process of deformation of the elastic strut of the disc. Engineering and energy. Kyiv: NULES, № 11 (3), 2020. P. 31–39.

5. Kozachenko OV, Sedykh KV, Volkovsky OM Physico-mathematical model of disk interaction with soil. Environmental engineering. Kharkiv: KhNTUSG, №2 (16), 2020. P. 69–77.

6. Mogilnay O., Pashenko V., Domashenko V., Siedykh K. Mathematical modeling of operational stability of sowing machines 'mechanical systems. Eastern-European Journal of Enterprise technologies. 2018. № 4/1 (94). R.37–47.

7. O. Kozachenko, K. Siedykh Modeling of the process of deformation of the elastic rack of the working bodies of the tillage implement TEKA. An International Quarterly Journal on Motorization, Vehicle Operation, Energy Efficiency and Mechanical Engineering. Lublin-Rzeszow. 2020. Vol. 20. No1. 41-50.

Papers certifying the approbation of the dissertation materials:

8. Sedykh KV Construction of mathematical models of processes of surface tillage with a disc cultivator DL-5. Bulletin of KhNAU named after VV Dokuchaev. Vip. №11 (6), Kharkiv: KhNAU, 2011. S. 9–15.

9. Gusarenko MP, Dyakonov SO, Zavadsky OM, Sedykh KV Results of field tests of an upgraded disc harrow. Proceedings of the I International Scientific and Practical Conference "Scientific Principles for Improving the Efficiency of Agricultural Production". Kharkiv: KhNAU, 2018. P. 43.

10. Kozachenko OV, Sedykh KV Mathematical modeling of the stability of the mechanical system of disk tools for tillage. Proceedings of the international scientific-practical conference "Operational and service engineering". Kharkiv: KhNTUSG, 2020. S. 53-54.

11. Sedykh KV, Kozachenko OV Influence of disc harrow parameters on motion stability during tillage. Technologies of the XXI century: Collection of abstracts based on the materials of the 26th international scientific-practical conference (December 7-9, 2020). Part 1. Sumy: SNAU, 2020. pp. 50-51.

12. Sedykh KV, Kozachenko OV, Vasilchenko VV Influence of parameters of the disk drive with elastic racks on efficiency of functioning. Proceedings of the international scientific-practical conference "Innovative developments in the agricultural sector" (December 3-04, 2020). Kharkiv: KhNTUSG, 2020. S. 55-57.

ЗМІСТ

ВСТУП	16
РОЗДІЛ 1 СУЧАСНИЙ СТАН ПРОБЛЕМИ І ВИБІР НАПРЯМІВ	
ДОСЛІДЖЕННЯ.....	22
1.1 Фізико-механічні і технологічні властивості ґрунту, що визначають якість його обробітку дисковими знаряддями	22
1.2 Аналіз конструкцій дискових робочих органів машин для обробітку ґрунту.....	24
1.3 Аналіз конструкцій дискових знарядь для поверхневого обробітку ґрунту.....	29
1.4 Аналіз результатів досліджень взаємодії дискових робочих органів з ґрунтом.....	43
1.5 Огляд конструкцій та аналіз досліджень стійок для незалежного кріплення дисків.....	53
1.6 Висновки з розділу. Мета і задачі досліджень	64
РОЗДІЛ 2 ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ВЗАЄМОДІЇ	
ДИСКАТОРА З ҐРУНТОВИМ СЕРЕДОВИЩЕМ.....	66
2.5 Фізико-математична модель взаємодії робочого органа дискатора з ґрунтовим середовищем	66
2.6 Динамічна модель процесу деформації пружної стійки дискатора	79
2.7 Математичне моделювання стабільності механічної системи дискатора.....	92
2.8 Висновки з розділу	107
РОЗДІЛ 3 ПРОГРАМА І МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ	
ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	109
3.1 Програма експериментальних досліджень	109
3.2 Методика лабораторних досліджень процесу взаємодії дискового робочого органу на пружній стійці з ґрунтовим середовищем.....	110
3.2.1 Опис експериментального стенду на ґрунтовому каналі.....	110
3.2.2 Етапи проведення лабораторних досліджень робочих органів дискаторів в ґрунтовому каналі	114

3.3	Методика експериментальних досліджень процесу роботи дискатора з пружними стійками в польових умовах.....	117
3.3.1	Опис експериментального зразка дискатора з пружними стійками.....	117
3.3.2	Обладнання для проведення експериментальних досліджень ...	119
3.3.3	Етапи проведення експериментальних досліджень в польових умовах.....	126
3.4	Методика визначення фізико-механічних властивостей ґрунтового середовища.....	127
3.5	Визначення достовірності впливу факторів досліджень на критерії оцінки	131
РОЗДІЛ 4	РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	134
4.1	Результати лабораторних досліджень процесу взаємодії дискового робочого органу на пружній стійці з ґрунтовим середовищем.....	134
4.2	Результати експериментальних досліджень процесу роботи дискатора з пружними стійками в польових умовах.....	143
4.3	Порівняння результатів теоретичних і експериментальних досліджень	149
4.4	Висновки з розділу	152
РОЗДІЛ 5	ВИРОБНИЧІ ВИПРОБУВАННЯ ДИСКАТОРА ТА ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ОЦІНКА РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	154
5.1	Результати виробничих випробувань дискатора зі змінними пружними стійками кріплення дисків.....	154
5.2	Впровадження результатів дослідження.....	162
5.3	Техніко-економічна ефективність впровадження результатів досліджень	163
5.4	Висновки по розділу.....	168
ВИСНОВКИ	169
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	172
ДОДАТКИ	194

ВСТУП

Актуальність теми. Одною з головних задач обробітку гранту є створення сприятливих умов для накопичення поживних речовин і, особливо, вологи для нормального розвитку сільськогосподарських культур. Запорукою успішного протікання даних процесів, за твердженням науковців агрономів і ґрунтознавців, є однорідний агрегатний склад ґрунту по всій глибині обробітку. Відповідно до цього необхідно вдосконалювати сільськогосподарські машини і знаряддя з метою забезпечення оптимальних режимів їх роботи при зменшенні енергетичних витрат на виконання процесу.

Особливого значення набуває вирішення цих завдань для ґрунтообробної техніки з дисковими робочими органами, оскільки вони забезпечують значну частку попереднього та основного обробітку ґрунту у сучасних технологіях виробництва сільськогосподарських культур.

Перспективним напрямком підвищення якості обробітку ґрунту при зменшенні енергоємності процесу є застосування дискових знарядь із застосуванням індивідуального кріплення робочих органів на пружних стійках. Це зумовлює їх коливання внаслідок нерівномірності сил опору ґрунту та його руйнування при менших витратах енергії та кращій пристосованості до рельєфу поля, що підвищує можливість забезпечення заданої якості обробітку.

Саме тому, дослідження, які направлено на покращення якісних і енергетичних показників технологічних процесів обробітку ґрунту дисковими робочими органами на пружних стійках, є актуальними.

Зв'язок з науковими програмами, планами, темами. Тема дисертаційної роботи пов'язана з виконанням Закону України «Про стимулювання розвитку вітчизняного машинобудування для агропромислового розвитку» №5478-VI (5478-17) від 06.11.2012 р., Постанови Кабінету Міністрів України № 942 від 07.09.2011 р. «Про затвердження переліку пріоритетних тематичних напрямків наукових досліджень і науково-технічних розробок до 2015 року», планом науково-

дослідних робіт кафедри технічного забезпечення агропромислового виробництва ХНАУ ім. В. В. Докучаєва «Удосконалення агроекологічних процесів засобів механізації в агропромисловому виробництві», № ДР 0118U00211.

Мета і задачі дослідження. Метою роботи є підвищення ефективності функціонування дискових робочих органів шляхом обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів дискатора з пружними стійками із різними коефіцієнтами жорсткості.

Для досягнення поставленої мети було висунуто **наукову гіпотезу**, згідно з якою підвищення якості обробітку ґрунту і стійкості руху дискових робочих органів може бути досягнуто за рахунок раціонального розташування дискових робочих органів на пружних стійках із різними коефіцієнтами жорсткості на рамі знаряддя, що виконують обробіток ґрунту за умови зменшення енергоємності процесу.

Відповідно до поставленої мети сформульовані наступні основні **завдання** дослідження:

- провести аналіз способів поверхневого обробітку ґрунту та наявних технічних засобів для його здійснення із врахуванням особливостей їх роботи;
- провести аналіз процесу взаємодії дискового робочого органу з ґрунтовим середовищем і доповнити відповідні відомі механіко-математичні моделі;
- аналітично оптимізувати взаємне розташування дискових робочих органів на пружних стійках за умови забезпечення стійкості руху дискатора;
- експериментально дослідити в лабораторних умовах процес взаємодії сферичного диска і пружної стійки на ґрунтове середовище;
- розробити методику і провести багатофакторний експеримент із визначення впливу розміщення дискових робочих органів на пружних стійках із різними коефіцієнтами жорсткості на коефіцієнт розпушення ґрунту та енергетичний показник дискатора;
- провести випробування і визначити економічну ефективність

експериментального зразка дискатора з пружними стійками та впровадити результати досліджень у виробництво.

Об'єкт дослідження – процес обробітку ґрунту дисковими робочими органами на пружних стійках, зв'язок його з конструктивно-технологічними параметрами.

Предмет дослідження – закономірності впливу дискових робочих органів на пружних стійках на їх взаємодію з ґрунтовим середовищем.

Методи дослідження. Теоретичні дослідження взаємодії дискових робочих органів на пружних стійках із ґрунтовим середовищем, властивості якого визначаються реологічними показниками проводилися із використанням механіко-математичного моделювання, положень теоретичної механіки і методів диференціального та інтегрального числення.

Експериментальні дослідження проводились в лабораторних та виробничих умовах з використанням як загальноприйнятих, так і спеціально розроблених методик із застосуванням методу багатофакторних експериментів. В основу експериментальних досліджень покладені методи фізичного моделювання, тензометричних вимірювань, методи теорії ймовірності та математичної статистики.

Обробка результатів цих досліджень здійснювалась з використанням програмних пакетів STAR-CCM+, пакетів Mathematica, Panning Experiment і Solidworks.

Наукова новизна одержаних результатів. *Вперше:*

– визначено залежності напруження, коефіцієнтів жорсткості, відносної і абсолютної деформації в кожній точці пружної стійки дискатора, форма якої прийнята у вигляді спіралі Архімеда, від параметрів її геометричної форми (крок спіралі, зміщення спіралі вздовж радіальної координати, товщина пружної стійки);

– отримано закономірності ступеню асимптотичної стійкості (кути коливання) системи робочих органів дискатора на пружних стійках у вигляді

спіралі Архімеда із різними коефіцієнтами жорсткості в залежності від його конструктивно-технологічних параметрів (крок спіралі пружної стійки першого і другого ряду, відстань між пружними стійками, діаметр, кути атаки і нахилу дискового робочого органу, швидкість переміщення);

Отримали подальший розвиток:

– залежності площі та рівняння лінії контакту ґрунтового середовища із поверхнею дискового робочого органу від його конструктивних параметрів (радіус сферичної поверхні, діаметр диска), кутів атаки і нахилу та глибини обробітку ґрунту, що в комплексі із аналітичними закономірностями для компонентів нормальних напружень пружно-в'язко-пластичного ґрунтового середовища дозволяють визначати залежності відповідних проекцій сил опору;

– залежності зміни тягового опору дискового робочого органу дискатора з пружними стійками, кута його відхилення, коефіцієнта структурності ґрунту від його конструктивно-технологічних параметрів (діаметр, кути нахилу і атаки диску, крок спіралі пружної стійки) у вигляді рівнянь регресії другого порядку;

– залежності зміни тягового опору дискатора з пружними стійками, кута відхилення робочих органів, коефіцієнта структурності ґрунту від варіантів розміщення пружних стійок в двох рядах в залежності від їх жорсткості, відстані між рядами дискових робочих органів, швидкості переміщення агрегату у вигляді рівнянь регресії другого порядку.

Практичне значення одержаних результатів. На основі виконаних теоретичних та експериментальних досліджень вирішена науково-технічна задача підвищення якості поверхневого обробітку ґрунту дискатором з пружними стійками кріплення робочих органів. Одержані результати досліджень передані ТОВ «УКБТШ» – Українське конструкторське бюро трансмісій і шасі, що займається розробкою ґрунтообробної техніки, яка випускається під брендом «Лозівські машини» для використання та виготовлення дискових знарядь на пружних стійках та впроваджено в навчальний процес при викладанні дисциплін

по кафедрі технічного забезпечення агропромислового виробництва ХНАУ ім. В.В. Докучаєва.

Особистий внесок здобувача. Основні результати дисертаційної роботи здобувачем отримані самостійно. Постановка задач дослідження, розробка методології та підходів до їх вирішення здійснювались спільно з науковим керівником роботи. У наукових працях, виконаних у співавторстві, особистий вклад здобувача такий: [1] – виконано порівняльний аналіз функціонування ґрунтообробних знарядь з дисковими робочими органами; [2] – виконано розрахунки впливу силової взаємодії ґрунту та сферичної поверхні диска; [4] – досліджено динамічну модель процесу деформації пружної стійки дискатора будь-якої форми під дією зовнішніх сил; [5] – виконано теоретичний аналіз руху частинки ґрунту по увігнутій сферичній поверхні робочого органу дискатора та визначено лінію контакту ґрунтового середовища із нею; [6] – теоретично досліджено стійкість механічної системи, що характеризується величиною часу та шляху, які необхідні для повернення її до незбуреного стану; [7] – аналітично досліджено переміщення частинки ґрунту по увігнутій сферичній поверхні робочого органу дискатора.

Апробація результатів дисертації. Основні положення і результати дисертаційної роботи доповідались і обговорювались на міжнародних науково-практичних конференціях (МНПК): МНПК «Наукові засади підвищення ефективності сільськогосподарського виробництва» (ХНТУСГ, Харків, 2017р.); на щорічних підсумкових наукових конференціях професорсько-викладацького складу, аспірантів і здобувачів ХНАУ (ХНАУ, Харків, 20.04. 2010 р., 11.01. 2011р., 10.01.12 р., 22.01. 2013 р., 23.03. 2016р., 23 – 24 жовтня 2017 р.); МНПК «Експлуатаційна та сервісна інженерія» (ХНТУСГ, Харків, 15-16 жовтня 2020 р.); МНПК «Технології ХХІ сторіччя» (СНАУ, Суми, 7-9 грудня 2020 р.); МНПК «Інноваційні розробки в аграрній сфері» ХНТУСГ, Харків, 03-04 грудня 2020 р.).

Публікації. За результатами досліджень опубліковано 12 наукових праць (1 одноосібна), з них 5 статей у фахових виданнях, 2 – у закордонних виданнях, з них 1– в базі SCOPUS, 5 публікації матеріалів і тез конференцій.

Обсяг і структура роботи. Дисертація складається з вступу, п'яти розділів, висновків, списку використаних джерел і додатків. Повний обсяг дисертації складає 248 сторінок, у тому числі 11 додатків. Обсяг основного тексту дисертації становить 150 сторінок (6,25 друкарських аркушів), 81 рисунок, 24 таблиці. Список використаних джерел нараховує 215 найменувань.

РОЗДІЛ 1

СУЧАСНИЙ СТАН ПРОБЛЕМИ І ВИБІР НАПРЯМІВ ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1 Фізико-механічні і технологічні властивості ґрунту, що визначають якість його обробітку дисковими знаряддями

Ґрунтом називають поверхневий диспергований (здрібнений) шар земної кори, найважливішою властивістю якого є його родючість. Під родючістю розуміють здатність ґрунту задовольняти впродовж усього вегетаційного періоду потребу культурних рослин у поживних речовинах, воді, повітрі і теплі. З цією метою на ґрунт, як основний засіб сільськогосподарського виробництва, впливають різними способами обробітку (оранка, поверхневий обробіток, внесення добрив тощо) з метою отримання найбільшого врожаю при мінімальних витратах праці [1, 2].

Як фізичне середовище, ґрунт складається із трьох основних фаз: твердої, рідкої (ґрунтова волога) і газоподібної (ґрунтова повітря). Специфічною частиною твердої фази ґрунту є гумус, який слугує однією із важливих класифікаційних ознак, він визначає потенційну родючість ґрунту і в значній мірі впливає на його фізичні та фізико-механічні властивості [3]. Рідка фаза складається, в основному, з водного розчину мінеральних і органічних солей та кислот, а газоподібна – з повітря, в якому містяться різні гази і пари води.

Більшість фізичних, водних, фізико-механічних властивостей залежить від механічного складу, який в значній мірі визначає родючість ґрунту і енергоємність його механічного обробітку ґрунтообробними знаряддями [4, 5].

При проведенні наукових досліджень взаємодії робочих органів ґрунтообробних машин і знарядь з ґрунтом, зазвичай, застосовують класифікацію ґрунтів за механічним складом згідно досліджень Н.А. Качинського [6]. Автором запропоновано класифікувати ґрунти за відсотковим вмістом «фізичної глини» (часток діаметром $d < 0,01$ мм) та «фізичного піску» ($d > 0,01$ мм). Крім того, ґрунти розподіляють по степеню

кам'янистості. Крім фізичного піску та фізичної глини, до класифікації входить додаткова характеристика, яка вказує кількість кам'янистої (0,3–1 мм), піщаної (1–0,05 мм), крупно-пилової (0,050–0,01 мм), пилової (0,01–0,001 мм) та мулової ($d < 0,001$ мм) фракцій, що знаходяться у ґрунті [7, 8, 9, 10].

Характер механічного складу визначає абразивні властивості ґрунту. Абразивні властивості ґрунтів проявляються в зношуванні робочих органів машин, яке залежить, головним чином, від механічного складу і вологості ґрунту [11]. Висока абразивність піщаних ґрунтів пояснюється переважним вмістом в їхньому складі кварцу, що має твердість в межах 900–1100 кг/мм² (9000–11000 МПа) та інших включень.

Вологість є однією з важливих фізичних властивостей ґрунту, що впливає на процес зношування робочих органів. Вона визначає ступінь придатності його для механічного обробітку. За оптимальної вологості (стиглості) ґрунту забезпечуються найкращі показники якості розпушування, мінімальні витрати енергії на роботу та найменше зношування робочих органів ґрунтообробних машин [12, 13, 14].

Дослідженнями встановлено, що фізична стиглість ґрунту – величина динамічна. Із зростанням поступальної швидкості ґрунтообробного агрегату межа фізичної стиглості ґрунту підвищується. При обробітку вологих ґрунтів спостерігається налипання на робочі органи, їх забивання рослинними залишками і, як наслідок, перевитрата палива, порушення агротехнічних вимог [15].

Від механічного складу ґрунту залежать строки та спосіб обробітку ґрунту [16]. За даними А.С. Кушнарєва [16] під вирощування певної культури стан ґрунту необхідно привести до стану оптимальної щільності. Спосіб обробітку ґрунту визначається реальним станом, що характеризується рівноважною його щільністю. Ґрунт із вмістом гумусу більше 4%, як правило, має рівноважну щільність, яка дорівнює оптимальній і практично не потребує обробітку [17].

Стан ґрунту на момент його обробітку суттєво впливає на енергетичні показники процесу. Наближені значення питомого опору ґрунтів різного механічного складу є такі [18]:

- легкі (піщані і супіщані) – 20–35 кПа;
- середні (легкі і середні суглинки) – 35–55 кПа;
- важкі (важкі суглинки) – 55–80 кПа;
- надто важкі (сильно дернові і глинисті) – 80–130 кПа.

Фізико-механічні і технологічні властивості складають досить складну систему показників, від яких залежить якість роботи ґрунтообробних машин і знарядь. Це зумовлює доцільність врахування вихідних характеристик при створенні нових конструкцій та дослідженні процесів взаємодії робочих органів ґрунтообробних знарядь із ґрунтовим середовищем [19, 20].

1.2 Аналіз конструкцій дискових робочих органів машин для обробітку ґрунту

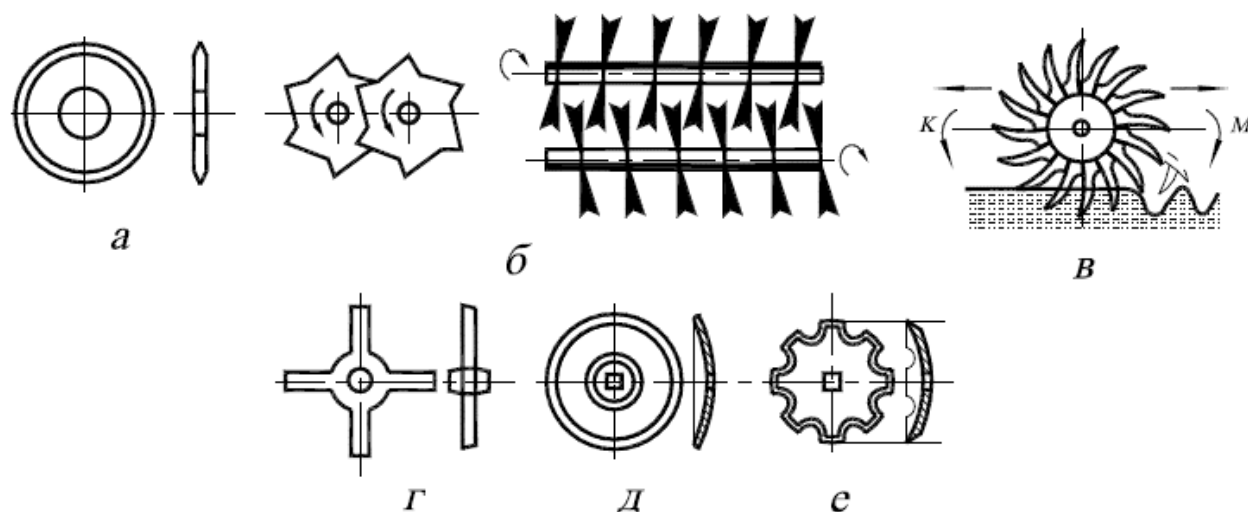
У сучасних технологіях виробництва сільськогосподарських культур широкого розповсюдження набули машини і знаряддя з дисковими робочими органами [21]. Характерною ознакою дискових робочих органів є те, що вони в процесі роботи разом із машиною чи знаряддям здійснюють не тільки поступальний рух, а й обертальний – за рахунок сил зчеплення з ґрунтом.

За формою дискові робочі органи поділяються на: плоскі дискові, плоскі зірчасті, голчасті, хрестоподібні, дискові гофровані, сферичні дискові з суцільним лезом або вирізні (рис. 1.1).

Плоскі диски (рис. 1.1, а) застосовуються як дискові ножі плугів, а також робочих органів лушильників для обробітку ґрунтів, що схильні до вітрової ерозії. Ґрунт ними обробляється без обертання із збереженням стерні.

Плоскі зірчасті диски застосовуються у комбінованих агрегатах у вигляді батарей змонтованих у тандем – секції (рис. 1.1, б). Кожна секція має дві

батареї плоских зірчастих дисків. Диски задньої батареї зміщені вбік і входять у проміжки між дисками переднього ряду [22].



а – плоский; б – зірчастий; в – голчастий; г – хрестоподібний; д – сферичний з суцільним лезом; е – сферичний вирізний

Рисунок 1.1 – Типи дискових робочих органів

Зірчасті диски мають гострі і відігнуті вбік під невеликим кутом зуби, які під час роботи розрізають ґрунт, подрібнюють грудки, стерню, рослинні рештки та більш інтенсивно перемішують їх [23, 24].

Голчасті диски являють собою диски із криволінійними (рис. 1.1, в) або прямолінійними зубами (голками). Під час роботи рух дисків голками спрямованими випуклим боком наперед (напрямок К) забезпечує малу глибину обробітку, а вгнутим боком (напрямок М) – глибоке інтенсивне розпушування ґрунту. Голчасті диски використовують у голчастих боронах у вигляді батарей, які розміщені на рамі в один або два ряди. Вони застосовуються для поверхневого розпушення ґрунту покритого стернею та іншими рослинними рештками, загортання насіння бур'янів, падалиці культурних рослин, вирівнювання мікронерівностей, передпосівного обробітку ґрунту, весняного боронування озимих культур, руйнування ґрунтової кірки та ін. [25].

Хрестоподібні диски являють собою ступицю з чотирма плоскими лопатками з різальними прямолінійними крайками (рис. 1.1, г). Хрестоподібні диски встановлюються на осі утворюючи секції, які кріпляться до рами роторних борін і застосовуються для розпушення ґрунту на глибину до 12 см, подрібнення стерні, рослинних решток, бур'янів і зароблення їх у ґрунт.

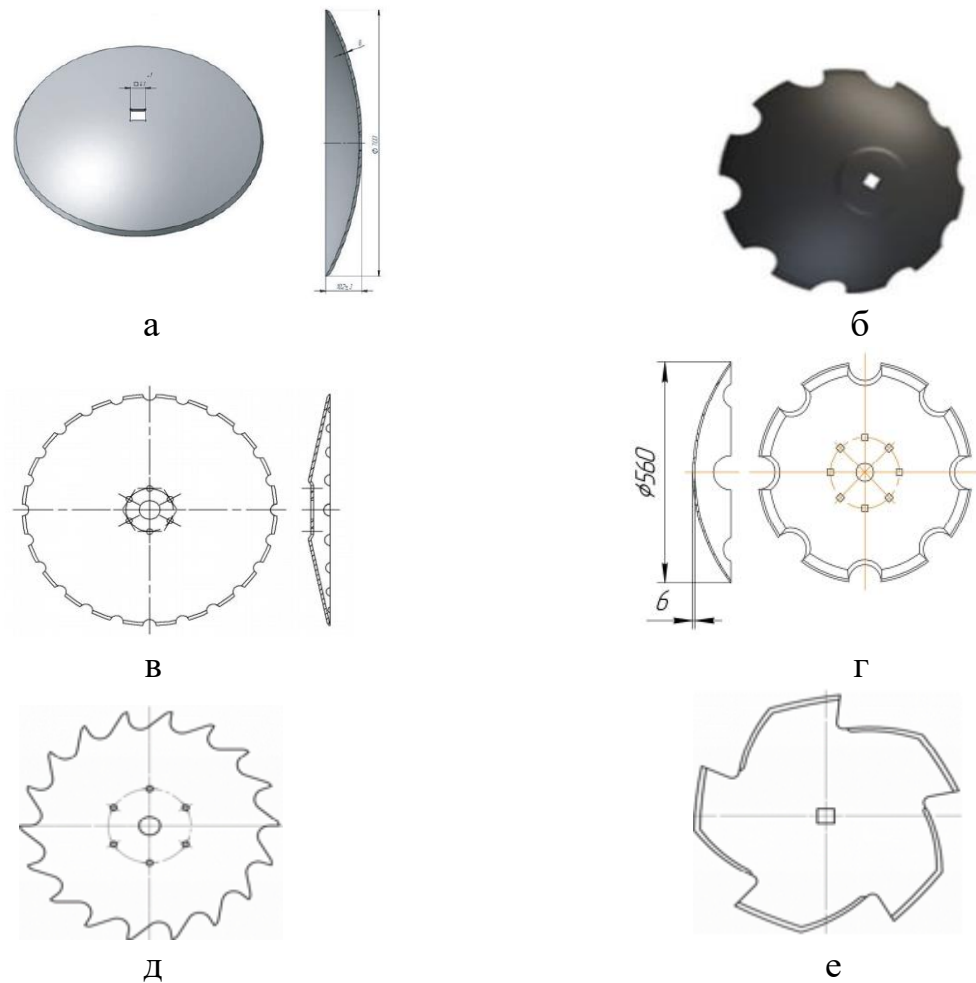
Найбільшого поширення у дискових знаряддях отримали робочі органи у вигляді сферичних (вирізних або суцільних) дисків різного діаметру. Сферичні диски на сьогодні використовують у різних технологічних операціях: лущення стерні, основного обробітку ґрунту, окучуванні, нарізанні борозен, грядоутворенні тощо[26].

З метою більш якісної адаптації під конкретні агротехнічні вимоги на сучасних дискових знаряддях застосовують сферичні диски різного конструктивного виконання (рис. 1.2).

Суцільний сферичний диск (рис. 1.2, а) збільшеного діаметра (550 – 700 мм) застосовують при обробітку ґрунту на глибину до 14 см. Диски меншого діаметра використовують при лущенні ґрунту на глибину до 6 см. Диски із суцільним лезом найбільш повно перерізають пожнивні рештки, але при підвищеній вологості ґрунту і глибині обробітку більше забиваються внаслідок прояву ефекту протягування з втратою обертів.

Вирізні диски (рис. 1.2,б) навіть при невеликому значенні діаметра більш якісно перерізають рослинні залишки, легше заглиблюються у ґрунт і мають більш якісне зчеплення з дном борозни, що виключає прояв ефекту протягування внаслідок стабільності частоти обертання дисків при виконанні процесу.

Певний інтерес представляють диски конічної форми (рис. 1.2, в). Характерна їх особливість полягає у сталості робочого кута (кут нахилу до горизонту дотичної до поверхні диска). Такі диски легко заглиблюються у ґрунт, але не забезпечують якісного кришення при збільшенні глибини обробітку, що обмежує можливість їх застосування.



а – суцільний сферичний диск; б – диск з вирізами трапецієдної форми («Ромашка»); в – диск конічної форми; г – сферичний диск з вирізами напівкруглої форми; д, е – диски з асиметричними вирізами

Рисунок 1.2 – Форми дисків ґрунтообробних знарядь

Особливість конструкції дисків з асиметричним вирізами (рис. 1.2, е) полягає в тому, що лезо диска 1 виконане радіально по прямій лінії, а лезо 2, плавно переходячи у зовнішній діаметр 3, утворює лінію, що забезпечує різання з ковзанням.

Загальним недоліком усіх сферичних дисків є утворення потиличного тиску на лезі при зовнішньому заточуванні і опуклу зовнішню сферу, особливо при меншому куту атаки, що є однією з причин порушення курсової стійкості дискової борони.

Така багатофункціональність застосування дискових робочих органів пояснюється широким діапазоном встановлення дисків під кутом до напрямку руху (кут атаки α) і кута нахилу диска у подовжньо-вертикальній площині (кут установки диска β). Кількісні значення кутів α і β мають суттєвий вплив на конструктивні параметри диска (діаметр, радіус сфери, форма і кількість вирізів) та якість виконання технологічного процесу [27].

Слід відмітити, що останнім часом все більшої популярності набуває так званий вертикальний обробіток ґрунту із застосуванням в якості робочих органів турбодисків [26]. Сутність процесу полягає в тому, що вертикально встановлені хвилясті турбодиски (колтери) діють на оброблюваний шар вертикально. За рахунок хвилеподібної різальної кромки вони дрібнять поживні рештки, а розпушування ґрунту відбувається за рахунок утворення тріщин. Різновидів дисків досить багато, але конструктивно їх можна звести до двох (рис. 1.3), які отримали найбільшого застосування: з радіальними хвилями і хвилями під кутом до осі обертання.



Рисунок 1.3 – Хвилясті турбодиски

Виконаний аналіз конструктивного виконання дисків ґрунтообробних знарядь вказує на доцільність комплексного підходу при виборі їх параметрів. Не дивлячись на велику різноманітність типів дисків найбільш розповсюдженими на сьогодні залишаються сферичні диски. Слід також

зазначити, що усі геометричні параметри сферичних дисків взаємопов'язані і разом визначають їх якісні і енергетичні показники виконання процесу.

1.3 Аналіз конструкцій дискових знарядь для поверхневого обробітку ґрунту

Сучасні машини для поверхневого обробітку ґрунту з дисковими робочими органами можна розділити на групи: луцильники; борони; турбодискові культиватори; дискатори [28]. Застосування кожного типу знарядь зумовлюється певними вимогами до виконання технологічної операції дискування у відповідності до агротехнічних вимог при вирощуванні сільськогосподарських культур [29].

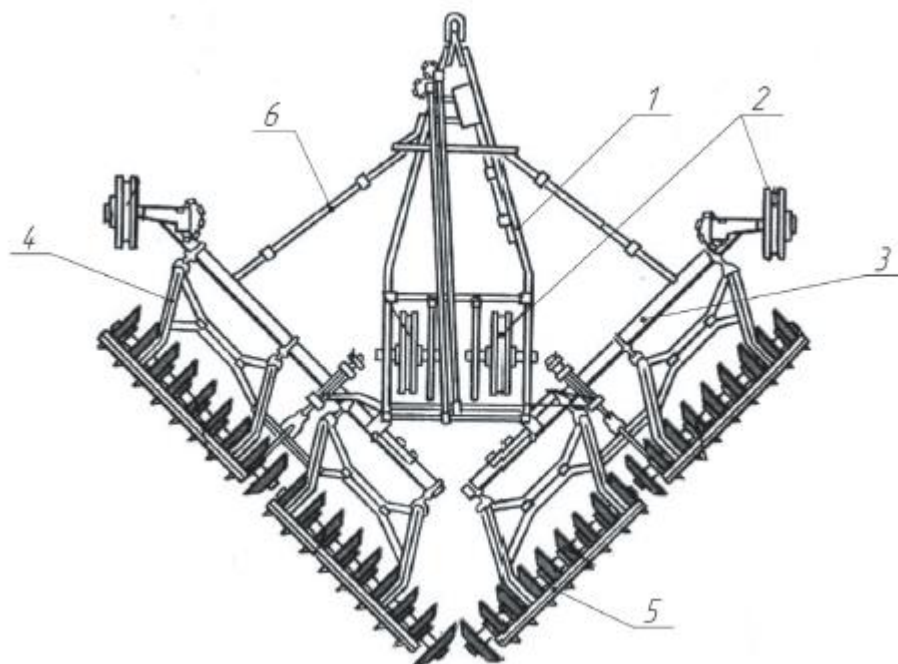
Луцильники забезпечують розпушування, часткове обертання і перемішування ґрунту, а також підрізання бур'янів. Зазвичай операцію луцення проводять після збирання культур суцільного способу сівби.

Основним завданням луцення є збереження і накопичення вологи в ґрунті, знищення бур'янів і шкідників. Для луцення використовують лемішні та дискові луцильники, але перевагу віддають дисковим, які луцення проводять на глибину від 6 до 14 см, залежно від стану поля.

Конструктивно луцильники виконуються, як правило – причіпні, за винятком таких, що мають невелику ширину захвату (до 2 м). Вони можуть бути симетричними і несиметричними. Останній варіант використовують тільки на лемешевих плугах-луцильниках [30, 31, 32].

Найбільш поширеною групою луцильників є серія типу ЛДГ-(5-10-15-20), де цифри означають ширину захвату дискового знаряддя при куті атаки 15° . Машина виконується за симетричною схемою (рис. 1.4), коли батареї із 8–10 дисків навішуються на проміжні рамки 4, які шарнірно приєднані до брусів 3 основної рами луцильника. Зазвичай, застосовують диски з діаметром 450 мм, відстань між дисками дорівнює 170 мм. Виходячи із конкретних умов, кут атаки можна встановити механізмом б регулювання у межах від 10° до 35° .

Основними недоліками такого конструктивного виконання луцильників є утворення на поверхні оброблюваного поля звальних гребнів та розвальної борозни; незадовільне копіювання поверхні поля і, як наслідок, нерівномірна глибина обробітку, що зумовлено довжиною дискової батареї знаряддя [33, 34].



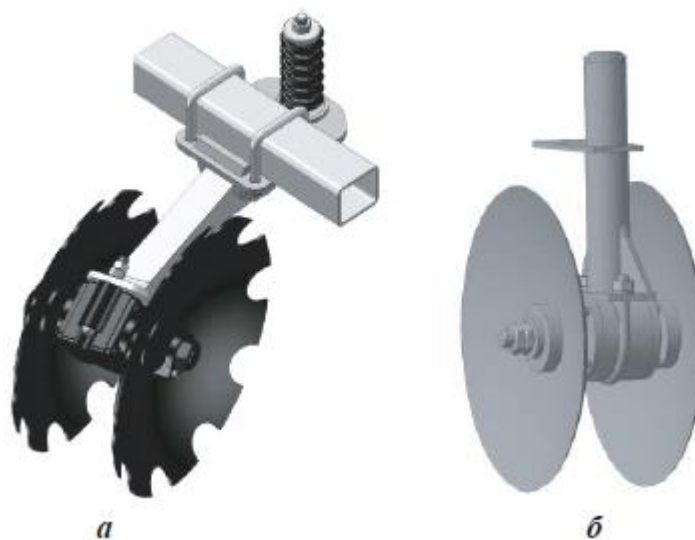
1 – візок; 2 – опорні колеса; 3 – брус основної рами; 4 – проміжна рамка; 5 – дискова батарея; 6 – механізм регулювання кута атаки

Рисунок 1.4 – Загальний вид луцильника ЛДГ-5

На сьогодні деякі виробники ґрунтообробної техніки пропонують удосконалені конструкції луцильників, що полягає у встановленні на підпружинених індивідуальних стояках дводискової секції, які попарно закріплені на проміжних рамках (рис. 1.5). При цьому відстань між суміжними дисками становить в межах 250–300 мм, а кут постановки до напрямку руху складає 15° . В окремих конструкціях (рис. 1.5, а) передбачена можливість нахилу дисків до вертикалі в межах до 6° . При цьому, як показує практика, це зумовлює утворення несиметричної борозни. Для усунення цього недоліку іноді в секції встановлюють диски різного діаметра.

У процесі роботи підпружинені стояки плавно обходять перешкоди, що робить режим роботи менш жорстким. При цьому виникають низькочастотні коливання, які сприяють самоочищенню дисків [35].

Порівняно з лемешевими плугами-луцильниками дискові гірше обертають ґрунт і підрізають бур'яни, але краще розрізають їхні горизонтально розгалужені кореневища, більш якісно луцять стерню зернових культур на ділянках, засмічених багаторічними бур'янами. Ці луцильники є ефективними на обробітку парів, засмічених пирієм повзучим, а також на передпосівному обробітку цілинних ґрунтів.



а – секція важкого луцильника; б – секція легкого луцильника

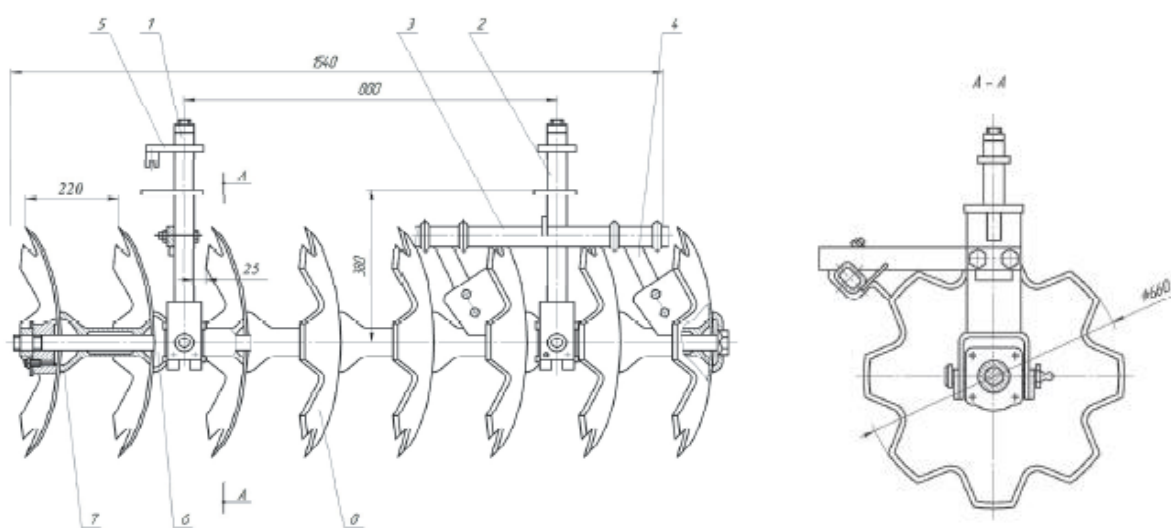
Рисунок 1.5 – Дводискова секція луцильника

Індивідуальне кріплення дисків з точки зору копіювання поверхні є більш ефективним рішенням порівняно з дводисковим, і тим більш з батарейним. Такі борони і луцильники використовують за високої культури землеробства, коли треба вирівняти мікронерівності поверхні [36].

Дискові борони призначені для поверхневого розпушування ґрунту, руйнування кірки, вирівнювання поверхні, знищення бур'янів. Їх використовують при обробітку ґрунту як одно операційне знаряддя, так і як складову в комбінованих агрегатах.

За призначенням дискові борони поділяють на польові (БД), садові (БДС) і важкі (БДБ, БДТ, БДВ), що зумовлено особливостями їх застосування у технології поверхневого обробітку ґрунту [37].

Основним базовим елементом дискових борін та луцильників є батарея (рис. 1.6), що складається з квадратного валу, на якому через рівні проміжки встановлені диски 8, розділені між собою шпильками 7. Батарея може мати від 4 до 11 дисків. Вал вільно обертається у підшипникових опорах лівого 1 і правого 2 кронштейнів, які прикріплюють до рами машини.



1 – кронштейн батареї лівий; 2 – кронштейн батареї правий; 3 – кронштейн чистиків; 4 – чистик; 5 – опора; 6 – вузол підшипниковий; 7 – шпилька; 8 – диск

Рисунок 1.6 – Секція борони важкої

Найбільш поширені польові борони (рис. 1.7) призначені для кришення задернілих пластів і брил, весняного передпосівного обробітку ґрунту, освіження задернілих луків та луцення стерні. Батареї на рамі борони розміщують за двослідною схемою. У такий спосіб під час роботи борони поверхня поля обробляється двічі. Щоб виключити зсув борони в бік під дією реакції ґрунту, батареї розташовують симетрично, а диски на батареях так, щоб реакції ґрунту взаємно врівноважувалися. Глибина обробітку польовими боронами обирається в межах 6–10 см, діаметр дисків – 450–500 мм, відстань

між дисками – 165–180 мм, кут постановки батареї до напрямку руху від 10 до 22°.



Рисунок 1.7 – Польова дискова борона БД-4,2

Садові борони застосовують для розпушення ґрунту і підрізання бур'янів у міжряддях плодових дерев. Батареї садових борін розташовують несиметрично. Це дає можливість змістити лінію тяги борони в бік і віддалити тим самим трактор від дерев на необхідну відстань. Глибина обробітку такими боронами становить до 14 см.

Важкі (болотні) борони застосовують для первинного обробітку осушених боліт на глибину до 25 см та розробки пластів піднятих чагарниково-болотним плугом. Борони цього типу, як правило, причіпні двослідні симетричні. Іноді застосовують однослідні. Діаметр дисків важких борін складає 560–660 мм, застосовуються, в основному, диски вирізні. Кількість вирізів виконується від 5 до 12, відстань між дисками обирається в межах 230–280 мм.

Виконаний аналіз серійних ґрунтообробних знарядь з дисковими робочими органами, що використовують у традиційних технологіях вирощування сільськогосподарських культур, дозволяє сформулювати їх основні недоліки при виконанні процесу:

– установка сферичних дисків на одному жорсткому валу зумовлює їх обертання з однаковою кутовою швидкістю (ω). Це викликає пригальмовування

одних дисків і активізацію обертання інших, що призводить до збільшення тягового опору і погіршення якості роботи;

– встановлення дисків на одній осі не дозволяє змінювати їх кут β нахилу у вертикальній площині;

– єдина вісь дискової батареї зумовлює низьке розташування розпірних втулок, що призводить до забивання ґрунтом і рослинними рештками; утворює малий кліренс, що визначається різницею радіусів диска і втулки, що є причиною забивання ґрунтом і рослинними рештками між дискового простору.

Ці недоліки відсутні на ґрунтообробних агрегатах, що використовують індивідуальне кріплення дискових робочих органів на рамі знаряддя [38]. При цьому використовують жорсткі і пружні види стійок, що зумовлює особливості функціонування робочих органів при виконанні процесу.

Використання пружних стійок для кріплення робочих органів розширює ефективність дискових знарядь, зокрема, забезпечується можливість обробітку ґрунту підвищеної вологості завдяки їх коливному руху [39]. Крім того, при збільшенні швидкості агрегату спостерігається ефект зниження тягового опору, що важливо для роботи ґрунтообробних машин і знарядь на підвищених швидкостях. Пружна стійка виконує також роль запобіжника від руйнування підшипникової опори чи руйнування крайки леза диска при перевантаженні [40].

Встановлення дисків на індивідуальних стійках виконується на знаряддях, що віднесені до категорії легких (діаметр диска – 450–570 мм, навантаження на диск – 60–90 кг при масі 500–800 кг на 1 метр ширини захвату) та на важких знаряддях (діаметр – 570–620 мм, навантаження на диск – 80–130 кг, максимальна глибина обробітку – 15 см) [41].

В конструкції надважких дискових знарядь для глибокого обробітку ґрунту (диск 610 – 810 мм, навантаження на диск – понад 140 кг при масі на 1 метр ширини захвату 1300 кг) незалежні диски використовують в комбінації з розпушувальними лапами [42].

Провідними фірмами-виробниками на сьогодні пропонується до застосування у прогресивних технологіях для поверхневого обробітку ґрунту дискатори різного конструктивного виконання [43].

Принципова відмінність дискатора від інших дискових знарядь полягає в тому, що диски встановлені на індивідуальних стійках під кутом α до напрямку руху і кутом β до вертикалі. Кут α можна змінювати відповідно до конкретних вимог підготовки ґрунту, кут β є постійним, але раціонально підібраним під ґрунтові умови. Диски в машині встановлені рядами, а ряди зміщені один відносно одного, і напрямок обертання шару кожним наступним рядом протилежний до попереднього.

У дискаторах в якості робочих органів використовують як суцільні, так і вирізні сферичні диски, які кріпляться до маточини з можливістю обертання довкола осі. Діаметр дисків у більшості відомих конструкцій становить в межах 450–650 мм, при цьому радіус кривизни дисків практично дорівнює діаметру диска, що використовується в конкретній конструкції дискатора [44].

Найбільш широкого застосування набули дво- три та чотирирядні конструкції дискаторів для поверхневого обробітку ґрунту (рис. 1.8). Базовим вважається чотирирядний варіант, але мають поширення дворядний і трирядний варіанти дискаторів. Дворядний варіант, як правило, начіпний, варіанти більшої рядності – причіпні конструкції.

Сучасні конструкції дискаторів обладнуються стійками дисків двох видів: жорсткі і пружні. Жорсткі стояки (рис. 1.9, б) застосовують на легких дискаторах (діаметр диска $D = 450\text{--}510$ мм, навантаження $q = 500\text{--}800$ кг/м ширини захвату). Основним недоліком жорстких стояків є підвищене навантаження на маточину, що суттєво впливає на надійності конструкції.

На важких ($D = 570 - 620$ мм; $q = 800 - 1200$ кг/м) та надважких дискаторах ($D = 610 - 810$ мм; $q > 1300$ кг/м) жорсткі стояки не використовують.



а



б



в



г

а – чотирирядний причіпний; б – дворядний причіпний; в – трирядний причіпний; г – дворядний начіпний з вирізними дисками

Рисунок 1.8 – Загальний вигляд та варіанти конструктивного виконання дискаторів



а



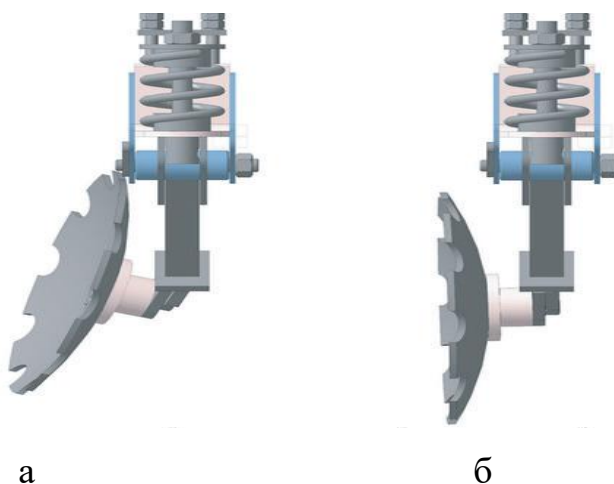
б

а – пружний стаяк; б – жорсткий стаяк

Рисунок 1.9 – Варіанти виконання стаяків корпусів дискаторів

Найбільшого розповсюдження на дискаторах отримали пружні стійки (рис. 1.9, а), які компенсують ударне навантаження і поліпшують режим роботи підшипникового вузла. Крім того, при виконанні процесу пружна стійка перегинається у центральній частині, тобто коливання відбуваються у всіх трьох площинах, що сприяє зменшенню налипанню ґрунту при роботі.

Існує також компромісний варіант дискатора, у якому використовується жорсткий, але підпружинений стояк (рис. 1.10). Характерна особливість – повна відсутність поперечних коливань. При застосуванні конструкції на ґрунтах підвищеної в'язкості це має сенс, бо зминання такого ґрунту боковою поверхнею диска – процес енергоємний і шкідливий. Конструкція знайшла обмежене застосування.



а – у дискаторі; б – у бороні

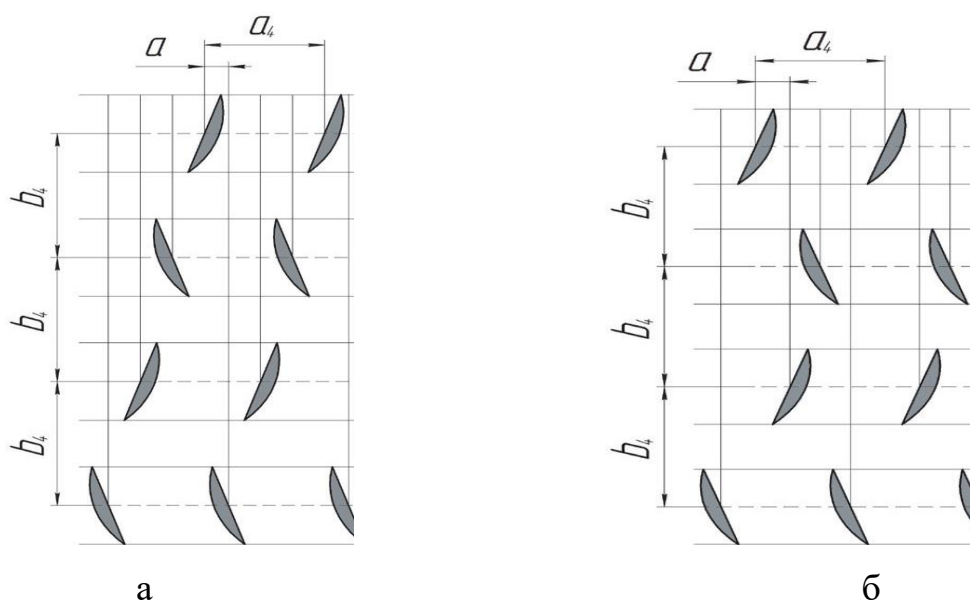
Рисунок 1.10 – Варіанти застосування жорсткого підпружиненого стояка

Суттєвий вплив на якість виконання технологічного процесу дискаторів та стійкість ходу у значній мірі залежить від особливостей розташування робочих органів на рамі машини [45].

В базовому чотирирядному дискаторі (рис. 1.8,а) використовуються, в основному, дві схеми розташування дисків: перша – послідовна; друга – другий і кожний наступний ряди зміщені відносно попередніх послідовно, тобто, якщо, наприклад, по ходу крайній правий диск першого ряду обробляє першу смугу, то крайній правий диск другого ряду обробляє другу смугу і так далі

(рис. 1.11, а). Напрямок обертання шару кожного наступного ряду протилежний попередньому.

Така схема має суттєвий недолік – машину уводить вліво і при цьому утворюються огріхи між проходами. Недолік можна виправити, якщо нахилити раму вперед у такий спосіб, щоб диски переднього ряду йшли на 2–3 см глибше за останні, або корегувати кути постановки дисків до напрямку руху. Якщо дискатор уводить вліво – збільшити кут постановки першого і третього рядів, якщо вправо – другого і четвертого. Але з огляду на виконання агротехнічних вимог, обидва варіанти не завжди можна застосовувати.



а – у послідовному варіанті; б – у шаховому варіанті

Рисунок 1.11 – Схема розташування дисків чотирирядного дискатора

Підвищити стійкість руху дискатора застосуванням розташування дискових робочих органів знаряддя за шаховою схемою (рис. 1.11, б). За такої схеми диски другого ряду зміщені відносно дисків першого ряду через одну смугу. Цю смугу обробляють диски третього ряду, а диски четвертої смуги, що залишилися після проходу – попередніх рядів. Напрямок обертання шару ґрунту кожного наступного ряду протилежний попередньому. При цьому підвищення стійкості руху зумовлена тим, що задній ряд дисків у разі

відхилення машини вліво частково потрапляє в оброблену смугу і реакція його дії на розвертання дискатора зменшується.

Слід зазначити, що чотирирядні дискатори у зв'язку з підвищеною довжиною рами надзвичайно чутливі до додаткових навантажень, наприклад, до приєднання шлейф-котків. Таке додаткове обладнання підвищує тиск на задню поперечну балку і диски четвертого ряду, що на ній закріплені, збільшують глибину ходу. Така ситуація призводить до дисбалансу діючих сил і дискатор зміщується від заданого напрямку руху на певний кут. Ця проблема може бути вирішена шляхом примусового заглиблення переднього ряду дисків на більшу глибину, або застосуванням спеціальних підпружинених котків.

До недоліків чотирирядних дискаторів слід віднести і те, що останній ряд дисків для отримання вирівняного агрофону вимушений переміщати ґрунт від трьох рядків, що потребує робочої швидкості 12–15 км/год. Така швидкість є небажаною, оскільки механічна дія на ґрунт занадто інтенсивна.

Другим суттєвим недоліком є те, що довжина машини повинна бути такою, щоб забезпечити її перевезення транспортними засобами. Конструктивно це можна виконати, якщо відстань між рядами дисків b буде не більше 70 см, що і прийняте у більшості конструкцій. Але така відстань критична з точки зору забивання простору ґрунтом між рядами дисків, особливо між другим і третім.

Для дворядного розміщення робочих органів на рамі знаряддя, свідчать результати розрахунків, ширина захвату диска для всіх варіантів рядності знаходиться в межах $a_1 = 10 - 12$ см. Це значення обмежується висотою непорушених гребенів на дні борозни і кутами постановки дисків. Практика показує, що відстань між дисками в ряду за умови не забивання міждискового простору ґрунтом повинна бути $a > 20-25$ см. У чотирирядному варіанті $a = 40$ см і умова не забивання виконується. У дворядному варіанті (рис. 1.12) це значення знаходиться на межі припустимого $a = 20$ см і фактично ширина

захвату дисків не перекривається на величину до 5 см. Це є огріх, який потрібно усувати за повторного проходу агрегату, що на практиці і робиться.

Позитивним в конструкції є малий тяговий опір, легка маневреність і порівняно низька вартість конструкції.

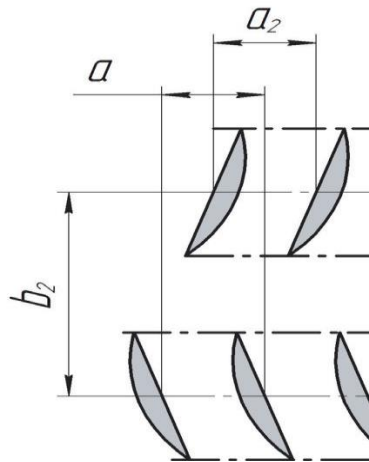
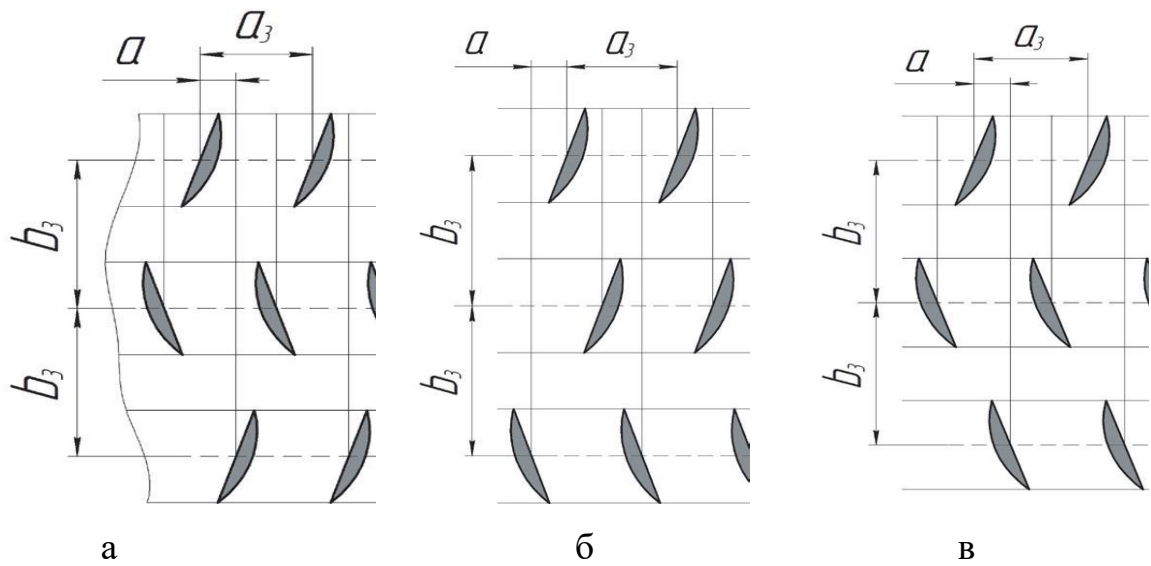


Рисунок 1.12 – Дворядний варіант розміщення дисків на рамі

Проміжним варіантом між розглянутими і такими, що в значній мірі усуває їх окремі недоліки, є трирядний дискатор (рис. 1.13).

Порівняно з дворядним варіантом наявність третього ряду за робочої ширини захвату диска 10 см дозволяє збільшити відстань між дисками в ряду до 30 см. Це перевищує припустиме значення за умови не забивання ґрунтом міждискowego простору і дозволяє дискам працювати з перекриттям.

Підкреслимо, що у чотирирядного варіанта дискатора для отримання вирівняного агрофону останнім рядом ґрунт необхідно перемістити на відстань до 40 см (відстань між дисками в ряду), що вимагає робочої швидкості 12–15 км/год. У трирядному – на 30 см, що потребує робочої швидкості 10–12 км/год. Зі зниженням швидкості зменшується й інтенсивність дії на ґрунт, що позитивно відбивається на його стані. Того ж часу, зниження продуктивності можна легко компенсувати збільшенням ширини захвату, бо тяговий опір суттєво менший.



а – диски кожного ряду зорієнтовані протилежно попередньому; б – диски перших двох рядів зорієнтовані в один бік, диски третього ряду – протилежно; в – диски другого і третього рядів зорієнтовані в один бік і протилежно першому ряду

Рисунок 1.13 – Варіанти розташування і орієнтації дисків трирядного дискатора

У більшості конструкцій дискових знарядь, з метою стабілізації ходу, один з рядів, як правило, перший, розділений на дві рівні частини, диски в яких спрямовані в протилежні боки. Таке рішення підвищує курсову сталість ходу.

Загальним недоліком усіх дискаторів є те, що крайній диск останнього ряду залишає за собою відкриту глибоку борозну. Тому в деяких конструкціях крайній стояк останнього ряду коротший на 40 мм. У результаті диск знаходиться вище і утворює менш глибоку борозну.

Дискатори, як прийнято, комплектуються опорними котками. В їх задачу входить вирівнювання поверхні, кришення великих грудок, підтримання сталості глибини ходу. Найпростіші з них реберчасті (рис. 1.14, а) і спіральні (рис. 1.14, б).



а – з прямолінійними ребрами; б – із спіральними ребрами

Рисунок 1.14 – Реберчасті котки дискаторів

Реберчасті котки більш інтенсивно дрібнять грудку, але гірше вирівнюють поверхню. Спіралевидні котки (рис. 1.15) завдяки спіральним виткам краще вирівнюють поверхню, але складніші у виготовленні. Крок спіралі залежить від рядності дискатора: чим більше рядність, тим менше крок.



а



б

а – з малим кроком спіралі; б – з великим кроком спіралі

Рисунок 1.15 – Спіралевидні котки

Слід зазначити, що дискатори серед дискових агрегатів для поверхневого обробітку ґрунту конструктивно є найбільш складними і мають велику кількість модифікацій. Це зумовлює доцільність їх застосування в конкретних ґрунтово-кліматичних умовах.

1.4 Аналіз результатів досліджень взаємодії дискових робочих органів з ґрунтом

Аналіз наукових досліджень у напрямку підвищення ефективності дискових ґрунтообробних робочих органів та практика їх застосування у системі вирощування сільськогосподарських культур дозволяє узагальнити їх основні агротехнологічні, технічні і конструктивні показники та означити напрямки підвищення технічного рівня, виходячи із сучасних запитів щодо забезпечення показників якості обробітку ґрунту та зменшення енергоємності процесу обробітку ґрунту [46].

Здійснюючи вибір типу дискових ґрунтообробних знарядь та обґрунтування їх параметрів є доцільним врахування цілого комплексу чинників, зокрема, глибину обробітку ґрунту та його тип, вологість та засміченість бур'янами, наявність рослинних решток після попередньої культури, кут атаки та радіус кривизни дисків, відстань між ними, особливості кріплення дисків до рами знаряддя тощо. Означені фактори мають істотний вплив на якість та енергоємність процесу дискування ґрунту [47, 48].

Основними геометричними параметрами сферичного диска є його діаметр D (рис. 1.16), радіус кривини сфери диска r , передній кут ε_1 , який з ними пов'язаний і дорівнює половині центрального кута дуги діаметрального перерізу диска, кут загострення i , кут нахилу фаски диска до його основи ω , кут різання α , задній кут ε_2 і товщина диска δ . Кожний із цих параметрів несе певне технологічне навантаження, що визначає доцільність застосування робочого органу в певних умовах виконання процесу [24].

Діаметр диска D є одним із основних геометричних параметрів. Розміри його безпосередньо пов'язані з глибиною обробітку, причому зі збільшенням діаметра диска погіршується його заглиблення в ґрунт внаслідок зростання вертикальної складової реакції ґрунту. Залежно від умов роботи діаметр диска слід вибирати найменшим із усіх допустимих значень. Відомі дослідження

показують, зі збільшенням діаметра диска збільшується висота непідрізаного гребня дна після проходу при постійній глибині обробітку ґрунту [49, 50].

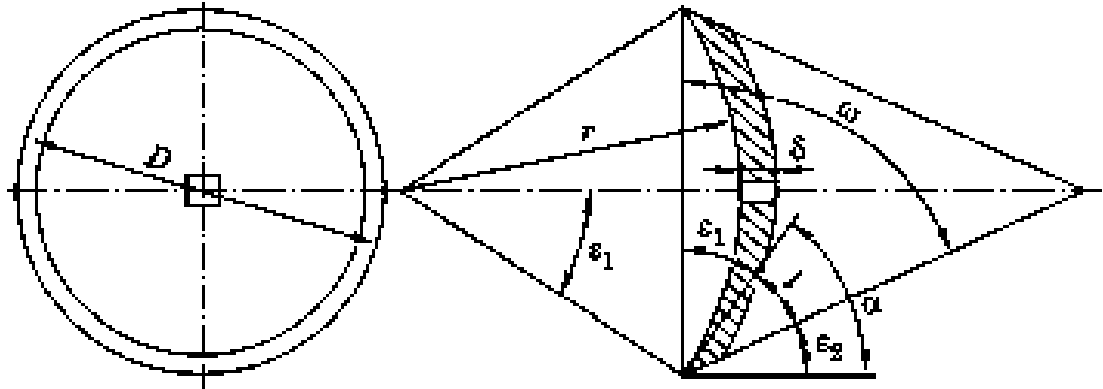


Рисунок 1.16 – Основні параметри сферичного диска

Практичним застосуванням доведено, що між діаметром диска D і глибиною обробітку a є доцільним таке співвідношення:

$$D = k a, \quad (1.1)$$

де k – коефіцієнт (для плугів $k = 3,0-3,5$; для борін $k = 4,0-6,0$ і для лушильників $k = 5,0-6,0$).

На серійних дискових знаряддях діаметри дисків стандартизовані (ОСТ 23.2.147-85). На причіпних дискових плугах установлюють диски діаметром 610–810 мм, на начіпних 580–710, на боронах – 450–660, а на лушильниках – 450–610 мм. Голчасті диски виготовляють діаметром 350, 450 і 520 мм [51].

Доведено, що радіус кривини сфери диска r впливає на кришіння, розпушування і обертання скиби. Інтенсивність деформаційної дії диска зростає зі зменшенням радіуса кривини. Проте вибір радіуса кривини залежить від діаметра диска D . Як видно з рис. 1.16, залежність між D і r має такий вигляд:

$$r = D / 2 \sin \varepsilon_1, \quad (1.2)$$

де ε_1 – передній кут, що дорівнює половині центрального кута дуги діаметрального перерізу диска.

Для дискових плугів кут ε_1 становить $31\text{--}37^\circ$, для луцильників $26\text{--}32^\circ$ і борін $22\text{--}26^\circ$. Кут загострення і також значно впливає на технологічні властивості роботи диска. Загострюють сферичні диски, як правило, із зовнішнього випуклого боку. Для дисків плугів приймають $i = 15\text{--}25^\circ$, для борін і луцильників – $i = 10\text{--}20^\circ$. Диски, які використовують на твердих ґрунтах, загострюють із внутрішнього боку [52].

Кут нахилу фаски диска до його основи ω зв'язаний із переднім кутом ε_1 та кутом загострення i :

$$\omega_1 = i + \varepsilon_1. \quad (1.3)$$

Кут різання α залежить від кута загострення i та заднього кута ε_2 :

$$\alpha = i + \varepsilon_2. \quad (1.4)$$

Задній кут ε_2 по висоті диска змінюється, що веде до зміни кута різання. Від його значення залежить витрата енергії на обробіток ґрунту і навіть якість роботи диска. Нормальна робота диска забезпечується тоді, коли величина загострення кута буде позитивною на поверхні поля. Товщину диска δ визначають за емпіричною формулою:

$$\delta = 0,008D. \quad (1.5)$$

Для дисків, які працюють на важких ґрунтах,

$$\delta = 0,008D + 1. \quad (1.6)$$

Окремі геометричні елементи дисків і параметри їх встановлення пов'язані між собою певними функціональними залежностями.

Загальні теоретичні і практичні основи роботи дискових робочих органів викладено в роботах В. П. Горячкіна [49], О. П. Панова [53, 54], А. С. Кушнар'ова [55, 56, 57, 58, 59], І. А. Шевченка [60, 61, 62, 63, 64], В. П. Ковбаси [65, 66, 67, 68] та ін. Значний внесок в механізацію обробітку ґрунту в різний час внесли такі відомі вчені, як, П. М. Василенко [36, 37], П. М. Заїка [69, 70], Л. В. Погорілий [71, 72, 73, 74], Я. С. Гуков [75], В. О. Дубровін [66], В. І. Кравчук [76], В. М. Сало [77, 78], В. Ф. Пащенко [79, 80, 81, 82], О. В. Козаченко [83, 84, 85, 86, 87], Е. Б. Алієв [88, 4, 15] та ін.

Взаємодію дискового робочого органу з ґрунтом досліджував П. С. Нартов [89]. Автором доведено вплив геометричних параметрів диска і здатності обертання на швидкість руху частинок підрізаного пласта, а також траєкторію його відносного переміщення і кінцеве положення. Досліджено вплив кутів установки дискових робочих органів на зміну головного вектора елементарних сил опору. При цьому визначення швидкостей переміщень точок диска визначалося як функція кутових величин повороту диска при відсутності зв'язку із системою координат ґрунтового середовища. Тобто, кінематичні параметри роботи дискового робочого органу не зв'язані із системою координат середовища його контакту.

Класифікація дискових робочих органів за їх геометричними характеристиками і просторового положення виконана Ф. М. Канаревим в [90]. Ним одержано рівняння руху точки поверхні робочих органів ротаційних ґрунтообробних машин, які можна застосовувати при вивченні процесів взаємодії з ґрунтом сферичних дисків з нахиленою віссю обертання.

Аналіз відомих наукових робіт доводить, що сферичні диски за умов їхнього руху в ґрунті при виконанні процесу мають характер руху як чистого кочення, так і кочення з ковзанням і кочення з буксуванням [91]. Встановлено, що характер кочення дисків в ґрунтовому середовищі визначальний вплив має кут атаки. Визначено, що при малих значеннях кута атаки внаслідок недостатнього тиску на їхню бокову поверхню диски перекочуються в ґрунті з ковзанням.

Збільшення кута атаки тиск на робочу поверхню диска збільшується і, як результат, спочатку відбувається зменшення ковзання дисків, а потім від кочення з ковзанням диски переходять до кочення з буксуванням. Нахилення дисків у вертикальній площині зумовлює збільшення ковзання при зменшенні величини нормального тиску на диск ґрунту [65].

Дослідженнями [65] встановлено, що надмірне збільшення кута атаки дисків може призвести до їх забивання ґрунтом і пожнивними залишками, тому

значення граничного кута на луцильниках не повинен перевищувати 35° . Автором встановлено, що на якість обробітку ґрунту та енергоємність процесу обробітку для рівних значень механічних властивостей ґрунту найбільш суттєвий вплив мають діаметр диска D , радіус його кривизни R , кут атаки α і кут нахилу. При цьому однаковий ефект може бути досягнутий як зміною радіуса кривизни диска, так і кутом нахилу осі обертання, що дає можливість вибирати раціональні параметри, виходячи з конкретних умов використання машин із дисковими робочими органами. Доведено, що зниження тягового опору дискових робочих органів ґрунтообробних знарядь до 20 % без погіршення показників якості виконання процесу можна досягти зменшенням радіуса кривизни до величини $R = 1,0\text{--}1,5$ м для діаметра диска $D = 0,4\text{--}0,6$ м, при інших однакових параметрах сферичного диска. Крім того, незначного зниження тягового опору (до 10 %) можна досягти шляхом збільшення кута нахилу осі обертання диска до 25° .

Дослідженням взаємодії сферичних дискових робочих органів із ґрунтом присвячена робота І.А. Шевченка [63]. Встановлено, що на показники якості і енергоємності роботи дискових знарядь впливають кут атаки, діаметр і радіус сфери диска та його питомого навантаження при виконанні процесу.

Розглядаючи вплив геометричних параметрів диска на розподіл сил щодо визначених параметрів оптимізації, автором розглянуто рух ґрунту по поверхні робочого органу у вигляді матеріальної точки, що рухається по увігнутій поверхні з радіусом сфери R , яка рівномірно обертається навколо однієї з осей (рис. 1.17).

Автором розроблено математичну модель руху частинки по сферичній поверхні, що обертається, в проекціях на осі координат у вигляді системи рівнянь:

$$\begin{cases} \ddot{x} = -\frac{N}{m} \left(\frac{x}{R} + f \frac{\dot{x}}{v_r} \right) + \frac{q}{\gamma} \left(1 - \frac{v_r}{v_e} \right) \frac{\dot{x}}{v_r}; \\ \ddot{y} = -\frac{N}{m} \left(\frac{y}{R} + f \frac{\dot{y}}{v_r} \right) + \frac{q}{\gamma} \left(1 - \frac{v_r}{v_e} \right) \frac{\dot{y}}{v_r} + y\omega_e^2 - 2\omega_e \dot{z}; \\ \ddot{z} = -g - \frac{N}{m} \left(\frac{z}{R} + f \frac{\dot{z}}{v_r} \right) + \frac{q}{\gamma} \left(1 - \frac{v_r}{v_e} \right) \frac{\dot{z}}{v_r} + z\omega_e^2 + 2\omega_e \dot{y}; \end{cases} \quad (1.7)$$

для $R = \sqrt{x^2 + y^2 + z^2}$,

де $\frac{-x}{R}, \frac{-y}{R}, \frac{-z}{R}$ – направляючі косинуси сили нормальної реакції,

спрямованої до центра поверхні;

$\frac{-\dot{x}}{v_r}, \frac{-\dot{y}}{v_r}, \frac{-\dot{z}}{v_r}$ – направляючі косинуси сили тертя.

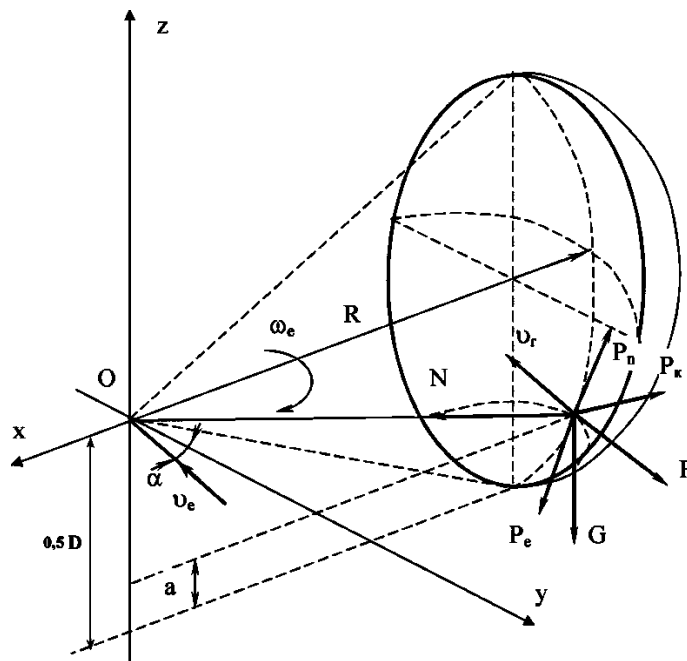


Рисунок 1.17 – Розрахункова схема сил, що діють на матеріальну частинку, яка рухається по сферичній поверхні, що обертається

В якості критерія оптимізації прийнято умову стійкості ходу диска за глибиною обробітку при мінімальному тяговому опорі зняряддя. Для даної задачі це буде означати максимізацію проєкції нормальної реакції ґрунту, що

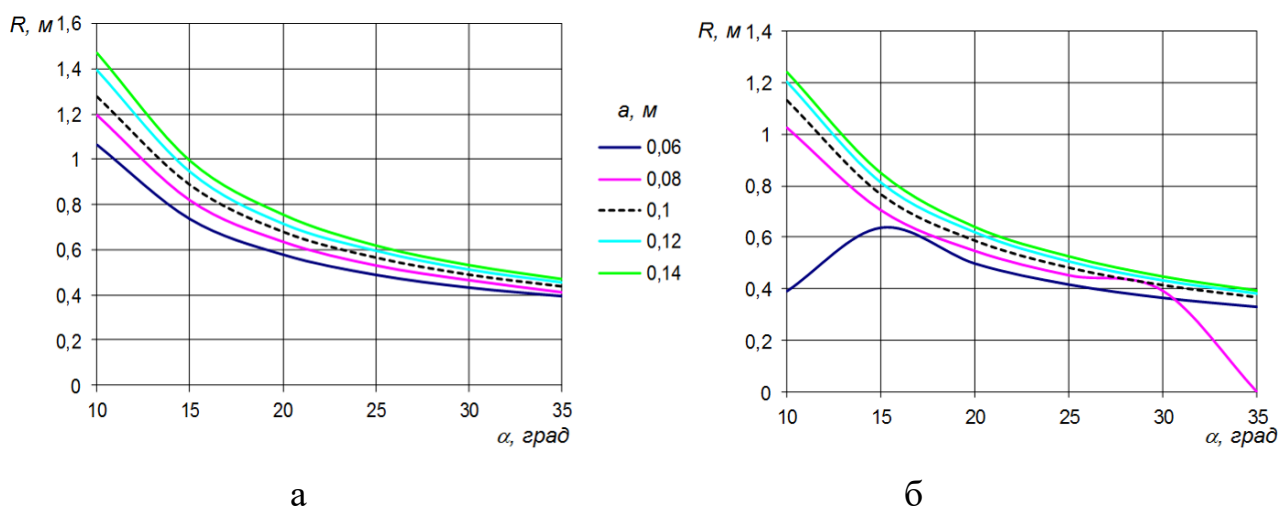
рухається по диску, на вертикальну вісь і мінімізацію тягового опору, тобто мінімізація проекції нормальної реакції на напрямок руху:

$$N \frac{z}{R} \rightarrow \max ; N \frac{\sqrt{x^2 + y^2}}{R} \cos \left(\arctg \frac{x}{y} - \alpha \right) \rightarrow \min . \quad (1.8)$$

Із огляду на те, що контакт частинки з поверхнею диска відбувається нижче осі обертання, умова оптимізації набуває вигляду:

$$F_d = -N \left(\frac{z}{R} - \frac{\sqrt{x^2 + y^2}}{R} \cos \left(\arctg \frac{x}{y} - \alpha \right) \right) \rightarrow \max \quad (1.9)$$

За результатами моделювання встановлена залежність радіуса сфери від глибини обробітку a і кута атаки α за обраним критерієм оптимізації для різного діаметра диска (рис. 1.18).



а – при $D = 0,60$ м; б – $D = 0,48$ м при умові $F_d \rightarrow \max$

Рисунок 1.18 – Залежність радіуса сфери диска R від глибини обробітку a та кута атаки α

В роботі автором доведено, що для виконання умови стійкості руху робочих органів знаряддя по глибині за обраним критерієм оптимізації кут атаки та діаметр сферичного диска необхідно розглядати в прямому взаємозв'язку з радіусом сфери і навпаки при заданому питомому навантаженні на диск. За результатами дослідження доведено, що кожному куту атаки

відповідає певне оптимальне значення співвідношення радіуса сфери до діаметра диска (R/D). Автором стверджується, що регулювання кута атаки дискових борін може призводити до втрати відповідності їх конструктивно-технологічних параметрів умовам роботи і є недоцільним.

За результатами виконаних досліджень, в роботі встановлено закономірності впливу конструктивно-технологічних параметрів на агротехнічні та енергетичні показники технологічного процесу дискування. На основі одержаних регресійних моделей визначено оптимальні параметри дисків для обробітку стерньових фонів із підвищеною щільністю ґрунту ($\rho = 1,29\text{--}1,39 \text{ г/см}^3$) або при їх використанні в садах ($D = 450 \text{ мм}$, $R = 650 \text{ мм}$, $n = 8$ при $\beta = 20^\circ$ і $V = 7\text{--}8 \text{ км/год}$). При роботі на фонах із меншою щільністю ґрунтів, необхідності отримання вирівняного дна борозни, коли немає потреби в повному подрібненні рослинних решток, доцільно використовувати суцільні (невирізні) диски з параметрами $D = 450 \text{ мм}$, $R = 610 \text{ мм}$, $n = 0$ при $\beta = 20^\circ$ і $V = 7\text{--}8 \text{ км/год}$.

В дослідженнях С.Г. Мударісова [92, 93, 94] одержано оптимальне співвідношення радіуса кривизни R та діаметра D диска: $R/D = 1,57\text{--}1,97$. На основі розробленої математичної моделі автор дійшов висновку, що для оптимальної якості розпушування ґрунту діапазон зміни радіуса кривизни диска ґрунтообробного знаряддя повинен знаходитися в межах $800\text{--}1000 \text{ мм}$.

Г.С. Юнусов в [95, 96], досліджуючи процес взаємодії диска з ґрунтом встановив, що основна маса ґрунту сходить з робочого органа на рівні горизонтального діаметра. Це потребує виконання ряду вимог, які накладають обмеження на його діаметр. При цьому, умова сходу ґрунту з диска: $N_T \geq F_T$, де N_T – дотична сила, що діє на частку ґрунту; F_T – сила тертя.

Автор пропонує визначати діаметр диска за наступною залежністю:

$$D = \frac{2R_k(\cos\alpha - f \cdot \sin\alpha)}{\sqrt{1+f^2}} \quad (1.10)$$

де R_k – радіус кривизни сферичного диска;

α – кут атаки диска;

f – коефіцієнт тертя.

Як випливає з наведеного виразу (1.10), величина діаметра диска робочого органа знаряддя знаходиться у прямій залежності від його радіуса кривизни, кута атаки та тертя ґрунту по робочій поверхні. На підставі аналізу рівняння, з урахуванням ґрунтових умов та технологічних регулювань, можна зробити висновок, що діаметр повинен дорівнювати приблизно 0,6 м.

Визначенню раціональних параметрів дискового знаряддя зі сферичними дисковими робочими органами розглянуто в роботі Вольського В.А. [44]. З метою недопущення збільшення зусилля опору тертя зовнішньою сферичною поверхнею диска по ґрунту, автором, шляхом аналізу напрямку руху точки леза диска з кутами атаки і відхилення диска при взаємодії з ґрунтом, визначено умову раціонального обмеження граничних значень кута атаки та кута нахилу диска до вертикалі у вигляді залежності:

$$45^\circ \geq \alpha \geq \arcsin \frac{D_{\text{дис}}}{2R_{\text{сф}}} + \varepsilon \leq \beta \leq 0, \quad (1.11)$$

де α – кут атаки, град;

β – кут нахилу диска до вертикалі, град;

$D_{\text{дис}}$ – діаметр сферичного диска, м;

$R_{\text{сф}}$ – радіус сфери диска, град;

ε – задній кут загострення леза ($\varepsilon = 2-7^\circ$).

За одержаними автором результатами, найменше значення кута різання ґрунту може бути критерієм оцінки при аналізі та виборі раціональних параметрів робочих органів дискового знаряддя. При глибині дискування 12–18 см рекомендовано можливі межі зміни значень параметрів дискатора: $D_{\text{дис}} = 600-670$ мм; $R_{\text{сф}} = 600-670$ мм; $\alpha = 25-45^\circ$; $\beta = 10-25^\circ$; кут різання ґрунту $\gamma_{\text{різ}} = 35-56^\circ$.

Рекомендованими автором значеннями параметрів, з метою запобігання тертя зовнішньою сферичною поверхнею диска із ґрунтом, є такі: кут атаки $\alpha > 25^\circ$; кут нахилу $\beta < 25^\circ$.

В [97, 98] встановлено, що оптимальними значеннями для підвищення коефіцієнта структурності для означених ґрунтово-кліматичних умов є: кут атаки дисків – 40° , кут нахилу у вертикальній площині $\beta = 26^\circ$.

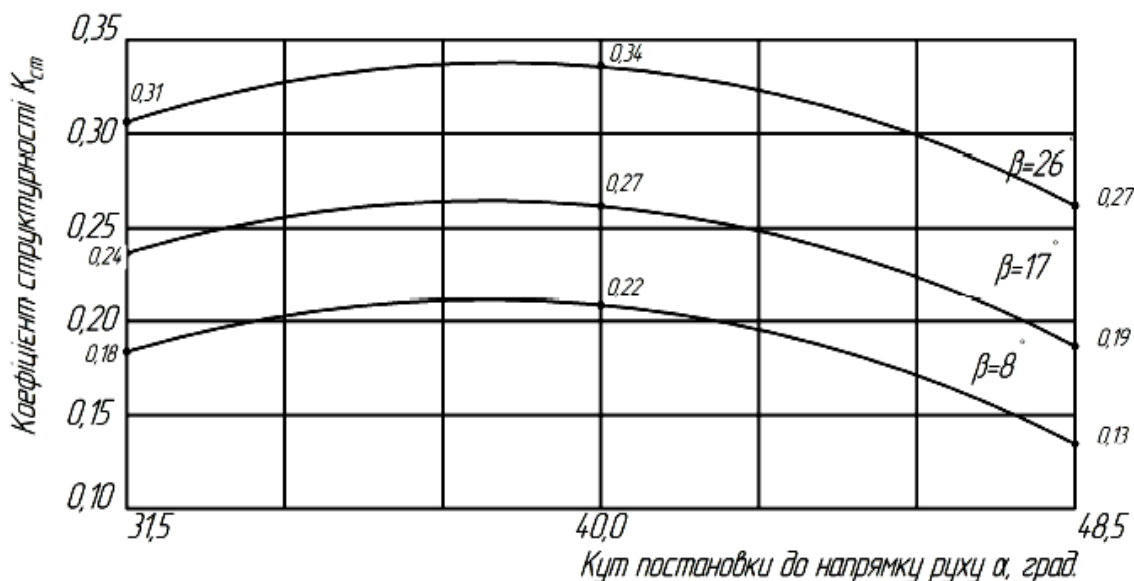


Рисунок 1.19 – Залежність коефіцієнта структурності від кута постановки диска [98]

Автори стверджують, що для означених умов при діаметрі диска $D = 660$ мм і його кривині 620 мм відстань між дисками повинна в поперечній площині складати 255 мм, а в повздовжній – 440 мм при куті нахилу $\beta = 31^\circ$. Експериментально доведено, що можливість зміни в досить широкому діапазоні значень кутів α і β кількість грудок з приведеним діаметром 150 мм та вище є стабільною на рівні 14–15 % за масою, але при куті $\beta > 20^\circ$ цей показник збільшується майже вдвічі. При $\beta > 20^\circ$ також на 30–40 % збільшується кількість агрономічно цінних агрегатів.

Виконаний аналіз наукових досліджень [99, 100, 101, 102, 103, 104, 105, 106, 107, 108, 109, 110, 111, 112, 113, 114, 115, 116, 117, 118, 119, 120, 121, 122, 123, 124, 125, 126, 127, 128, 129, 130, 131, 132, 133, 134, 135, 136, 137, 138, 139]

щодо визначення раціональних параметрів дискових ґрунтообробних знарядь, вказує на неоднозначність в отриманні позитивних результатів при реалізації запропонованих авторами наукових напрямків, на що вказує суттєвий розбіг у рекомендованих результатах робіт. Це зумовлює доцільність проведення додаткових досліджень по обґрунтуванню раціональних параметрів дискових знарядь при виконанні технологічного процесу з метою забезпечення вимог щодо якісних та енергетичних показників.

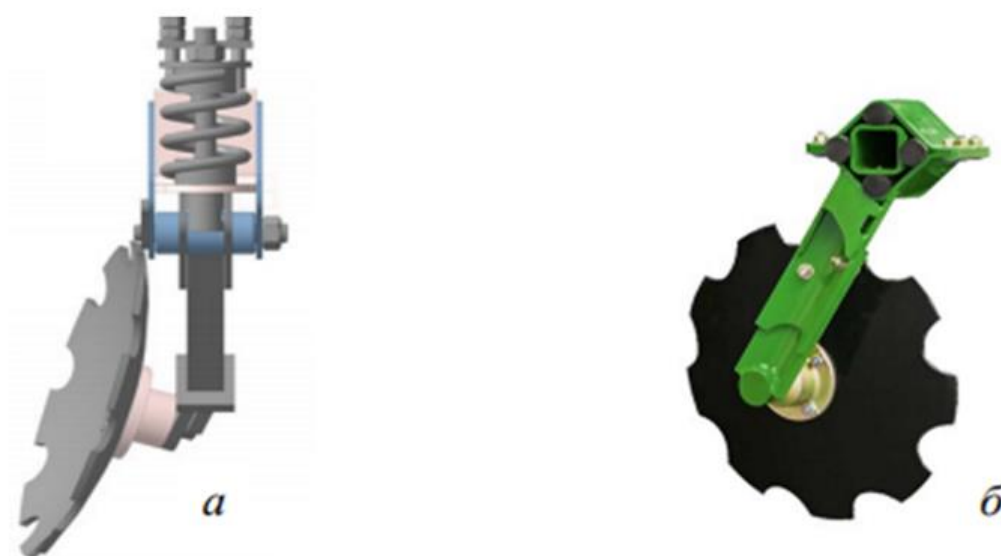
1.5 Огляд конструкцій та аналіз досліджень стійок для незалежного кріплення дисків

Особливістю сучасних дискових знарядь є застосування кріплення робочих органів до рами машини на індивідуальних жостких або пружних стійках, характеристики яких мають суттєвий вплив на якість та енергоємність виконання технологічного процесу дискування ґрунту [140].

Жосткі стійки у сучасних конструкціях використовують переважно на легких дискаторах з діаметром дисків 450–510 мм при навантаженні 500–800 кг на метр ширина захвату знаряддя. Як компроміс, на деяких конструкціях застосовують жосткі, але підпружинені стійки (рис. 1.20, а), або стійки кріплять до рами через еластичні гумові вставки (рис. 1.20, б). Особливість такого конструктивного рішення полягає у неможливості коливання в поперечно-вертикальній площині. Відмінність у роботі металевої пружини і гумової вставки полягає в тому, що гума має більший час релаксації, тому коливання будуть більш «м'якими».

Найбільш перспективним на сьогодні і найменш дослідженими є конструкції пружних стійок, які визначають ударно-вібраційний режим роботи дисків ґрунтообробного знаряддя [141, 90, 142, 143]. Застосування пружних стійок на сучасних дискаторах забезпечує можливість коливання робочого органу не тільки у повздовж-вертикальній площині, а й у всіх трьох площинах.

Відомі дослідження з обґрунтування параметрів пружних стійок кріплення робочих органів [144, 140, 63, 46, 47, 145, 146] мають за мету підвищення ефективності функціонування дискових ґрунтообробних знарядь. При цьому основні напрямки досліджень стосуються встановлення раціональних конструктивних параметрів (форма, геометричні параметри тощо) та динамічних характеристик пружних стійок робочих органів, що зумовлюють забезпечення якісних та енергетичних показників виконання процесу.



а – підпружинена стійка; б – стійка на еластичних гумових вставках

Рисунок 1.20 – Підпружинені жорсткі стійки

Враховуючи, що особливістю конструкцій пружних стійок є наявність в них пружної частини, то різниця у конструктивному їх виконанні стосується, в основному, пружної частини, характерними ознаками якої є її форма і геометричні параметри [147]. Ефективність їх застосування полягає в раціональному використанні автоколивань з частотами, близькими до власних коливань системи: ґрунт – робочий орган на пружній стійці.

Згідно з класифікацією С.Е. Федорова [145], за формою стійки робочих органів ґрунтообробних знарядь поділяються на S-подібні і С-подібні (рис. 1.21). Основні типи пружних стійок представлені на рис. 1.21 з

виділеними на них характерними точками: перегину (Т.п), де кривизна стояка змінює свій знак; стиснення (Т.с) і розтягування (Т.р); приєднання стояка до рами; додатки робочого навантаження. Якщо з'єднати характерні точки прямими відрізками, то вийдуть еквівалентні форми стояків, які можуть бути нелінійно подібні.

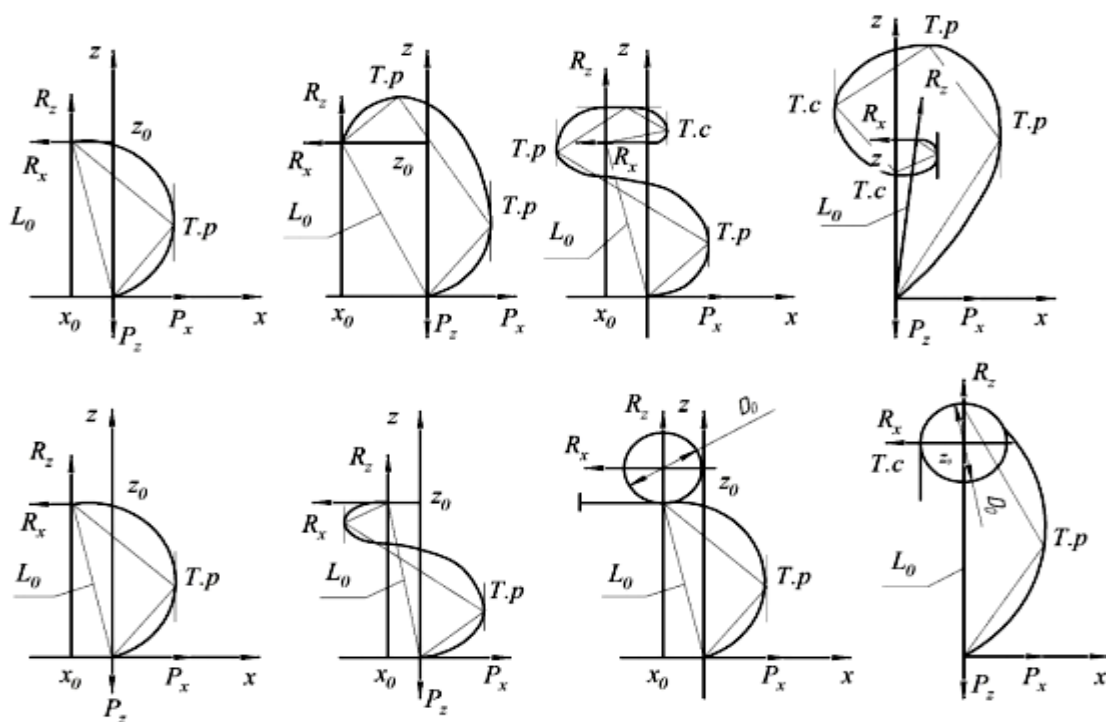


Рисунок 1.21 – Принципові схеми пружних стійок [145]

Досліджуючи процес взаємодії робочого органу на пружній S-образній стійці з ґрунтом в [145] автором побудовано математичну модель, яка дозволяє визначати основні параметри стійки в широкому діапазоні зміни властивостей ґрунту. Дослідженнями [145] встановлено, що із зменшенням довжини пружної стійки збільшується її жорсткість, частота коливань при зменшенні сумарного максимального переміщення носка робочого органу, що сприяє якісному кришенню ґрунту.

Досліджуючи конструкції ґрунтообробних знарядь з кріпленням робочого органу на стійці з двома пружними елементами В.П. Базаровим [140] встановлено, що стійкість коливань забезпечується за умови рівності

середнього значення величини тягового опору та точки перегину характеристики пружних сил.

При цьому точка перегину характеристики пружних сил пружної стійки залежить від попереднього навантаження циліндричної пружини і може регулюватися в залежності від сил, що діють на робочий орган знаряддя [116]:

$$P = q_{\text{пр}} \cdot C', \quad (1.12)$$

де $q_{\text{пр}}$ – величина попереднього стиснення пружини;

C' – зведений коефіцієнт жорсткості пружини.

Дослідженнями Г.О. Рябцева [144] встановлено, що використання пружних стійок робочих органів культиваторів дозволяє, у порівнянні із жорстким кріпленням, зменшити тяговий опір на 25–32 % та на 60–70 % зменшити залипання ґрунтом і на 10–15 % підвищити стійкість ходу робочих органів по глибині обробітку. Автором доведено, що збільшення робочої швидкості зумовлює зменшення тягового опору, що пояснюється зростанням частоти сколювання ґрунту і певного запасу частоти коливання робочого органу ґрунтообробного знаряддя.

Процес взаємодії робочого органу знаряддя на пружній стійці з ґрунтом автором представлено в загальному вигляді наступним рівнянням:

$$\ddot{x} + 2n\dot{x} + \omega_0^2 x = f(x), \quad (1.13)$$

де $n = \frac{a}{2m}$ – декремент коливань;

ω_0 – частота власних коливань системи;

$f(t) = \frac{F(t)}{m}$ – величина зовнішньої сили, що зведена до одиниці

коливальної маси;

$F(t)$ – опір ґрунту;

m – коливальна маса системи.

В роботі встановлено, що величини зусилля, яке сприймається пружною стійкою робочого органу, менше ніж збурююче зусилля на величину «динамічної поправки» [144]:

$$P = F(t) - F_g, \quad (1.14)$$

де F_g – «динамічна поправка», яка залежить від конструктивних параметрів стійки (жорсткості пружного елемента та коливальної маси) та властивостей ґрунту (частоти та величини зміни опору).

Збільшення жорсткості пружного елемента знижує величину динамічної поправки, тобто при $C \rightarrow \infty$; $F_g \rightarrow 0$ отримаємо $P = F(t)$ [148].

Після сколювання ґрунту енергія пружної стійки знаряддя повністю (не враховуючи втрати в самій стійці) віддається робочому органу. При цьому величина кінетичної енергії визначається з наступного виразу:

$$W_k = \frac{m\omega_o^2 A^2}{4} [1 + \cos^2(\omega_o t + \beta)], \quad (1.15)$$

де A – амплітуда відхилення робочого органу.

Із залежності (1.15) видно, що для збільшення кількості енергії, яка віддається стійкою робочого органу, доцільно збільшувати коливальну масу і знижувати жорсткість системи.

Кількісне зниження тягового опору з використанням пружної стійки визначається співвідношенням роботи, що виконується ґрунтообробними робочими органами з пружною та жорсткою стійкою. При цьому робота на пружній стійці представлена рівнянням [149]:

$$\Delta A = F_{cp} \Delta l \cdot f' \cdot K_1 (1 + e^{-n_1})^2, \quad (1.16)$$

де F_{cp} – середній опір ґрунту за одне коливання робочого органу;

Δl – відстань, пройдена робочим органом за одне коливання;

f' – кількість сколювань ґрунту на шляху Δl ;

K_1 – коефіцієнт, що показує вплив на ефект пружної стійки властивостей та стану ґрунтового середовища.

Автором також встановлено, що ефект пружної стійки щодо зниження тягового опору робочого органу підвищується за більш різкого сколювання ґрунту та вищої частоти сколювання. Одержані автором в роботі результати вказують на те, що збільшення глибини обробітку знижує ефект пружної стійки, тобто знижується частота сколювання ґрунту f' та різко зростає коефіцієнт затухання коливань. Особливо це проявляється на легких піщаних ґрунтах, коли процес сколювання є мало помітним та зниження тягового опору робочого органу є незначним.

Для отримання означеного ефекту щодо зниження тягового опору необхідним є виконання наступної умови виконання процесу:

$$\omega_0 \geq (2,5 \div 4,0)f' . \quad (1.17)$$

Невиконання даної умови зумовлює відсутність коливального руху робочого органу ґрунтообробного знаряддя, коли він під дією ґрунтового середовища з положення рівноваги періодично здійснюватиме рух вперед не встигаючи здійснити відхилення назад під дією пружної стійки до наступного моменту сколювання ґрунту.

При цьому автором визначення рівномірності ходу по глибині обробітку виконано спрощено за оптимальною амплітудою коливань робочого органу. Для визначення величини відхилення робочого органу встановлено зв'язок між параметрами С-подібної стійки та діючими на неї зусиллями й відхиленнями з використанням інтегралу Мора [150]:

$$\delta_x = \int \frac{M_F \cdot M_1}{E \cdot I} dy , \quad (1.18)$$

де M_F – згинаючий момент від горизонтальної складової опору ґрунту;

M_1 – момент від одиничної сили;

E – модуль пружності першого роду;

I – момент інерції перерізу стійки.

Експериментальними дослідженнями автора в [151] застосуванням пружного кріплення робочих органів з С-подібною стійкою встановлено

зниження на 28–32 % величини тягового опору при зниженні ефекту пружної підвіски при збільшенні глибини обробітку ґрунту.

Підтвердження зниження ефекту пружної стійки при збільшенні глибини обробітку отримано П. Н. Бурченком [33]. Автором встановлено, що пружні стійки кріплення робочих органів дозволяють одержати більш інтенсивне рихлення ґрунту при менших енергозатратах завдяки виникненню вібрації під час технологічної операції. Із збільшенням глибини обробітку ґрунту, вібрації пружних стійок згасають і відмінності при роботі жорстких і гнучких стійок в такому випадку не спостерігається [152].

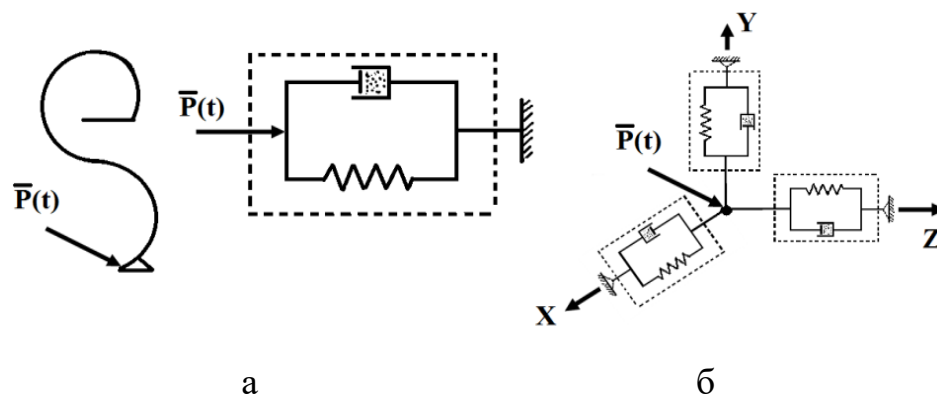
В [153], вирішуючи задачу підвищення ефективності функціонування дискових ґрунтообробних агрегатів, обґрунтовано конструктивні параметри та динамічні характеристики пружних стійок робочих органів дискатора.

Автором розроблено математичну модель руху пружної стійки зі сферичним диском, встановлено його конструкційні параметри і динамічні характеристики та їх вплив на коливання стійки з причин нестационарності технологічного процесу і зміни сили опору під час функціонування агрегату.

За результатами виконаних досліджень автором рекомендовані раціональні параметри пружних стійок дискових знарядь: жорсткість (20–40 кН/м); зведена маса (100–300 Н); частота (1,6–4,0 і 3,5–7,0 Гц) та амплітуда (1,0–9,0 і 2,5 °) коливань. Встановлено, що застосування пружних стійок з визначеними параметрами, у порівнянні із типовою пружною стійкою, параметри якої обґрунтовано лише за функціональною необхідністю захисту робочого органу від перевантаження, дає можливість зменшити енергоємність процесу обробітку на 7 % при дотриманні агротехнічних вимог обробітку ґрунту.

При цьому автором не розглянуто комплексно вплив на ефективність функціонування дискових робочих органів конструктивно-технологічних параметрів дискатора, в тому числі не досліджено стійкість руху дискового знаряддя із врахуванням рядності розміщення робочих органів та застосування додаткових елементів (прикочувальних котків).

В роботі Шевченко І.А. [63] розглянута неавтономна задача дії ґрунту на робочий орган. В першому наближенні робочий орган з S-подібною стійкою представлений як матеріальна точка з накладеними на неї пружно-в'язкими зв'язками, що співпадають з напрямками узагальнених координат (рис. 1.22).



а – постановка задачі, б – модель робочого органу

Рисунок 1.22 – Розрахункова схема неавтономної постановки задачі дії ґрунту на робочий орган [63]

Зведена маса визначається способом механічного довантаження [63]:

$$m_{зв} = \frac{m_i}{\left| \frac{W_0}{W_i} \right|^2 - 1} \quad (1.19)$$

де m_i – маса довантаження;

W_0 – частота власних коливань пружної стійки без довантаження;

W_i – частота власних коливань пружної стійки з довантаженням.

Автор [63] з аналізу спектральної щільності тягового опору дійшов висновку, що випадкову функцію опору руху робочого органу в ґрунтовому середовищі можна замінити гармонічною функцією чи сумою двох, трьох гармонічних функцій.

$$P(t) = q_1 \cos w_1 t + q_2 \cos w_2 t + q_3 \cos w_3 t \quad (1.20)$$

Жорсткість S-подібних стійок апроксимується кубічною параболою у такому вигляді:

$$F = aq + bq^3 \quad (1.21)$$

де a – коефіцієнт жорсткості, що пов'язує лінійну деформацію з прикладеною силою;

b – коефіцієнт жорсткості, що відображає нелінійність зв'язку відновлювальної сили з переміщенням.

Автором [43], на основі теорії нелінійних задач статки тонких стержнів, розроблено аналітичний метод визначення характеристики відновної сили стояка ґрунтообробного знаряддя будь-якої конфігурації. Для аналітичного визначення відновної сили проєктована стійка будь-якої конфігурації розбивають на ряд відрізків, прямих і дуг з певним радіусом. Диференціальне рівняння пружної лінії для таких відрізків має такий вигляд:

$$\frac{d^2\varepsilon}{ds^2} = \frac{P}{H} \sin \varepsilon, \quad \begin{aligned} dx' &= ds \cos \varepsilon \\ dy' &= ds \sin \varepsilon \end{aligned} \quad (1.22)$$

Загальні формули для одержання координат переміщеного кінця відрізка (пружної стійки) мають вигляд [43]:

$$\begin{aligned} \frac{x' - x'_0}{L} &= \frac{2}{k\beta} [E(\psi) - E(\psi_0)] - \left(\frac{2}{k^2} - 1\right) \frac{S}{L} \\ \frac{y' - y'_0}{L} &= \frac{2}{k\beta} [\lambda(\psi_0) - \lambda(\psi)] \end{aligned} \quad (1.23)$$

де $E(\psi) = \int_0^{\psi} \sqrt{1 - k^2 \sin^2 \phi} d\phi$ – еліптичний інтеграл другого роду, обчислений

як

$$E(\phi) = \int_0^{\phi} \sqrt{1 - k^2 \sin^2 \phi} d\phi \quad \text{і} \quad E(k) = \int_0^{\pi/2} \sqrt{1 - k^2 \cos^2 \phi} d\phi, \quad (0 \leq \phi \leq \pi/2), \quad (1.24)$$

де $E(k)$ – повний еліптичний інтеграл другого роду.

Значення $E(\phi)$ і $E(k)$ даються в довідкових таблицях для відомих значень ϕ і k .

Частота коливань, що забезпечує оптимальне використання енергії на кришення ґрунту, становить 12,1 Гц, а амплітуда – 9,5 мм [43].

В [149] вторами вирішувалася задача розрахунку напружено-деформованого стану пружної стійки дискової борони з наступною оптимізацією її геометричних параметрів (рис. 1.23).

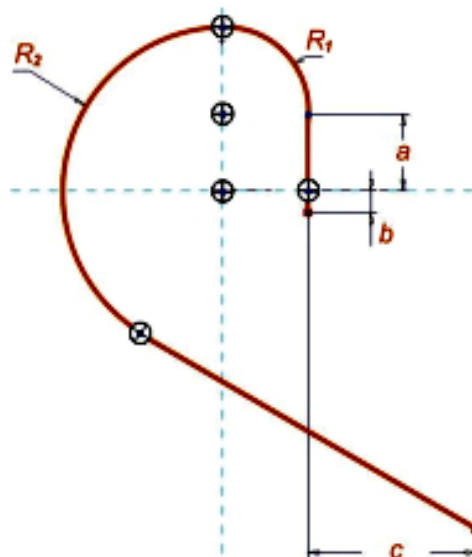


Рисунок 1.23 – Схема пружної стійки дискового знаряддя

В якості цільової функції F авторами обрано рівень мінімізації максимальних еквівалентних напружень

$$F(R_1, R_2) = \max \sigma_n(R_1, R_2) \Rightarrow \min \quad (1.25)$$

при обмеженні на величину радіусів

$$R_1 \geq R_{1\min}, \quad R_1 \leq R_{1\max}; \quad (1.26)$$

$$R_2 \geq R_{2\min}, \quad R_2 \leq R_{2\max},$$

де σ – величина максимальних еквівалентних напружень;

R_1, R_2 – варійовані параметри (радіуси кривизни утворюваної стійки);

$R_{1\min}, R_{1\max}, R_{2\min}, R_{2\max}$ – граничні значення варійованих параметрів.

Задача оптимізації зводилася до задач безумовної мінімізації з використання штрафної функції. Задачі (1.25), (1.26) представлені у такому виді

$$F^*(R_1, q_1, q_2) = \max P_n(R_1) + r \sum_{i=1}^2 q_i^2 \Rightarrow \min, \quad (1.27)$$

або

$$F^*(R_1, R_2, q_1, q_2, q_3, q_4) = \max P_n + r \sum_{i=1}^4 q_i^2 \Rightarrow \min, \quad (1.28)$$

де

$$q_i = \begin{cases} q_i, & q_i < 0, \\ 0, & q_i \geq 0, \end{cases} \quad (1.29)$$

r – штрафний множник, а обмеження нерівності (1.26) мають вигляд:

$$\begin{aligned} q_1 = R_1 - R_{1\min} \geq 0, & \quad q_2 = R_{1\max} - R_1 \geq 0, \\ q_3 = R_2 - R_{2\min} \geq 0, & \quad q_4 = R_{2\max} - R_2 \geq 0. \end{aligned} \quad (1.30)$$

а задача оптимізації зводиться до задачі безумовної мінімізації функцій (1.29), (1.30).

Для розрахункової схеми в тривимірній постановці вирішена задача визначення НДС з врахуванням граничних умов в зоні кріплення стійки до рами. Одержані результати розрахунків (табл. 1.1) вказують на те, що обґрунтовані геометричні параметри пружної стійки зумовлюють зменшення на 35% максимальних еквівалентних напружень.

Таблиця 1.1 – Результати розрахунків геометричних параметрів пружної стійки

Параметри	Вихідні значення	Оптимальні значення
R_1	80 мм	95 мм
R_2	150 мм	185 мм
σ	700 МПа	450 МПа

При цьому авторами не наведено експериментальне підтвердження отриманих результатів ефективності застосування пружних стійок на дискових ґрунтообробних знаряддях, зокрема, вплив на якісні та енергетичні показники роботи.

Виконаний аналіз відомих досліджень взаємодії дискових робочих органів свідчить про відсутність достатньо адекватних моделей зв'язку параметрів та режимів їх роботи, що стримує створення нових ефективних технічних засобів для конкретних умов обробітку ґрунту. Це спонукає до

проведення подальших досліджень в напрямку підвищення якості роботи дискових знарядь та зменшення витрат на виконання технологічного процесу дискування ґрунту.

1.6 Висновки з розділу. Мета і задачі досліджень

На підставі проведеного аналізу можна зробити наступні висновки:

1. Дискування є однією з основних операцій забезпечення утворення оптимального структурно-агрегатного складу ґрунту та подрібнення рослинних решток у сучасних технологіях виробництва сільськогосподарських культур.

2. Одним із способів підвищення ефективності функціонування дискових робочих органів є застосування пружних стійок кріплення їх до рами дискаторів, що зумовлює коливний рух робочих органів в ґрунтовому середовищі при виконанні технологічного процесу.

3. Суттєвий вплив на якість виконання і енергоємність процесу поверхневого обробітку ґрунту має стійкість руху дискових робочих органів по глибині, що зумовлюється конструктивно-технологічними параметрами дискового знаряддя.

4. Аналіз результатів відомих досліджень процесів дискування ґрунту, відповідних способів і конструкцій також встановлено, що для забезпечення ефективності взаємодії з ґрунтом та якісного виконання процесу при мінімальних енерговитратах дискові робочі органи на пружних стійках повинні забезпечувати рівномірність обробітку по глибині.

5. Для визначення раціональних конструктивно-технологічних параметрів дискатора необхідно виконати теоретичні та експериментальні дослідження, які б дозволили розраховувати та керувати показниками процесу поверхневого обробітку ґрунту.

Мета роботи – підвищення ефективності функціонування дискових робочих органів шляхом обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів дискатора з пружними стійками із різними коефіцієнтами жорсткості.

Як **гіпотезу** приймаємо припущення про те, що підвищення якості обробітку ґрунту і стійкості руху дискових робочих органів може бути досягнуто за рахунок раціонального розташування дискових робочих органів на пружних стійках із різними коефіцієнтами жорсткості на рамі знаряддя, що чинять руйнування ґрунту за умови зменшення енергоємності процесу.

Для досягнення поставленої мети необхідно рішення наступних **завдань** дослідження:

– провести аналіз способів поверхневого обробітку ґрунту та наявних технічних засобів для його здійснення із врахуванням особливостей їх роботи;

– провести аналіз процесу взаємодії дискового робочого органу з грантовим середовищем і доповнити відповідні відомі механіко-математичні моделі;

– аналітично оптимізувати взаємне розташування дискових робочих органів на пружних стійках за умови забезпечення стійкості руху дискатора;

– експериментально дослідити в лабораторних умовах процес взаємодії сферичного диска і пружної стійки на ґрунтове середовище;

– розробити методику і провести багатофакторний експеримент із визначення впливу розташування дискових робочих органів на пружних стійках із різними коефіцієнтами жорсткості на коефіцієнт розпушення ґрунту та енергетичний показник дискатора;

– провести випробування і визначити економічну ефективність експериментального зразка дискатора з пружними стійками та впровадити результати досліджень у виробництво.

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

РОЗДІЛ 2

ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ВЗАЄМОДІЇ ДИСКАТОРА З ГРУНТОВИМ СЕРЕДОВИЩЕМ

2.5 Фізико-математична модель взаємодії робочого органа дискатора з ґрунтовим середовищем

Процесу взаємодії дискових робочих органів з ґрунтом присвячено багато робіт. Найбільш цінними з них є роботи Шевченка І. А. [63], Кушнар'ова А. С. [56], Сохти К. А., Трубіліна Є. І., Коновалова В. І. [31], Гуцола О. П., Ковбаси В. П. [65], Бакума М. В., Ящука Д. А. [155]. Кожна з представлених робіт цікава своїм підходом до вирішення науко-технічної задачі взаємодії дискового робочого органу з ґрунтовим середовищем. Так в дослідженнях Шевченка І. А. отримано рівняння руху матеріальної частинки по увігнутій сферичній поверхні дискового робочого органу. В роботах Бакума М. В. і Ящука Д. А. розглянуто задачу нарисної геометрії визначення висоти гребенів над дном борозни при обробці ґрунту луцильником. А в монографії Гуцола О. П. і Ковбаси В. П. представлені фізичні рівняння зв'язку напружень зі швидкостями деформацій для ґрунтового середовища при дії на нього дискового робочого органу. Кожна з представлених моделей використовується окремо одна від одної, що призводить лише до однобічного розгляду поставленої науково-технічної задачі. Тому для їх доповнення і узагальнення запропоновано виконати наступні задачі:

1. Дослідити рух частинки ґрунту по увігнутій сферичній поверхні робочого органу дискатора та визначити лінію контакту ґрунтового середовища із нею.

2. Визначити площу контакту ґрунтового середовища із поверхнею робочого органу дискатора.

3. Враховуючи напруження, що виникають в ґрунтовому середовищі при дії на нього дискового робочого органу, визначити складові відповідної сили опору.

Нехай P – частинка ґрунту масою m_p , що здійснює рух по поверхні дискового робочого органу, який представляється двовимірною сферою радіусом R з центром в точці O , що обмежена колом діаметром d з центром в точці O' (рис. 2.1). Дисковий робочий орган виконує поступовий рух вздовж вісі $O'X$ зі швидкістю V і обертовий – вздовж вісі $O'O$ з кутовою швидкістю ω . Площина дискового робочого органу знаходиться під кутом до напрямку його руху $O'X$ (кут атаки α) і під кутом до вертикальної осі $O'Z$ (кут нахилу γ). Кут між віссю $O'O$ складає з віссю Oz кут $(90^\circ - \gamma)$. Глибина обробітку ґрунту складає h , яка визначається від нижньої точки D дискового робочого органу до горизонтальної поверхні ґрунту ACX .

Під час взаємодії поверхні робочого органу дискатора із ґрунтовим середовищем виникає лінія їх контакту AB (рис. 2.1), на якій спостерігається положення рівноваги частинок ґрунту. Лінія AC характеризує горизонтальну площину перетину поверхні робочого органу дискатора із горизонтальною поверхнею ґрунтового середовища. Зміщення ґрунту від лінії AC до лінії AB відбувається під дією сили підпору шару ґрунту, що напливає на дисковий робочий орган, і відцентровою силою та силою Коріоліса, що виникають в результаті його обертання. При цьому контакт ґрунтового середовища із поверхнею робочого органу дискатора відбувається за криволінійною поверхнею $ABCD$.

Радіус R сфери можна визначити за формулою [155]:

$$R = \frac{d}{2 \sin \zeta}, \quad (2.1)$$

де ζ – половина кута при вершині сектора дискового робочого органу, $^\circ$:

Модуль вектора кутової швидкості частинки, що знаходиться на диску, згідно досліджень [27] визначається залежністю

$$\omega = \frac{2V}{\mu d \cos \alpha \cos \gamma}, \quad (2.2)$$

де μ – коефіцієнт ковзання диску при його обертанні.

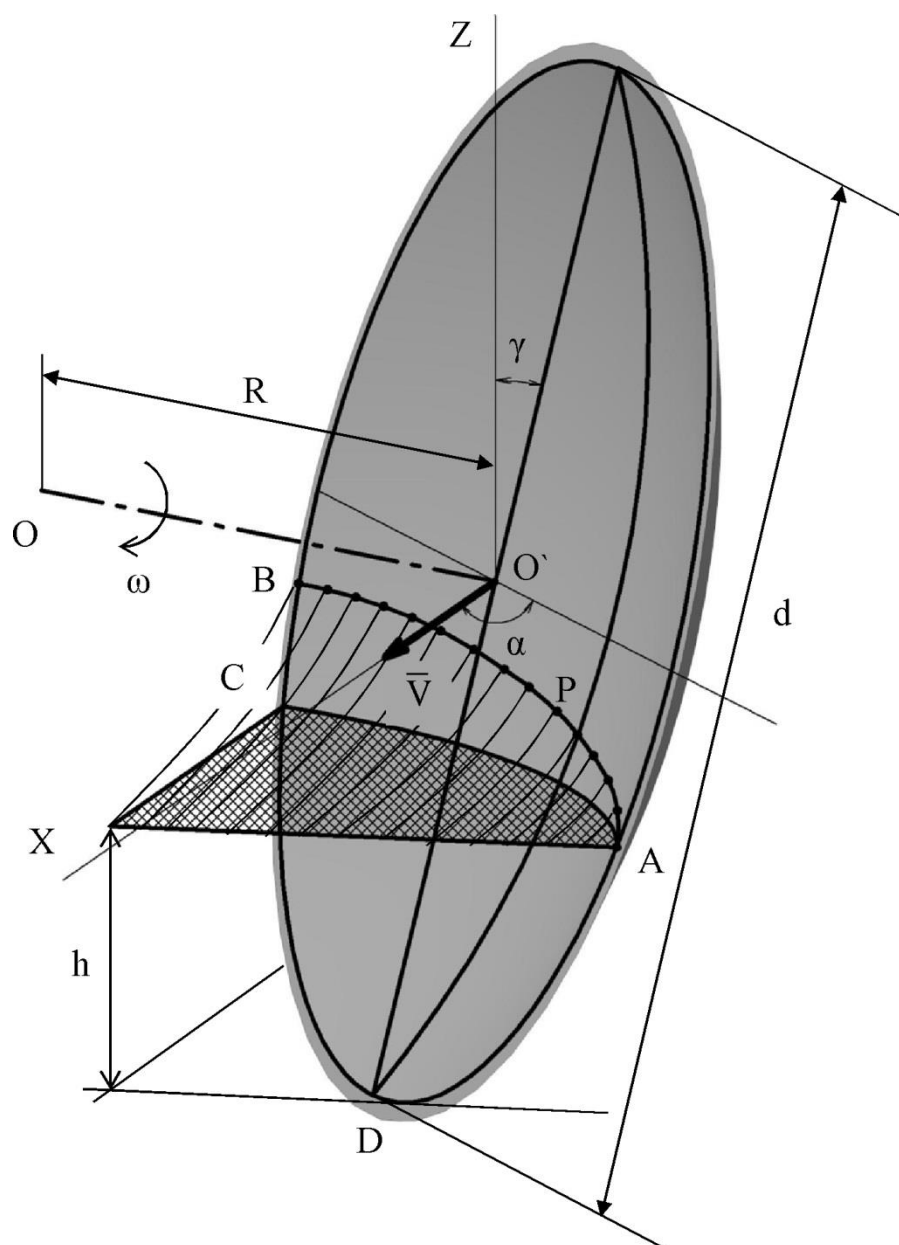


Рисунок 2.1 – Розрахункова схема робочого органу дискатора

Розглянемо процес переміщення частинки ґрунту Р масою m_p по поверхні робочого органу дискатора. Для цього введемо абсолютну систему координат $Oxyz$, в якій площина Oxy є горизонтальною, а третя вісь Oz спрямована вертикально вгору (рис. 2.2).

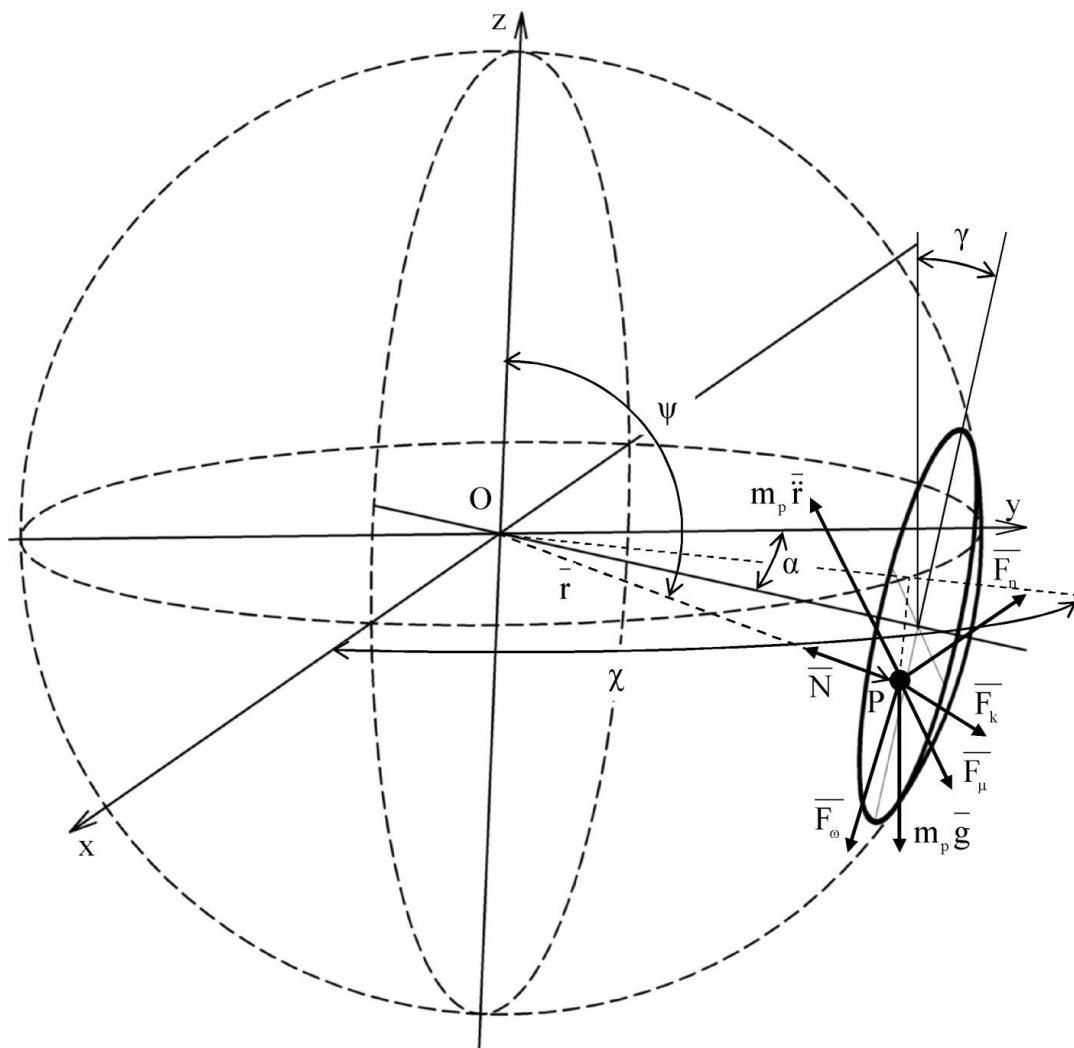


Рисунок 2.2 – Схема сил, що діють на частинку ґрунту в точці P на сфері, що задається сферичними координатами (ψ, χ)

Відстань від початку координат до частинки ґрунту будемо задавати радіус-вектором \vec{r} . На частинку ґрунту масою m_p діють:

- сила інерції $m_p \vec{\ddot{r}}$;
- сила тяжіння $m_p \vec{g}$;
- сила Коріоліса $\vec{F}_k = -2m_p [\vec{\omega}, \vec{\dot{r}}]$;
- сила реакції поверхні диску \vec{N} ;
- сила тертя ковзання $\vec{F}_\mu = \mu |\vec{N}| \frac{\vec{\dot{r}}}{|\vec{\dot{r}}|}$;

– відцентрова сила $\overline{F}_\omega = m_p \omega^2 \cdot \overline{r}$;

– сила підпору шару ґрунту [49] $\overline{F}_n = m_p \frac{q}{\rho} \left(1 - \frac{\dot{\overline{r}}}{V} \right)$, де q – коефіцієнт

об'ємного стиску ґрунту, Н/м³; ρ – об'ємна вага ґрунту, кг/м³.

Будемо встановлювати положення точки на сфері за допомогою сферичних кутів ψ і χ : $\psi_{\min} \leq \psi \leq \psi_{\max}$, $\chi_{\min} \leq \chi \leq \chi_{\max}$ (рис. 2.2), де

$$\psi_{\min} = \frac{\pi}{2} + \gamma - \zeta = \frac{\pi}{2} + \gamma - \arcsin \frac{d}{2R}, \quad (2.3)$$

$$\psi_{\max} = \frac{\pi}{2} + \gamma + \zeta = \frac{\pi}{2} + \gamma + \arcsin \frac{d}{2R}, \quad (2.4)$$

$$\chi_{\min} = \frac{\pi}{2} + \alpha - \zeta = \frac{\pi}{2} + \alpha - \arcsin \frac{d}{2R}, \quad (2.5)$$

$$\chi_{\max} = \frac{\pi}{2} + \alpha + \zeta = \frac{\pi}{2} + \alpha + \arcsin \frac{d}{2R}. \quad (2.6)$$

Абсолютна швидкість $\overline{v} = \dot{\overline{r}}$ частинки ґрунту P у сферичних координатах записується як

$$\overline{v} = v_\psi \overline{e}_\psi + v_\chi \overline{e}_\chi, \quad (2.7)$$

де $v_\psi = R\dot{\psi}$, $v_\chi = R \sin \psi \dot{\chi}$ – проекції швидкості частинки ґрунту P у сферичних координатах, м/с;

\overline{e}_ψ , \overline{e}_χ – одиничні вектори сферичних координат.

Швидкість частинки ґрунту P відносно диска, що обертається, набуває вигляду

$$\overline{v}' = v'_\psi \overline{e}_\psi + v'_\chi \overline{e}_\chi, \quad (2.8)$$

де $v'_\psi = R\dot{\psi} + R\omega \sin\left(\frac{\pi}{2} - \gamma\right) \sin \chi = R\dot{\psi} + R\omega \cos \gamma \sin \chi$,

$v'_\chi = R \sin \psi \dot{\chi} + R\omega \sin\left(\frac{\pi}{2} - \gamma\right) \cos \psi \cos \chi - R\omega \cos\left(\frac{\pi}{2} - \gamma\right) \sin \psi =$
 $= R \sin \psi \dot{\chi} + R\omega \cos \gamma \cos \psi \cos \chi - R\omega \sin \gamma \sin \psi.$

У координатах (ψ, χ) рівняння ковзання частинки ґрунту Р по сфері залишимо у вигляді:

$$\left\{ \begin{array}{l} m_p R(-\sin^2 \psi \ddot{\chi} - \dot{\psi}^2) = -m_p g \cos \psi + N, \\ m_p R(\ddot{\psi} - \sin \psi \cos \psi \dot{\chi}^2) = m_p g \sin \psi + m_p \frac{q}{\rho} \left(1 - \frac{R\dot{\psi} + R\omega \cos \gamma \sin \chi}{V} \right) - \\ - \mu N (R\dot{\psi} + R\omega \cos \gamma \sin \chi) \div \\ \div \sqrt{(R\dot{\psi} + R\omega \cos \gamma \sin \chi)^2 + (R \sin \psi \dot{\chi} - R\omega \sin \gamma \sin \psi + R\omega \cos \gamma \cos \psi \sin \chi)^2}, \\ m_p R(\sin \psi \ddot{\chi} + 2\dot{\chi} \dot{\psi} \cos \psi) = \\ = m_p \frac{q}{\rho} \left(1 - \frac{R \sin \psi \dot{\chi} - R\omega \sin \gamma \sin \psi + R\omega \cos \gamma \cos \psi \sin \chi}{V} \right) - \\ - \mu N (R \sin \psi \dot{\chi} - R\omega \sin \gamma \sin \psi + R\omega \cos \gamma \cos \psi \sin \chi) \div \\ \div \sqrt{(R\dot{\psi} + R\omega \cos \gamma \sin \chi)^2 + (R \sin \psi \dot{\chi} - R\omega \sin \gamma \sin \psi + R\omega \cos \gamma \cos \psi \sin \chi)^2}. \end{array} \right. \quad (2.9)$$

Перше рівняння системи (2.9), що виражає проекцію рівнянь Ньютона на нормаль до поверхні сфери, дозволить знайти нормальну реакцію N. Друге і третє рівняння системи (2.9) задають рух в проекції на осі з одиничними векторами $\overline{e_\psi}$, $\overline{e_\chi}$.

Для визначення положення рівноваги частинки ґрунту щодо абсолютного простору покладемо для цього $\dot{\psi} = 0$ і $\dot{\chi} = 0$:

$$\left\{ \begin{array}{l} 0 = -m_p g \cos \psi + N, \\ 0 = m_p g \sin \psi + m_p \frac{q}{\rho} \left(1 - \frac{R\omega \cos \gamma \sin \chi}{V} \right) - \\ - \frac{\mu N R \omega \cos \gamma \sin \chi}{\sqrt{(R\omega \cos \gamma \sin \chi)^2 + (-R\omega \sin \gamma \sin \psi + R\omega \cos \gamma \cos \psi \sin \chi)^2}}, \\ 0 = m_p \frac{q}{\rho} \left(1 - \frac{-R\omega \sin \gamma \sin \psi + R\omega \cos \gamma \cos \psi \sin \chi}{V} \right) - \\ - \frac{\mu N (-R\omega \sin \gamma \sin \psi + R\omega \cos \gamma \cos \psi \sin \chi)}{\sqrt{(R\omega \cos \gamma \sin \chi)^2 + (-R\omega \sin \gamma \sin \psi + R\omega \cos \gamma \cos \psi \sin \chi)^2}}. \end{array} \right. \quad (2.10)$$

Виражаючи з першого рівняння системи N і підставляючи в друге і третє отримуємо

$$\left\{ \begin{array}{l} N = m_p g \cos \psi, \\ 0 = m_p g \sin \psi + m_p \frac{q}{\rho} \left(1 - \frac{R \omega \cos \gamma \sin \chi}{V} \right) - \\ \quad \frac{\mu m_p g \cos \psi R \omega \cos \gamma \sin \chi}{\sqrt{(R \omega \cos \gamma \sin \chi)^2 + (-R \omega \sin \gamma \sin \psi + R \omega \cos \gamma \cos \psi \sin \chi)^2}}, \\ 0 = m_p \frac{q}{\rho} \left(1 - \frac{-R \omega \sin \gamma \sin \psi + R \omega \cos \gamma \cos \psi \sin \chi}{V} \right) - \\ \quad \frac{\mu m_p g \cos \psi (-R \omega \sin \gamma \sin \psi + R \omega \cos \gamma \cos \psi \sin \chi)}{\sqrt{(R \omega \cos \gamma \sin \chi)^2 + (-R \omega \sin \gamma \sin \psi + R \omega \cos \gamma \cos \psi \sin \chi)^2}}. \end{array} \right. \quad (2.11)$$

Перетворивши рівняння (2.11) і підставивши (2.2) маємо

$$\left\{ \begin{array}{l} \sin \psi + \frac{q}{\rho g} \left(1 - \frac{\sin \chi}{\mu \cos \alpha \sin \zeta} \right) = \\ \quad \frac{\mu \cos \psi \cos \gamma \sin \chi}{\sqrt{(\cos \gamma \sin \chi)^2 + (\cos \gamma \cos \psi \sin \chi - \sin \gamma \sin \psi)^2}}, \\ \frac{q}{\rho g} \left(1 - \frac{\cos \gamma \cos \psi \sin \chi - \sin \gamma \sin \psi}{\mu \cos \alpha \cos \gamma \sin \zeta} \right) = \\ \quad \frac{\mu \cos \psi (\cos \gamma \cos \psi \sin \chi - \sin \gamma \sin \psi)}{\sqrt{(\cos \gamma \sin \chi)^2 + (\cos \gamma \cos \psi \sin \chi - \sin \gamma \sin \psi)^2}}. \end{array} \right. \quad (2.12)$$

Систему рівнянь (2.11) відносно ψ і χ будемо вирішувати в програмному пакеті Mathematica (Додаток А). Приймаючи $g = 9,8 \text{ м/с}^2$, $q = 1,3 \cdot 10^3 \text{ Н/м}^3$ [65]; $\rho = 1340 \text{ кг/м}^3$; $\alpha = 15^\circ$; $\gamma = 10^\circ$; $d = 0,4 \text{ м}$; $R = 0,66 \text{ м}$; $h = 0,1 \text{ м}$ отримуємо графічну інтерпретацію дискового робочого органу і лінії контакту з ґрунтовим середовищем (рис. 3). При цьому рівняння лінії контакту можна представити, як в параметричному так і в звичайному вигляді:

$$\left\{ \begin{array}{l} x(t) = -0,320752 + 0,000978761 t + 8,63534 \cdot 10^{-6} t^2 - 2,2426 \cdot 10^{-8} t^3, \\ y(t) = 0,542725 + 0,000708602 t + 1,12761 \cdot 10^{-6} t^2 - 1,46553 \cdot 10^{-8} t^3, \\ z(t) = -0,179942 - 0,00023068 t + 2,1464 \cdot 10^{-6} t^2 - 1,19451 \cdot 10^{-8} t^3; \end{array} \right. \quad (2.13)$$

$$z(x, y) = 0,719908 + 1,45223 x + 2,57464 x^2 - 5,72681 y - 2,29588 x y + 6,77665 y^2. \quad (2.14)$$

Статистична обробка рівняння (2.13) приведена в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 – Статистична обробка рівняння (2.13)

Коефіцієнт	Значення	Стандартна похибка	Коефіцієнт Стьюдента	P-значення
a ₀₀	0,719908	0,120543	5,97222	1,14766·10 ⁻⁸
a ₁₀	1,45223	0,094488	15,3694	4,64448·10 ⁻³⁵
a ₂₀	-5,72681	0,403213	-14,203	1,39588·10 ⁻³¹
a ₁₂	-2,29588	0,147059	-15,612	8,85312·10 ⁻³⁶
a ₁₁	2,57464	0,0407289	63,2139	1,30433·10 ⁻¹²⁸
a ₂₂	6,77665	0,336936	20,1125	9,6213·10 ⁻⁴⁹

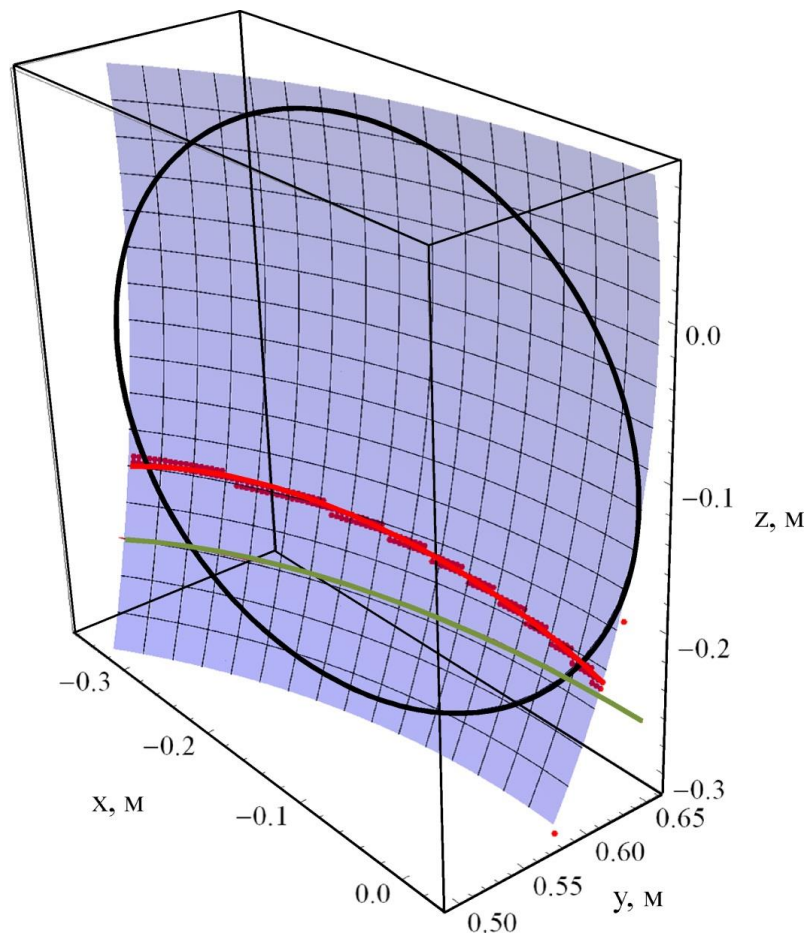


Рисунок 2.3 – Графічна інтерпретація дискового робочого органу і лінії контакту з ґрунтовим середовищем

Для знаходження площі контакту ґрунтового середовища і робочого органу дискатора скористаємося формулою [156]:

$$S = \iint_{ABCD} \sqrt{1 + \left(\frac{\partial z}{\partial x}\right)^2 + \left(\frac{\partial z}{\partial y}\right)^2} dx dy, \quad (2.15)$$

де ABCD – фігура що обмежена лініями: рівнянням (2.13) і колом діаметром d із центром в точці:

$$\begin{aligned} x_c &= R \sin\left(\frac{\Psi_{\max} + \Psi_{\min}}{2}\right) \cos\left(\frac{\chi_{\max} + \chi_{\min}}{2}\right), \\ y_c &= R \sin\left(\frac{\Psi_{\max} + \Psi_{\min}}{2}\right) \sin\left(\frac{\chi_{\max} + \chi_{\min}}{2}\right), \\ z_c &= R \cos\left(\frac{\Psi_{\max} + \Psi_{\min}}{2}\right). \end{aligned} \quad (2.16)$$

Тоді рівняння нижньої частини зазначеного кола має вигляд:

$$\begin{aligned} z = & -\sqrt{\frac{d^2}{4} - \left(x - R \sin\left(\frac{\Psi_{\max} + \Psi_{\min}}{2}\right) \cos\left(\frac{\chi_{\max} + \chi_{\min}}{2}\right)\right)^2} + \\ & + \sqrt{\left(x - R \sin\left(\frac{\Psi_{\max} + \Psi_{\min}}{2}\right) \sin\left(\frac{\chi_{\max} + \chi_{\min}}{2}\right)\right)^2} + R \cos\left(\frac{\Psi_{\max} + \Psi_{\min}}{2}\right). \end{aligned} \quad (2.17)$$

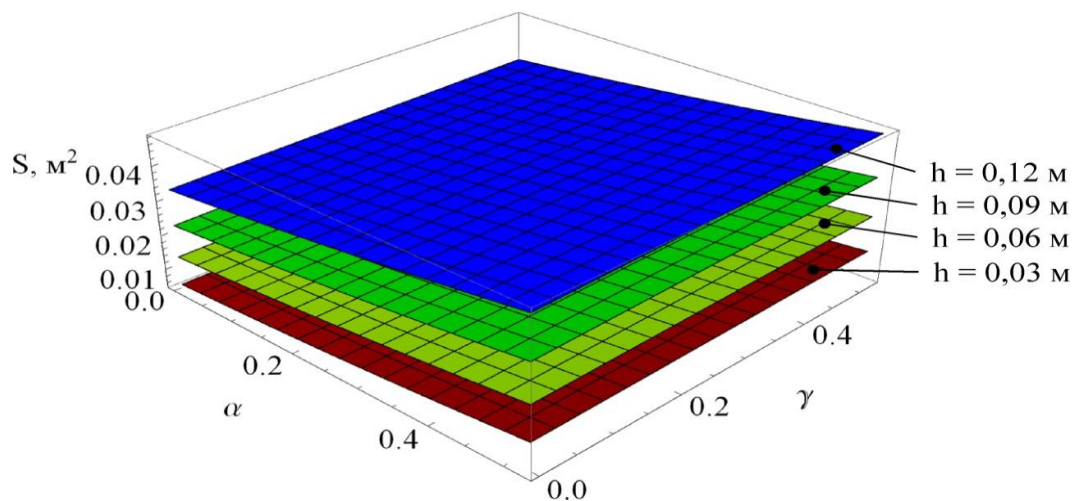
З використанням розробленої програми в програмному пакеті Mathematica (Додаток А) було проведено варіювання глибини обробітку ґрунту h від 0,03 м до 0,12 м, кута атаки α і кута нахилу γ робочого органу дискатора в діапазоні від 0° (0 рад) до 30° ($\pi/6$ рад) і визначені значення площі контакту S . Апроксимуючі отримані дані отримано рівняння регресії другого порядку для двох факторів (рис. 2.4):

$$\begin{aligned} S(h, \alpha, \gamma) = & -0,00185791 + 0,224608h + 0,572986h^2 + 0,00433771\beta + \\ & + 0,108132h\alpha + 0,0111632\alpha^2 + 0,00143915\gamma + 0,0182h\gamma + \\ & + 0,00197823\alpha\gamma - 0,000297924\gamma^2. \end{aligned} \quad (2.18)$$

Статистична обробка рівняння (2.17) приведена в таблиці 2.2.

Таблиця 2.2 – Статистична обробка рівняння (2.17)

Коефіцієнт	Значення	Стандартна похибка	Коефіцієнт Стьюдента	P-значення
a ₀₀	- 0,00185791	0,000166343	- 11,1691	1,10204 · 10 ⁻¹⁸
a ₁₀	0,224608	0,00268961	83,5094	4,57602 · 10 ⁻⁸⁷
a ₂₀	0,00433771	0,000684907	6,33328	9,24664 · 10 ⁻⁹
a ₃₀	0,00143915	0,000684907	2,10124	0,0384153
a ₁₂	0,108132	0,00339325	31,8668	8,3658 · 10 ⁻⁵¹
a ₁₃	0,0182	0,00339325	5,36361	6,26894 · 10 ⁻⁷
a ₂₃	0,00197823	0,000922209	2,1451	0,0346382
a ₁₁	0,572986	0,0156067	36,7141	6,02784 · 10 ⁻⁵⁶
a ₂₂	0,0111632	0,00110225	10,1276	1,55186 · 10 ⁻¹⁶
a ₃₃	- 0,000297924	0,00110225	- 0,270287	0,787558



Рисунк 2.4 – Залежність площі контакту ґрунтового середовища і робочого органу дискатора від його кутів атаки α і нахилу γ та глибини обробітку ґрунту h

Для визначення сили опору ґрунтового середовища при дії на нього дискового робочого органу використаємо результати досліджень Гуцола О. П. і Ковбаси В. П. [65], а саме аналітичні залежності компонентів нормальних напружень для пружно-в'язко-пластичного ґрунтового середовища:

$$\sigma_x = \frac{2}{9} \mu \left(3e^{\frac{2K_2(1+\nu)}{3(-1+2\nu)}} (2\dot{\varepsilon}_x - \dot{\varepsilon}_y - \dot{\varepsilon}_z) - \frac{e^{K_2(1+\nu)} (\dot{\varepsilon}_x + \dot{\varepsilon}_y + \dot{\varepsilon}_z)}{-1+2\nu} \right) \quad (2.19)$$

$$\sigma_y = \frac{2}{9} \mu \left(3e^{\frac{2K_2(1+\nu)}{3(-1+2\nu)}} (2\dot{\varepsilon}_y - \dot{\varepsilon}_x - \dot{\varepsilon}_z) - \frac{e^{K_2(1+\nu)}(\dot{\varepsilon}_x + \dot{\varepsilon}_y + \dot{\varepsilon}_z)}{-1+2\nu} \right) \quad (2.20)$$

$$\sigma_z = \frac{2}{9} \mu \left(3e^{\frac{2K_2(1+\nu)}{3(-1+2\nu)}} (2\dot{\varepsilon}_z - \dot{\varepsilon}_y - \dot{\varepsilon}_x) - \frac{e^{K_2(1+\nu)}(\dot{\varepsilon}_x + \dot{\varepsilon}_y + \dot{\varepsilon}_z)}{-1+2\nu} \right) \quad (2.21)$$

$$K_2 = - \frac{27L(-1+2\nu) \left(\tau_0 \cos \kappa + \frac{2e^{K_1} \mu (1+\nu) (\dot{\varepsilon}_x + \dot{\varepsilon}_y + \dot{\varepsilon}_z) \sin \kappa}{9-18\nu} \right)}{4\sqrt{2}\mu(1+\nu) \sqrt{\frac{E(-1+\nu)}{(-1+\nu+2\nu^2)\rho}} (-3+\sin \kappa)} \quad (2.22)$$

$$K_1 = - \frac{EL}{\mu(1+\nu) \sqrt{\frac{E(-1+\nu)}{(-1+\nu+2\nu^2)\rho}}} \quad (2.23)$$

де $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$ – компоненти напружень, Па;

$\dot{\varepsilon}_x, \dot{\varepsilon}_y, \dot{\varepsilon}_z$ – компоненти швидкостей відносних деформацій, 1/с;

ν – коефіцієнт Пуассона;

E – модуль пружності лінійних деформацій, Па;

μ – коефіцієнт в'язкості зсувних деформацій, Па·с;

κ – коефіцієнт внутрішнього тертя ґрунту;

τ_0 – напруження початкового зсуву ґрунту, Па;

L – відстань, на якій затухає хвиля напружень у ґрунті, м;

ρ – щільність ґрунту, кг/м³.

Проекцію сили опору на вісі Ox, Oy, Oz можна визначити за формулами:

$$F_x = \iint_{ABCD} \sigma_x dydz \quad (2.24)$$

$$F_y = \iint_{ABCD} \sigma_y dx dz \quad (2.25)$$

$$F_z = \iint_{ABCD} \sigma_z dx dy \quad (2.26)$$

де $ABCD$ – фігура, що обмежена лініями: рівнянням (13) і (16)

Для переводу декартових координат у сферичні використовується наступні залежності [156]:

$$\begin{aligned}x &= R \sin \psi \cos \chi, \\y &= R \sin \psi \sin \chi, \\z &= R \cos \psi.\end{aligned}\tag{2.27}$$

Для похідних за часом і диференціалів отримуємо:

$$\begin{aligned}\dot{x} &= R \dot{\psi} \cos \psi \cos \chi - R \dot{\chi} \sin \psi \sin \chi, \\ \dot{y} &= R \dot{\psi} \cos \psi \sin \chi + R \dot{\chi} \sin \psi \cos \chi, \\ \dot{z} &= -R \dot{\psi} \sin \psi.\end{aligned}\tag{2.28}$$

$$\begin{aligned}dx &= R \cos \psi \cos \chi d\psi - R \sin \psi \sin \chi d\chi, \\ dy &= R \cos \psi \sin \chi d\psi + R \sin \psi \cos \chi d\chi, \\ dz &= -R \sin \psi d\psi.\end{aligned}\tag{2.29}$$

Враховуючи, що $\dot{\varepsilon}_x = \frac{\dot{x}}{L}$, $\dot{\varepsilon}_y = \frac{\dot{y}}{L}$, $\dot{\varepsilon}_z = \frac{\dot{z}}{L}$ отримуємо:

$$\begin{aligned}2\dot{\varepsilon}_x - \dot{\varepsilon}_y - \dot{\varepsilon}_z &= \frac{1}{L} (2R \dot{\psi} \cos \psi \cos \chi - 2R \dot{\chi} \sin \psi \sin \chi - \\ &- R \dot{\psi} \cos \psi \sin \chi - R \dot{\chi} \sin \psi \cos \chi + R \dot{\psi} \sin \psi), \\ 2\dot{\varepsilon}_y - \dot{\varepsilon}_x - \dot{\varepsilon}_z &= \frac{1}{L} (2R \dot{\psi} \cos \psi \sin \chi + 2R \dot{\chi} \sin \psi \cos \chi - \\ &- R \dot{\psi} \cos \psi \cos \chi + R \dot{\chi} \sin \psi \sin \chi + R \dot{\psi} \sin \psi), \\ 2\dot{\varepsilon}_z - \dot{\varepsilon}_y - \dot{\varepsilon}_x &= \frac{1}{L} (2R \dot{\psi} \sin \psi - R \dot{\psi} \cos \psi \cos \chi + R \dot{\chi} \sin \psi \sin \chi - \\ &- R \dot{\psi} \cos \psi \sin \chi + R \dot{\chi} \sin \psi \cos \chi), \\ \dot{\varepsilon}_x + \dot{\varepsilon}_y + \dot{\varepsilon}_z &= \frac{1}{L} (R \dot{\psi} \cos \psi \cos \chi - R \dot{\chi} \sin \psi \sin \chi + \\ &+ R \dot{\psi} \cos \psi \sin \chi + R \dot{\chi} \sin \psi \cos \chi - R \dot{\psi} \sin \psi).\end{aligned}\tag{2.30}$$

Підставляючи (2.28) і (2.29) в (2.23)–(2.25) отримуємо проєкції сили опору на вісі Ox , Oy , Oz . Однак представлені інтеграли важко вирішувати аналітичним способом. Тому скористаємося програмним пакетом Mathematica (Додаток А) і визначимо залежності проєкцій сили опору від кутів атаки α і нахилу γ робочого органу дискатора в діапазоні від (0 рад) до 30° ($\pi/6$ рад), швидкості його переміщення V (1–4 м/с) та глибини обробітку ґрунту h (0,03–0,12 м). Апроксимуючі отримані дані отримано рівняння регресії для трьох проєкцій сили опору:

$$\begin{aligned}
 F_x = & 5627,99 V (-0,00324251 + h^2 + 0,0194825 \alpha^2 + \alpha (0,00757036 + \\
 & + 0,00345249 \gamma) + h (0,391995 + 0,188717 \alpha + 0,0317635 \gamma) + \\
 & + 0,00251167 \gamma - 0,00051995 \gamma^2) (\cos \alpha + \\
 & + \sin \alpha (0,307692 \cos \gamma + 0,307692 \sin \gamma)),
 \end{aligned}
 \tag{2.31}$$

$$\begin{aligned}
 F_y = & 1731,69 V (-0,00324251 + h^2 + 0,0194825 \alpha^2 + \alpha (0,00757036 + \\
 & + 0,00345249 \gamma) + h (0,391995 + 0,188717 \alpha + 0,0317635 \gamma) + \\
 & + 0,00251167 \gamma - 0,00051995 \gamma^2) (\cos \alpha + \\
 & + \sin \alpha (3,25 \cos \gamma + \sin \gamma)),
 \end{aligned}
 \tag{2.32}$$

$$\begin{aligned}
 F_z = & 1731,69 V (-0,00324251 + h^2 + 0,0194825 \alpha^2 + \alpha (0,00757036 + \\
 & + 0,00345249 \gamma) + h (0,391995 + 0,188717 \alpha + 0,0317635 \gamma) + \\
 & + 0,00251167 \gamma - 0,00051995 \gamma^2) (\cos \alpha + \\
 & + \sin \alpha (\cos \gamma + 3,25 \sin \gamma)).
 \end{aligned}
 \tag{2.33}$$

Графічна інтерпретація залежностей (2.30)–(2.32) представлена на рис. 2.5–2.6.

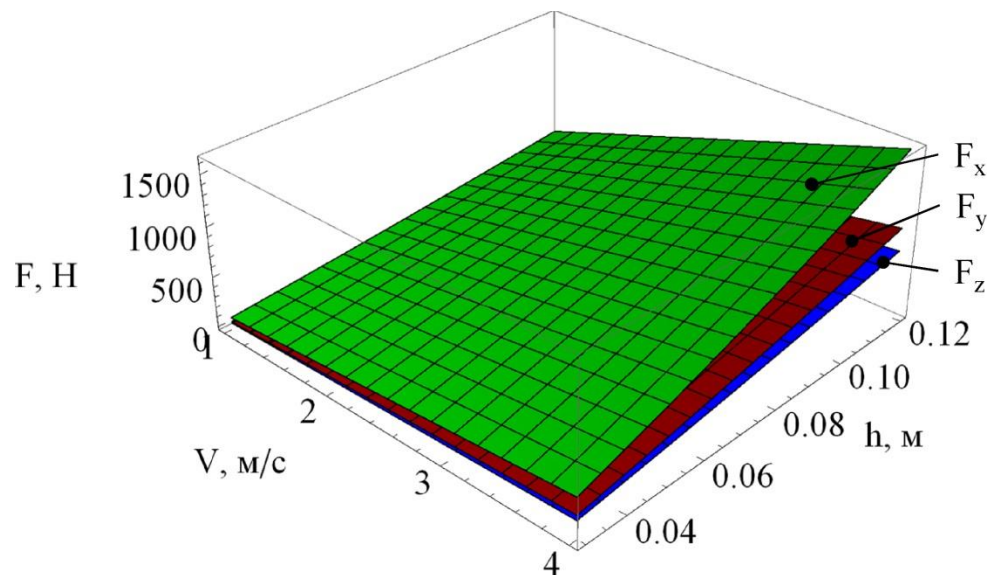


Рисунок 2.5 – Залежності проєкцій сили опору від швидкості переміщення робочого органу дискатора V та глибини обробітку ґрунту h при $\alpha = 15^\circ$, $\gamma = 10^\circ$

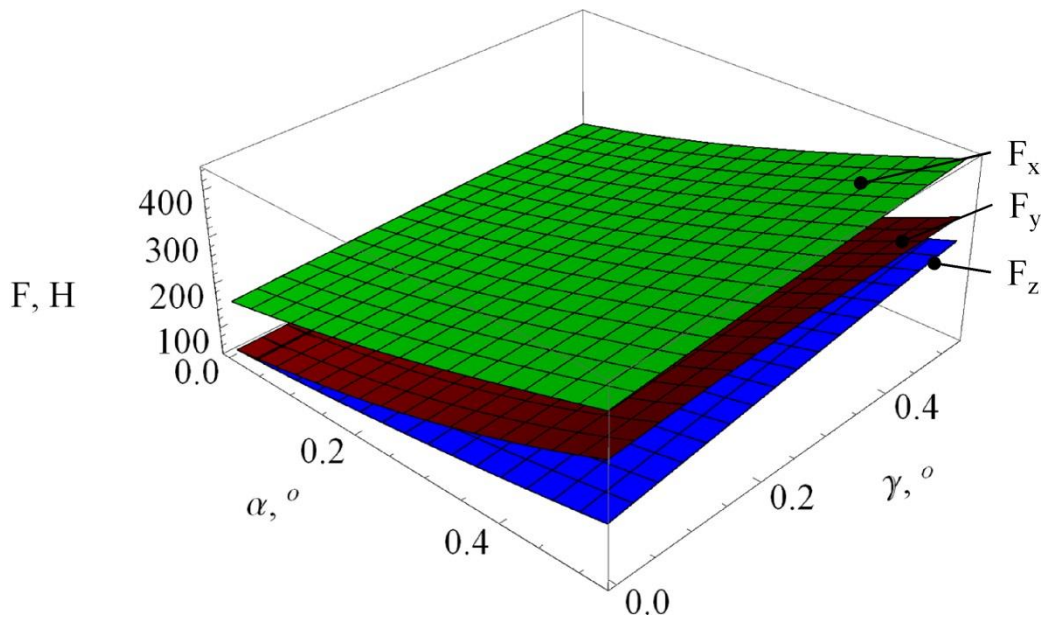


Рисунок 2.6 – Залежності проекцій сили опору від кутів атаки α і нахилу γ робочого органу дискатора при $V = 3$ м/с, $h = 0,03$ м

2.6 Динамічна модель процесу деформації пружної стійки дискатора

Поставлені задачі деформації пружної стійки дискатора будемо розглядати з урахуванням наступних припущень і спрощень:

– пружна стійка є абсолютно пружною, тобто її стан можна описати рівнянням рівноваги, рівняннями закону Гука і залежностями між компонентами тензора деформацій і компонентами вектора переміщення;

– процес деформації відбувається в двох напрямках, тому будемо розглядати плоску систему координат;

– пружна стійка має форму спіралі і може бути описана функцією в полярній системі координат.

Розрахункова схема процесу деформації пружної стійки представлено на рис. 2.7. Центр координат знаходиться в точці О. Функцію, що описує границі пружної стійки запишемо у вигляді:

– в полярній системі координат (r, θ) :

$$\text{границя А'В': } r_1 = f_1(\theta_1), \text{ де } \theta_s \leq \theta_1 \leq \theta_f, \quad (2.34)$$

$$\text{границя АВ: } r_2 = f_2(\theta_2), \text{ де } \theta_s \leq \theta_2 \leq \theta_f, \quad (2.35)$$

$$\text{границя АА': } \theta \approx \theta_s = \text{const}, \quad (2.36)$$

$$\text{границя ВВ': } \theta \approx \theta_f = \text{const}, \quad (2.37)$$

де r – радіальна координата точки в полярній системі координат, м;

θ – кутова координата точки в полярній системі координат, рад;

індекси «1» і «2» відповідають внутрішній і зовнішній границі пружної стійки;

індекси «s» і «f» відповідають початковому і кінцевому кутам границі пружної стійки;

враховуючи, що відстань між границями А'В' і АВ (товщина) пружної стійки значно менше за її інші геометричні розміри, для границі АА' і ВВ' тотожний знак « \approx »;

– в декартовій системі координат (x, z):

$$\text{границя А'В': } \begin{cases} x_1 = r_1 \cos\theta_1 = f_1(\theta_1)\cos\theta_1, \\ z_1 = r_1 \sin\theta_1 = f_1(\theta_1)\sin\theta_1, \\ \theta_s \leq \theta_1 \leq \theta_f, \end{cases} \quad (2.38)$$

$$\text{границя АВ: } \begin{cases} x_2 = r_2 \cos\theta_2 = f_2(\theta_2)\cos\theta_2, \\ z_2 = r_2 \sin\theta_2 = f_2(\theta_2)\sin\theta_2, \\ \theta_s \leq \theta_2 \leq \theta_f, \end{cases} \quad (2.39)$$

$$\text{границя АА': } z = \text{const}, \quad (2.40)$$

$$\text{границя ВВ': } x = \text{const}, \quad (2.41)$$

де x, z – координата точки в декартовій системі координат, м.

Окрім зазначеного опису границь пружної стійки, її можна представити у вигляді еквівалентної фізико-математичної моделі: жорсткий математичний маятник довжиною l , до вантажу якого закріплено дві пружини вздовж осей Ox і Oz із коефіцієнтами жорсткості k_x і k_z відповідно, які відхиляють його на кут φ . Тобто на вантаж математичного маятника діють додатково дві сили

пружності вздовж вісі Ox і Oz : F_{ex} і F_{ez} відповідно, які можна представити за законом Гука для пружини у вигляді [157]:

$$F_{ex} = k_x \Delta x_B, \quad (2.42)$$

$$F_{ez} = k_z \Delta z_B, \quad (2.43)$$

де Δx_B , Δz_B – абсолютні переміщення точки B (або B') в декартовій системі координат в результаті деформації пружної стійки, м.

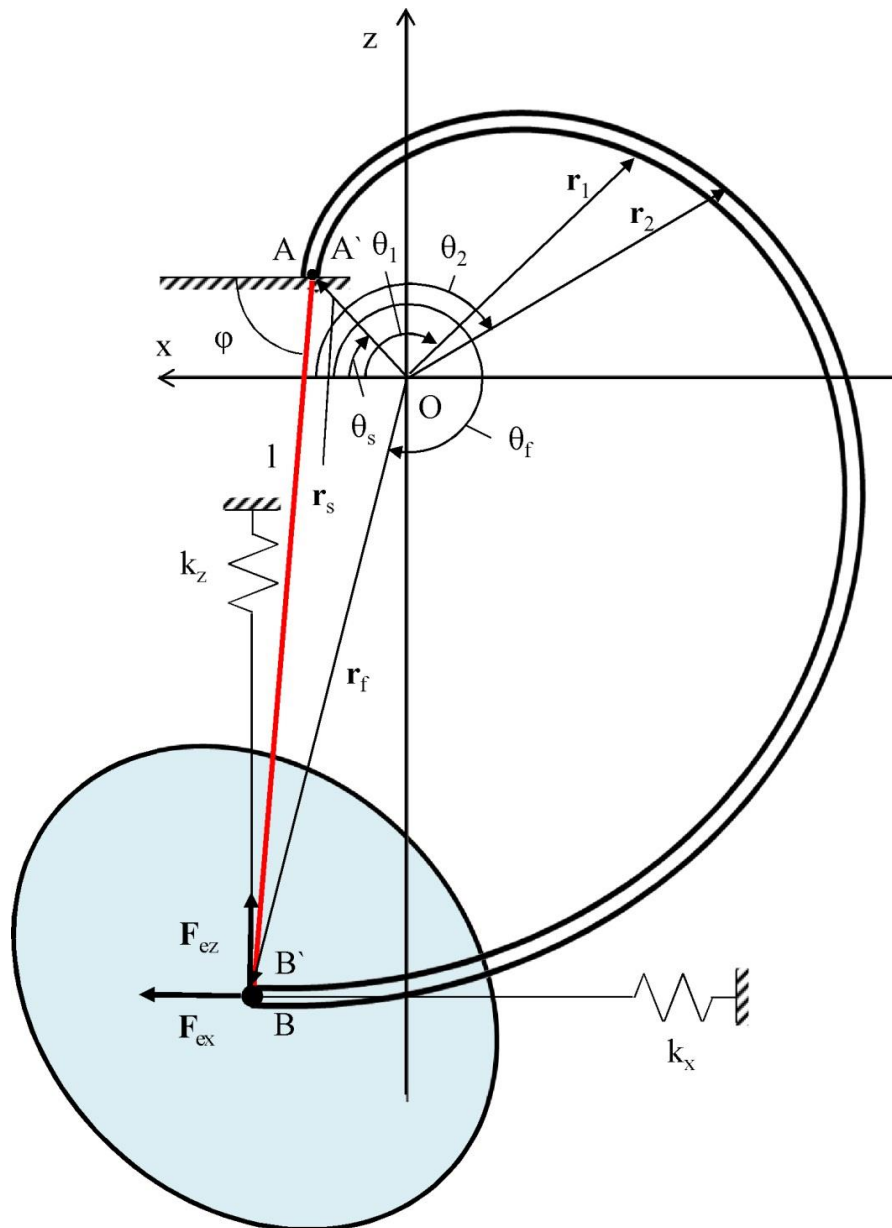


Рисунок 2.7 – Розрахункова схема процесу деформації пружної стійки

Для переходу від реальної до еквівалентної фізико-математичної моделі необхідно визначити залежності абсолютних переміщень Δx_B , Δz_B і коефіцієнтів жорсткості k_x і k_z від геометричних параметрів пружної стійки і пружних властивостей матеріалу. А також встановити залежність довжини l від кута φ .

Приймаючи масові сили рівними нулю рівняння рівноваги точок пружної стійки в полярних координатах має вигляд [158, 159]:

$$\begin{cases} \frac{\partial \sigma_r}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial \sigma_{r\theta}}{\partial \theta} + \frac{\sigma_r - \sigma_{\theta\theta}}{r} = 0, \\ \frac{\partial \sigma_{r\theta}}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial \sigma_{\theta\theta}}{\partial \theta} + 2 \frac{\sigma_r}{r} = 0, \end{cases} \quad (2.44)$$

де $\sigma_r, \sigma_{\theta\theta}$ – нормальні напруження, Па;

$\sigma_{r\theta}$ – дотичне напруження, Па.

Залежності між компонентами тензора деформацій і компонентами вектора переміщення в полярних координатах можна представити у вигляді [160]:

$$\begin{cases} \varepsilon_r = \frac{\partial u_r}{\partial r}, \\ \varepsilon_{\theta\theta} = \frac{1}{r} \frac{\partial u_\theta}{\partial \theta} + \frac{u_r}{r}, \\ \varepsilon_{r\theta} = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial u_r}{\partial \theta} + \frac{\partial u_\theta}{\partial r} - \frac{u_\theta}{r} \right), \end{cases} \quad (2.45)$$

де $\varepsilon_r, \varepsilon_{\theta\theta}, \varepsilon_{r\theta}$, – відносні деформації;

u_r, u_θ – абсолютні деформації.

Рівняння закону Гука в полярних координатах має вигляд [161]:

$$\begin{cases} \varepsilon_{rr} = \frac{1}{E} \left((1 - \nu^2) \sigma_{rr} - (1 + \nu) \nu \sigma_{\theta\theta} \right), \\ \varepsilon_{\theta\theta} = \frac{1}{E} \left((1 - \nu^2) \sigma_{\theta\theta} - (1 + \nu) \nu \sigma_{rr} \right), \\ \varepsilon_{r\theta} = \frac{1}{E} (1 + \nu) \sigma_{r\theta}, \end{cases} \quad (2.46)$$

де E – модуль пружності Юнга матеріалу пружної стійки, кПа;

ν – коефіцієнт Пуассона матеріалу пружної стійки.

Для вирішення спільно рівнянь (2.44)-(2.46) введемо функцію Ері в полярних координатах $\Phi(r, \theta)$. При цьому напруження можна визначити наступним чином [162]:

$$\begin{cases} \sigma_{rr} = \frac{1}{r} \frac{\partial \Phi}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 \Phi}{\partial \theta^2}, \\ \sigma_{\theta\theta} = \frac{\partial^2 \Phi}{\partial r^2}, \\ \sigma_{r\theta} = -\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial \Phi}{\partial \theta} \right). \end{cases} \quad (2.47)$$

Щоб функції σ_{rr} , $\sigma_{\theta\theta}$, $\sigma_{r\theta}$ відповідали виразам (2.47) функція Ері в полярних координатах $\Phi(r, \theta)$ повинна підпорядковуватися бігармонічному рівнянню [163]:

$$\left(\frac{\partial^2}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2}{\partial \theta^2} \right) \left(\frac{\partial^2 \Phi}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial \Phi}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 \Phi}{\partial \theta^2} \right) = 0. \quad (2.48)$$

Згідно досліджень [164] для кругового кільця або його частини напруження пропорційні $\cos\theta$ або $\sin\theta$, тобто функцію Ері можна представити у вигляді:

$$\Phi(r, \theta) = (R_1(\theta) \cos \theta + B_1 r \theta \sin \theta) + (R_2(\theta) \sin \theta + B_2 r \theta \cos \theta) \quad (2.49)$$

де $R_1(\theta)$, $R_2(\theta)$ – вільні функції;

B_1, B_2 – вільні константи.

Підставляючи (2.49) в (2.48) і вирішуючи отримане рівняння в програмному пакеті Mathematica отримуємо значення вільних функцій:

$$\begin{aligned} R_1(\theta) &= \frac{A_{11}}{r} + A_{21}r + A_{31}r^3 + A_{41}r \ln(r), \\ R_2(\theta) &= \frac{A_{12}}{r} + A_{22}r + A_{32}r^3 + A_{42}r \ln(r), \end{aligned} \quad (2.50)$$

де $A_{11}, A_{21}, A_{31}, A_{41}, A_{12}, A_{22}, A_{32}, A_{42}$ – вільні константи.

Підставляючи (2.50) в (2.49) отримуємо функцію Ері для пружної стійки:

$$\begin{aligned} \Phi(r, \theta) &= \left(\frac{A_{11}}{r} + A_{21}r + A_{31}r^3 + A_{41}r \ln(r) \right) \cos \theta + B_1 r \theta \sin \theta + \\ &+ \left(\frac{A_{12}}{r} + A_{22}r + A_{32}r^3 + A_{42}r \ln(r) \right) \sin \theta + B_2 r \theta \cos \theta. \end{aligned} \quad (2.51)$$

З системи рівнянь (2.47) і отриманої функції Ері (2.51) знаходимо функції всіх напружень, що виникають в пружній стійці:

$$\left\{ \begin{aligned} \sigma_{rr} &= \frac{1}{r^3} \left(-2A_{11} \cos \theta - 2A_{12} \sin \theta + r^2 (2A_{31} r^2 \cos \theta + 2A_{32} r^2 \sin \theta + \right. \\ &\left. + A_{41} \cos \theta + A_{42} \sin \theta + 2B_1 \cos \theta - 2B_2 \sin \theta) \right), \\ \sigma_{\theta\theta} &= 2B_1 r \cos \theta - B_1 r \theta \sin \theta - B_2 r \theta \cos \theta - 2B_2 r \sin \theta - \cos \theta \times \\ &\times \left(\frac{A_{11}}{r} + r(A_{21} + A_{31} r^2 + A_{41} \ln r) \right) - \sin \theta \left(\frac{A_{12}}{r} + r(A_{22} + A_{32} r^2 + A_{42} \ln r) \right), \\ \sigma_{r\theta} &= \frac{1}{r^3} \left(-2A_{11} \sin \theta - 2A_{12} \cos \theta + r^2 (2A_{31} r^2 \sin \theta - 2A_{32} r^2 \cos \theta + \right. \\ &\left. + A_{41} \sin \theta - A_{42} \cos \theta) \right). \end{aligned} \right. \quad (2.52)$$

Наступним етапом є визначення констант $A_{11}, A_{21}, A_{31}, A_{41}, A_{12}, A_{22}, A_{32}, A_{42}, B_1, B_2$ враховуючи наступні граничні умови пружної стійки:

$$\left\{ \begin{aligned} \sigma_{rr} \Big|_{r=f_1(\theta)} &= \sigma_{rr} \Big|_{r=f_2(\theta)} = 0, \\ \sigma_{r\theta} \Big|_{r=f_1(\theta)} &= \sigma_{r\theta} \Big|_{r=f_2(\theta)} = 0, \\ \int_{f_1(\theta)}^{f_2(\theta)} \sigma_{r\theta} \Big|_{\theta=\theta_s} &= 0, \quad \int_{f_1(\theta)}^{f_2(\theta)} \sigma_{\theta\theta} \Big|_{\theta=\theta_s} = 0, \\ \int_{f_1(\theta)}^{f_2(\theta)} \sigma_{r\theta} \Big|_{\theta=\theta_r} &= F_{ex}, \quad \int_{f_1(\theta)}^{f_2(\theta)} \sigma_{\theta\theta} \Big|_{\theta=\theta_r} = F_{ez}. \end{aligned} \right. \quad (2.53)$$

Підставляючи (2.52) у рівняння закону Гука (2.46) і залежностей (2.45) отримуємо систему диференціальних рівнянь відносно абсолютних деформацій $u_r(r, \theta)$ і $u_\theta(r, \theta)$:

$$\left\{ \begin{aligned}
 & \frac{\partial u_r}{\partial r} = \frac{1}{E} \left((1 - \nu^2) \frac{1}{r^3} (-2A_{11} \cos \theta - 2A_{12} \sin \theta + r^2 (2A_{31} r^2 \cos \theta + 2A_{32} r^2 \sin \theta + \right. \\
 & + A_{41} \cos \theta + A_{42} \sin \theta + 2B_1 \cos \theta - 2B_2 \sin \theta)) - (1 + \nu) \nu (2B_1 r \cos \theta - B_1 r \theta \sin \theta - \\
 & - B_2 r \theta \cos \theta - 2B_2 r \sin \theta - \cos \theta \left(\frac{A_{11}}{r} + r(A_{21} + A_{31} r^2 + A_{41} \ln r) \right) - \\
 & \left. - \sin \theta \left(\frac{A_{12}}{r} + r(A_{22} + A_{32} r^2 + A_{42} \ln r) \right) \right), \\
 & \frac{1}{r} \frac{\partial u_\theta}{\partial \theta} + \frac{u_r}{r} = \frac{1}{E} \left((1 - \nu^2) (2B_1 r \cos \theta - B_1 r \theta \sin \theta - B_2 r \theta \cos \theta - 2B_2 r \sin \theta - \right. \\
 & \left. - \cos \theta \left(\frac{A_{11}}{r} + r(A_{21} + A_{31} r^2 + A_{41} \ln r) \right) - \sin \theta \left(\frac{A_{12}}{r} + r(A_{22} + A_{32} r^2 + A_{42} \ln r) \right) \right) - \\
 & - (1 + \nu) \nu \frac{1}{r^3} (-2A_{11} \cos \theta - 2A_{12} \sin \theta + r^2 (2A_{31} r^2 \cos \theta + 2A_{32} r^2 \sin \theta + \\
 & + A_{41} \cos \theta + A_{42} \sin \theta + 2B_1 \cos \theta - 2B_2 \sin \theta)), \\
 & \frac{1}{2} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial u_r}{\partial \theta} + \frac{\partial u_\theta}{\partial r} - \frac{u_\theta}{r} \right) = \frac{1}{E} (1 + \nu) \frac{1}{r^3} (-2A_{11} \sin \theta - 2A_{12} \cos \theta + \\
 & + r^2 (2A_{31} r^2 \sin \theta - 2A_{32} r^2 \cos \theta + A_{41} \sin \theta - A_{42} \cos \theta)).
 \end{aligned} \right. \quad (2.54)$$

Вирішуючи отриману систему рівнянь в програмному пакеті Mathematica (Додаток Б) отримуємо функції абсолютних деформацій $u_r(r, \theta)$ і $u_\theta(r, \theta)$:

$$\left\{ \begin{aligned}
 & u_r(r, \theta) = \frac{1 + \nu}{4E} \left(-A_{11} \frac{4(\nu - 1)}{r^2} + A_{31} \nu r^4 + 2A_{41} \nu r^2 \ln r + 4 \ln r \times \right. \\
 & \times (\nu A_{11} - (\nu - 1)(A_{41} + 2B_1)) + r^2 (2\nu A_{21} - 4A_{31}(\nu - 1) - \nu(A_{41} + 4B_1)), \\
 & u_\theta(r, \theta) = \frac{1 + \nu}{Er^2} \left(\theta (-(-2 + (2 + r^2)\nu)A_{11} + r^2 (r^2 (-\nu A_{21} - (2 + (r^2 - 2)\nu)A_{31}) + \right. \\
 & + (\nu - 1 - r^2 \nu \ln r)A_{41} + 2(\nu - 1 + r^2 \nu)B_1)) + \cos \theta (4(\nu - 1)A_{12} - 2r^4(\nu - 1)A_{22} + \\
 & + 4r^4 A_{32} + 4r^6 A_{32} + 4r^4 \nu A_{32} - 4r^6 \nu A_{32} + 2r^2 A_{42} + r^4 A_{42} - r^4 \nu A_{42})^2 + \\
 & + 2r^4 \ln r A_{42} - 2r^4 \nu \ln r A_{42} + 2r^4 \theta B_1 - 2r^4 \theta \nu B_1 + 2r^4 B_2 - 2r^4 \nu B_2) + \\
 & + \sin \theta (-4(\nu - 1)A_{11} + r^2 (-2A_{41} + r^2 (2(\nu - 1)A_{21} + 4(-1 + r^2(\nu - 1) - \nu)A_{31} + \\
 & + (\nu - 1)((1 + 2 \ln r)A_{41} - 2B_1 + 2\theta B_2))).
 \end{aligned} \right. \quad (2.55)$$

Враховуючи отримані абсолютні деформації (2.54) отримуємо нові координати положення точок В після деформації пружної стійки

$$\begin{cases} x_B = (f_2(\theta_f) + u_r(f_2(\theta_f), \theta_f)) \cos \theta_f, \\ z_B = (f_2(\theta_f) + u_r(f_2(\theta_f), \theta_f)) \sin \theta_f. \end{cases} \quad (2.56)$$

Тоді довжина l_k і кут φ згідно рис. 1 представимо у вигляді виразу:

$$l_k = \sqrt{(x_B - x_A)^2 + (z_B - z_A)^2} = \left(((f_2(\theta_f) + u_r(f_2(\theta_f), \theta_f)) \cos \theta_f - f_2(\theta_s) \cos \theta_s)^2 + ((f_2(\theta_f) + u_r(f_2(\theta_f), \theta_f)) \sin \theta_f - f_2(\theta_s) \sin \theta_s)^2 \right)^{1/2}, \quad (2.57)$$

$$\varphi = \arctg \frac{z_B - z_A}{x_B - x_A} = \arctg \frac{(f_2(\theta_f) + u_r(f_2(\theta_f), \theta_f)) \sin \theta_f - f_2(\theta_s) \sin \theta_s}{(f_2(\theta_f) + u_r(f_2(\theta_f), \theta_f)) \cos \theta_f - f_2(\theta_s) \cos \theta_s}. \quad (2.58)$$

Абсолютні переміщення точки В в декартовій системі координат в результаті деформації пружної стійки є наступними:

$$\Delta x_B = u_r(f_2(\theta_f), \theta_f) \cos \theta_f, \quad (2.59)$$

$$\Delta z_B = u_r(f_2(\theta_f), \theta_f) \sin \theta_f. \quad (2.60)$$

Враховуючи (2.42)–(2.43), (2.59)–(2.60) отримуємо коефіцієнти жорсткості k_x і k_z

$$k_x = \frac{F_{ex}}{u_r(f_2(\theta_f), \theta_f) \cos \theta_f}, \quad (2.61)$$

$$k_z = \frac{F_{ez}}{u_r(f_2(\theta_f), \theta_f) \sin \theta_f}. \quad (2.62)$$

Спільне рішення отриманих систем рівнянь (2.52)–(2.62) в загальному вигляді аналітичними методами є дуже складним процесом, тому перейдемо до рішення конкретної задачі.

Проведений аналіз пружних стійок для дискаторів дозволяє в першому наближенні апроксимувати їх форму до функції спіралі Архімеда, тобто

$$f_1(\theta) = \frac{a\theta}{2\pi} + b, \text{ де } \theta_s \leq \theta \leq \theta_f, \quad (2.63)$$

$$f_2(\theta) = f_1(\theta) + h = \frac{a\theta}{2\pi} + b + h, \text{ де } \theta_s \leq \theta \leq \theta_f, \quad (2.64)$$

де a – крок спіралі, м;

b – зміщення спіралі вздовж радіальної координати, м;

h – товщина пружної стійки, м.

Враховуючи те довжина l_k повинна бути незмінною від значення кроку спіралі a , тоді зміщення спіралі вздовж радіальної координати b можна представити у вигляді наступної функції, яку було отримано з рівняння (2.57):

$$l_k(a) = \text{const} \Rightarrow b = l_{k0}(a_0 - a). \quad (2.65)$$

Для визначення початкового θ_s і кінцевого θ_f кутів скористаємося умовами горизонтальної і вертикальної дотичної до функції спіралі Архімеда:

$$\frac{dx}{dz}(\theta_s) = 0, \text{ де } 0 \leq \theta_s \leq \frac{\pi}{2}, \quad (2.66)$$

$$\frac{dz}{dx}(\theta_f) = 0, \text{ де } \frac{3\pi}{2} \leq \theta_f \leq 2\pi, \quad (2.67)$$

В результаті перетворення (32)-(33) отримуємо рівняння:

$$\text{ctg}\theta_s = \theta_s + 2\pi\frac{b}{a}, \text{ де } 0 \leq \theta_s \leq \frac{\pi}{2}, \quad (2.68)$$

$$\text{tg}\theta_f = -\left(\theta_f + 2\pi\frac{b}{a}\right), \text{ де } \frac{3\pi}{2} \leq \theta_f \leq 2\pi, \quad (2.69)$$

Так, наприклад, при $a = 0,8$ м, $b = 0$, $h = 0,01$ м вирішуючи рівняння (2.68)-(2.69) в програмному пакеті Mathematica (Додаток Б) отримуємо наступну форму пружної стійки (рис. 2.8, а):

$$\begin{cases} f_1(\theta) = \frac{0,8\theta}{2\pi}, & f_2(\theta) = \frac{0,8\theta}{2\pi} + 0,01, \\ 0,8482 \leq \theta \leq 4,9126. \end{cases} \quad (2.70)$$

Приймаючи пружні властивості матеріалу пружної стійки (сталь 60С2А: модуль пружності $E = 212000$ МПа, коефіцієнт Пуассона $\nu = 0,28$) і параметри геометричної форми $a = 0,8$ м, $b = 0$ м, $h = 0,01$ м проведемо розрахунок в програмному пакеті Mathematica (Додаток Б) рівнянь (2.52)–(2.62) під дією різних сил F_{ex} і F_{ez} .

Окрім цього для візуалізації процесу деформації пружної стійки проведемо паралельне моделювання в програмному пакеті SolidWorks з використанням Simulation. Максимальне навантаження вибиралася з урахуванням питомої опору ґрунту, глибини ходу і ширини захвату робочого органу на розглянутій пружній стійці і була прийнята за 2000 Н [7, 63]. Інтервал зміни навантаження – 250 Н. Схема розміщення сил и кріплення пружної стійки представлено на рис. 2.8, б.

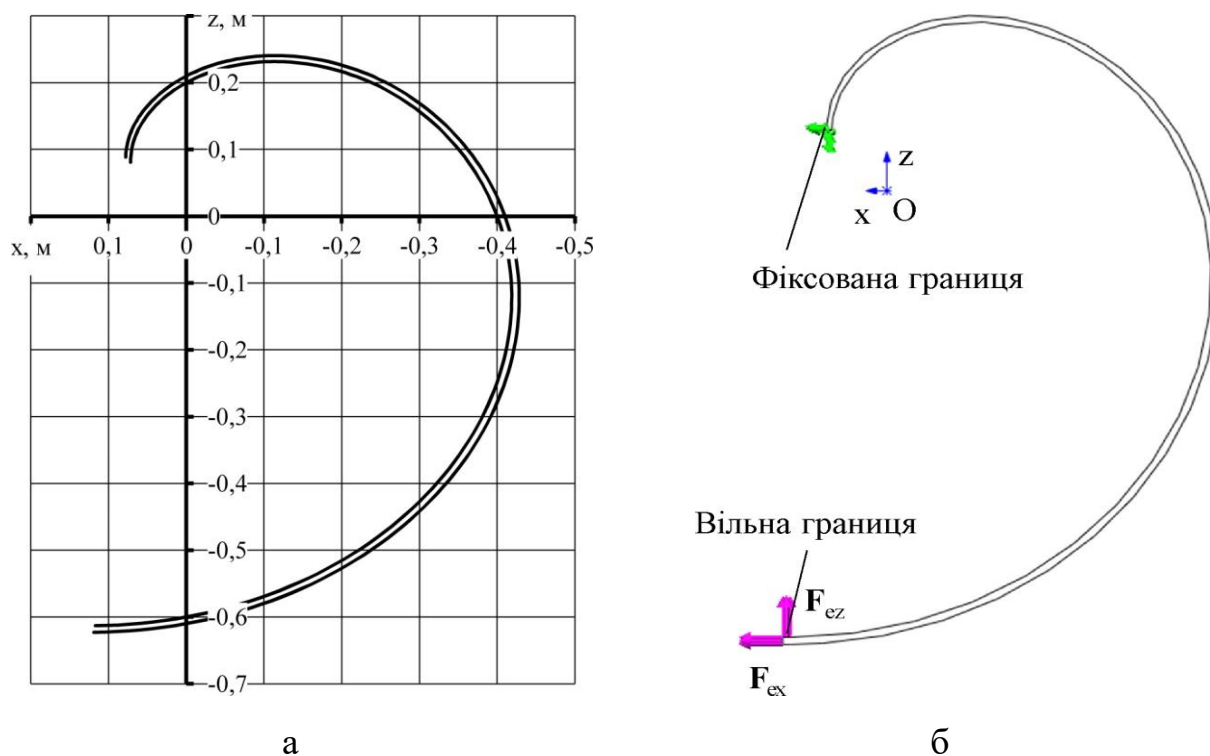


Рисунок 2.8 – Форма пружної стійки (2.70) (а) і схема розміщення сил и кріплення пружної стійки (б)

Результати розрахунку деформації пружної стійки в програмному пакеті Mathematica представлені в додатку В, а приклад візуалізації в програмному пакеті SolidWorks на рис. 2.9.

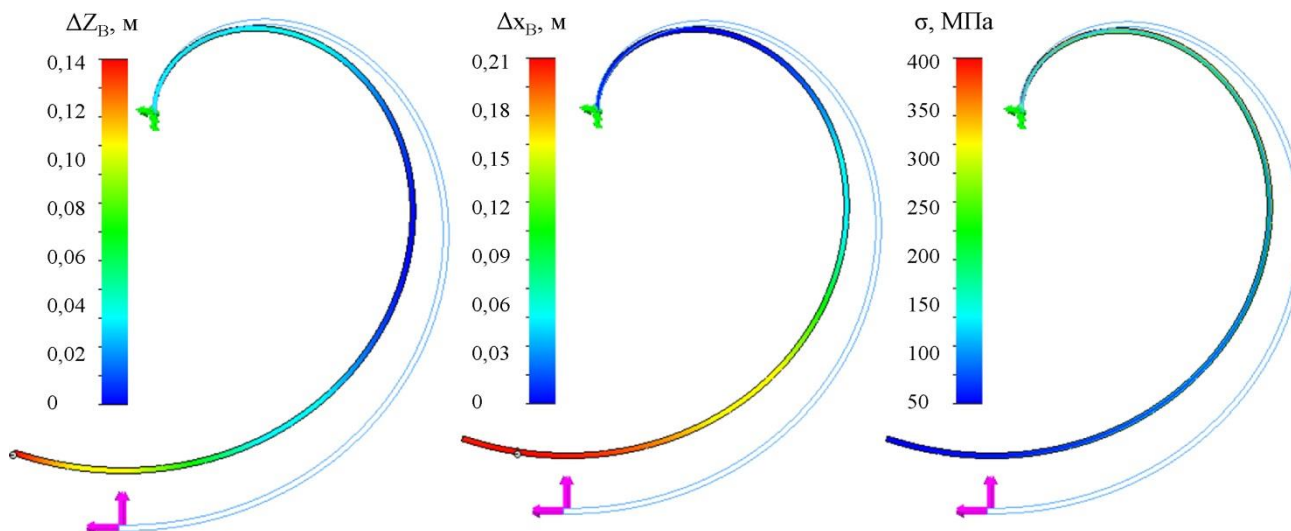


Рисунок 2.9 – Розподіл напруження σ і абсолютних переміщень Δx_B , Δz_B при деформації пружної стійки із параметрами геометричної форми: $a = 0,8$ м, $b = 0$ м, $h = 0,01$ м при $F_{ex} = 500$ Н, $F_{ez} = 250$ Н

Апроксимуємо отримані дані додатку В у вигляді рівнянь для коефіцієнтів жорсткості k_x і k_z , довжини l і кута φ еквівалентного маятника пружної стійки із параметрами геометричної форми: $a = 0,8$ м, $b = 0$ м, $h = 0,01$ м від значень сил F_{ex} і F_{ez} :

$$k_x = 3457,45 + 5,16807 F_{ex} - 0,000617126 F_{ex}^2 - 3,32741 F_{ez} + 0,000073511 F_{ex} F_{ez} + 0,000723372 F_{ez}^2 \quad (\text{рис. 2.10}), \quad (2.71)$$

$$k_z = 5525,65 - 4,40952 F_{ex} + 0,000854536 F_{ex}^2 + 3,92764 F_{ez} + 0,00114218 F_{ex} F_{ez} - 0,00134798 F_{ez}^2 \quad (\text{рис. 2.11}), \quad (2.72)$$

$$l = 0,681292 + 0,00011208 F_{ex} - 1,4104 \cdot 10^{-8} F_{ex}^2 + 0,000152196 F_{ez} - 3,16275 \cdot 10^{-8} F_{ex} F_{ez} + 3,4585 \cdot 10^{-11} F_{ez}^2 \quad (\text{рис. 2.12}), \quad (2.73)$$

$$\varphi = 1,47517 - 0,000129246 F_{ex} + 1,85543 \cdot 10^{-8} F_{ex}^2 - 0,000115739 F_{ez} + 3,89549 \cdot 10^{-8} F_{ex} F_{ez} + 1,71867 \cdot 10^{-8} F_{ez}^2 \quad (\text{рис. 2.13}). \quad (2.74)$$

Коефіцієнт кореляції для рівнянь (2.71)–(2.74) складає $R = 0,99$.

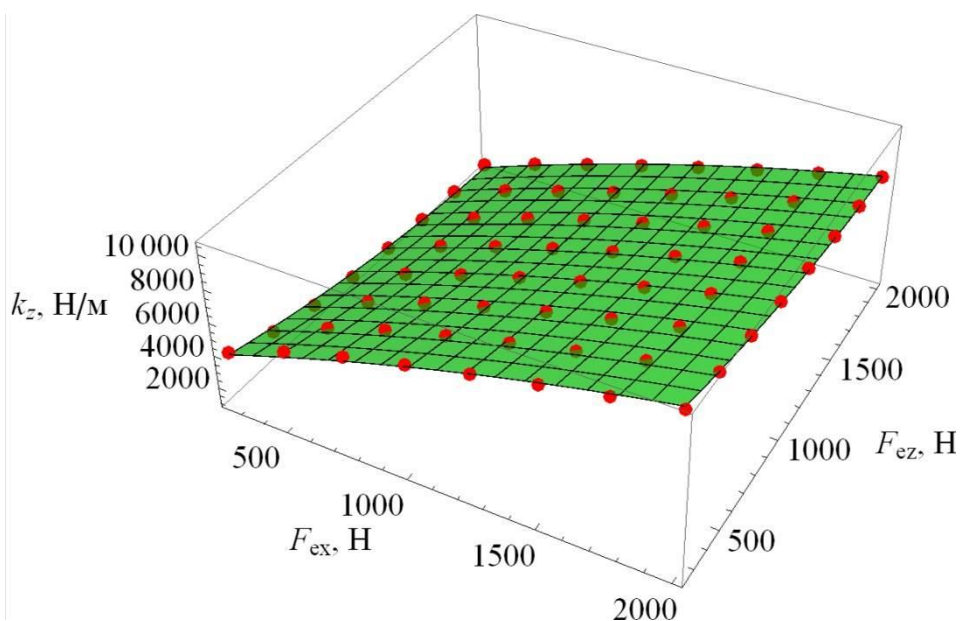


Рисунок 2.10 – Залежність коефіцієнта жорсткості k_x при деформації пружної стійки із параметри геометричної форми: $a = 0,8$ м, $b = 0$ м, $h = 0,01$ м від сил F_{ex} і F_{ez}

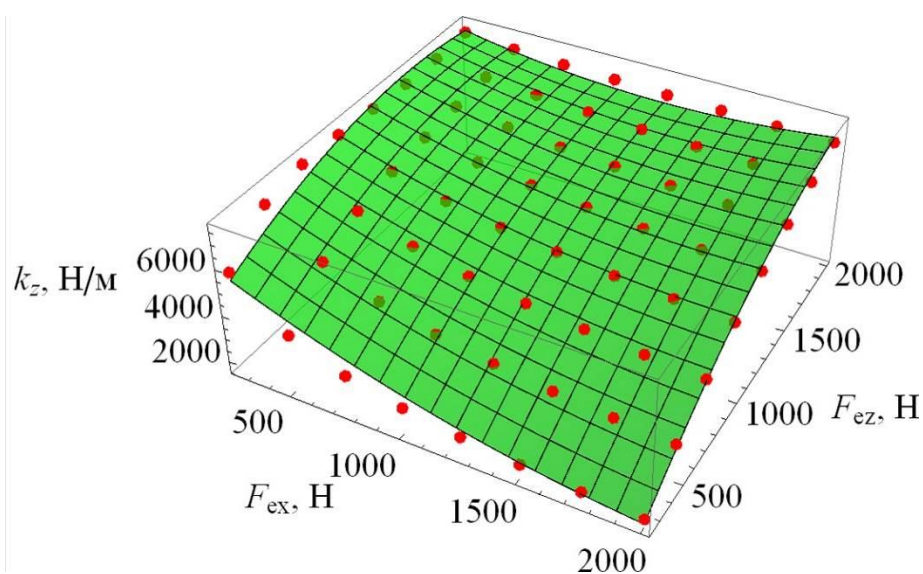


Рисунок 2.11 – Залежність коефіцієнта жорсткості k_z при деформації пружної стійки із параметрами геометричної форми: $a = 0,8$ м, $b = 0$ м, $h = 0,01$ м від сил F_{ex} і F_{ez}

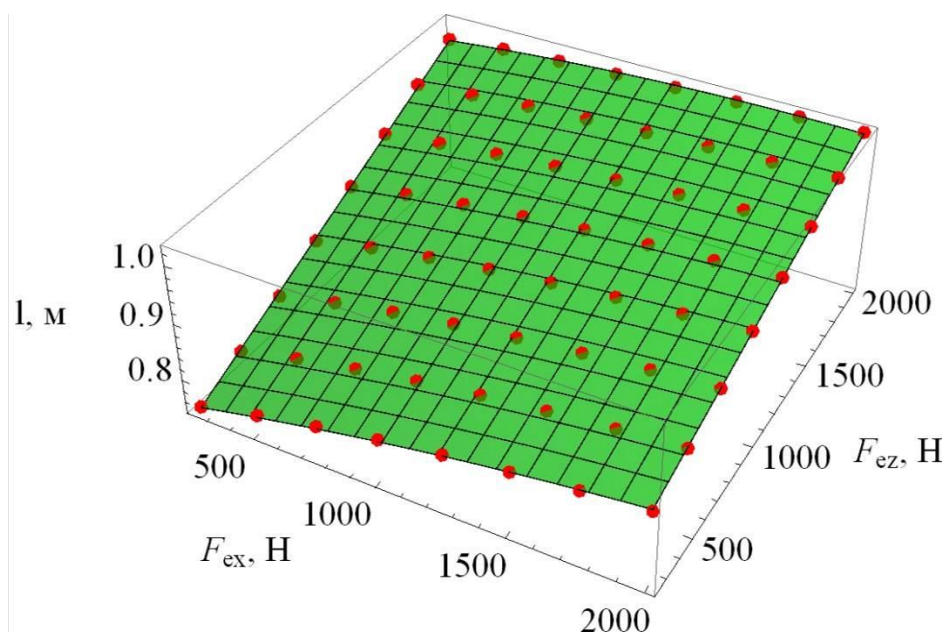


Рисунок 2.12 – Залежність довжини l еквівалентного маятника пружної стійки із параметрами геометричної форми: $a = 0,8$ м, $b = 0$ м, $h = 0,01$ м при її деформації від сил F_{ex} і F_{ez}

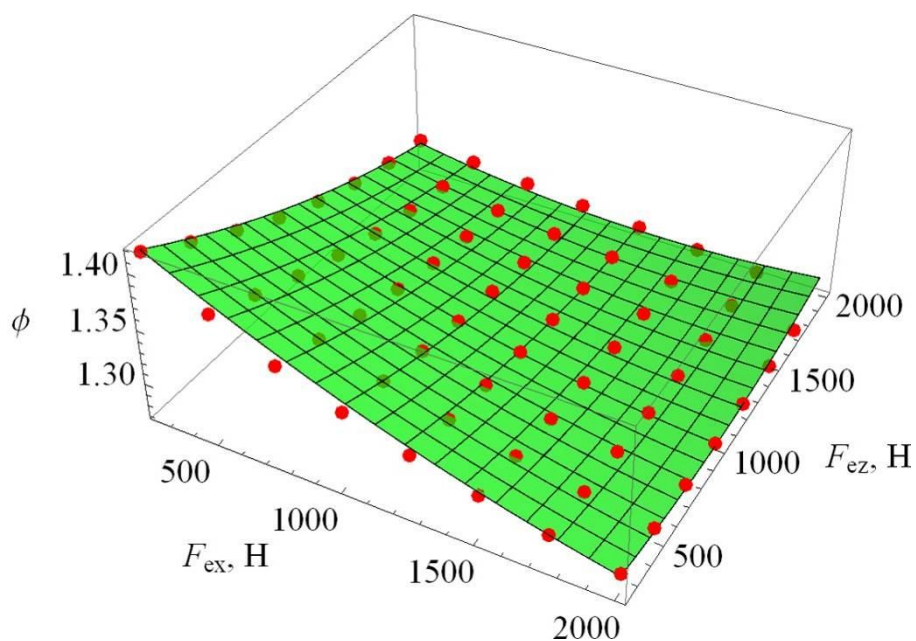


Рисунок 2.13 – Залежність кута повороту ϕ еквівалентного маятника пружної стійки із параметрами геометричної форми: $a = 0,8$ м, $b = 0$ м, $h = 0,01$ м при її деформації від сил F_{ex} і F_{ez}

2.7 Математичне моделювання стабільності механічної системи дискатора

Дослідження присвячено побудові математичних моделей стійкості функціонування механічної системи дискатора. Об'єктами досліджень обрані дискові робочі органи на пружних стійках і опорно-прикочувальним катком.

В залежності від призначення дискатора (для основного (глибокого) чи поверхневого обробітку ґрунту) та типів ґрунтів, на яких рекомендується його використовувати, дискатор комплектується дисковими робочими органами відповідної форми і розмірів та стійками різної жорсткості. При підготовці дискатора до роботи сферичні диски прикріплюють до рами на окремих пружних стійках фронтально у два ряди на однаковій висоті з поперечним зміщенням заднього ряду відносно переднього. Причому, диски першого ряду прикріплюють до рами дискатора на пружних стійках більшої жорсткості ніж пружні стійки кріплення дисків другого ряду. Далі зміною положення опорно-прикочувального котка у вертикальному напрямку встановлюють задану глибину обробітку ґрунту дисковими робочими органами дискатора.

Під час роботи такого знаряддя деформація стійок незначна і однакова для обох рядів дисків, що забезпечує однакову глибину ходу дисків. Це підвищує не лише рівномірність обробітку ґрунту, а і якість виконання операції в цілому, що підвищує не лише урожайність сільськогосподарських культур, а і продуктивність сільськогосподарських агрегатів на виконанні послідуєчих (після обробітку ґрунту) технологічних операцій через кращу вирівняність поверхні поля при рівномірній якісній обробці ґрунту.

У результаті аналізу процесу взаємодії окремо взятих робочих органів дискатора (диски першого і другого ряду на пружних стійках, коток на пружинах) з ґрунтовим середовищем виявлено, що їх відхилення від точки рівноваги пов'язані з відмінностями фізико-механічних властивостей ґрунту та нерівностями його поверхні. Цей процес відносять до категорії випадкових, який при певних припущеннях можна вважати основним джерелом сил

збурення при роботі дискатора. В зв'язку з тим, що робочі органи дискатора зв'язані з основою рами знаряддя пружними стійками та пружинами, нерівномірні коливання кожного робочого органу окремо призводить до коливання рами дискатора, що спричиняє погіршення якості обробітку ґрунту та підвищенню тягового опору агрегату в цілому [165].

Для визначення впливу конструктивних параметрів знаряддя на величину коливань рами і значення сили його опору складемо розрахункову динамічну модель функціонування дискатора на основі положень класичної механіки.

При цьому приймаємо, що трактор і дискатор переміщуються прямолінійно з постійною швидкістю в горизонтальній площині. Конструкція з'єднання дискатора з трактором забезпечує коливання його у вертикальній площині відносно точки з'єднання причепа дискатора та нижніх тяг механізму навіски трактора. Дискатор розглядаємо як систему твердих тіл [3, 75].

Схема конструкції дискатора зображена на рис. 2.14.

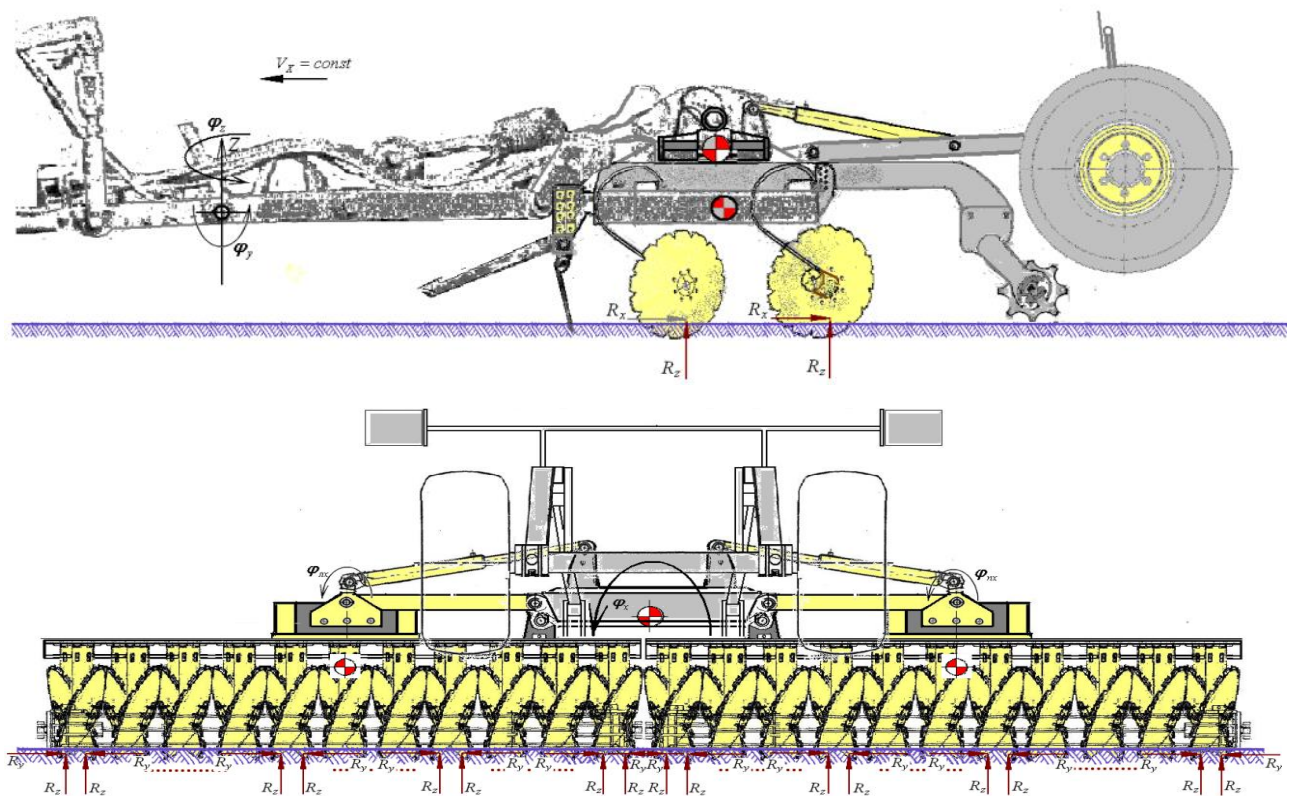


Рисунок 2.14 – Схема конструкції дискатора в робочому режимі

На еквівалентній схемі (рис. 2.15) приводимо місця розміщення центру мас та точки прикладання приведених рівнодіючих сил опору ґрунту робочим органам дискатора.

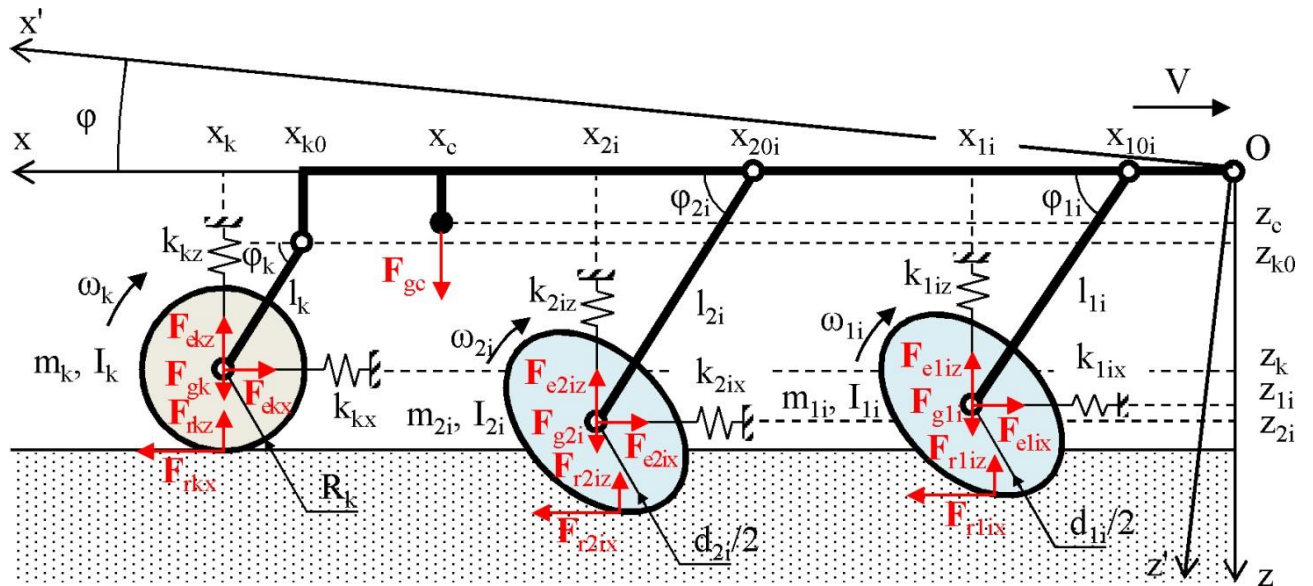


Рисунок 2.15 – Еквівалентна схема дискатора

Вибираємо нерухому декартову систему координат xOz . Для спрощення перетворень під час складання розрахункової моделі приймаємо додаткову рухому декартову систему координат $x'Oz'$, центр якої розташований в точці з'єднання причепа дискатора з трактором і горизонтальна вісь якої пов'язана з рамою машини. Приведені рівнодіючі будемо розглядати через їх проекції на вісі рухомої системи координат.

При використанні методів аналітичної механіки для нашого випадку спочатку вибираємо незалежні параметри, які визначають положення розглянутої механічної системи в просторі. Такі параметри називають узагальненими координатами цієї механічної системи, а їх кількість визначає її число ступенів вільності [102].

При допущенні, що трактор із закріпленим до нього причіпним пристроєм дискатора здійснює прямолінійний, рівномірний, горизонтальний рух, впливає, що $V_x = V = \text{const}$ та $V_z = 0$.

При зазначених вище припущеннях система має $2 + N_1 + N_2$ ступеня

вільності, а відповідно і $2 + N_1 + N_2$ узагальнюючих координат – кути зсуву першого $\varphi_{11}, \dots, \varphi_{1N_1} = 0$ і кути зсуву другого $\varphi_{21}, \dots, \varphi_{2N_2} = 0$ рядів навколо поздовжньої осі кріплення пружної стійки до опорної рами, кут зсуву котка φ_k навколо осі кріплення до опорної рами, кут повороту опорної рами φ навколо поздовжньої осі кріплення дискатора до трактора.

Тоді диференціальні рівняння Лагранжа 2-го роду для системи, що розглядається, мають вид [166, 4]:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\varphi}} \right) - \frac{\partial L}{\partial \varphi} = Q, \\ \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\varphi}_{11}} \right) - \frac{\partial L}{\partial \varphi_{11}} = Q, \\ \dots \dots \dots \\ \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\varphi}_{1N_1}} \right) - \frac{\partial L}{\partial \varphi_{1N_1}} = Q, \\ \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\varphi}_{21}} \right) - \frac{\partial L}{\partial \varphi_{21}} = Q, \\ \dots \dots \dots \\ \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\varphi}_{2N_2}} \right) - \frac{\partial L}{\partial \varphi_{2N_2}} = Q, \\ \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\varphi}_k} \right) - \frac{\partial L}{\partial \varphi_k} = Q. \end{array} \right. \quad (2.75)$$

де L – функція Лагранжа динамічної системи, Дж:

$$L = T - U, \quad (2.76)$$

T – кінетична енергія системи твердих тіл, Дж;

U – потенційна енергія системи твердих тіл, Дж;

Q – узагальнена не потенційна сила (момент сили), Н·м;

φ – узагальнена координата (кут повороту), рад;

$\dot{\varphi}$ – швидкість зміни узагальненої координати (кутова швидкість), рад/с;

t – час, с.

Кінетична енергія системи робочих органів дискатора визначається наступним чином:

$$T = T_c + T_1 + T_2 + T_k, \quad (2.77)$$

де T_c – кінетична енергія центра мас рами дискатора, Дж:

$$T_c = \frac{1}{2} M_c (\dot{x}'_c{}^2 + \dot{z}'_c{}^2), \quad (2.78)$$

M_c – маса рами дискатора, кг;

\dot{x}'_c , \dot{z}'_c – швидкість руху центра мас рами дискатора в проекціях на вісі системи координат $x'Oz'$, м/с;

T_1 – кінетична енергія першого ряду робочих органів дискатора, Дж:

$$T_1 = \sum_{i=1}^{N_1} \left(\frac{1}{2} m_{1i} (\dot{x}'_{1i}{}^2 + \dot{z}'_{1i}{}^2) + \frac{1}{2} I_{1i} \omega_{1i}{}^2 \right), \quad (2.79)$$

m_{1i} – маса дисків першого ряду робочих органів дискатора, кг;

\dot{x}'_{1i} , \dot{z}'_{1i} – швидкість руху дисків першого ряду робочих органів дискатора в проекціях на вісі системи координат $x'Oz'$, м/с;

I_{1i} – момент інерції дисків першого ряду робочих органів дискатора, кг·м²;

ω_{1i} – кутова швидкість обертання дисків першого ряду робочих органів дискатора, рад/с;

i – номер диска першого ряду робочих органів дискатора, кг;

N_1 – кількість дисків першого ряду робочих органів дискатора, кг;

T_2 – кінетична енергія другого ряду робочих органів дискатора, Дж:

$$T_2 = \sum_{i=1}^{N_2} \left(\frac{1}{2} m_{2i} (\dot{x}'_{2i}{}^2 + \dot{z}'_{2i}{}^2) + \frac{1}{2} I_{2i} \omega_{2i}{}^2 \right), \quad (2.80)$$

m_{2i} – маса дисків другого ряду робочих органів дискатора, кг;

\dot{x}'_{2i} , \dot{z}'_{2i} – швидкість руху дисків другого ряду робочих органів дискатора в проекціях на вісі системи координат $x'Oz'$, м/с;

I_{2i} – момент інерції дисків другого ряду робочих органів дискатора, кг·м²;

ω_{2i} – кутова швидкість обертання дисків другого ряду робочих органів дискатора, рад/с;

N_2 – кількість дисків другого ряду робочих органів дискатора, кг;

T_k – кінетична енергія котка дискатора, Дж [15]:

$$T_k = \frac{1}{2} m_k (\dot{x}'_k{}^2 + \dot{z}'_k{}^2) + \frac{1}{2} I_k \omega_k^2, \quad (2.81)$$

m_k – маса котка дискатора, кг;

\dot{x}'_k , \dot{z}'_k – швидкість руху котка дискатора в проекціях на вісі системи координат $x'Oz'$, м/с;

I_k – момент інерції котка дискатора, кг·м²;

ω_k – кутова швидкість котка дискатора, рад/с;

Використовуючи формули переходу систем координат з $x'Oz'$ до xOz отримаємо:

$$x'_c = x_c \cos \varphi - z_c \sin \varphi - Vt, \quad (2.82)$$

$$z'_c = x_c \sin \varphi + z_c \cos \varphi, \quad (2.83)$$

$$x'_{li} = x_{li} \cos \varphi - z_{li} \sin \varphi - Vt = (l_{li} \cos \varphi_{li} + x_{10i}) \cos \varphi - l_{li} \sin \varphi_{li} \sin \varphi - Vt, \quad (2.84)$$

$$z'_{li} = x_{li} \sin \varphi + z_{li} \cos \varphi = (l_{li} \cos \varphi_{li} + x_{10i}) \sin \varphi + l_{li} \sin \varphi_{li} \cos \varphi, \quad (2.85)$$

$$x'_{2i} = x_{2i} \cos \varphi - z_{2i} \sin \varphi - Vt = (l_{2i} \cos \varphi_{2i} + x_{20i}) \cos \varphi - l_{2i} \sin \varphi_{2i} \sin \varphi - Vt, \quad (2.86)$$

$$z'_{2i} = x_{2i} \sin \varphi + z_{2i} \cos \varphi = (l_{2i} \cos \varphi_{2i} + x_{20i}) \sin \varphi + l_{2i} \sin \varphi_{2i} \cos \varphi, \quad (2.87)$$

$$x'_k = x_k \cos \varphi - z_k \sin \varphi - Vt = (l_k \cos \varphi_k + x_{k0}) \cos \varphi - (l_k \sin \varphi_k + z_{k0}) \sin \varphi - Vt, \quad (2.88)$$

$$z'_k = x_k \sin \varphi + z_k \cos \varphi = (l_k \cos \varphi_k + x_{k0}) \sin \varphi + (l_k \sin \varphi_k + z_{k0}) \cos \varphi, \quad (2.89)$$

де x, z – координати системи координат xOz , м;

x', z' – координати системи координат $x'Oz'$, м;

V – швидкість руху агрегату, м/с;

l – відстань від місця з'єднання стойки до центру мас робочого органу дискатора, м.

Взявши похідні за часом рівнянь (2.82)–(2.89) отримуємо вирази для швидкостей:

$$\dot{x}'_c = -x_c \dot{\varphi} \sin \varphi - z_c \dot{\varphi} \cos \varphi - V, \quad (2.90)$$

$$\dot{z}'_c = x_c \dot{\varphi} \cos \varphi - z_c \dot{\varphi} \sin \varphi, \quad (2.91)$$

$$\begin{aligned} \dot{x}'_{1i} = & -l_{1i} \dot{\varphi}_{1i} \sin \varphi_{1i} \cos \varphi - (l_{1i} \cos \varphi_{1i} + x_{10i}) \dot{\varphi} \sin \varphi - \\ & - l_{1i} \dot{\varphi}_{1i} \cos \varphi_{1i} \sin \varphi - l_{1i} \dot{\varphi} \sin \varphi_{1i} \cos \varphi - V, \end{aligned} \quad (2.92)$$

$$\begin{aligned} \dot{z}'_{1i} = & -l_{1i} \dot{\varphi}_{1i} \sin \varphi_{1i} \sin \varphi + (l_{1i} \cos \varphi_{1i} + x_{10i}) \dot{\varphi} \cos \varphi + \\ & + l_{1i} \dot{\varphi}_{1i} \cos \varphi_{1i} \cos \varphi - l_{1i} \dot{\varphi} \sin \varphi_{1i} \sin \varphi, \end{aligned} \quad (2.93)$$

$$\begin{aligned} \dot{x}'_{2i} = & -l_{2i} \dot{\varphi}_{2i} \sin \varphi_{2i} \cos \varphi - (l_{2i} \cos \varphi_{2i} + x_{20i}) \dot{\varphi} \sin \varphi - \\ & - l_{2i} \dot{\varphi}_{2i} \cos \varphi_{2i} \sin \varphi - l_{2i} \dot{\varphi} \sin \varphi_{2i} \cos \varphi - V, \end{aligned} \quad (2.94)$$

$$\begin{aligned} \dot{z}'_{2i} = & -l_{2i} \dot{\varphi}_{2i} \sin \varphi_{2i} \sin \varphi + (l_{2i} \cos \varphi_{2i} + x_{20i}) \dot{\varphi} \cos \varphi + \\ & + l_{2i} \dot{\varphi}_{2i} \cos \varphi_{2i} \cos \varphi - l_{2i} \dot{\varphi} \sin \varphi_{2i} \sin \varphi, \end{aligned} \quad (2.95)$$

$$\begin{aligned} \dot{x}'_k = & -l_k \dot{\varphi}_k \sin \varphi_k \cos \varphi - (l_k \cos \varphi_k + x_{k0}) \dot{\varphi} \sin \varphi - \\ & - l_k \dot{\varphi}_k \cos \varphi_k \sin \varphi - (l_k \sin \varphi_k + z_{k0}) \dot{\varphi} \cos \varphi - V, \end{aligned} \quad (2.96)$$

$$\begin{aligned} \dot{z}'_k = & -l_k \dot{\varphi}_k \sin \varphi_k \sin \varphi + (l_k \cos \varphi_k + x_{k0}) \dot{\varphi} \cos \varphi + \\ & + l_k \dot{\varphi}_k \cos \varphi_k \cos \varphi - (l_k \sin \varphi_k + z_{k0}) \dot{\varphi} \sin \varphi, \end{aligned} \quad (2.97)$$

Визначимо моменти інерції рами і робочих органів дискатора. Для дискових робочих органів скористаємося визначенням моменту інерції і отримуємо:

$$\begin{aligned} I_i = \int_{(m)} r^2 dm = \rho_{cr} \int_{(V)} r^2 dV = \rho_{cr} \int_0^{2\pi} \int_0^{\arcsin \frac{d}{2R}} \int_{R-\delta}^R r^4 \sin \theta dr d\theta d\varphi = \\ = \frac{2\pi}{5} \rho_{cr} \left(R_i^5 - (R_i - \delta_i)^5 \right) \left(1 - \sqrt{1 - \frac{d_i^2}{4R_i^2}} \right), \end{aligned} \quad (2.98)$$

де r, θ, φ – поточні координати в сферичній системі координат;

ρ_{cr} – щільність матеріалу дискового робочого органу, $\rho_{cr} = 7900$ кг/м³;

R_i – радіус сфери дискового робочого органу, м;

δ_i – товщина дискового робочого органу, м;

d_i – діаметр дискового робочого органу, м.

В свою чергу маса дискового робочого органу можна розрахувати за формулою:

$$\begin{aligned}
m_i &= \rho_{cr} \int_{(V)} dV = \rho_{cr} \int_0^{2\pi} \int_0^{\arcsin \frac{d}{2R}} \int_{R-\delta}^R r^2 \sin \theta dr d\theta d\varphi = \\
&= \frac{2\pi}{3} \rho_{cr} \left(R_i^3 - (R_i - \delta_i)^3 \right) \left(1 - \sqrt{1 - \frac{d_i^2}{4R_i^2}} \right).
\end{aligned} \tag{2.99}$$

Приймаємо, що момент інерції котка дискатора в першому наближенні визначається як момент інерції полого циліндру [167]:

$$I_k = \frac{\pi L_k}{2} \rho_{cr} \left(R_k^4 - (R_k - \delta_k)^4 \right), \tag{2.100}$$

де R_k – зовнішній радіус котка дискатора, м;

δ_k – товщина стінки котка дискатора, м;

L_k – довжина котка дискатора, м.

В свою чергу маса котка дискатора в першому наближенні визначається як маса полого циліндру [167]:

$$m_k = \pi L_k \rho_{cr} \left(R_k^2 - (R_k - \delta_k)^2 \right) \tag{2.101}$$

Потенційну енергія системи твердих тіл дискатора визначається за принципом суперпозиції [88]:

$$U = U_c + U_1 + U_2 + U_k \tag{2.102}$$

де U_c – потенційна енергія центра мас рами дискатора, Дж:

$$U_c = F_{gc} z'_c, \tag{2.103}$$

F_{gc} – сила тяжіння рами дискатора, Н:

$$F_{gc} = M_c g, \tag{2.104}$$

U_1 – потенційна енергія першого ряду робочих органів дискатора, Дж:

$$\begin{aligned}
U_1 &= \sum_{i=1}^{N_1} F_{gli} z'_{li} + \sum_{i=1}^{N_1} \frac{k_{lix}}{2} l_{li}^2 (\cos \varphi_{li} - \cos(\varphi_{li} - \varphi))^2 + \\
&+ \sum_{i=1}^{N_1} \frac{k_{liz}}{2} l_{li}^2 (\sin \varphi_{li} - \sin(\varphi_{li} - \varphi))^2,
\end{aligned} \tag{2.105}$$

U_2 – потенційна енергія другого ряду робочих органів дискатора, Дж:

$$U_2 = \sum_{i=1}^{N_2} F_{g2i} z'_{2i} + \sum_{i=1}^{N_2} \frac{k_{2ix}}{2} l_{2i}^2 (\cos \varphi_{2i} - \cos(\varphi_{2i} - \varphi))^2 + \\ + \sum_{i=1}^{N_2} \frac{k_{2iz}}{2} l_{2i}^2 (\sin \varphi_{2i} - \sin(\varphi_{2i} - \varphi))^2, \quad (2.106)$$

F_{gi} – сила тяжіння дискового робочого органу, Н:

$$F_{gi} = m_i g, \quad (2.107)$$

k_{ix}, k_{iz} – коефіцієнти жорсткості при деформації пружної стійки дискового робочого органу вздовж осей Ox і Oz , Н/м;

U_k – потенційна енергія котка дискатора, Дж:

$$U_k = F_{gk} z'_k + \frac{k_{kx}}{2} l_k^2 (\cos \varphi_k - \cos(\varphi_k - \varphi))^2 + \\ + \frac{k_{kz}}{2} l_k^2 (\cos \varphi_k - \cos(\varphi_k - \varphi))^2, \quad (2.108)$$

F_{gk} – сила тяжіння котка дискатора, Н:

$$F_{gk} = m_k g, \quad (2.109)$$

k_{kx}, k_{kz} – коефіцієнти жорсткості при деформації пружин стійки котка дискатора вздовж осей Ox і Oz , Н/м.

Узагальнена не потенційна сила (момент сили) системи твердих тіл дискатора визначається наступним чином:

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_k, \quad (2.110)$$

Q_1 – узагальнена не потенційна сила (момент сили) першого ряду робочих органів дискатора, Н·м:

$$Q_1 = \sum_{i=1}^{N_1} (F_{rix} x'_{li} + F_{riz} z'_{li}), \quad (2.111)$$

Q_2 – узагальнена не потенційна сила (момент сили) другого ряду робочих органів дискатора, Н·м:

$$Q_2 = \sum_{i=1}^{N_2} (F_{r2ix} x'_{2i} + F_{r2iz} z'_{2i}), \quad (2.112)$$

F_{rix}, F_{riz} – сила опору ґрунту дисковому робочому органу вздовж осей Ox і Oz , Н;

Q_k – узагальнена не потенційна сила (момент сили) котка дискатора, Н·м:

$$Q_k = F_{rkx} x'_k + F_{rkz} z'_k, \quad (2.113)$$

F_{rkx} – горизонтальна сила опору котка дискатора з боку ґрунту, Н [168]:

$$F_{rkx} = \left(f_k + \frac{\eta_k}{R_k} \right) F_{rkz}, \quad (2.114)$$

f_k – коефіцієнт тертя ковзання котка;

η_k – коефіцієнт тертя кочення котка;

F_{rkz} – вертикальна сила опору котка дискатора з боку ґрунту, Н [169]:

$$F_{rkz} = 0,86\iota \sqrt{\frac{(m_k g)^4}{q_0 L (2R_k)^2}}, \quad (2.115)$$

$\iota = 1,0-1,3$ – коефіцієнт, що враховує додатковий опір від деформації ґрунту, яку здійснюють не гладкі елементи котка, Н/м;

q – коефіцієнт об'ємної деформації ґрунту, Н/м³.

Підставляючи в формулу (2.77) вирази (2.78)–(2.81) і (2.90)–(2.97), (2.98)–(2.101) отримуємо залежність для кінетичної енергії системи робочих органів дискатора:

$$\begin{aligned} T = & \frac{1}{2} M_c \left((-x_c \dot{\varphi} \sin \varphi - z_c \dot{\varphi} \cos \varphi - V)^2 + (x_c \dot{\varphi} \cos \varphi - z_c \dot{\varphi} \sin \varphi)^2 \right) + \\ & + \sum_{i=1}^{N_1} \left(\frac{\pi}{3} \rho_{cr} (R_{li}^3 - (R_{li} - \delta_{li})^3) \left(1 - \sqrt{1 - \frac{d_{li}^2}{4R_{li}^2}} \right) \times \right. \\ & \times \left((-l_{li} \dot{\varphi}_{li} \sin \varphi_{li} \cos \varphi - (l_{li} \cos \varphi_{li} + x_{10i}) \dot{\varphi} \sin \varphi - l_{li} \dot{\varphi}_{li} \cos \varphi_{li} \sin \varphi - l_{li} \dot{\varphi} \sin \varphi_{li} \cos \varphi - V \right)^2 + \\ & + \left. (-l_{li} \dot{\varphi}_{li} \sin \varphi_{li} \sin \varphi + (l_{li} \cos \varphi_{li} + x_{10i}) \dot{\varphi} \cos \varphi + l_{li} \dot{\varphi}_{li} \cos \varphi_{li} \cos \varphi - l_{li} \dot{\varphi} \sin \varphi_{li} \sin \varphi \right)^2 \right) + \\ & + \frac{\pi}{5} \rho_{cr} (R_{li}^5 - (R_{li} - \delta_{li})^5) \left(1 - \sqrt{1 - \frac{d_{li}^2}{4R_{li}^2}} \right) \omega_{li}^2 \Big) + \\ & + \sum_{i=1}^{N_2} \left(\frac{\pi}{3} \rho_{cr} (R_{2i}^3 - (R_{2i} - \delta_{2i})^3) \left(1 - \sqrt{1 - \frac{d_{2i}^2}{4R_{2i}^2}} \right) \times \right. \\ & \times \left((-l_{2i} \dot{\varphi}_{2i} \sin \varphi_{2i} \cos \varphi - (l_{2i} \cos \varphi_{2i} + x_{20i}) \dot{\varphi} \sin \varphi - l_{2i} \dot{\varphi}_{2i} \cos \varphi_{2i} \sin \varphi - l_{2i} \dot{\varphi} \sin \varphi_{2i} \cos \varphi - V \right)^2 + \\ & + \left. (-l_{2i} \dot{\varphi}_{2i} \sin \varphi_{2i} \sin \varphi + (l_{2i} \cos \varphi_{2i} + x_{20i}) \dot{\varphi} \cos \varphi + l_{2i} \dot{\varphi}_{2i} \cos \varphi_{2i} \cos \varphi - l_{2i} \dot{\varphi} \sin \varphi_{2i} \sin \varphi \right)^2 \Big) + \end{aligned} \quad (2.116)$$

$$\begin{aligned}
& + \frac{\pi}{5} \rho_{\text{cr}} \left(R_{2i}^5 - (R_{2i} - \delta_{2i})^5 \right) \left(1 - \sqrt{1 - \frac{d_{2i}^2}{4R_{2i}^2}} \right) \omega_{2i}^2 + \\
& + \frac{1}{2} \pi L_k \rho_{\text{cr}} \left(R_k^2 - (R_k - \delta_k)^2 \right) \times \\
& \times \left((-1_k \dot{\varphi}_k \sin \varphi_k \cos \varphi - (1_k \cos \varphi_k + x_{k0}) \dot{\varphi} \sin \varphi - 1_k \dot{\varphi}_k \cos \varphi_k \sin \varphi - (1_k \sin \varphi_k + z_{k0}) \dot{\varphi} \cos \varphi - V \right)^2 + \\
& + \left(-1_k \dot{\varphi}_k \sin \varphi_k \sin \varphi + (1_k \cos \varphi_k + x_{k0}) \dot{\varphi} \cos \varphi + 1_k \dot{\varphi}_k \cos \varphi_k \cos \varphi - (1_k \sin \varphi_k + z_{k0}) \dot{\varphi} \sin \varphi \right)^2 + \\
& + \frac{\pi L_k}{4} \rho_{\text{cr}} \left(R_k^4 - (R_k - \delta_k)^4 \right) \omega_k^2
\end{aligned}$$

Підставляючи в формулу (2.102) вирази (2.103)–(2.109) і (2.82)–(2.89) отримуємо залежність для потенційної енергії системи робочих органів дискатора:

$$\begin{aligned}
U = & M_c g (x_c \sin \varphi + z_c \cos \varphi) + \\
& \sum_{i=1}^{N_1} m_{1i} g \left((l_{1i} \cos \varphi_{1i} + x_{10i}) \sin \varphi + l_{1i} \sin \varphi_{1i} \cos \varphi \right) + \\
& + \sum_{i=1}^{N_1} \frac{k_{1ix}}{2} l_{1i}^2 \left(\cos \varphi_{1i} - \cos(\varphi_{1i} - \varphi) \right)^2 + \sum_{i=1}^{N_1} \frac{k_{1iz}}{2} l_{1i}^2 \left(\sin \varphi_{1i} - \sin(\varphi_{1i} - \varphi) \right)^2 + \\
& + \sum_{i=1}^{N_2} m_{2i} g \left((l_{2i} \cos \varphi_{2i} + x_{20i}) \cos \varphi_{2i} \sin \varphi + l_{2i} \sin \varphi_{2i} \cos \varphi \right) + \tag{2.117} \\
& + \sum_{i=1}^{N_2} \frac{k_{2ix}}{2} l_{2i}^2 \left(\cos \varphi_{2i} - \cos(\varphi_{2i} - \varphi) \right)^2 + \sum_{i=1}^{N_2} \frac{k_{2iz}}{2} l_{2i}^2 \left(\sin \varphi_{2i} - \sin(\varphi_{2i} - \varphi) \right)^2 + \\
& + m_k g \left((1_k \cos \varphi_k + x_{k0}) \cos \varphi_k \sin \varphi + (1_k \sin \varphi_k + z_{k0}) \cos \varphi \right) + \\
& + \frac{k_{kx}}{2} l_k^2 \left(\cos \varphi_k - \cos(\varphi_k - \varphi) \right)^2 + \frac{k_{kz}}{2} l_k^2 \left(\cos \varphi_k - \cos(\varphi_k - \varphi) \right)^2
\end{aligned}$$

Підставляючи в формулу (2.110) вирази (2.111)–(2.115) і (2.82)–(2.89), (2.101) отримуємо залежність для узагальнених не потенційних сил (моментів сил) системи твердих тіл дискатора:

$$\begin{aligned}
Q = & \sum_{i=1}^{N_1} F_{r1ix} \left((l_{1i} \cos \varphi_{1i} + x_{10i}) \cos \varphi - l_{1i} \sin \varphi_{1i} \sin \varphi - Vt \right) \\
& + \sum_{i=1}^{N_1} F_{r1iz} \left((l_{1i} \cos \varphi_{1i} + x_{10i}) \sin \varphi + l_{1i} \sin \varphi_{1i} \cos \varphi \right) + \tag{2.118} \\
& + \sum_{i=1}^{N_2} F_{r2ix} \left((l_{2i} \cos \varphi_{2i} + x_{20i}) \cos \varphi - l_{2i} \sin \varphi_{2i} \sin \varphi - Vt \right) +
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& + \sum_{i=1}^{N_2} F_{r2iz} \left((l_{2i} \cos \varphi_{2i} + x_{20i}) \cos \varphi_{2i} \sin \varphi + l_{2i} \sin \varphi_{2i} \cos \varphi \right) + \\
& + 0,86l \sqrt{\frac{(\pi L_k \rho_{cr} (R_k^2 - (R_k - \delta_k)^2) g)^4}{qL(2R_k)^2}} \times \\
& \times \left(\left(f_k + \frac{\eta_k}{R_k} \right) \left((l_k \cos \varphi_k + x_{k0}) \cos \varphi - (l_k \sin \varphi_k + z_{k0}) \sin \varphi - Vt \right) + \right. \\
& \left. + \left((l_k \cos \varphi_2 + x_{k0}) \cos \varphi_k \sin \varphi + (l_k \sin \varphi_k + z_{k0}) \cos \varphi \right) \right)
\end{aligned}$$

Підставляючи залежності (2.116)–(2.118) в систему (2.75) отримуємо систему диференціальних рівнянь коливання дискатора і окремо його робочих органів.

В даній системі рівнянь фігурують фізико-механічні властивості ґрунту, які мають випадкову природу і змінюються в заданих межах. Тому рішення даної системи рівнянь проведемо в програмному пакеті Mathematica (Додаток Д). Приймаючи $g = 9,8 \text{ м/с}^2$, $q = 1,3 \cdot 10^3 \text{ Н/м}^3$; $\rho = 1340 \text{ кг/м}^3$; $R = 0,66 \text{ м}$; $h = 0,1 \text{ м}$ визначимо максимальну амплітуду коливань кута рами дискатора від його параметрів (рис. 2.16–2.21) у вигляді рівняння регресії:

$$\begin{aligned}
\varphi = & 41,0116 + 0,843796 a_I - 0,96348 a_I^2 - 26,2602 a_{II} + \\
& + 1,38778 \cdot 10^{-15} a_I a_{II} + 14,1676 a_{II}^2 - 3,24 d + 4,91 d^2 + \\
& + 1,11092 V - 0,0782407 a_I V - 0,304222 a_{II} V - 0,0968132 V^2 + \quad (2.119) \\
& + 0,0126 \alpha - 0,0098 \gamma + 0,0629 d \gamma + 0,000174 \alpha \gamma - 75,2555 \Delta x - \\
& - 0,898148 a_I \Delta x + 2,02531 a_{II} \Delta x - 0,0786996 V \Delta x + 48,168 \Delta x^2.
\end{aligned}$$

де $a_I a_{II}$ – крок спіралі пружної стійки першого і другого ряду дискатора, м;
 Δx – відстань між пружними стійками першого і другого ряду дискатора, м;
 d – діаметр дискового робочого органу, м;
 V – швидкість переміщення дискатора, м;
 α – кут атаки дискового робочого органу дискатора, м;
 γ – кут нахилу дискового робочого органу дискатора, м

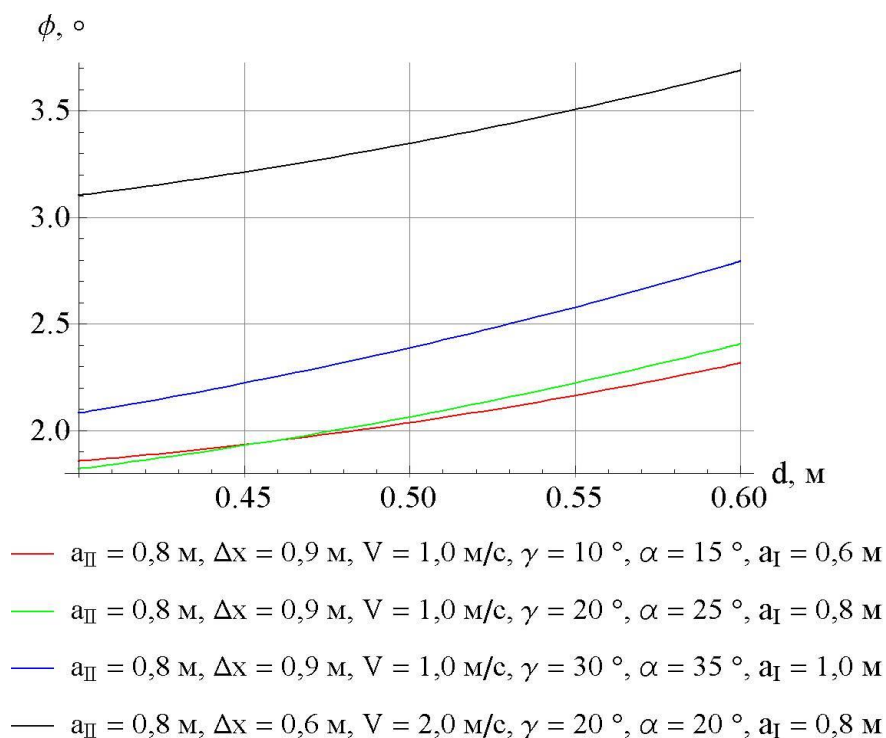


Рисунок 2.16 – Залежність максимальної амплітуди коливань кута рами дискатора від діаметра дискового робочого органу

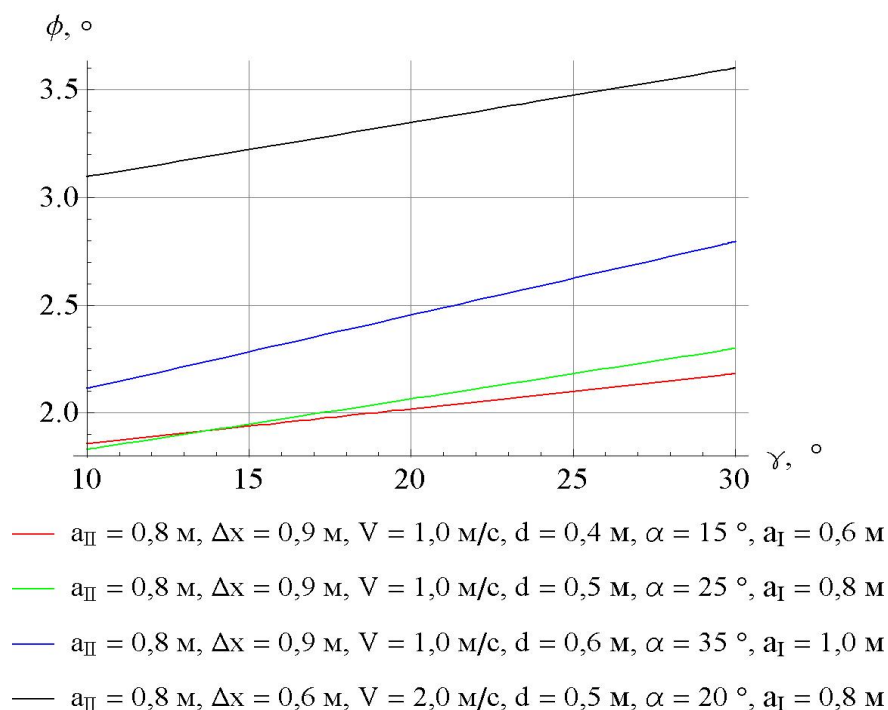


Рисунок 2.17 – Залежність максимальної амплітуди коливань кута рами дискатора від кута нахилу дискового робочого органу

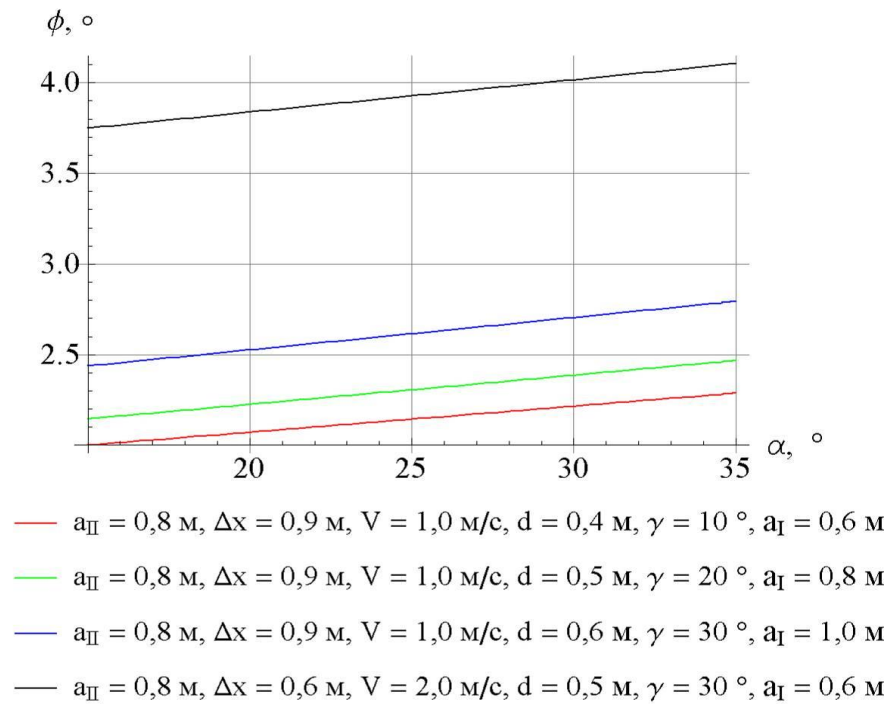


Рисунок 2.18 – Залежність максимальної амплітуди коливань кута рами дискатора від кута атаки дискового робочого органу

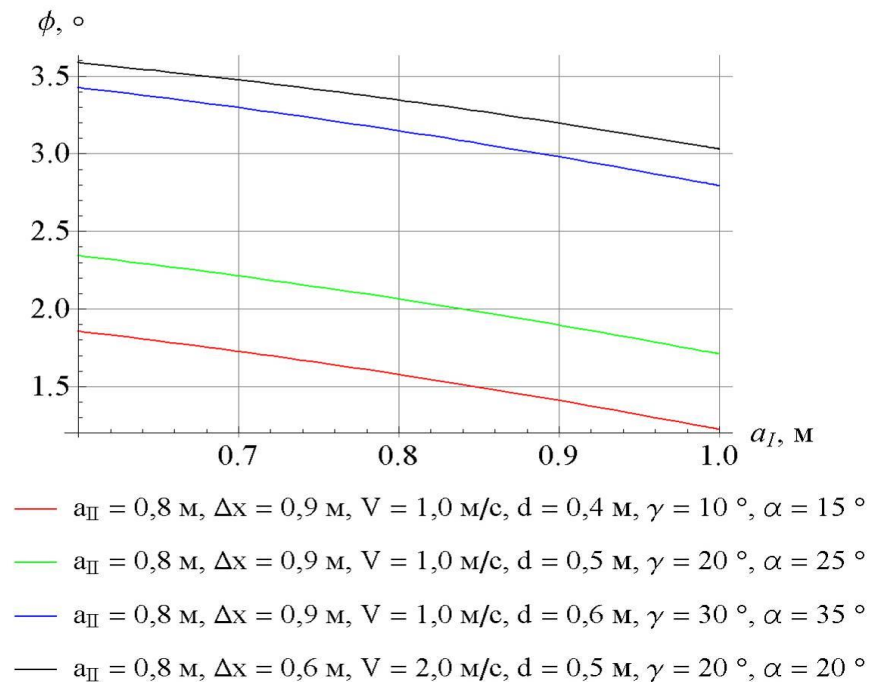


Рисунок 2.19 – Залежність максимальної амплітуди коливань кута рами від кроку спіралі пружної стійки першого ряду дискатора

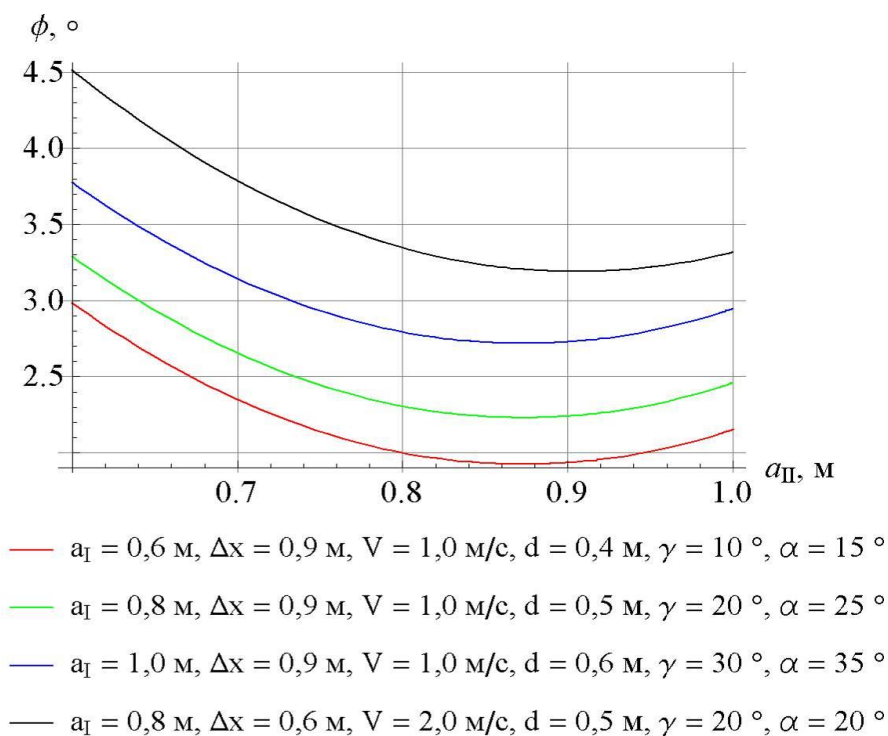


Рисунок 2.20 – Залежність максимальної амплітуди коливань кута рами від кроку спіралі пружної стійки другого ряду дискатора

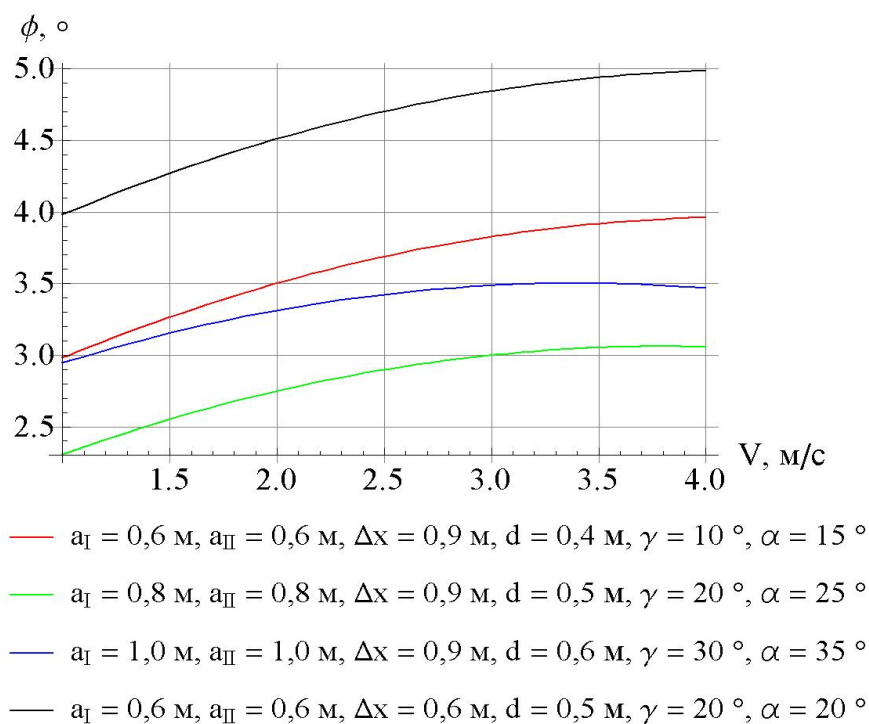


Рисунок 2.21 – Залежність максимальної амплітуди коливань кута рами від швидкості переміщення дискатора

2.8 Висновки з розділу

1. В результаті аналітичних досліджень переміщення частинки ґрунту по увігнутій сферичній поверхні робочого органу дискатора з урахуванням сили підпору шару ґрунту, що напливає на дисковий робочий орган, відцентровою сили та сили Коріоліса, що виникають в результаті його обертання, розроблено програмний код в програмному пакеті Mathematica, який дозволяє визначити площу та рівняння лінії контакту ґрунтового середовища із поверхнею робочого органу дискатора в залежності від його конструктивних параметрів (радіус сферичної поверхні R , діаметр диска d), кутів атаки α і нахилу γ та глибини обробітку ґрунту h .

2. Враховуючи отримані залежності площі та рівняння лінії контакту ґрунтового середовища із поверхнею робочого органу дискатора та використовуючи аналітичні закономірності Гуцола О. П. і Ковбаси В. П. для компонентів нормальних напружень пружно-в'язко-пластичного ґрунтового середовища, розроблено програмний код в програмному пакеті Mathematica, який дозволяє визначити залежності проєкцій сили опору від кутів атаки α і нахилу γ робочого органу дискатора, швидкості його переміщення V та глибини обробітку ґрунту h .

3. В результаті аналітичних досліджень динамічної моделі процесу деформації пружної стійки дискатора будь-якої форми складено систему диференціальних рівнянь в загальному вигляді і розроблено відповідний програмний код в програмному пакеті Mathematica, який дозволяє визначити напруження, відносні і абсолютні деформації в кожній точці пружної стійки.

4. Приймаючи форму пружної стійки дискатора за спіраль Архімеда, тобто функції її границь задані у полярних координатах $f_1(\theta) = \frac{a\theta}{2\pi} + b$, $f_2(\theta) = \frac{a\theta}{2\pi} + b + h$, де $\theta_s \leq \theta \leq \theta_f$, із параметрами геометричної форми: a (крок спіралі), b (зміщення спіралі вздовж радіальної координати), h (товщина

пружної стійки), визначено її еквівалентну фізико-математичну модель у вигляді жорсткого математичного маятника довжиною l , до вантажу якого закріплено дві пружини вздовж осей Ox і Oz із коефіцієнтами жорсткості k_x і k_z відповідно, які відхиляють його на кут φ .

5. Встановлені залежності коефіцієнтів жорсткості k_x і k_z , довжини l і кута φ еквівалентної фізико-математичної моделі пружної стійки дискатора із параметрами геометричної форми: $a = 0,8$ м, $b = 0$ м, $h = 0,01$ м від значень сил F_{ex} і F_{ez} , що діють на вільний кінець стійки вздовж осей Ox і Oz .

6. В результаті аналітичних досліджень складено систему диференціальних рівнянь коливання рами і робочих органів дискатора під час його руху з урахуванням змін фізико-механічних властивостей ґрунту.

7. За розробленим алгоритмом в програмному пакеті Mathematica встановлено вираз у вигляді рівняння регресії щодо визначення ступеня асимптотичної стійкості (кути коливання φ) системи робочих органів дискатора в залежності від його конструктивно-технологічних параметрів (крок спіралі пружної стійки першого і другого ряду a_1 a_2 , відстань між пружними стійками Δx , діаметр d , кути атаки α і нахилу γ дискового робочого органу, швидкість переміщення V).

Основні наукові результати розділу опубліковано в працях автора [154, 170, 171, 172, 173, 174].

РОЗДІЛ 3

ПРОГРАМА І МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

3.1 Програма експериментальних досліджень

Метою експериментальних досліджень була перевірка правильності та уточнення встановлених в ході теоретичних досліджень залежностей і експериментальне обґрунтування раціональних конструктивно-технологічних параметрів дискатора з пружними стійками.

У відповідності із програмою експериментальних досліджень було передбачено наступне:

- розроблення методики лабораторних досліджень процесу взаємодії дискового робочого органу на пружній стійці з ґрунтовим середовищем;
- вибір необхідного стандартного обладнання і налаштування експериментального стенду на ґрунтовому каналі;
- розроблення методики експериментальних досліджень процесу роботи дискатора з пружними стійками в польових умовах;
- виготовлення експериментального зразка дискатора з пружними стійками;
- проведено дослідів у відповідності з методикою планування експериментів;
- проведення порівняльних польових дослідів.

Під час проведення експериментальних досліджень виконувались умови необхідності забезпечення єдності основних елементів як умови будь-якого наукового дослідження при розробці проблем сільськогосподарської техніки [36, 37].

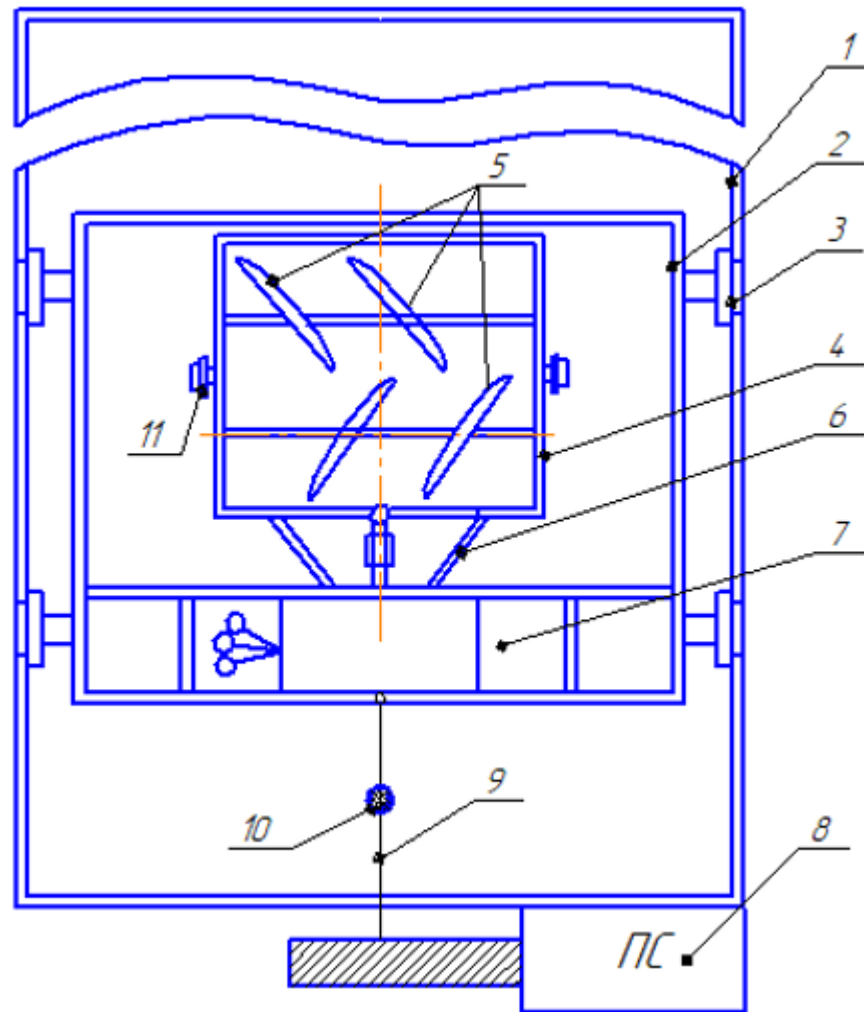
3.2 Методика лабораторних досліджень процесу взаємодії дискового робочого органу на пружній стійці з ґрунтовим середовищем

3.2.1 Опис експериментального стенду на ґрунтовому каналі

Для проведення лабораторних досліджень використовувалася установка, яка змонтована на ґрунтовому каналі кафедри технічного забезпечення агропромислового виробництва Харківського національного аграрного університету ім. В.В. Докучаєва.

Ґрунтовий канал являє собою прямокутне наземне спорудження розміром 4,0×28,0 м. Товщина засипаного ґрунту в каналі становить 0,5 м. Схема ґрунтового каналу з набором технологічного обладнання, що використовувалося при проведенні експериментів, наведена на рис. 3.1. Основна рама каретки 2 установки за допомогою роликів 3 встановлена на рейкових напрямних 1. На основній рамі встановлена начіпна рухома рама 4, яка має платформу для встановлення ґрунтообробних робочих органів, що досліджуються. Пересування установки по напрямних 1 здійснюється від приводної станції 8 (рис. 3.3) з можливістю реверсування і зміни швидкості руху через трос 9, на якому встановлений тензодатчик 10 із засобами фіксації (рис. 3.1) тягового опору установки з дослідними дисковими робочими органами 5. Для обмеження глибини ходу робочих органів застосовано опорне колесо 11 з гвинтовим механізмом. Переведення рухомої рами 4 в робоче і транспортне положення забезпечується гідравлічною системою керування 7 дослідної установки. Показання тензодатчика 10 при проведенні експериментів фіксувалися аналого-цифровим перетворювачем з подальшою обробкою отриманих даних на комп'ютері. На начіпній системі було встановлено акселерометр (датчик прискорення MPU6050), який фіксував значення кута відхилення ґрунтообробних робочих органів.

Загальний вигляд ґрунтового каналу наведена на рис. 3.2.



1 – рейкові напрямні; 2 – основна рама; 3 – ролики; 4 – начіпна рухома рама; 5 – дискові робочі органи, що випробовуються; 6 – начіпна система; 7 – система керування; 8 – приводна станція; 9 – канат; 10 – тензодатчик; 11 – опорне колесо

Рисунок 3.1 – Схема ґрунтового каналу з обладнанням для випробування робочих органів ґрунтообробних машин

Глибина ходу робочих органів регулюється шляхом переміщення опорних коліс начіпної рухомої рамки лабораторної установки (рис. 3.4).

Перед проведенням досліджень дискових робочих органів ґрунт в каналі перекопувався, вирівнювався і заливався водою з наступною витримкою протягом двох тижнів для доведення ґрунту до вологості 20–22 %, що рекомендовано агротехнічними вимогами для проведення дискування.



а

б

а – вид спереду; б – вид ззаду

Рисунок 3.2 – Загальний вид ґрунтового каналу для випробувань ґрунтообробних робочих органів



Рисунок 3.3 – Приводна станція рухомого модуля робочих органів



Рисунок 3.4 – Рухома рамка з механізмом регулювання глибини ходу дискових робочих органів

Дослідна ділянка ґрунтового каналу поділялася на 3 частини. Реєстрація значень тягового опору дискових робочих органів визначалася на середній ділянці – ділянці сталого руху. Крайні ділянки використовувалися для усунення похибки впливу нерівномірності швидкості руху, коли відбувається розгін та гальмування експериментальної установки. При цьому робочу швидкість установки можна змінювати від 0,25 до 2,5 м/с. Глибина обробітку ґрунту при проведенні досліджень складала 0,08–0,12 м. Кількісна характеристика тягового опору досліджуваних дискових робочих органів фіксувалося за допомогою вимірювальної системи (рис. 3.9).

Тяговий опір дискових робочих органів в ґрунтовому каналі визначався за формулою:

$$P_d = P_{\text{кар}} - P_{\text{хк}}, \quad (3.1)$$

де P_d – тяговий опір дискового робочого органу, що випробовується, Н;
 $P_{кар}$ – сумарний тяговий опір каретки з робочими органами при виконанні дискування, Н;
 $P_{хк}$ – тяговий опір каретки на холостому ході, Н.

За кожним варіантом випробувань визначалися наступні показники:

- тяговий опір дискових робочих органів P_d ;
- середнє значення P_d і середньоквадратичне відхилення тягового опору дискових робочих органів за варіантами σ , Н;
- довірчий інтервал тягового опору дисків, Н;
- похибка експерименту, Δ .

Кількість повторювань експериментів для отримання вірогідних результатів дорівнювала трьом.

3.2.2 Етапи проведення лабораторних досліджень робочих органів дискаторів в ґрунтовому каналі

Для проведення досліджень по визначенню впливу конструктивно-технологічних параметрів робочих органів дискатора на якість поверхневого обробітку ґрунту після його проходу було взято три види дисків різного діаметру: 0,4 м, 0,5 м і 0,6 м. Диски відповідають ДСТУ ISO 5679:2012 [175].

Окрім цього змінювалися кути нахилу γ (10° , 20° , 30°) і атаки дисків α (10° , 20° , 30°), а також за фактор дослідження було прийнято параметр пружної стійки – крок спіралі a (0,6 м, 0,8 м, 1,0 м).

Згідно формули (2.63) – (2.65) рівняння стійки має вигляд:

$$r(\theta) = \frac{a\theta}{2\pi} + l_{к0}(a_0 - a) = \frac{a\theta}{2\pi} + 0,7(0,8 - a). \quad (3.2)$$

Для значень кроку спіралі $a_1 = 0,6$ м, $a_2 = 0,8$ м, $a_3 = 1,0$ м побудовані відповідні графіки функції форми пружних стійок, які приведені на рисунку 3.5.

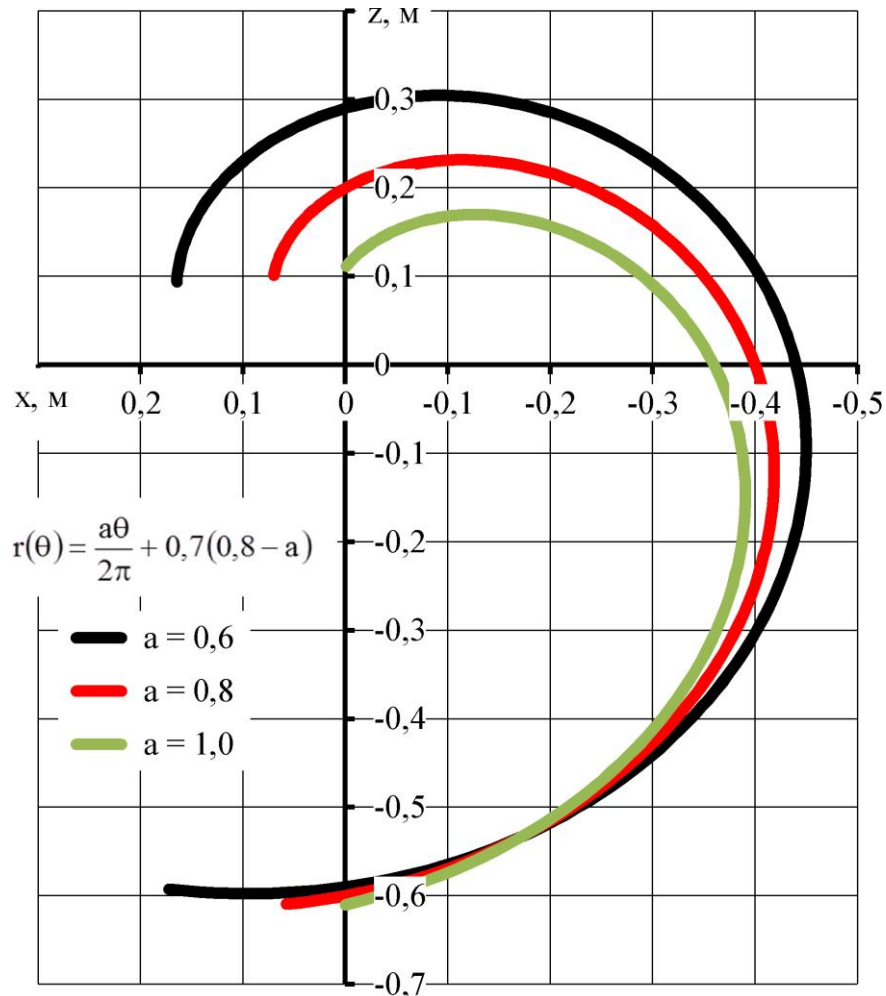


Рисунок 3.5 – Форми пружних стійок для лабораторних досліджень

За критерії оцінки досліду було обрано:

- K_{str} – коефіцієнт структурності ґрунту;
- R_x – середнє значення тягового опору робочих органів, кН;
- φ – кут відхилення робочих органів, °.

Досліджувані параметри та діапазони їх варіювання наведені в табл. 3.1.

Процес експериментальних досліджень поверхневого обробітку ґрунту можна значно звузити з використанням D-оптимального плану Бокса-Бенкіна другого порядку для 4 факторів (27 дослідів), що дозволить одержати математичну модель, яка з достатньою точністю описує вплив факторів на технологічний процес [176, 177].

Матриця D-оптимального чотирьох факторного плану другого порядку наведена в таблиці Д.1.

Таблиця 3.1 – Параметри, що варіювалися в експерименті по визначенню їх впливу на показники якості роботи дискатора

Назва фактора	Позначення фактора	Рівень факторів			Інтервали варіювання
		- 1	0	+1	
Діаметр дискового робочого органу d , м	x_1	0,4	0,5	0,6	0,1
Кут нахилу дискового робочого органу γ , °	x_2	10	20	30	10
Кут атаки дискового робочого органу α , °	x_3	15	25	35	10
Крок спіралі пружної стійки a , м	x_4	0,6	0,8	1,0	0,2

Швидкість переміщення робочого органу була фіксованою і складала 1 м/с. Глибина обробітку встановлювалася на рівні 0,1 м. Для забезпечення однакової глибини ходу робочих органів, після проведення контрольного досліду, положення дисків не змінювалось.

Радіус сфери диска складав 0,66 м. Кількість дискових робочих органів – 2 шт. в ряду. Кількість рядів – 2.

Умовою проведення досліду було забезпечення роботи дискових робочих органів на одній ділянці ґрунтового каналу з ідентичними властивостями ґрунту, на однаковій глибині обробітку і з однаковими швидкостями руху.

Для досліду був підготовлений ґрунт в каналі. В зоні проходу робочих органів зволожили ґрунт на глибину 20 см. Після підсихання ґрунту встановлювали контрольний робочий орган на глибину 12 см і протягнули його зі швидкістю 1 м/с на відстані близько 5 м. Потім встановили експериментальні диски і здійснили таку саму операцію.

В якості супутнього показника умови проведення експерименту визначалася вологість ґрунту за описаною методикою (розділ 3.4).

3.3 Методика експериментальних досліджень процесу роботи дискатора з пружними стійками в польових умовах

3.3.1 Опис експериментального зразка дискатора з пружними стійками

У результаті проведення теоретичних досліджень були визначені конструктивно-технологічні параметри дискатора, що забезпечують найменшу амплітуду коливань при його руху. Для підтвердження їх достовірності на основі математичної моделі було проведено експериментальні дослідження в польових умовах з використанням дискового знаряддя виробництва ТОВ «Лозівські машини». На основі попередніх теоретичних і лабораторних досліджень був розроблений експериментальний зразок дискатора з індивідуальним кріпленням дискових робочих органів на пружних стійках. Випробування експериментального зразка дискатора проводили на полях дослідного господарства АТОВ «Харківплемсервіс» Харківського району, Харківської області, с. Мала Рогань.

Загальний вигляд створеного дискатора зображений на рис. 3.6. Обробіток ґрунту під посів ячменя після передника соняшник, проводилося у складі агрегату ХТЗ-17222 та експериментального дискового знаряддя ДЛ-5. До робочих органів даного дискатора відносяться диски, що закріплені на індивідуальних пружних стійках і розташовані в два ряди і опорні котки. Як показали результати попередніх лабораторних досліджень діаметр дисків складає 570 мм (рис. 3.7).

Робочі органи дискатора розпушують ґрунт на глибину 8–12 см, а опорні котки вирівнюють поверхню поля, що дозволяє одночасно після проходження агрегату проводити сівбу.



Рисунок 3.6 – Загальний вигляд створеного дискатора



Рисунок 3.7 – Робочі органи дискатора розміром 570 мм

Технічна характеристики експериментального зразка дискатора зі змінними пружними стійками представлена в таблиці 3.2.

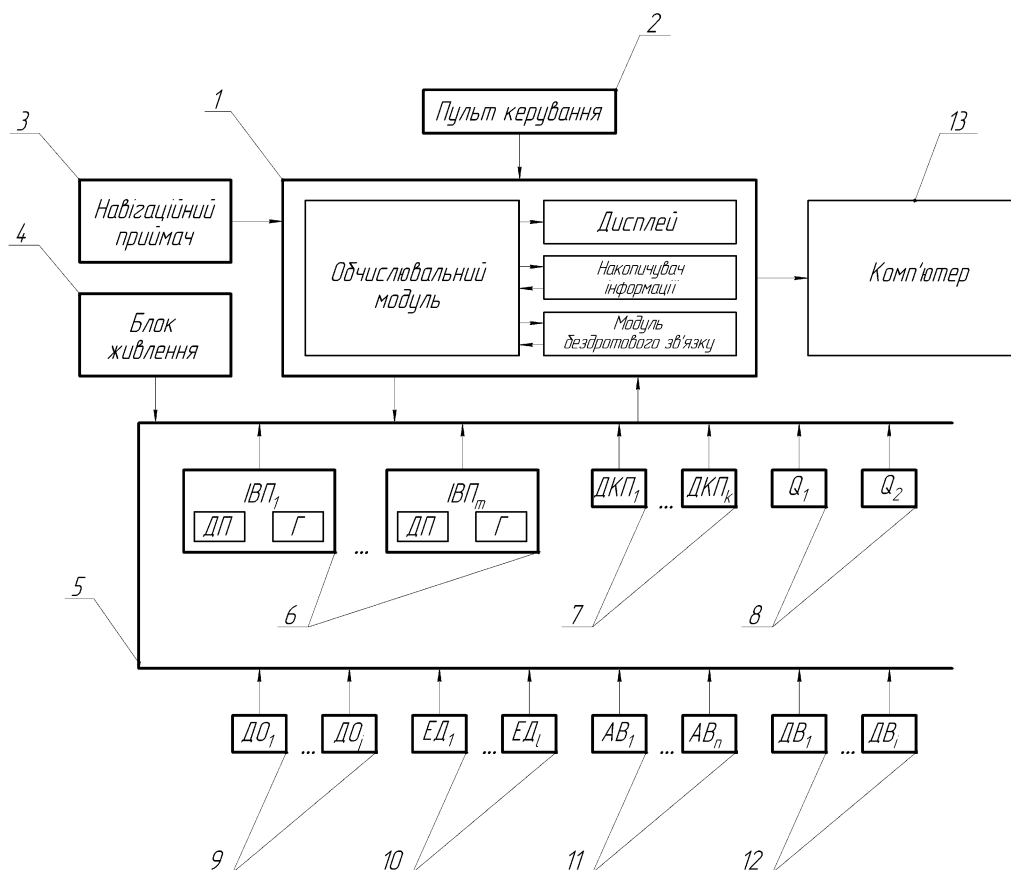
Таблиця 3.2 – Технічна характеристика експериментального зразка дискатора зі змінними пружними стійками

Найменування показника	Одиниці вимірювання	Значення показників
Ширина захвату	м	5,2
Кількість дисків	шт	44
Спосіб кріплення дисків	болтове з'єднання	
Глибина обробітку	см	3-12
Агрегативання з трактором	к.с.	130-170

3.3.2 Обладнання для проведення експериментальних досліджень

Для лабораторних і експериментальних досліджень використана вимірювальна система динаміки та енергетики агрегатів, яка розроблена на кафедрі тракторів і автомобілів Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. П. Василенка. Вимірювальна система призначена для визначення кінематичних, динамічних, потужнісних та енергетичних характеристик агрегатів та їх елементів при дорожніх, польових і стендових випробуваннях [28].

Основним елементом вимірювальної системи є комп'ютер або обчислювальний модуль, в якому здійснюється обробка та збереження отриманих даних з датчиків та вимірювальних пристроїв. В якості накопичувача інформації використовується жорсткий диск або флеш пам'ять. У випадку обладнання пристрою автономним обчислювальним модулем до нього додається дисплей та пульт управління, за допомогою яких здійснюється керування системою. Схема вимірювальної системи представлена на рис. 3.8, а загальний вигляд рис. 3.9. Комплектність вимірювальної системи, що складається з окремих блоків наведена в табл. 3.3.

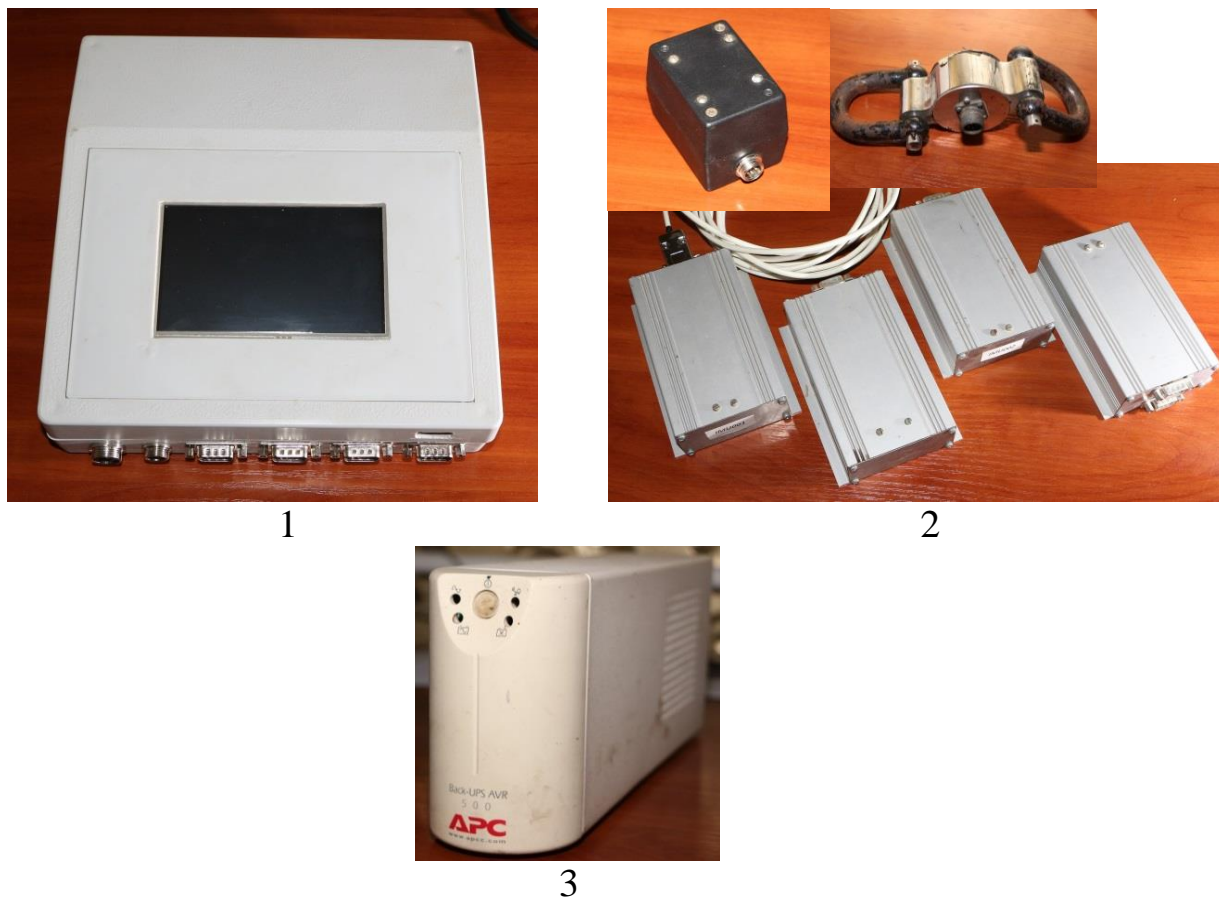


1 – обчислювальний модуль; 2 – пульт керування; 3 – навігаційний пристрій; 4 – блок живлення; 5 – шина даних CAN; 6 – інерційний вимірювальний пристрій; 7 – датчик куту повороту; 8 – витратомір палива; 9 – датчик обертів; 10 – електронний динамометр; 11 – аналогові входи; 12 – дискретні входи; 13 – комп'ютер

Рисунок 3.8 – Структурна схема вимірювальної системи

Таблиця 3.3 – Комплектність вимірювальної системи

Найменування	Позначення	Кількість, шт
Обчислювальний блок	ВСДЕММ-003.001.00	1
Інерційний вимірювальний модуль	ІВМ-003.002.00	4
Датчик витрати палива	ІП154-003.003.00	2
Датчик тягового зусилля	ДТЗ-003.004.00	1
Датчик швидкості обертання колеса	ДШОК-003.005.00	4
Датчик обертання рульового колеса	ДОРК-003.010.00	1
Антенa	GPS-003.006.00	1
Блок живлення	БЖ-003.007.00	1
Кабель сигнальний	К-003.008.00	10
Кабель живлення	К-003.009.00	3
Паспорт	ВСДЕММ-003.000.00 ПС	1



1 – обчислювальний модуль; 2 – датчики; 3 – блок живлення

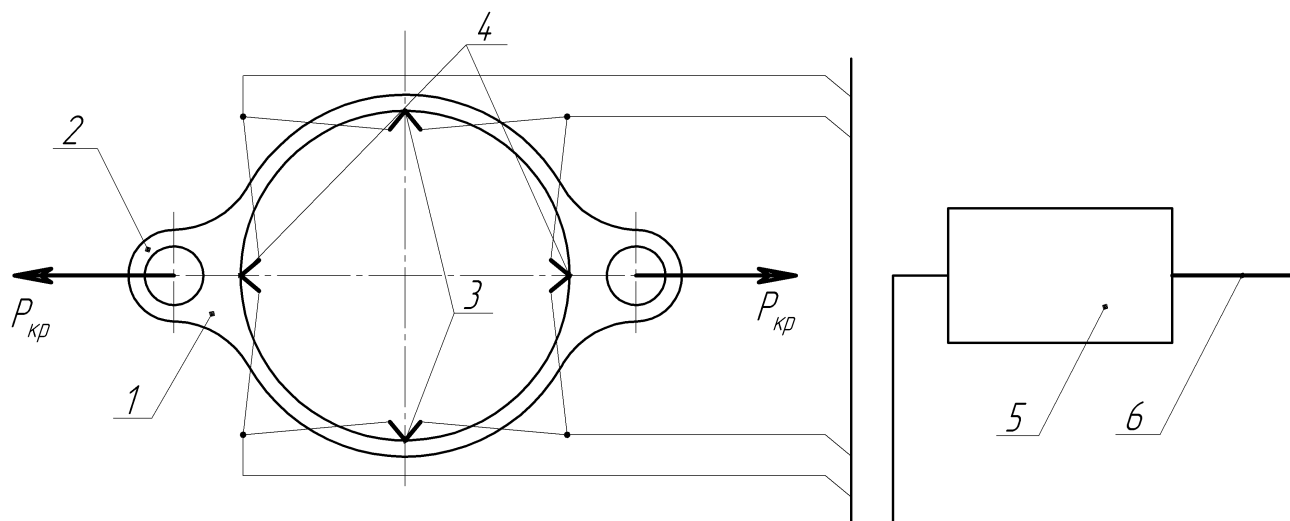
Рисунок 3.9 – Загальний вид вимірювальної системи та датчиків

Модульність вимірювальної системи дозволяє пристосовувати її до визначення лише необхідних параметрів функціонування одно або багатоеlementних мобільних машин, в тому числі й дискатора.

Для визначення тягового зусилля використовується тензодатчик (рис. 3.10), що представляє собою металевий корпус 1 з місцями приєднання до машин 2, тензорезисторів розтягування 3 та тензорезисторів стиску 4 джерелом постійної напруги для яких є мікроконтролер 5, що перетворює електричну напругу з тензорезисторів на цифровий код і надсилає до обчислювального модулю по CAN-шині 6.

Тарування вимірювальної системи для визначення тягового опору дискових робочих органів. Для проведення досліджень визначення тягового опору дискових робочих органів в польових умовах проводили тарування

вимірювального комплексу з метою отримання достовірних даних випробувань. Вимірювальну систему обладнано двома датчиками тягового зусилля, що функціонують за принципом електричного динамометру. Використовуються датчики – CZLAS-4 з номінальним зусиллям $P_n = 50\text{кН}$ (рис. 3.11). Технічна характеристика тензодатчика подана в табл. 3.4.



- 1 – металевий корпус датчика; 2 – вуха (місця приєднання до гаку машин);
 3 – тензорезистори розтягування; 4 – тензорезистори стиску;
 5 – мікроконтролер; 6 – CAN-шина

Рисунок 3.10 – Тензодатчик для вимірювання тягового опору

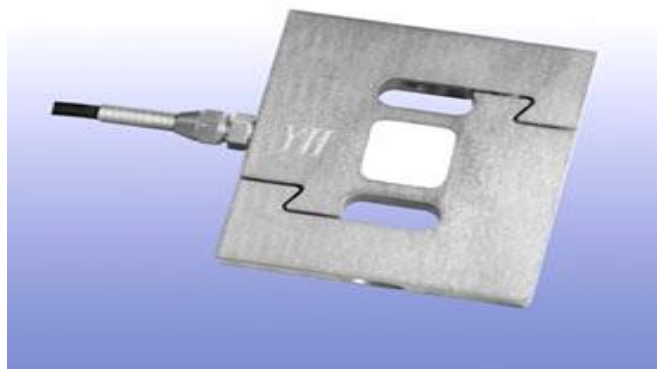


Рисунок 3.11 – Загальний вид тензодатчика CZLAS-4

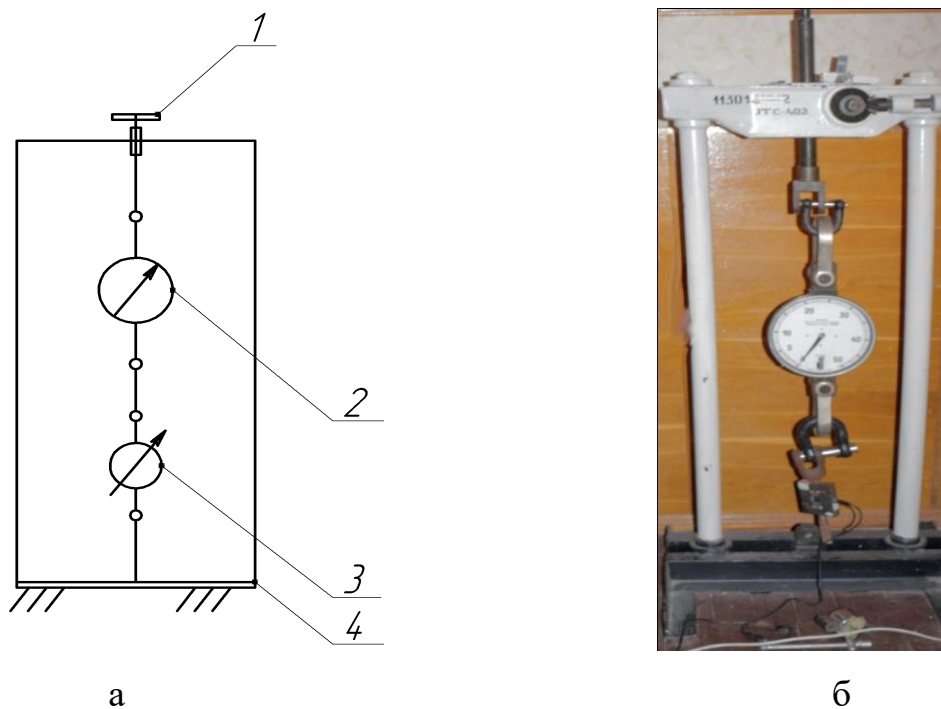
Таблиця 3.4 – Технічна характеристика тензодатчика CZLAS-4

Параметр	Розмірність	Значення
Клас точності	–	0,02% – 0,03%
Номінальне навантаження	кг	5000
Чутливість	мВ / В	2.0 ± 0.01
Дрейф нуля	мВ / В	± 0,02
Вплив температури на чутливість	% / 10К	0,02 – 0,03
Вплив температури на дрейф нуля	% / 10К	0,03 – 0,05
Нелінійність	%	0,02 – 0,03
Гістерезис	%	0,02 – 0,03
Зсув параметрів у часі (30 хвилин)	%	0,02 – 0,03
Вхідний опір	Ω	390 ± 30
Вихідний опір	Ω	350 ± 1
Номінальна напруга	В	10
Максимальна напруга	В	15
Опір ізоляції	GΩ / 100V	> 2
Номінальний діапазон температур	°С	-10 ~ + 40
Діапазон робочих температур	°С	-20 ~ + 80
Діапазон температури зберігання	°С	-20 ~ + 80
Клас захисту	–	IP66
Матеріал	–	легована сталь

Для тарування даних датчиків використовувався стенд (рис. 3.12), що дозволяє послідовно з'єднати повірений та дослідний динамометри й встановлювати необхідне навантаження і підтримувати його на протязі тривалого часу. В якості контрольного динамометру використано серійний динамометр типу ДПУ-50-2, калібрування якого було виконано в ННЦ Інститут метрології, м. Харків (додаток К).

Схема навантаження електронного динамометру під час тарування наведено на рис. 3.12.

За результатами тарування побудовано графіки навантаження і відпускання (рис. 3.14, а, б) та залежність (3.5) кодів аналого-цифрового перетворювача вимірювальної системи та значення еталонного динамометру.



а – схема стану; б – загальний вид; 1 – гвинтовий механізм;
2 – еталонний динамометр; 3 – досліджуваний динамометр; 4 – основа

Рисунок 3.12 – Стенд для тарування електронного динамометру

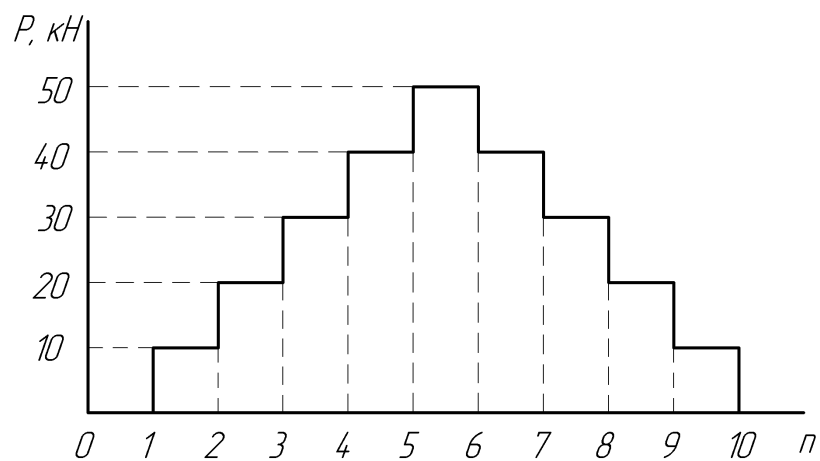
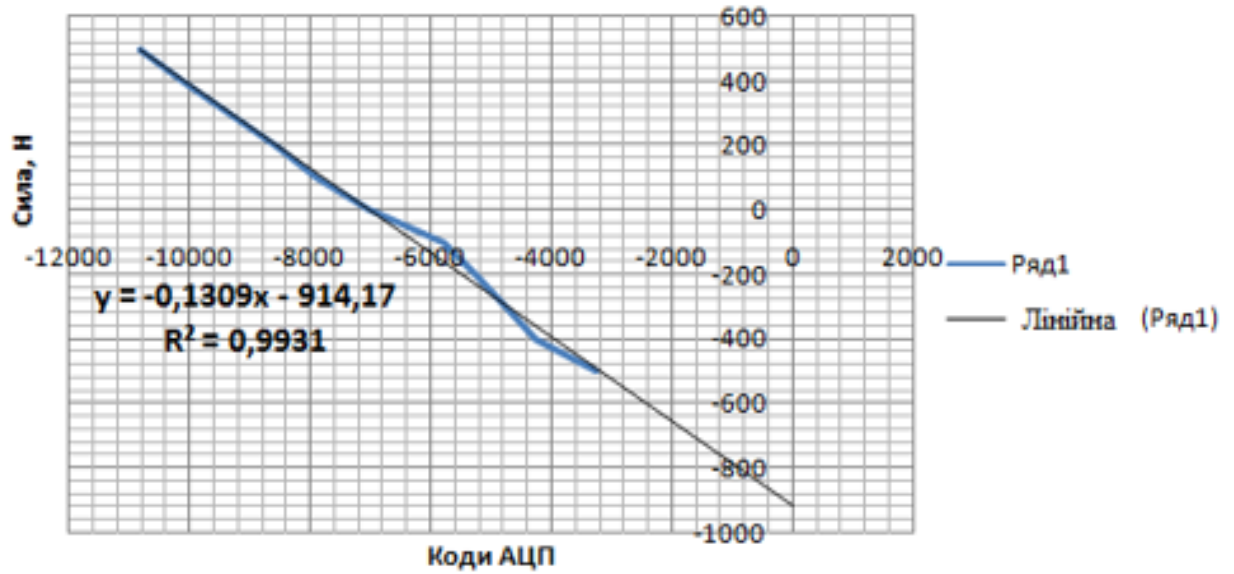
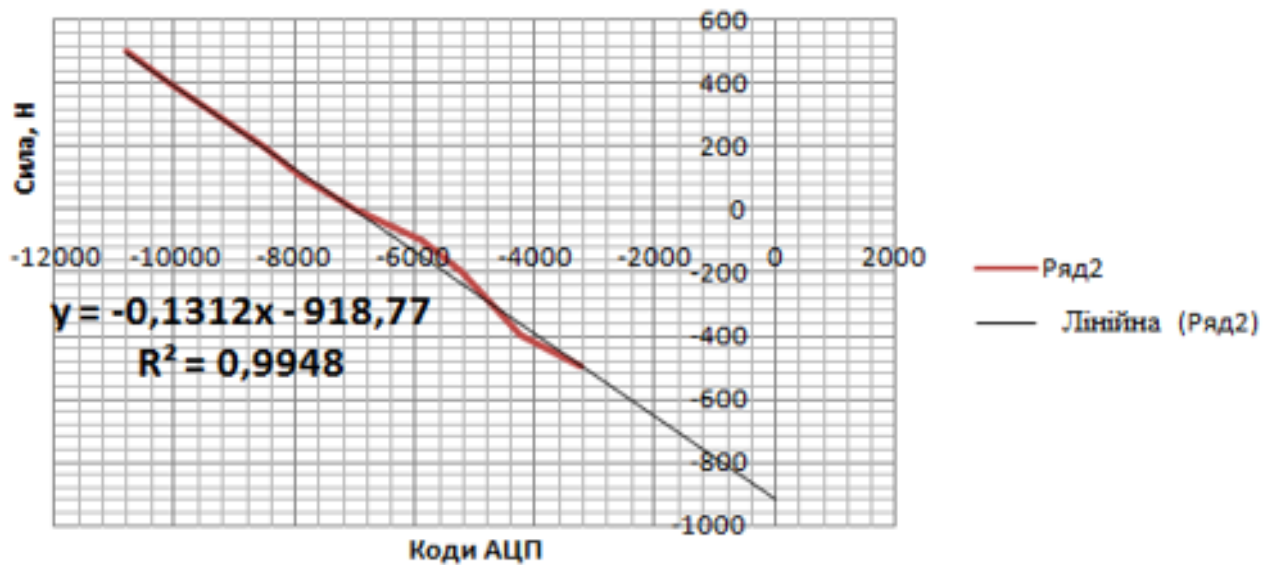


Рисунок 3.13 – Схема навантаження динамометру CZLAS-4 при випробуваннях



а



б

Рисунок 3.14 – Результати тарування електронного динамометру CZLAS-4

Залежність прикладеного зусилля при проведенні досліджень від кодів АЦП має вид:

$$P = 1,0021i - 373,36, \text{ Н}; R^2 = 0,9997; \quad (3.3)$$

де i – коди АЦП;

P – зусилля на динамометрі.

3.3.3 Етапи проведення експериментальних досліджень в польових умовах

У відповідності до ОСТ 70.4.1-80 [181] на кожному етапі польових досліджень перед початком дослідів визначились основні водно-фізичні показники ґрунту, а після – показники якості.

Всі фізико-механічних властивості ґрунтового середовища визначалися відповідно до розділу 3.4.

Згідно попередніх теоретичних і лабораторних досліджень було використано дисковий робочий орган діаметром $d = 0,56$ м. Радіус сфери диска складав $0,66$ м. Кількість дискових робочих органів – 2 шт. в ряду. Кількість рядів – 2. Кут нахилу дискового робочого органу $\gamma = 22^\circ$, а кут атаки $\alpha = 31^\circ$.

Схема проведення експериментальних досліджень наведені в табл. 3.5.

Таблиця 3.5 – Схема проведення експериментальних досліджень

№	Варіант розташування пружних стійок в двох рядах (фактор А)	Відстань між рядами дискових робочих органів Δx (фактор В)	Швидкість переміщення агрегату V (фактор С)
1	$a_I = 0,8$ м, $a_{II} = 0,6$ м	0,6 м	1 м/с
2			2,5 м/с
3			4 м/с
4		0,9 м	1 м/с
5			2,5 м/с
6			4 м/с
7	$a_I = 0,8$ м, $a_{II} = 0,8$ м	0,6 м	1 м/с
8			2,5 м/с
9			4 м/с
10		0,9 м	1 м/с
11			2,5 м/с
12			4 м/с
13	$a_I = 0,6$ м, $a_{II} = 0,8$ м	0,6 м	1 м/с
14			2,5 м/с
15			4 м/с
16		0,9 м	1 м/с
17			2,5 м/с
18			4 м/с

За фактори досліджень було обрано: фактор А – варіант розташування пружних стійок в двох рядах ($a_I = 0,8$ м, $a_{II} = 0,6$ м; $a_I = 0,8$ м, $a_{II} = 0,8$ м; $a_I = 0,6$ м, $a_{II} = 0,8$ м); фактор В – відстань між рядами дискових робочих органів Δx (0,6 м, 0,9 м); фактор С – швидкість переміщення агрегату V (1 м/с, 2,5 м/с, 4 м/с).

За критерії оцінки досліду було обрано:

- K_{str} – коефіцієнт структурності ґрунту;
- R_x – середнє значення тягового опору агрегату, кН;
- φ – кут відхилення робочих органів, °.

3.4 Методика визначення фізико-механічних властивостей ґрунтового середовища

При проведенні лабораторних і експериментальних досліджень дискових робочих органів в лабораторних та польових умовах фізико-механічні властивості ґрунту визначали у відповідності з діючими стандартами: СОУ 74.3-37-155:2004 [178] та ДСТУ 4289:2004 [179]. Забір проб виконувався у відповідності з ГОСТ 20915-75 [180] і ОСТ-70.4.1-80 [181].

Фізико-механічні властивості ґрунту при проведенні експериментальних досліджень визначалися відповідно до ОСТ 70.2.15-73 [182], вологість ґрунту – методом термічного сушіння в п'ятикратній повторності.

Для визначення агрегатного складу ґрунту після обробітку дисковими робочими органами по діагоналі обробленої ділянки брали п'ять проб ґрунту масою не менше 2,5 кг з кожного шару, товщина якого дорівнює глибині ходу робочих органів дискатора. Відібрані проби ґрунту висушували до легко-сухого стану і просіювали через набір сит № 0,25–0,5 по ГОСТ 3584-73 з круглими отворами 10; 7,5; 3; 2; 1; 0,5 і 0,25 мм без струшування, нахиляючи їх в різні боки, поступово знімаючи сита одне за іншим, у міру проходження через кожне сито всіх дрібних ґрунтових агрегатів. Грудки ґрунту 10 мм і більше з верхнього

решета розподіляли уручну на три фракції: дрібні брили 30-50 мм, брили – 50,1-100 мм, великі брили – більше 100 мм (рис. 3.15) [183].



Рисунок 3.15 – Визначення структурно-агрегатного складу ґрунту

Структурно-агрегатний склад ґрунту визначали для трьох варіантів: перший – до початку обробітку (контроль); другий – після обробітку серійною бороною; третій – після обробітку експериментальним дискатором.

Усі фракції зважували і підраховували їх відсоток відносно до маси зразка.

Масова доля фракції при цьому визначалася за формулою:

$$\Phi = \frac{m}{M} \cdot 100\%;, \quad (3.1)$$

де m – маса ґрунту на кожному ситі, кг;

M – загальна маса ґрунту, кг.

Повне уявлення щодо співвідношення в ґрунті агрегатів різних фракцій неоднакової агрономічної цінності дає коефіцієнт структурності, який визначався відношенням агрономічноцінних агрегатів до суми фракцій макрота мікро агрегатів за формулою

$$K_{str} = \frac{K_{0,25-10}}{K_{<0,25} + K_{>10}}, \quad (3.2)$$

де $K_{0,25-10}$ – відсоток вмісту агрономічноцінних фракцій ґрунту в пробі, %;

$K_{<0,25}$, $K_{>10}$ – відсоток вмісту фракцій ґрунту в пробі, відповідно менше 0,25 мм і більше 10 мм, %.

Проби на вологість ґрунту відбирали буром в місцях, розташованих по діагоналі ділянки в п'ятикратній повторності. Глибина відбирання проб встановлювалася відповідно глибині обробітку ґрунту дискового знаряддя. Зразки ґрунту з відповідного шару висипали на спеціальний металевий лист, перемішували та засипали в два алюмінієвих стаканчики. Відібрані проби ґрунту масою 30-40 г зважували і сушили в шафі на протязі восьми годин при температурі 105 С°.

Зразки з пробами після сушіння через 15-20 хв. зважували і визначали вологість ґрунту за формулою:

$$W_a = \frac{m_b - m_c}{m_c} \cdot 100\% , \quad (3.3)$$

де m_b , m_c – маса вологого і сухого ґрунту відповідно, кг.

Твердість ґрунту визначали в місцях визначення вологості за допомогою ґрунтового твердоміра (рис. 3.16-3.17).



Рисунок 3.16 – Визначення твердості ґрунту на досліджуваній ділянці



Рисунок 3.17 – Прилад для визначення твердості ґрунту конструкції ВІГОСМа

Проби на щільність ґрунту відбирали в зоні місць визначення твердості та вологості ґрунту. Глибина визначення щільності ґрунту встановлювалася в залежності від глибини обробітку ґрунту. Проби відбирали спеціальним буром. Бур занурювали в ґрунт дотримуючись перпендикулярного тиску його на ґрунт та уникали пресування ґрунту по закінченні вдавлювання. Стакан буру з ґрунтом зважували, після чого ґрунт висипали, перемішували і відбирали зразки для визначення вологості. Зразок ґрунту зважували, висушували при температурі 105 °С до постійної маси. По масі проби до висушування та масі абсолютно сухого ґрунту після сушки визначали масу абсолютно сухого ґрунту в об'ємі всього стакану буру. Об'єм взятого зразка ґрунту визначали множенням площі ріжучої частини бура на його висоту по ГОСТ 5180-84 [184]. Розділивши масу абсолютно сухого ґрунту на об'єм зразка отримали об'ємну масу в г/см³:

$$\rho = \frac{b}{V}, \quad (3.4)$$

де b – маса абсолютно сухого ґрунту, г;
 V – об'єм зразка взятої проби, см³.

Глибину обробітку ґрунту вимірювали бороздоміром по борозні, утвореній робочими органами дискатора або по сліду проходу його пружної стійки, для цього у місцях вимірювання борозну очищали від насипу (валу). Кількість вимірювань по кожному обліковому проходу не менше 50. Похибка вимірювання глибини не більш $\pm 1,0$ см. Дані вимірювань обробляли методом математичної статистики.

3.5 Визначення достовірності впливу факторів досліджень на критерії оцінки

Обробка результатів досліджень, проведених методом математичного факторного планування експериментів, виконувались за допомогою комп'ютерної програми «Mathematica» [185, 186]. Математична модель визначається по одному критерію оптимізації. Коефіцієнти регресії математичних моделей обчислюється за формулами для D-оптимальних планів дослідів [187, 188].

З метою забезпечення необхідної достовірності впливу факторів досліджень на критерії оцінки, досліді проводилися в трьохразовій повторності [187]. Для зменшення впливу випадкових факторів та отримання результатів, порядок проведення досліджень – рандомізувався, і отриманий результат оброблявся із застосуванням методу дисперсійного і кореляційного аналізів та математичної статистики. Достовірність факторів визначалася за допомогою критерію Фішера [189, 190, 191]:

$$F = \frac{\sigma_x^2}{\sigma_z^2}, \quad (3.5)$$

де σ_x^2 – факторіальна дисперсія;

σ_z^2 – випадкова дисперсія.

Якщо отримане значення критерію Фішера більше за табличне, то параметри оптимізації будуть достовірними.

Оцінка суттєвості вибірових середніх проводили за критерієм Стьюдента [192, 193, 194]:

$$t_p = \frac{\bar{y}_1 + \bar{y}_2}{\sqrt{S_{\bar{y}_1}^2 + S_{\bar{y}_2}^2}}, \quad (3.6)$$

де t_p – розрахункове значення t-критерію;

\bar{y}_1, \bar{y}_2 – середнє за вибірками;

$S_{\bar{y}_1}^2, S_{\bar{y}_2}^2$ – помилки середніх, що порівнюються.

У разі $t_p \geq t_t$ нульова гіпотеза за відсутності істотних відмінностей між середніми спростовується, якщо $t_p < t_t$, різниця знаходиться в межах випадкових коливань для прийнятого рівня значущості [195].

Значимість коефіцієнтів рівнянь регресії визначали за критерієм Стьюдента [196]:

$$t = \frac{\sum_{i=1}^n (I_{ij} \bar{y}_i)}{S_R \sqrt{\sum \frac{1}{n_i}}}, \quad (3.7)$$

де I_{ij} – ваговий коефіцієнт рівнів факторів j-ого показника впливу в i-ому варіанті дослідю;

\bar{y}_i – середнє значення результуючого показника в i-ому варіанті дослідю;

S_R – середньоквадратична помилка експерименту, що визначається за формулою [197]:

$$S_R = \sqrt{\frac{\sum y_i^2}{n_i - 1} - \frac{(\sum y_i)^2}{n_i(n_i - 1)}}, \quad (3.8)$$

де n_i – число спостережень у i-ому варіанті дослідю.

Вклад мінливості факторів із загальної мінливості за варіантами визначали за індексом детермінації [198, 199]:

$$\eta^2 = \frac{\sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^k (\bar{y}_i + y_{cp})^2}{\sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^k (\bar{y}_i - y_{cp})^2}, \quad (3.9)$$

де \bar{y}_i – середнє значення величин за повторенням і-ого варіанта;

y_{cp} – середнє значення досліджуваної величини за всіма даними досліду [200]:

$$y_{cp} = \frac{\sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^k y_{ij}}{nk}, \quad (3.10)$$

де y_{ij} – середнє значення досліджуваної величини для і-ого варіанта та j-ої повторності;

n – число варіантів досліду;

k – кількість повторностей у варіантах.

Індекс детермінації, помножений на 100 %, показує вклад мінливості досліджуваної величини, пов'язаний з варіантами відносно повної мінливості цієї величини до досліду у відсотках.

Пошук оптимуму за декількома критеріями оцінки проводився за результатами рішення компромісної задачі, після визначення математичних моделей процесу за оцінювальними показниками та визначення оптимальних параметрів. На початку виділяються найбільш значимі фактори по кожній моделі та їх оптимальні параметри, потім із загального списку визначаються спільні фактори і аналізується діапазон їх оптимальних значень [201].

РОЗДІЛ 4

РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

4.1 Результати лабораторних досліджень процесу взаємодії дискового робочого органу на пружній стійці з ґрунтовим середовищем

В результаті лабораторних досліджень процесу взаємодії дискового робочого органу на пружній стійці з ґрунтовим середовищем отримано динаміку зміни тягового опору R_x для кожного досліду, яка представлена на рисунках Д.1–Д.3. Розрахувавши середнє значення тягового опору R_x по кожному досліду отримано матрицю даних, яка приведена у вигляді таблиці Д.2.

Обробка даних таблиці Д.2 в програмному пакеті Mathematica дозволила отримати рівняння регресії другого порядку, яке показує залежність середнього значення тягового опору робочих органів від факторів досліджень в закодованому вигляді:

$$\begin{aligned}
 R_x = & 2,35667 + 0,219167 x_1 - 0,09625 x_1^2 + 0,120833 x_2 + 0,035 x_1 x_2 - \\
 & - 0,02875 x_2^2 + 0,0941667 x_3 + 0,04 x_1 x_3 + 0,0375 x_2 x_3 - \\
 & - 0,02375 x_3^2 - 0,1125 x_4 - 0,0025 x_1 x_4 + 0,01 x_2 x_4 + 0,005 x_3 x_4 - \\
 & - 0,04125 x_4^2.
 \end{aligned}
 \tag{4.1}$$

Статистична обробка рівняння (4.1) приведена в таблиці 4.1. Порівнюючи розрахований критерій Стьюдента із табличним $t_{0,05}(54) = 2,00$ проведемо відхилення незначущих коефіцієнтів регресії. В результаті перетворимо рівняння (4.1):

$$\begin{aligned}
 R_x = & 2,35667 + 0,219167 x_1 - 0,09625 x_1^2 + 0,120833 x_2 + 0,035 x_1 x_2 - \\
 & - 0,02875 x_2^2 + 0,0941667 x_3 + 0,04 x_1 x_3 + 0,0375 x_2 x_3 - \\
 & - 0,1125 x_4 - 0,04125 x_4^2.
 \end{aligned}
 \tag{4.2}$$

Підставляючи в рівняння (4.2) замість x_1 – x_4 вирази для факторів досліджень в явному вигляді отримуємо залежність середнього значення

тягового опору робочих органів від факторів досліджень в розкодованому вигляді:

$$\begin{aligned}
 R_x = & -0,91 + 1,0875 a - 1,03125 a^2 + 10,1167 d - 9,625 d^2 - \\
 & - 0,0180833 \alpha + 0,04 d \alpha - 0,00329167 \gamma + \\
 & + 0,035 d \gamma + 0,000375 \alpha \gamma - 0,0002875 \gamma^2.
 \end{aligned}
 \tag{4.3}$$

Таблиця 4.1 – Результати статистичної обробки рівняння (4.1)

Коефіцієнт	Значення	Помилка	Критерій Стьюдента	Ймовірність
a ₀₀	2,35667	0,0174801	134,82	1,86108·10 ⁻²⁰
a ₁₀	0,219167	0,00874007	25,0761	9,80713·10 ⁻¹²
a ₂₀	0,120833	0,00874007	13,8252	9,83935·10 ⁻⁹
a ₃₀	0,0941667	0,00874007	10,7741	1,59103·10 ⁻⁷
a ₄₀	-0,1125	0,00874007	-12,8717	2,20548·10 ⁻⁸
a ₁₂	0,035	0,0151383	2,31202	0,0393317
a ₁₃	0,04	0,0151383	2,64231	0,0214818
a ₁₄	-0,0025	0,0151383	-0,165145	0,87158
a ₂₃	0,0375	0,0151383	2,47717	0,0291087
a ₂₄	0,01	0,0151383	0,660578	0,521362
a ₃₄	0,005	0,0151383	0,330289	0,746876
a ₁₁	-0,09625	0,0131101	-7,34166	8,95467·10 ⁻⁶
a ₂₂	-0,02875	0,0131101	-2,19296	0,0487482
a ₃₃	-0,02375	0,0131101	-1,81158	0,095136
a ₄₄	-0,04125	0,0131101	-3,14643	0,00843069

При умові мінімуму середнього значення тягового опору робочих органів ($R_x = 1,75$ кН) отримані оптимальні значення факторів: $d = 0,4$ м, $\gamma = 10^\circ$, $\alpha = 15^\circ$, $a = 1,0$ м.

Графічна інтерпретація залежності (4.3) представлена на рисунках 4.1–4.2. Збільшення діаметру дисків та їх кутів нахилу і атаки призводить до збільшення тягового опору, що пояснюється збільшенням площі контакту дискового робочого органу із ґрунтовим середовищем. В свою чергу збільшення кроку спіралі (зменшення коефіцієнту жорсткості стійки) призводить до зменшення тягового опору. Це спричинено зменшенням сили пружності стійки, яка частково компенсує силу опору ґрунтового середовища.

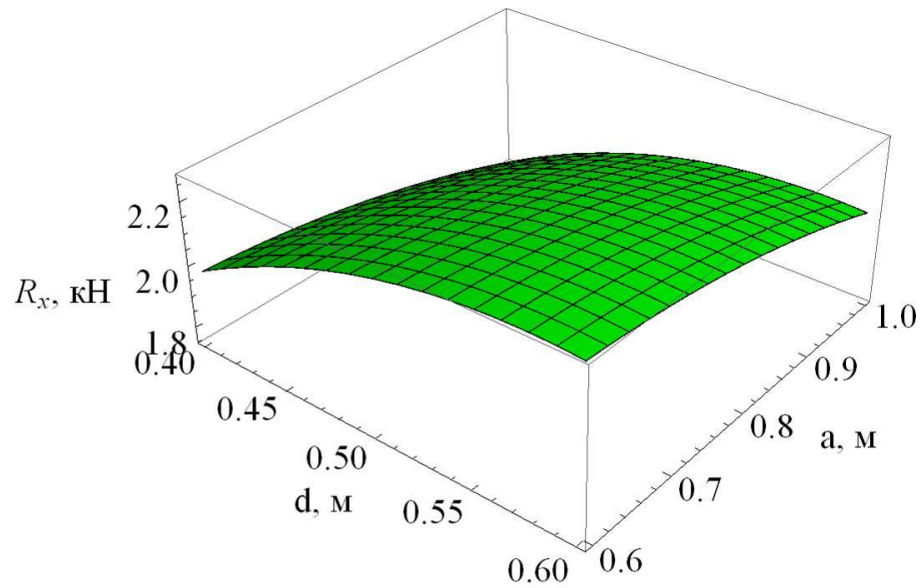


Рисунок 4.1 – Залежність середнього значення тягового опору робочих органів R_x від діаметра дискового робочого органу d і кроку спіралі пружної стійки a при $\gamma = 10^\circ$, $\alpha = 15^\circ$

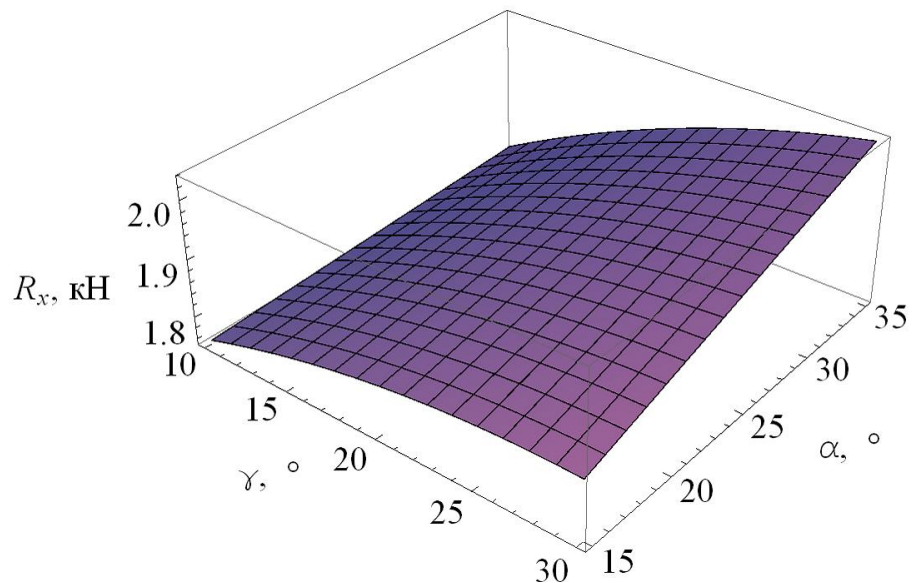


Рисунок 4.2 – Залежність середнього значення тягового опору робочих органів R_x від кута нахилу γ і кута атаки α робочих органів при $d = 0,4$ м; $a = 1,0$ м

В результаті лабораторних досліджень процесу взаємодії дискового робочого органу на пружній стійці з ґрунтовим середовищем отримано динаміку зміни куту відхилення робочих органів φ для кожного досліді, яка

представлена на рисунках Д.4–Д.6. Розрахувавши середнє значення кута відхилення робочих органів φ по кожному досліду отримано матрицю даних, яка приведена у вигляді таблиці Д.3.

Обробка даних таблиці Д.3 в програмному пакеті Mathematica дозволила отримати рівняння регресії другого порядку, яке показує залежність середнього значення кута відхилення робочих органів від факторів досліджень в закодованому вигляді:

$$\begin{aligned} \varphi = & 2,35667 + 0,221667 x_1 + 0,0341667 x_1^2 + 0,121667 x_2 + 0,035 x_1 x_2 - \\ & 0,0108333 x_2^2 + 0,095 x_3 + 0,04 x_1 x_3 + 0,04 x_2 x_3 - 0,00833333 x_3^2 - \\ & 0,163333 x_4 - 0,005 x_1 x_4 + 0,01 x_2 x_4 + 0,005 x_3 x_4 + 0,0216667 x_4^2. \end{aligned} \quad (4.4)$$

Статистична обробка рівняння (4.4) приведена в таблиці (4.2). Порівнюючи розрахований критерій Стюдента із табличним $t_{0,05}(54) = 2,00$ проведемо відхилення незначущих коефіцієнтів регресії. В результаті перетворимо рівняння (4.4):

$$\begin{aligned} \varphi = & 2,35667 + 0,221667 x_1 + 0,0341667 x_1^2 + 0,121667 x_2 + 0,035 x_1 x_2 \\ & + 0,095 x_3 + 0,04 x_1 x_3 + 0,04 x_2 x_3 - 0,163333 x_4. \end{aligned} \quad (4.5)$$

Таблиця 4.2 – Результати статистичної обробки рівняння (4.4)

Коефіцієнт	Значення	Помилка	Критерій Стюдента	Ймовірність
a ₀₀	2,35667	0,0183838	128,193	3,4062·10 ⁻²⁰
a ₁₀	0,221667	0,00919188	24,1155	1,55391·10 ⁻¹¹
a ₂₀	0,121667	0,00919188	13,2363	1,61008·10 ⁻⁸
a ₃₀	0,095	0,00919188	10,3352	2,50514·10 ⁻⁷
a ₄₀	-0,163333	0,00919188	-17,7693	5,52188·10 ⁻¹⁰
a ₁₂	0,035	0,0159208	2,19838	0,0482769
a ₁₃	0,04	0,0159208	2,51243	0,0272856
a ₁₄	-0,005	0,0159208	-0,314054	0,758872
a ₂₃	0,04	0,0159208	2,51243	0,0272856
a ₂₄	0,01	0,0159208	0,628109	0,541702
a ₃₄	0,005	0,0159208	0,314054	0,758872
a ₁₁	0,0341667	0,0137878	2,47803	0,0290627
a ₂₂	-0,0108333	0,0137878	-0,785717	0,44727
a ₃₃	-0,00833333	0,0137878	-0,604398	0,556834
a ₄₄	0,0216667	0,0137878	1,57143	0,142063

Підставляючи в рівняння (4.5) замість x_1 – x_4 вирази для факторів досліджень в явному вигляді отримуємо залежність середнього значення кута відхилення робочих органів від факторів досліджень в розкодованому вигляді:

$$\begin{aligned} \varphi = & 3,325 - 0,816667 a - 2,9 d + 3,41667 d^2 - 0,0185 \alpha + \\ & + 0,04 d \alpha - 0,0153333 \gamma + 0,035 d \gamma + 0,0004 \alpha \gamma. \end{aligned} \quad (4.6)$$

Оптимальні значення факторів при умові мінімуму куту відхилення робочих органів ($\varphi = 1,9^\circ$) складають $d = 0,4$ м, $\gamma = 10^\circ$, $\alpha = 15^\circ$, $a = 1,0$ м.

Графічна інтерпретація залежності (4.6) представлена на рисунках 4.3–4.4.

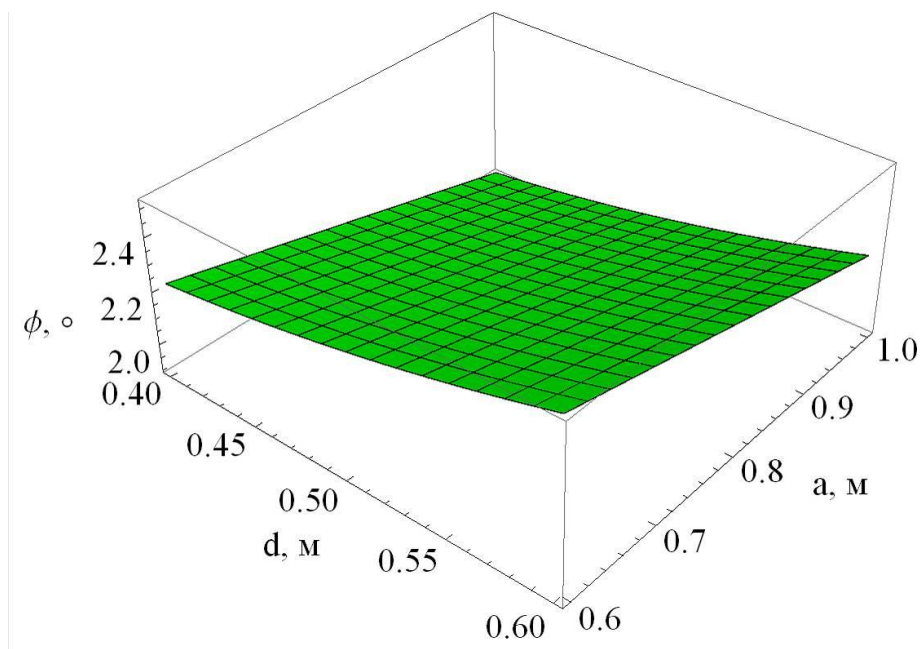


Рисунок 4.3 – Залежність кута відхилення робочих органів φ від діаметра дискового робочого органу d і кроку спіралі пружної стійки a при $\gamma = 10^\circ$, $\alpha = 15^\circ$

Збільшення діаметру дисків та їх кутів нахилу і атаки призводить до збільшення куту відхилення робочих органів. Залежність такого характеру виникає через збільшення сили опору ґрунтового середовища та зменшення часу переходу пружної деформації у пластичну. Це призводить до підйому робочого органу над заданим рівнем обробітку і опусканням його під дією сили

тяжіння. Збільшення кроку спіралі (зменшення коефіцієнту пружності стійки) і відповідно зменшення сили пружності стійки дозволяє компенсувати зазначений вище перехід від пружної деформації до пластичної, що призводить до зменшення куту відхилення робочих органів.

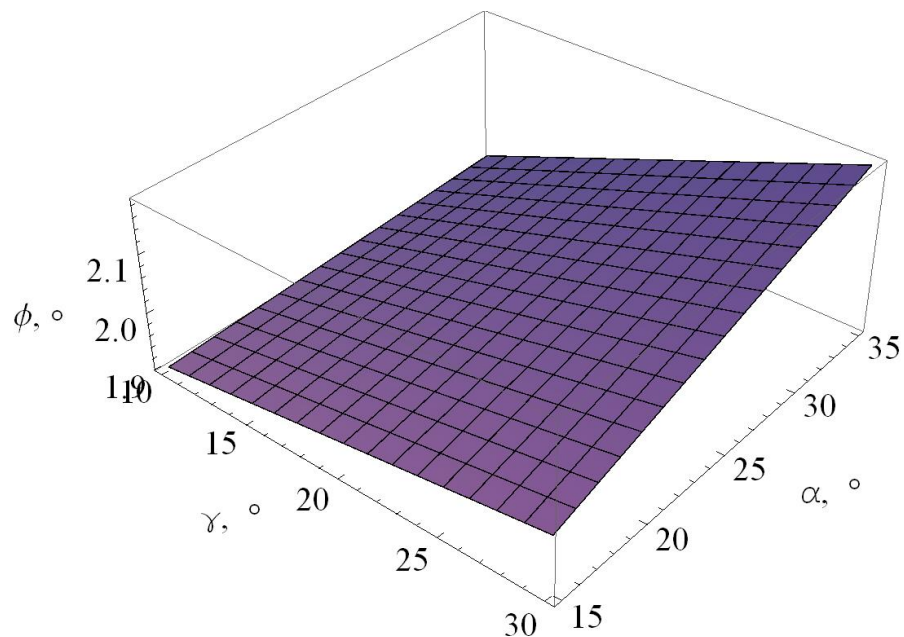


Рисунок 4.4 – Залежність кута відхилення робочих органів ϕ від кута нахилу γ і кута атаки α робочих органів при $d = 0,4$ м; $a = 1,0$ м

В результаті лабораторних досліджень процесу взаємодії дискового робочого органу на пружній стійці з ґрунтовим середовищем отримано масив даних агрегатного склад ґрунту після обробітку для кожного досліду (табл. Д.4–Д.6). Розраховавши значення коефіцієнта структурності ґрунту K_{str} для кожного досліду за формулою (3.2) отримано матрицю даних, яка приведена у вигляді таблиці Д.7.

Обробка даних таблиці Д.7 в програмному пакеті Mathematica дозволила отримати рівняння регресії другого порядку, яке показує залежність коефіцієнта структурності ґрунту від факторів досліджень в закодованому вигляді:

$$K_{str} = 0,65 + 0,263333 x_1 + 0,0679167 x_1^2 + 0,115 x_2 + 0,04 x_1 x_2 + \quad (4.7)$$

$$\begin{aligned}
& + 0,0304167 x_2^2 + 0,095 x_3 + 0,0375 x_1 x_3 + 0,035 x_2 x_3 + \\
& + 0,0479167 x_3^2 - 0,0633333 x_4 - 0,0025 x_1 x_4 + 0,005 x_2 x_4 + \\
& + 0,0025 x_3 x_4 + 0,0179167 x_4^2.
\end{aligned}$$

Статистична обробка рівняння (4.7) приведена в таблиці 4.4. Порівнюючи розрахований критерій Стьюдента із табличним $t_{0,05}(54) = 2,00$ проведемо відхилення незначущих коефіцієнтів регресії. В результаті перетворимо рівняння (4.7):

$$\begin{aligned}
K_{str} = & 0,65 + 0,263333 x_1 + 0,0679167 x_1^2 + 0,115 x_2 + 0,04 x_1 x_2 + \\
& + 0,0304167 x_2^2 + 0,095 x_3 + 0,0375 x_1 x_3 + 0,035 x_2 x_3 + \\
& + 0,0479167 x_3^2 - 0,0633333 x_4.
\end{aligned} \tag{4.8}$$

Підставляючи в рівняння (4.8) замість x_1 – x_4 вирази для факторів досліджень в явному вигляді отримуємо залежність коефіцієнту структурності ґрунту від факторів досліджень в розкодованому вигляді:

$$\begin{aligned}
K_{str} = & 2,28198 - 0,316667 a - 5,89583d + 6,79167 d^2 - 0,0402083 \alpha + \\
& + 0,0375 d \alpha + 0,000479167 \alpha^2 - 0,0294167 \gamma + \\
& + 0,04 d \gamma + 0,00035 \alpha \gamma + 0,000304167 \gamma^2.
\end{aligned} \tag{4.9}$$

Таблиця 4.3 – Результати статистичної обробки рівняння (4.7)

Коефіцієнт	Значення	Помилка	Критерій Стьюдента	Ймовірність
a ₀₀	0,65	0,0126014	51,5814	1,85179·10 ⁻¹⁵
a ₁₀	0,263333	0,00630072	41,7942	2,28268·10 ⁻¹⁴
a ₂₀	0,115	0,00630072	18,2519	4,04639·10 ⁻¹⁰
a ₃₀	0,095	0,00630072	15,0776	3,66357·10 ⁻⁹
a ₄₀	-0,0633333	0,00630072	-10,0518	3,38692·10 ⁻⁷
a ₁₂	0,04	0,0109132	3,6653	0,00323469
a ₁₃	0,0375	0,0109132	3,43622	0,00492878
a ₁₄	-0,0025	0,0109132	-0,229081	0,822664
a ₂₃	0,035	0,0109132	3,20713	0,00753215
a ₂₄	0,005	0,0109132	0,458162	0,655022
a ₃₄	0,0025	0,0109132	0,229081	0,822664
a ₁₁	0,0679167	0,00945108	7,18613	0,0000110765
a ₂₂	0,0304167	0,00945108	3,21833	0,00737734
a ₃₃	0,0479167	0,00945108	5,06997	0,000275208
a ₄₄	0,0179167	0,00945108	1,89573	0,0823306

При умові максимуму коефіцієнту структурності ґрунту ($K_{str} = 1,45$) оптимальні значення факторів складають: $d = 0,6$ м, $\gamma = 30^\circ$, $\alpha = 35^\circ$, $a = 0,6$ м.

Графічна інтерпретація залежності (4.9) представлена на рисунках 4.5–4.6. Збільшення всіх факторів досліджень призводить до збільшення коефіцієнту структурності ґрунту. Це спричинено виникненню більш інтенсивною взаємодією робочих органів із ґрунтованим середовищем. Таким чином ґрунт більш подрібнюється до агрономічно цінних фракцій.

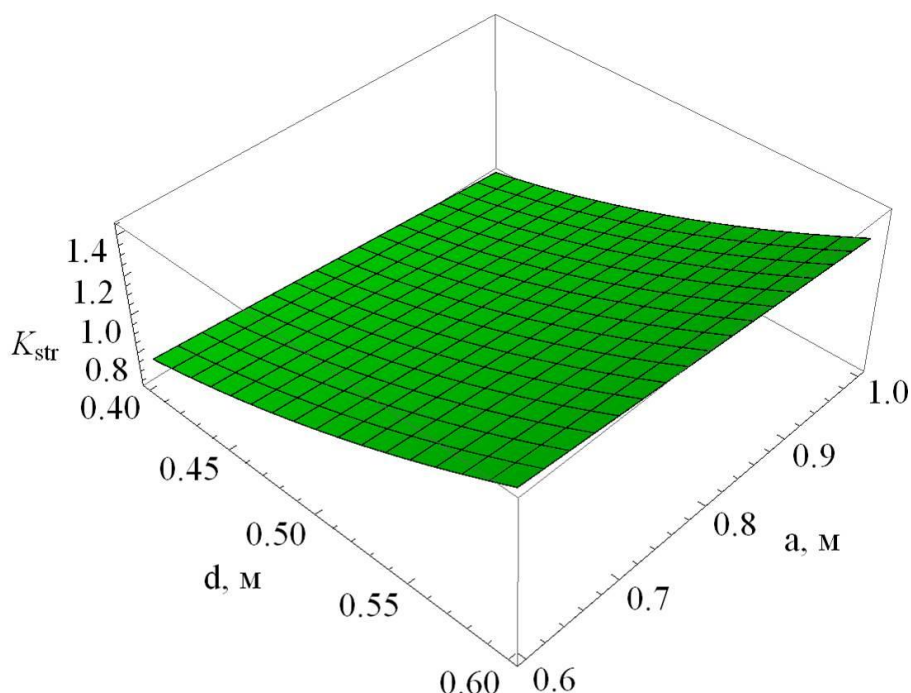


Рисунок 4.5 – Залежність коефіцієнту структурності ґрунту K_{str} від діаметра дискового робочого органу d і кроку спіралі пружної стійки a при $\gamma = 30^\circ$, $\alpha = 35^\circ$

В зв'язку з тим що для кожного критерію оцінки дослідів визначені оптимальні значення факторів, які не співпадають вирішимо компромісну задачу, яка має вигляд:

$$\begin{cases} R_x(d, \gamma, \alpha, a) \rightarrow \min, \\ K_{str}(d, \gamma, \alpha, a) \rightarrow \max, \\ \varphi(d, \gamma, \alpha, a) \rightarrow \min. \end{cases} \quad (4.10)$$

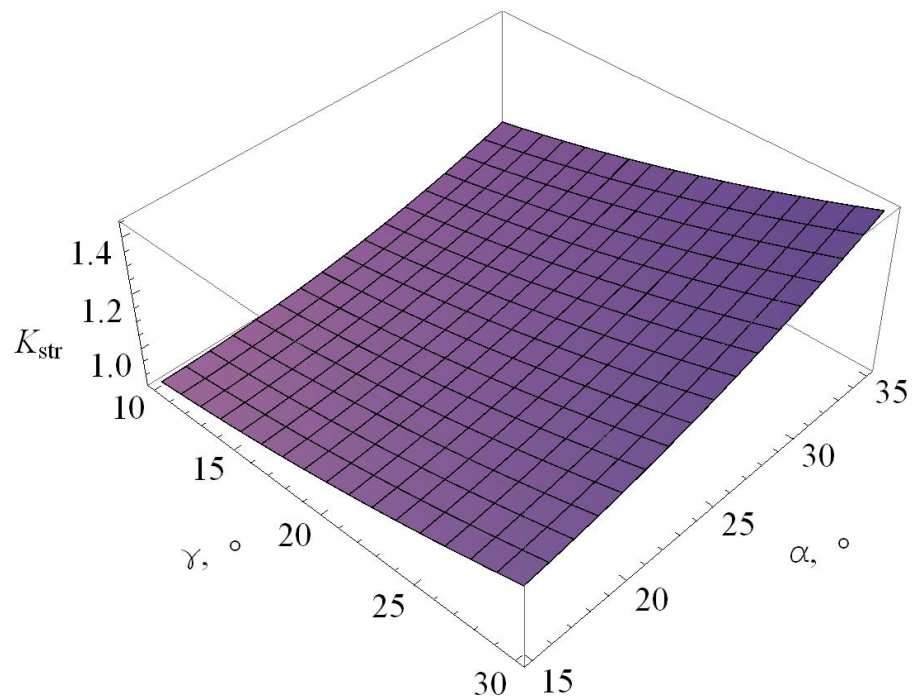


Рисунок 4.6 – Залежність коефіцієнту структурності ґрунту K_{str} від кута нахилу γ і кута атаки α робочих органів при $d = 0,6$ м; $a = 0,6$ м

Задачу (4.10) будемо вирішувати методом скалярного ранжування шляхом мінімізації мультиплікативної функції із врахування коефіцієнта важливості приватного критерію:

$$\frac{\frac{K_{str}}{\max(K_{str})}}{\frac{R_x}{\max(R_x)} \frac{\varphi_x}{\max(\varphi_x)}} \rightarrow \max \quad (4.11)$$

де \max – максимальне значення функції.

Вирішуючи в програмному пакеті Mathematica рівняння (4.11) (додаток Ж) отримуємо раціональні конструктивно-технологічні параметри дискатора: $d = 0,56$ м, $\gamma = 22^\circ$, $\alpha = 31^\circ$, $a = 0,8$ м. При цих параметрах критерії оптимізації дорівнювали $K_{str} = 0,97$, $R_x = 2,52$ кН, $\varphi = 2,61^\circ$.

4.2 Результати експериментальних досліджень процесу роботи дискатора з пружними стійками в польових умовах

В результаті експериментальних досліджень процесу роботи дискатора з пружними стійками в польових умовах отримано динаміки зміни тягового опору агрегату R_x для кожного досліду, які приведені на рисунках Ж.1–Ж.3. Розрахунок середнього значення тягового опору агрегату дозволив звести отримані дані у вигляді таблиці 4.4. Результати статистичної обробки даних впливу факторів досліджень на середнє значення тягового опору агрегату R_x приведені в таблиці 4.5.

Таблиця 4.4 – Вплив факторів досліджень на середнє значення тягового опору агрегату R_x

Варіант розташування пружних стійок в двох рядах (фактор А)	Відстань між рядами дискових робочих органів Δx , м (фактор В)	Швидкість переміщення агрегату V , м/с (фактор С)	Середнє значення тягового опору агрегату R_x , кН			
			1	2	3	Сер.
$a_I = 0,8$ м, $a_{II} = 0,6$ м	0,6	1,0	29,0	27,6	26,1	27,6
		2,5	30,3	29,3	28,8	29,5
		4,0	32,7	31,9	30,4	31,6
	0,9	1,0	26,3	25,9	24,9	25,7
		2,5	28,0	27,0	26,0	27,0
		4,0	30,8	29,5	28,5	29,6
$a_I = 0,8$ м, $a_{II} = 0,8$ м	0,6	1,0	25,6	24,8	23,4	24,6
		2,5	26,8	25,6	23,7	25,3
		4,0	28,9	27,6	25,3	27,2
	0,9	1,0	23,9	23,0	22,4	23,1
		2,5	24,8	24,1	23,6	24,1
		4,0	27,0	25,9	24,9	26,0
$a_I = 0,6$ м, $a_{II} = 0,8$ м	0,6	1,0	24,6	23,3	22,2	23,4
		2,5	25,5	23,8	21,8	23,7
		4,0	26,9	25,1	21,4	24,4
	0,9	1,0	22,5	21,1	19,6	21,1
		2,5	22,9	22,0	20,1	21,7
		4,0	24,6	23,7	21,4	23,2

Таблиця 4.5 – Результати статистичної обробки даних впливу факторів досліджень на середнє значення тягового опору агрегату R_x

Фактор	A	B	C	AB	AC	BC	ABC	Помилка
F	72,64	21,35	18,27	0,39	1,08	0,11	0,12	
F_{05}	3,26	4,11	3,26	3,26	2,63	3,26	2,63	
HP_{05}	1,3318	1,0874	1,3318	1,8834	2,3067	1,8834	3,2622	
%	59,31	8,72	14,92	0,31	1,77	0,09	0,19	14,70

Для варіанту розташування пружних стійок в двох рядах із кроками спіралей $a_I = 0,6$ м і $a_{II} = 0,8$ м спостерігається найменше значення тягового опору агрегату $R_x = 21,1–24,4$ кН. При цьому його мінімальне значення $R_x = 21,1 \pm 1,21$ кН відповідає відстані між рядами дискових робочих органів $\Delta x = 0,9$ м і швидкості переміщення агрегату $V = 1,0–2,5$ м/с. Графічна інтерпретація таблиці 4.4 наведена на рисунку 4.7.

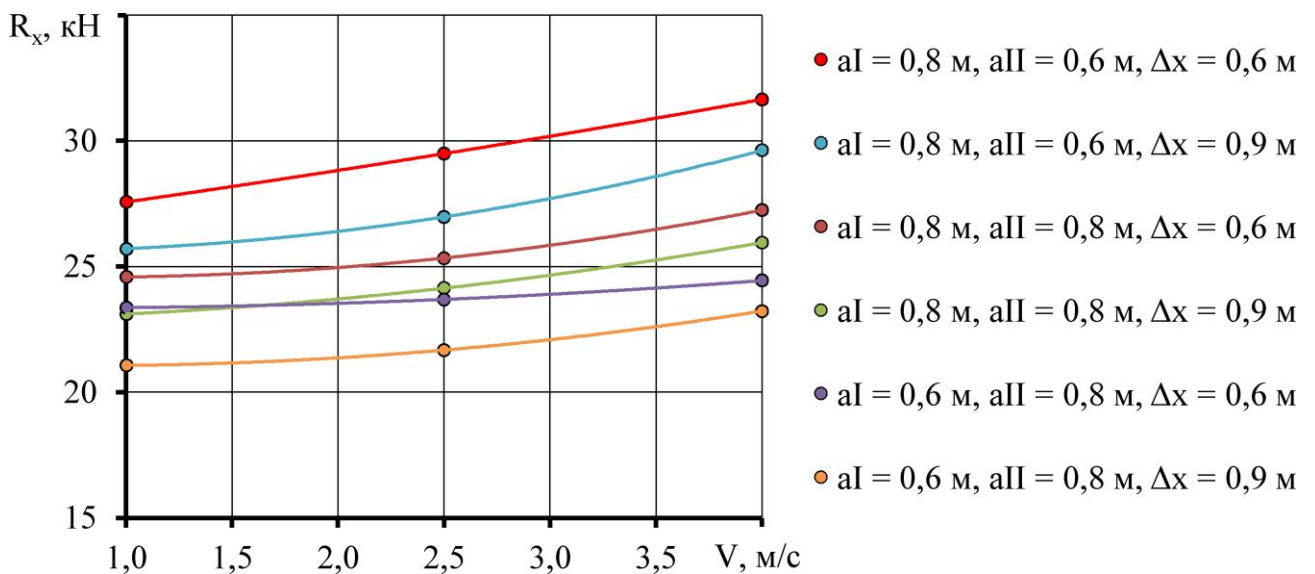


Рисунок 4.7 – Залежність середнього значення тягового опору агрегату R_x від швидкості переміщення агрегату V при різних варіантах розташування пружних стійок в двох рядах

Аналіз таблиці 4.5 дозволяє зробити висновок, що найбільший вплив на тяговий опір агрегату чинить фактор А – варіант розташування пружних стійок

в двох рядах. Згідно з розрахованим критерієм Фішера попарна взаємодія факторів не впливає на значення тягового опору агрегату.

В результаті експериментальних досліджень процесу роботи дискатора з пружними стійками в польових умовах отримано динаміки зміни кута відхилення робочих органів φ для кожного досліду, які приведені на рисунках Ж.4–Ж.6. Розрахунок середнього значення кута відхилення робочих органів дозволив звести отримані дані у вигляді таблиці 4.6. Результати статистичної обробки даних впливу факторів досліджень на середнє значення кута відхилення робочих органів φ приведені в таблиці 4.7.

Таблиця 4.6 – Вплив факторів досліджень на кут відхилення робочих органів φ

Варіант розташування пружних стійок в двох рядах (фактор А)	Відстань між рядами дискових робочих органів Δx , м (фактор В)	Швидкість переміщення агрегату V , м/с (фактор С)	Максимальний кут відхилення робочих органів φ , °			
			1	2	3	Сер.
$a_I = 0,8$ м, $a_{II} = 0,6$ м	0,6	1,0	4,53	4,36	4,24	4,37
		2,5	5,32	5,18	5,02	5,17
		4,0	5,50	5,42	5,45	5,46
	0,9	1,0	3,70	3,66	3,71	3,69
		2,5	4,46	4,33	4,23	4,34
		4,0	4,72	4,54	4,37	4,54
$a_I = 0,8$ м, $a_{II} = 0,8$ м	0,6	1,0	3,39	3,31	3,34	3,35
		2,5	4,01	3,89	3,91	3,93
		4,0	4,19	4,07	4,16	4,14
	0,9	1,0	2,79	2,66	2,50	2,65
		2,5	3,36	3,27	3,18	3,27
		4,0	3,55	3,42	3,32	3,43
$a_I = 0,6$ м, $a_{II} = 0,8$ м	0,6	1,0	3,45	3,28	3,10	3,28
		2,5	4,05	3,84	3,71	3,86
		4,0	4,14	3,98	4,18	4,10
	0,9	1,0	2,76	2,59	2,48	2,62
		2,5	3,28	3,21	3,30	3,27
		4,0	3,45	3,38	3,54	3,46

Таблиця 4.7 – Результати статистичної обробки даних впливу факторів досліджень на кут відхилення робочих органів φ

Фактор	A	B	C	AB	AC	BC	ABC	Помилка
F	593,29	511,65	271,23	2,72	1,06	0,47	0,61	
F ₀₅	3,26	4,11	3,26	3,26	2,63	3,26	2,63	
HP ₀₅	0,0090	0,0074	0,0090	0,0128	0,0157	0,0128	0,0222	
%	51,82	22,35	23,69	0,24	0,19	0,04	0,11	1,57

Для варіанту розташування пружних стійок в двох рядах із кроками спіралей $a_I = 0,6$ м і $a_{II} = 0,8$ м спостерігається найменше значення кут відхилення робочих органів $\varphi = 2,61\text{--}3,86$ °. При цьому його мінімальне значення $R_x = 0,78$ ° відповідає відстані між рядами дискових робочих органів $\Delta x = 0,9$ м і швидкості переміщення агрегату $V = 1,0$ м/с. Графічна інтерпретація таблиці 4.6 наведена на рисунку 4.8.

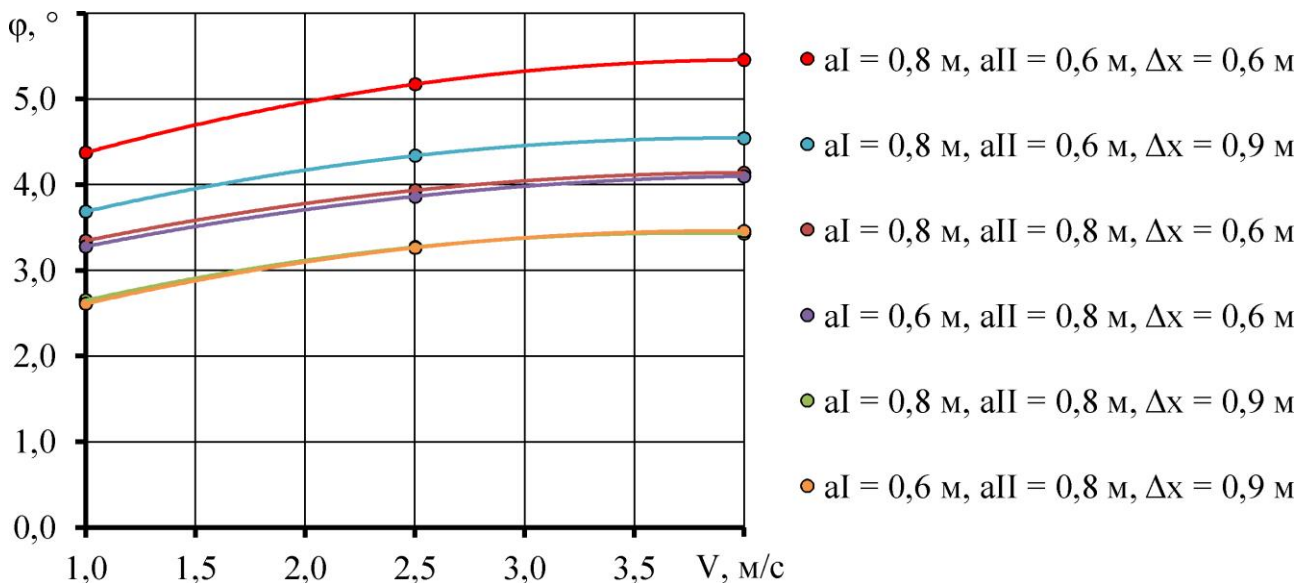


Рисунок 4.8 – Залежність кута відхилення робочих органів φ від швидкості переміщення агрегату V при різних варіантах розташування пружних стійок в двох рядах

Аналіз таблиці 4.6 дозволяє зробити висновок, що найбільший вплив на кут відхилення робочих органів чинить фактор А – варіант розташування

пружних стійок в двох рядах. Попарна взаємодія факторів не впливає на значення кута відхилення робочих органів відповідно до розрахованого критерію Фішера.

В результаті експериментальних досліджень отримано масив даних агрегатного складу ґрунту після обробітку для кожного досліду (табл. Д.1–Д.3). Розрахувавши значення коефіцієнта структурності ґрунту K_{str} для кожного досліду за формулою (3.2) отримано матрицю даних, яка приведена у вигляді таблиці 4.8. Результати статистичної обробки даних приведені в таблиці 4.9.

Найбільше значення коефіцієнту структурності ґрунту $K_{str} = 0,76–1,11$ набуває для варіанту розташування пружних стійок в двох рядах із кроками спіралей $a_I = 0,6$ м і $a_{II} = 0,8$ м. При цьому його максимальне значення $K_{str} = 1,11$ відповідає відстані між рядами дискових робочих органів $\Delta x = 0,9$ м і швидкості переміщення агрегату $V = 1,0$ м/с.

Таблиця 4.8 – Вплив факторів досліджень на коефіцієнт структурності ґрунту K_{str}

Варіант розташування пружних стійок в двох рядах (фактор А)	Відстань між рядами дискових робочих органів Δx , м (фактор В)	Швидкість переміщення агрегату V , м/с (фактор С)	Коефіцієнт структурності ґрунту K_{str}			
			1	2	3	Сер.
$a_I = 0,8$ м, $a_{II} = 0,6$ м	0,6	1,0	0,99	0,96	0,85	0,93
		2,5	0,94	0,88	0,83	0,88
		4,0	0,65	0,68	0,59	0,64
	0,9	1,0	1,00	1,03	0,97	1,00
		2,5	0,99	0,96	0,88	0,94
		4,0	0,76	0,70	0,61	0,69
$a_I = 0,8$ м, $a_{II} = 0,8$ м	0,6	1,0	0,97	1,00	0,90	0,96
		2,5	0,93	0,96	0,83	0,90
		4,0	0,67	0,73	0,57	0,66
	0,9	1,0	1,06	1,00	0,95	1,01
		2,5	0,99	0,96	0,92	0,96
		4,0	0,75	0,72	0,64	0,71
$a_I = 0,6$ м, $a_{II} = 0,8$ м	0,6	1,0	1,12	1,06	0,97	1,05
		2,5	1,07	1,04	0,89	1,00
		4,0	0,76	0,88	0,64	0,76
	0,9	1,0	1,17	1,14	1,03	1,11
		2,5	1,07	1,13	1,01	1,07
		4,0	0,81	0,90	0,76	0,82

Таблиця 4.9 – Результати статистичної обробки даних впливу факторів досліджень на коефіцієнт структурності ґрунту K_{str}

Фактор	A	B	C	AB	AC	BC	ABC	Помилка
F	16,94	9,02	94,66	0,03	0,01	0,01	0,01	
F ₀₅	3,26	4,11	3,26	3,26	2,63	3,26	2,63	
HP ₀₅	0,0033	0,0027	0,0033	0,0046	0,0056	0,0046	0,0080	
%	12,62	3,36	70,54	0,02	0,02	0,01	0,01	13,41

Графічна інтерпретація таблиці 4.8 наведена на рисунку 4.9.

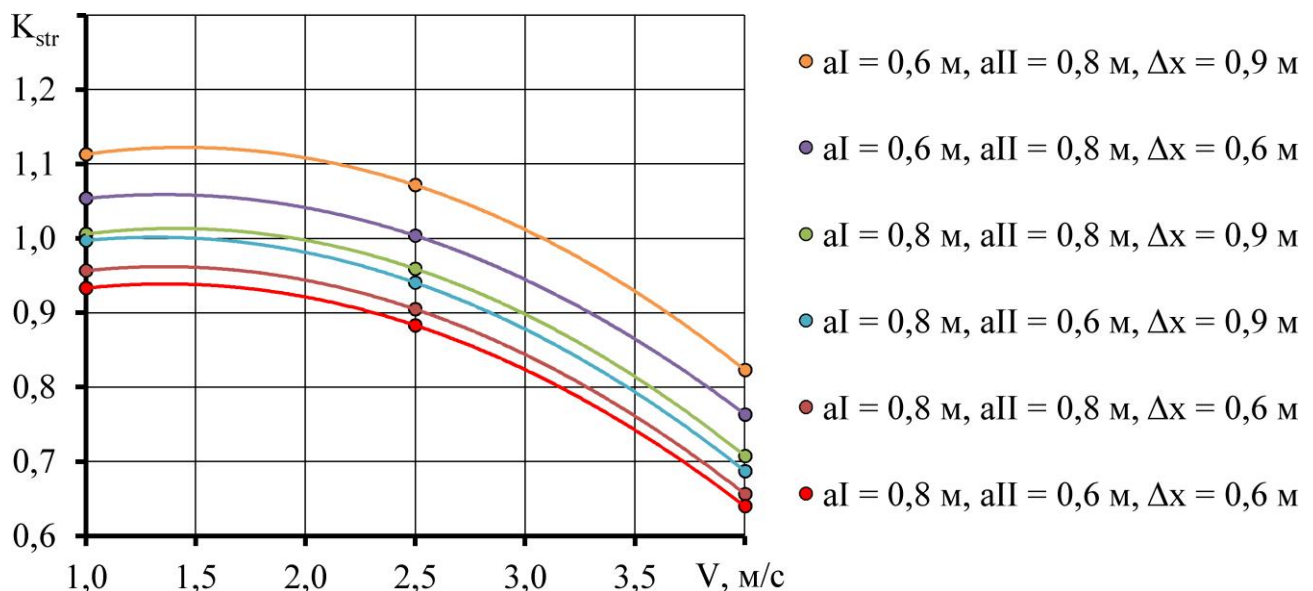


Рисунок 4.9 – Залежність коефіцієнта структурності ґрунту K_{str} від швидкості переміщення агрегату V при різних варіантах розташування пружних стійок в двох рядах

Порівнюючи всі отримані дані (табл. 4.4, 4.6, 4.8) видно, що умови $R_x \rightarrow \min$, $K_{str} \rightarrow \max$, $\varphi \rightarrow \min$ виконуються для варіанту розташування пружних стійок в двох рядах $a_I = 0,6 \text{ м}$, $a_{II} = 0,8 \text{ м}$ при відстані між рядами дискових робочих органів $\Delta x = 0,9 \text{ м}$ і швидкості переміщення агрегату $V = 1,0 \text{ м/с}$.

4.3 Порівняння результатів теоретичних і експериментальних досліджень

Для порівняння результатів теоретичних, лабораторних і експериментальних досліджень побудуємо відповідні графічні інтерпретації розрахованих рівнянь регресії і табличних даних амплітуди коливань кута рами дискатора (рис. 4.10–4.13).

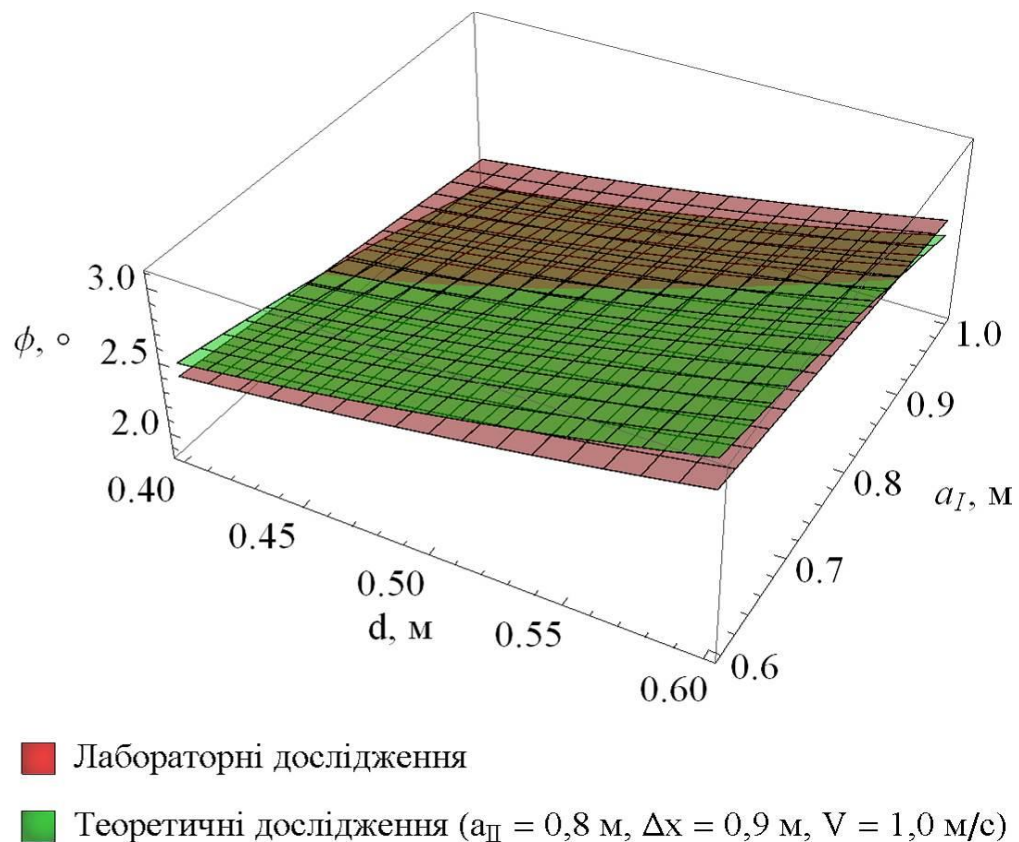


Рисунок 4.10 – Залежність амплітуди коливань кута рами дискатора від діаметра дискового робочого органу d і кроку спіралі пружної стійки першого ряду a_1 при теоретичних (2.119) і лабораторних (4.6) досліджень

Статистичний аналіз порівняння результатів теоретичних і лабораторних даних для функцій амплітуди коливань кута рами дискатора (2.119) і (4.6) в досліджуваному діапазоні варіювання показав, що коефіцієнт кореляції Пірсона

складає 0,79, а критерій Фішера $F = 2,27 < F_T = 2,49$. Це підтверджує адекватність отриманих моделей.

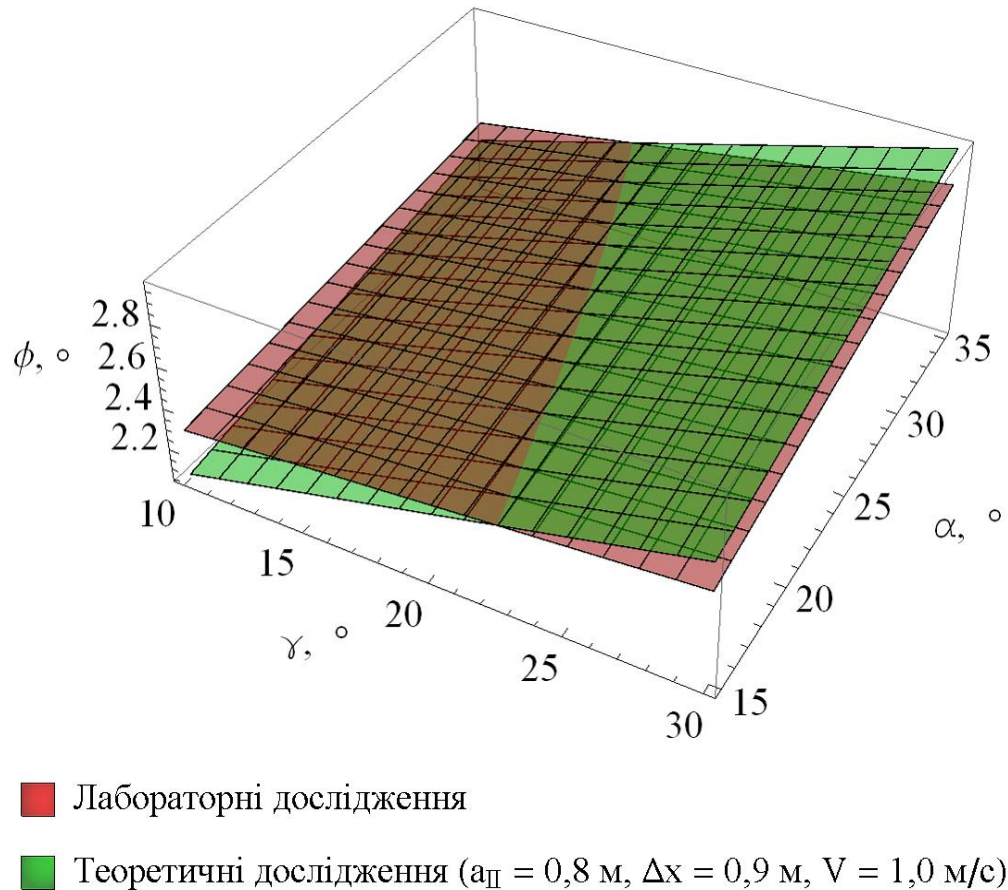
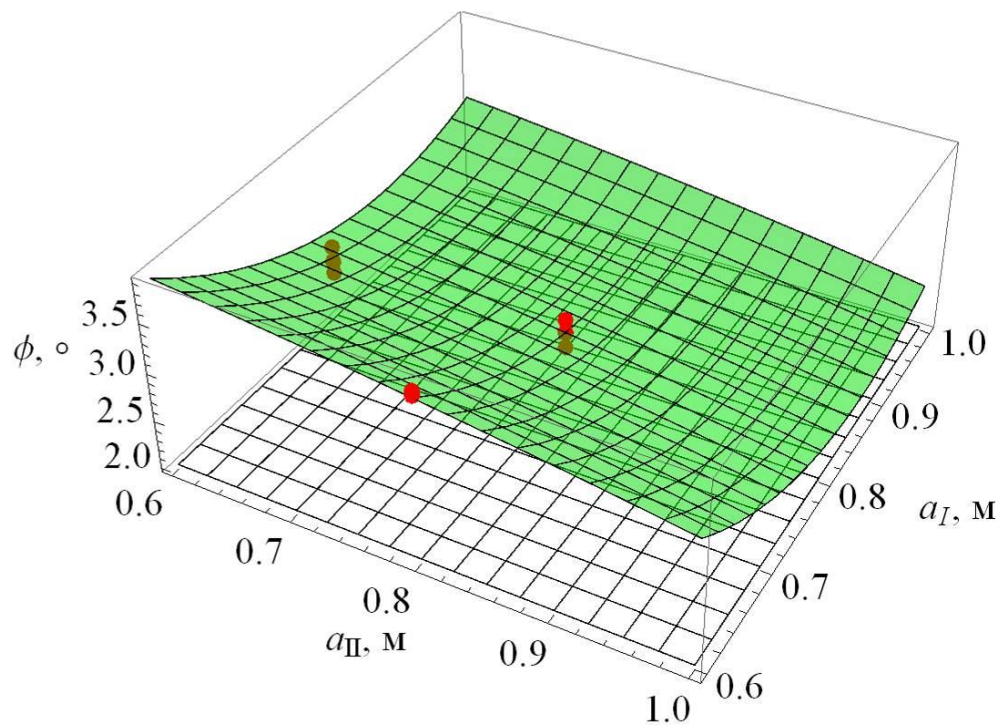


Рисунок 4.11 – Залежність амплітуди коливань кута рами дискатора від кута нахилу γ і кута атаки α робочих органів при теоретичних (2.119) і лабораторних (4.6) досліджень

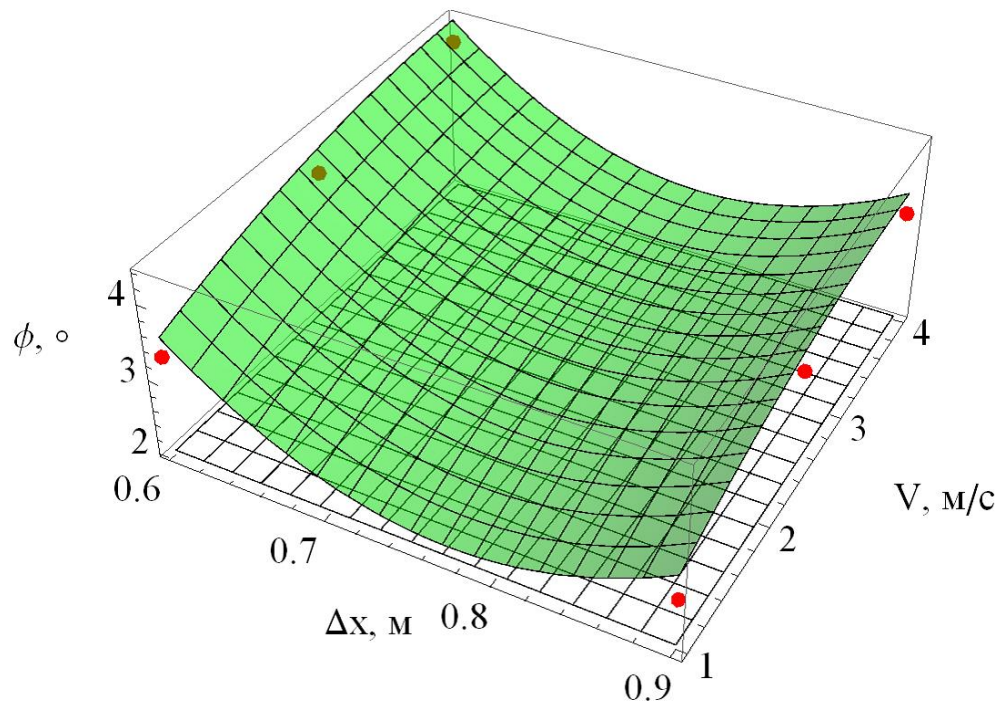
Статистичний аналіз порівняння результатів теоретичних і експериментальних даних для функцій амплітуди коливань кута рами дискатора (2.119) і табл. 4.6 в досліджуваному діапазоні варіювання показав, що коефіцієнт кореляції Пірсона складає 0,89, а критерій Фішера $F = 1,98 < F_T = 2,49$. Це підтверджує адекватність отриманих моделей.



- Теоретичні дослідження ($V = 1 \text{ м/с}$, $\Delta x = 0,9 \text{ м}$, $d = 0,56 \text{ м}$, $\gamma = 22^\circ$, $\alpha = 31^\circ$)
- Експериментальні дослідження

Рисунок 4.12 – Залежність амплітуди коливань кута рами дискатора від кроку спіралей пружних стійок першого a_I і другого a_{II} рядів при теоретичних (2.119) і експериментальних (табл. 4.6) досліджень

Провівши мінімізацію теоретичної функції (2.119) в програмному пакеті Mathematica отримуємо наступні значення оптимальних параметрів: $a_I = 0,6 \text{ м}$, $a_{II} = 0,8 \text{ м}$, $\Delta x = 0,8 \text{ м}$, $V = 1,0 \text{ м/с}$, $d = 0,4 \text{ м}$, $\gamma = 10^\circ$, $\alpha = 15^\circ$, які частково збігаються з результатами експериментальних досліджень. В зв'язку з тим, що раціоналізація параметрів при експериментальних даних відбувалась за трьома критеріями (тяговий опір агрегату, коефіцієнт структурності ґрунту і кут відхилення робочих органів), то приймаємо наступні раціональні конструктивно-технологічні параметри дискатора: $a_I = 0,6 \text{ м}$, $a_{II} = 0,8 \text{ м}$, $\Delta x = 0,9 \text{ м}$, $V = 1,0 \text{ м/с}$, $d = 0,56 \text{ м}$, $\gamma = 22^\circ$, $\alpha = 31^\circ$.



- Теоретичні дослідження ($a_{II} = 0,8 \text{ м}$, $a_I = 0,6 \text{ м}$, $d = 0,56 \text{ м}$, $\gamma = 22^\circ$, $\alpha = 31^\circ$)
- Експериментальні дослідження

Рисунок 4.13 – Залежність амплітуди коливань кута рами дискатора від відстані між рядами дискових робочих органів Δx і швидкості переміщення агрегату V при теоретичних (2.119) і експериментальних (табл. 4.6) досліджень

4.4 Висновки з розділу

1. В результаті лабораторних досліджень процесу взаємодії дискових робочих органів на пружній стійці з ґрунтовим середовищем отримано динаміку зміни тягового опору R_x , куту відхилення робочих органів ϕ , коефіцієнта структурності ґрунту K_{str} від діаметра диску d , кроку спіралі пружної стійки a , кута нахилу γ і кута атаки α у вигляді рівнянь регресії другого порядку.

2. В зв'язку з тим що для кожного критерію оцінки лабораторних досліджень оптимальні значення факторів не співпадають вирішено компромісну задачу методом скалярного ранжування шляхом мінімізації мультиплікативної функції із врахування коефіцієнта важливості приватного

критерію $\frac{K_{str}}{\max(K_{str})} / \left(\frac{R_x}{\max(R_x)} \frac{\varphi_x}{\max(\varphi_x)} \right) \rightarrow \max$. Отримані раціональні

конструктивно-технологічні параметри дискатора: $d = 0,56$ м, $\gamma = 22^\circ$, $\alpha = 31^\circ$, $a = 0,8$ м. При цих параметрах критерії оптимізації дорівнювали $K_{str} = 0,97$, $R_x = 2,52$ кН, $\varphi = 2,61^\circ$.

3. В результаті експериментальних досліджень процесу роботи дискатора з пружними стійками в польових умовах отримано динаміку зміни тягового опору агрегату R_x , кута відхилення робочих органів φ , коефіцієнта структурності ґрунту K_{str} від варіантів розташування пружних стійок в двох рядах в залежності від кроку спіралей a_I , a_{II} , відстані між рядами дискових робочих органів Δx , швидкості переміщення агрегату V .

4. Порівнюючи дані експериментальних досліджень процесу роботи дискатора з пружними стійками в польових умовах встановлено, що умови $R_x \rightarrow \min$, $K_{str} \rightarrow \max$, $\varphi \rightarrow \min$ виконуються для варіанту розташування пружних стійок в двох рядах $a_I = 0,6$ м, $a_{II} = 0,8$ м при відстані між рядами дискових робочих органів $\Delta x = 0,9$ м і швидкості переміщення агрегату $V = 1,0$ м/с. При цих параметрах критерії оптимізації дорівнювали $K_{str} = 1,11$, $R_x = 21,1$ кН, $\varphi = 2,62^\circ$.

5. Статистичний аналіз порівняння результатів теоретичних і лабораторних даних для функцій амплітуди коливань кута рами дискатора в досліджуваному діапазоні варіювання показав, що коефіцієнт кореляції Пірсона складає $0,79$, а критерій Фішера $F = 2,27 < F_T = 2,49$. Статистичний аналіз порівняння результатів теоретичних і експериментальних даних для функцій амплітуди коливань кута рами дискатора в досліджуваному діапазоні варіювання показав, що коефіцієнт кореляції Пірсона складає $0,89$, а критерій Фішера $F = 1,98 < F_T = 2,49$. Це підтверджує адекватність отриманих моделей.

Основні наукові результати розділу опубліковано в працях автора [154, 202, 203, 204, 205].

РОЗДІЛ 5

ВИРОБНИЧІ ВИПРОБУВАННЯ ДИСКАТОРА ТА ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ОЦІНКА РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ

5.1 Результати виробничих випробувань дискатора зі змінними пружними стійками кріплення дисків

На основі результатів теоретичних та експериментальних досліджень обґрунтовано раціональні параметри дискового знаряддя з пружними стійками кріплення дискових робочих органів до рами дискатора ДЛ-5. На ТОВ «Лозівські машини» було виготовлено дослідний зразок дискатора (рис. 5.1) та представлено на виробничі випробування (Додаток Л).



Рисунок 5.1 – Дослідний зразок дискатора ДЛ-5 при випробуваннях

Дослідний зразок дискового знаряддя ДЛ-5 було використано для поверхневого обробітку ґрунту на полях дослідного господарства АТОВ

«Харківплемсервіс» (Харківська область, Харківський район, с. Мала Рогань) та на полях дослідного господарства Харківського національного аграрного університету ім. В.В. Докучаєва з 17.09.2016 по 29.10.16 року. В процесі впровадження виконані такі роботи: відпрацьовані конструктивні, технічні та режимні параметри дискового знаряддя, виконано визначення його енергетичних показників та якості виконання технологічного процесу дискування ґрунту при застосуванні пружних стійок різної жорсткості.

Таблиця 5.1 – Технічна характеристика дискатора зі змінними стійками кріплення дисків

Найменування показників	Одиниці вимірів	Значення показників
Ширина захвату	м	5,25
Робоча швидкість	км/год	12,0-20,0
Продуктивність за 1 год основного часу	га/год	до 8,0
Кількість дисків	шт	44
Спосіб кріплення дисків		болтове з'єднання
Жорсткість стійок кріплення: 1-й ряд 2-й ряд		Максимальна жорсткість ($a_1 = 0,8$ м) Мінімальна жорсткість ($a_{II} = 0,6$ м)
Глибина обробітку	см	3-12
Агрегативання з трактором	к.с.	130-170
Витрати палива	л/га	6,5

Відповідно до мети та завдань виробничих випробувань намічалась така програма:

1. Дослідження роботи дискатора ДЛ-5 у виробничих умовах, з визначенням якісних показників її роботи: рівномірність глибини обробітку, ступінь знищення бур'янів, гребнистість поверхні ґрунту.

2. Визначення показників якості роботи дискатора ДЛ-5 проводити на різних фонах: після просапних (соняшник) та після зернових (ячмінь).

3. Визначення тягових характеристик при роботі дискатора ДЛ-5 з різними стійками.

4. Визначення ефективності стійок шляхом оптимізації даних якісних та тягових показників роботи дискатора.

5. Проведення порівняльних випробувань із серійним дисковим знаряддям.

Для проведення виробничих досліджень експериментального зразку дискового знаряддя було обрано два агрофони: після соняшнику (агрофон № 1) та стерня після ячменю (агрофон № 2). Поверхня поля після обробітку експериментальним дискатором на агрофоні № 1 представлена на рис. 5.2, на агрофоні № 2 – на рис. 5.3.



Рисунок 5.2 – Загальний вигляд поля після проходу дискового знаряддя ДЛ-5 на агрофоні № 1

Умови роботи експериментального дискатора при дослідженнях представленні в табл. 5.2.

Аналіз даних таблиці показує наступне. Твердість ґрунту на фонах 1 та 2 була практично однаковою і досить значною – 2,26-4,13 мПа, що є характерним для цієї пори року. Вологість ґрунту на цих фонах становила всього 11-17,4 %.



Рисунок 5.3 – Загальний вигляд поля після проходу дискового знаряддя ДЛ-5 на агрофоні № 2

Кількість бур'янів на полі після збирання соняшника становила 31,2 шт/м², а на полі після збирання ячменю 63,4 шт/м², що значно більше.

Середня висота стерні соняшника досягала 128 см, стерня ячменю – 29,5 см.

Показники якості роботи ДЛ-5 представлені в таблиці 5.3.

Таблиця 5.2 – Умови роботи дискатора ДЛ-5 при дослідженнях

Показники умов	Значення показників	
	Фон 1 (після збирання соняшника)	Фон 2 (стерня зернових-ячменю)
Вологість (%) ґрунту в шарах:		
0-5 см	11,0	11,46
5-10 см	16,32	16,7
10-15 см	17,09	17,4
Твердість (МПа) ґрунту в шарах:		
0-5 см	3,16	2,27
5-10 см	4,13	2,36
10-15 см	3,27	3,05
Забур'яненість поля до проходу агрегату, шт/м ²	31,2	63,4
Висота стерні, см	128,0	29,5

Таблиця 5.3 – Показники якості роботи дискатора зі змінними стійками кріплення дисків

Найменування показників	Одиниці виміру	Значення показників	
		Фон1 Стерня соняшника	Фон 2 Стерня ячменю
Глибина обробітку:			
Середня	см	8,6	7,6
Мінімальна	см	2,5	3,5
Максимальна	см	15,0	16,0
Середньоквадратичне відхилення	см	3,91	3,35
Коефіцієнт варіації	%	45,5	44,0
Похибка середньої	см	0,32	0,46
Гребнистість:			
Середня	см	5,2	6,2
Мінімальна	см	2,5	1,0
Максимальна	см	10,0	11,0
Середньоквадратичне відхилення	см	1,81	2,21
Коефіцієнт варіації	%	34,9	36,0
Похибка середньої	см	0,36	0,44
Ступінь знищення бур'янів	%	92,7	94,7

Аналіз даних таблиці показує наступне. Середня глибина обробітку на обох фонах і по трьом варіантам стійок кріплення дисків знаходиться у межах від 5,9 см до 8,6 см. При цьому встановлена глибина обробітку (відповідно до технічних характеристик) складала 6,0 см.

Але при цьому спостерігалась досить значна нерівномірність глибини обробітку, про що свідчать значна (12,5 см) різниця між мінімальною та максимальною глибиною. Значення коефіцієнту варіації, яке становить 36,2-45,3 %, також свідчить про нерівномірність глибини.

Про досить значну нерівномірність глибини обробітку свідчить також і значення середньоквадратичного відхилення, яке в залежності від фону і жорсткості стійок знаходиться в межах від 2,14 до 3,91 см, що перевищує нормативні (1,0 см) для даної операції.

Середня величина гребнистісті по всім варіантам дослідів становила 5,2-6,2 см, що перевищує величину передбачену технічним завданням. Досить значною була і нерівномірність величини гребнистісті, про що свідчать

значення коефіцієнту варіації, які становили 34,9-36,0 %. По ступеню знищення бур'янів були отримані найкращі результати (92,7-94,7 %).

Результати експериментальних досліджень наведені на рис. 5.4-5.7.

Середні швидкості руху по полю №1 склали $V_1 = 3,5$ м/с. При русі по другому полю найбільшу швидкість руху забезпечено $V_2 = 3,4$ м/с. (рис. 5.4-5.5).

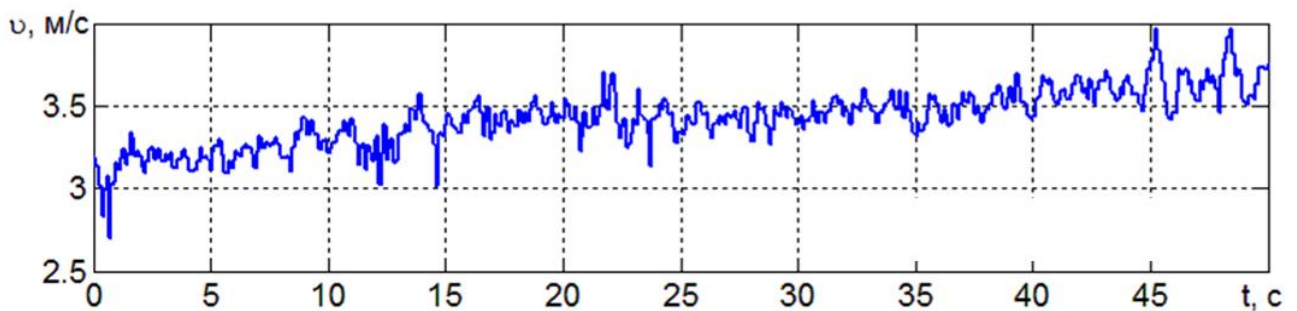


Рисунок 5.4 – Швидкості руху МТА по полю № 1

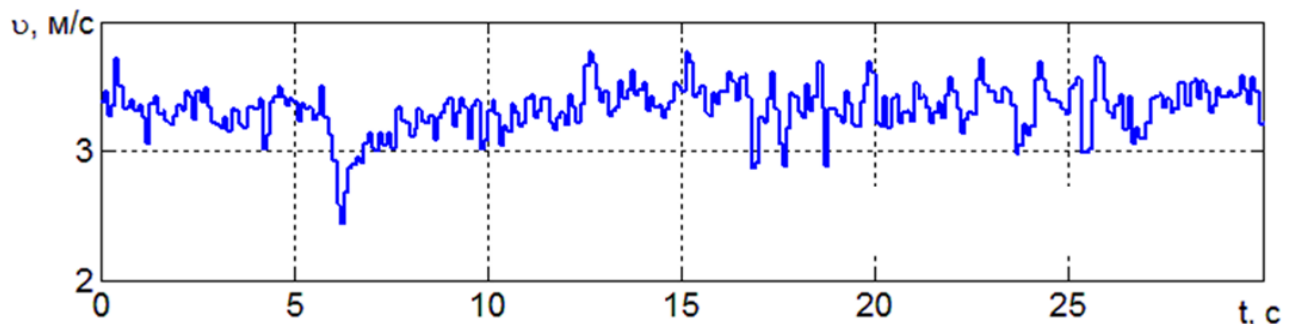


Рисунок 5.5 – Швидкості руху МТА по полю № 2

Амплітуда віброприскорень розраховувалась для ІВП-2 розташованого на стійці. На рис. 5.6 та 5.7 використані наступні позначення: $S(f)_{ax}$, $S(f)_{ay}$, $S(f)_{az}$ – амплітуда віброприскорень зафіксовані датчиком по осям x , y та z .

В результаті випробувань визначено тягове зусилля для обох агрофонів: поле № 1 – $P_{кр} = 14940$ Н; поле № 2 – $P_{кр} = 15161$ Н.

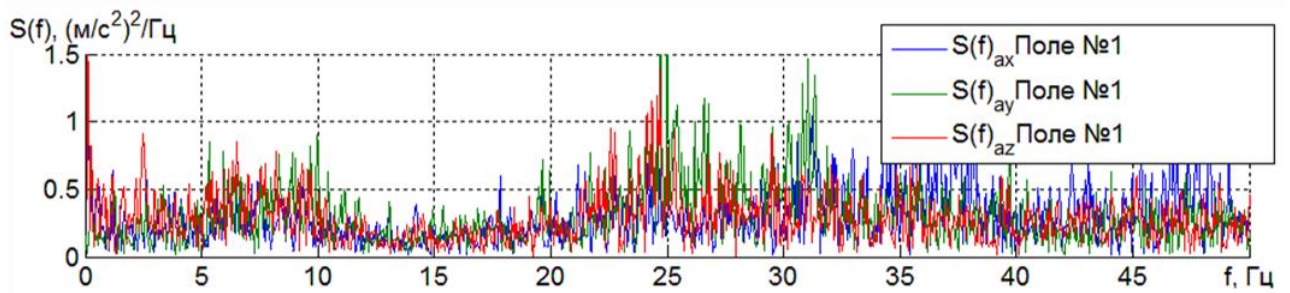


Рисунок 5.6 – Амплітуди віброприскорень датчика ІВП-2 розташованого на стійці (поле № 1)

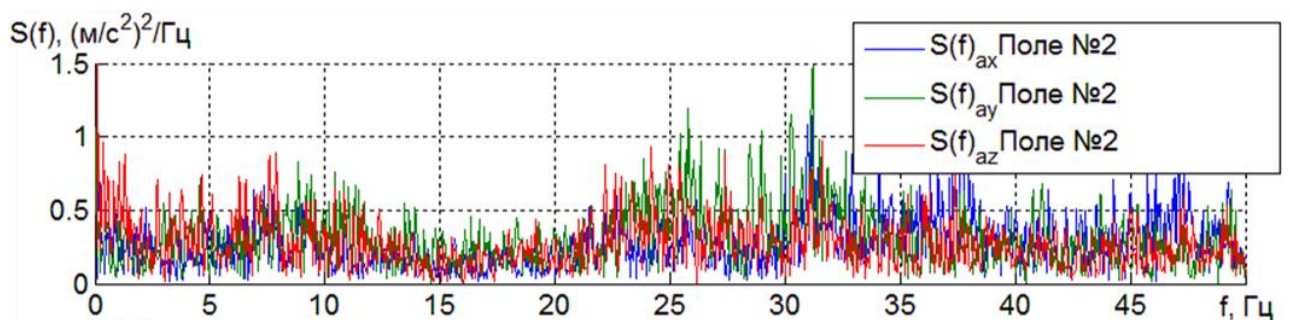


Рисунок 5.7 – Амплітуди віброприскорень датчика ІВП-2 розташованого на диску борони (поле № 2)

Порівняльні випробування проводили з серійною дисковою бороною ДМТ-4, що агрегувалася з трактором ХТЗ-17221. Експериментальний зразок дискового знаряддя ДЛ-5 застосовували з трактором Т-150К – 09.

Агрофоном при проведенні порівняльних випробувань дискових ґрунтообробних знарядь було обрано поле після посіву соняшника.

Перед проведенням залікового етапу випробувань виконували пробні проходи агрегатів з встановленням спроможності їх роботи при реальній засміченості поля і вологості ґрунту. Візуальними спостереженнями за виконання процесу обробітку ґрунту встановлено часте забивання міждискового простору серійної борони ДМТ-4 та можливість раціонального застосування її при значеннях робочої швидкості руху 9 км/год. Експериментальний зразок забезпечив якісне виконання дискування ґрунту на

задану глибину обробітку без забивання робочих органів при швидкості руху ґрунтообробного агрегату 12 км/год.

Слід зазначити, що за результатами подальших виробничих випробувань встановлена, практично, відсутність забивання робочих органів експериментального зразка дискового знаряддя рослинними домішками навіть при значному засміченні поверхні поля та вологості ґрунту. Це зумовлює підвищення продуктивності ґрунтообробного агрегату у 1,33 рази при зменшенні витрати пального у порівнянні із серійним агрегатом з дисковою бороною ДМТ-4. Поясненням цього є застосування індивідуальних пружних стійок робочих органів та їх коливальний рух при переміщенні у ґрунтовому середовищі.

Якість виконання технологічного процесу дискування ґрунту оцінювали шляхом визначення агрегатного складу (табл. 5.4) та щільності ґрунту за горизонтами по глибині обробітку згідно з методикою, що викладена у розділі 3 дисертаційної роботи. Зокрема, щільність ґрунту після обробітку дисковими робочими органами визначали в трьох горизонтах: 0-5 см; 5-10 см; 10-15 см.

Таблиця 5.4 – Агрегатний склад ґрунту після дискування

Розмір сита, мм	ДМТ-4					ДЛ-5					
	Вага, г			Сер.	%	Розмір сита, мм	Вага, г			Сер.	%
	I	II	III				I	II	III		
2	95	100	115	103,3	10,4	2	95	67	75	79	5,4
3	80	95	90	88,3	9,0	3	100	80	75	85	5,8
5	60	78	65	67,6	6,9	5	70	50	65	61,6	4,1
7	50	80	50	60,0	6,1	7	60	50	80	63,3	4,2
10	650	550	830	676,6	67,5	10	1200	900	1500	1200	80,5
Σ	935	903	1150	995,8	100	Σ	1525	1147	1795	1488,9	100

Аналіз результатів таблиці 5.4 вказує на те, що структурний склад ґрунту після обробітку серійною бороною та експериментальним знаряддям мають суттєві відмінності. Так, після обробітку ґрунту експериментальним зразком дискового знаряддя грудочок розміром менше двох міліметрів на 5 % менше,

ніж після проходу серійної борони, а агрегатів розміром більше 10 мм на 13 % більше.

При цьому слід відмітити, що кількість агрономічно цінних за розміром агрегатів ґрунту для обох досліджуваних варіантів знаходиться майже на одному рівні. Тобто за якістю розпушування ґрунту дані дискові машини мають близькі показники.

Таблиця 5.5 – Щільність ґрунту після обробітку за горизонтами

Горизонт, см	Повторність	Щільність, кг/м ³	
		ДЛ-5	ДМТ-4
0-5	1	1,04	1,10
	2	1,15	1,19
	3	1,09	1,18
	Сер.	1,09	1,17
5-10	1	1,14	1,15
	2	1,20	1,25
	3	1,16	1,24
	Сер.	1,17	1,21
10-15	1	1,06	1,08
	2	1,17	1,24
	3	1,16	1,25
	Сер.	1,13	1,19

Аналіз результатів таблиці 5.5 також вказують на відмінність щодо якості виконання технологічного процесу обробітку ґрунту експериментальним зразком дискового знаряддя та серійною дисковою бороною. Так при обробітку ґрунту серійною бороною його щільність за усіма горизонтами, в яких велись спостереження, перевищує значення щільності після обробітку ґрунту експериментальним дисковим знаряддям.

5.2 Впровадження результатів дослідження

На основі результатів теоретичних та експериментальних досліджень обґрунтовано раціональне розташування дискових робочих органів на рамі дискатора ДЛ-5 зі змінними пружними стійками та виготовлено дослідний зразок цього ґрунтообробного знаряддя на ТОВ «Лозівські машини».

Результати досліджень по розробці дискового знаряддя передано до ТОВ «УКБТШ» - Українське конструкторське бюро трансмісій і шасі, яке займається розробкою ґрунтообробної техніки, що випускаються під брендом «Лозівські машини». На ТОВ «Лозівські машини» виготовлено експериментальний зразок і поставлено його на польові випробування (Додаток Л).

Дослідний зразок дискового знаряддя ДЛ-5 було використано для обробітку ґрунту на полях дослідного господарства АТОВ «Харківплемсервіс» (с. Мала Рогань, Харківська область) та на полях дослідного господарства Харківського національного аграрного університету ім. В.В. Докучаєва з 17.09.2015 по 29.10.15 року. Проведено визначення його енергетичних показників та якості виконання процесу обробітку ґрунту на різних агрофонах.

За результатами впровадження розробленого дослідного зразка ДЛ-5 у порівнянні з дисковою бороною ДМТ-4 дає можливість отримати питомий економічний ефект 159,65 грн/га.

5.3 Техніко-економічна ефективність впровадження результатів досліджень

Розрахунок економічної ефективності виконано відповідно до загальновідомих методик методом послідовного порівняння значень відповідних показників базового і порівнюваного варіантів згідно [206, 207, 208, 209, 210, 211, 212, 213].

Річний економічний ефект (E_p) визначався як різниця наведених витрат за варіантами:

$$E_p = (U_b - U_n + D) \cdot W_g, \quad (5.1)$$

де U_b , U_n – наведені витрати на 1 га при базовому і проектному варіантах, грн./га;

W_g – річний виробіток агрегату, га;

D – додатковий чистий дохід за рахунок збільшення кількості продукції, грн./га.

Наведені витрати на 1 га визначаються за формулою:

$$U = C + E \cdot K_{уд}, \quad (5.2)$$

- де C – прямі експлуатаційні витрати, грн./га;
 E – нормативний коефіцієнт ефективності капітальних вкладень;
 $K_{уд}$ – питомі капітальні вкладення, грн./га.

Прямі експлуатаційні витрати визначаються наступним чином:

$$C = Z + Z_T + A_T + A_{CM} + P_T + P_{CM}, \quad (5.3)$$

- де Z – зарплата тракториста, грн./га;
 Z_T – витрати на паливо та мастильні матеріали, грн./га;
 A_T – амортизаційні відрахування на трактор, грн./га;
 A_{CM} – амортизаційні відрахування на дискатор, грн./га;
 P_T – відрахування на ремонт і ТО трактора, грн./га;
 P_{CM} – відрахування на ремонт і ТО дискатора, грн./га;

Зарплата тракториста визначається за залежністю:

$$Z = T \cdot f_T; \quad (5.4)$$

T – затрати праці на 1 га, люд.-год./га

$$T = N_T / W_E; \quad (5.5)$$

N_T – кількість обслуговуючого персоналу;

W_E – експлуатаційна продуктивність агрегату, га/год.

$$W_E = W_T \cdot \phi_E; \quad (5.6)$$

W_T – технічна продуктивність агрегату, га/год.

$$W_T = W \cdot K_B; \quad (5.7)$$

W – теоретична продуктивність агрегату, га/год.

$$W = 0,1B \cdot V_P; \quad (5.8)$$

B – ширина захвату, м;

V_P – робоча швидкість, км/год.;

K_B – коефіцієнт використання ширини захвату;

ϕ_E – коефіцієнт використання експлуатаційного часу;

f_T – тарифна ставка тракториста, грн./год.;

Витрати на паливо та мастильні матеріали визначаються наступною формулою:

$$Z_T = G_{\text{ч}} \cdot C_T / W_E, \quad (5.9)$$

де $G_{\text{ч}}$ – часові витрата палива, кг/год.;

C_T – комплексна ціна 1 кг палива, грн.

Амортизаційні відрахування на трактор можна знайти за виразом:

$$A_T = B_T \cdot a_T / (100 \cdot \Gamma_T \cdot W_E), \quad (5.10)$$

де B_T – ціна балансова трактора, грн.;

a_T – коефіцієнт амортизаційних відрахувань трактора;

Γ_T – річне завантаження трактора, год.

Амортизаційні відрахування на дискатор:

$$A_{\text{CM}} = B_{\text{CM}} \cdot a_{\text{CM}} / (100 \cdot \Gamma_{\text{CM}} \cdot W_E), \quad (5.11)$$

де B_{CM} – ціна балансова дискатора, грн.;

a_{CM} – коефіцієнт амортизаційних відрахувань дискатора;

Γ_{CM} – річне завантаження дискатора, год.

Відрахування на ремонт і ТО трактора знайдемо за залежністю:

$$P_T = B_T \cdot p_T / (100 \cdot \Gamma_T \cdot W_E), \quad (5.12)$$

де p_T – коефіцієнт відрахувань на ремонт і технічне обслуговування трактора.

Відрахування на ремонт і ТО дискатора визначимо:

$$P_{\text{CM}} = B_{\text{CM}} \cdot p_{\text{CM}} / (100 \cdot \Gamma_T \cdot W_E), \quad (5.13)$$

де p_{CM} – коефіцієнт відрахувань на ремонт і технічне обслуговування дискатора.

Питомі капітальні вкладення визначаються:

$$K_{\text{уд}} = (B_T / \Gamma_T + B_{\text{CM}} / \Gamma_{\text{CM}}) / W_E, \quad (5.14)$$

Додатковий чистий дохід, що отриманий за рахунок збільшення кількості продукції, можна знайти за формулою:

$$Д = C_B \cdot B \cdot k_B / 100, \quad (5.15)$$

де C_B – ціна 1 т зібраного врожаю, грн./т;

B – врожайність, т/га;

k_B – відсоток збільшення врожайності, %.

Термін окупності додаткових капіталовкладень визначається наступним чином:

$$T = (B_{CM} - B_{CB}) / E_P. \quad (5.16)$$

Вихідні дані та результати розрахунку економічних показників та економічної ефективності наведені в таблицях 5.6-5.7.

Таблиця 5.6 – Вихідні дані для розрахунку економічної ефективності

Показник	Позначення	Варіант	
		базовий (ДМТ-4)	проектний (ДЛ-5)
1	2	3	4
Річний виробіток агрегату, га	W_T	400,00	400,00
Нормативний коефіцієнт ефективності капітальних вкладень	E	0,15	0,15
Тарифна ставка тракториста, грн./год.	f_T	40,00	40,00
Кількість обслуговуючого персоналу, чол.	N_T	1,00	1,00
Ширина захвата, м	B	4,00	5,00
Робоча швидкість, км/год.	V_P	3,60	3,60
Коефіцієнт використання ширини захвату	K_B	0,97	0,97
Коефіцієнт використання експлуатаційного часу	ϕ_E	0,78	0,78
Часові витрати палива, кг/год.	$G_{\text{ч}}$	8,00	5,00
Комплексна ціна 1 кг палива, грн.	Ц_T	20,20	20,20
Ціна балансова трактора, грн.	B_T	1400000,00	1400000,00
Коефіцієнт амортизаційних відрахувань трактора	a_T	12,50	12,50
Річне завантаження трактора, год.	Γ_T	1700,00	1700,00
Ціна балансова дискатора, грн.	B_{CM}	575000,00	694000,00

1	2	3	4
Коефіцієнт амортизаційних відрахувань дискатора	a_{CM}	16,00	16,00
Річне завантаження дискатора, год.	Γ_{CM}	277,78	277,78
Коефіцієнт відрахувань на ремонт і технічне обслуговування трактора	p_T	10,00	10,00
Коефіцієнт відрахувань на ремонт і технічне обслуговування дискатора	p_{CM}	11,00	11,00
Ціна 1 т зібраного врожаю, грн./т ¹	C_B	8100,00	8100,00
Врожайність, т/га ²	B	3,50	3,50
Збільшення врожайності, %.	k_B	–	0,00

Таблиця 5.7 – Результати розрахунку економічної ефективності

Показник	Позначення	Варіант	
		базовий (ДМТ-4)	проектний (ДЛ-5)
1	2	3	4
Експлуатаційна продуктивність агрегату, га/год.	W_E	1,09	1,36
Технічна продуктивність агрегату, га/год.	W_T	1,40	1,75
Теоретична продуктивність агрегату, га/год.	W	1,44	1,80
Затрати праці на 1 га, люд.-год./га	T	0,92	0,73
Питомі капітальні вкладення, грн./га	$K_{уд}$	2655,82	2439,22
Зарплата тракториста, грн./га	Z	36,71	29,37
Витрати на паливо та мастильні матеріали, грн./га	Z_T	148,32	74,16
Амортизаційні відрахування на трактор, грн./га	A_T	94,48	75,59
Амортизаційні відрахування на глибокорозпушувач, грн./га	A_{CM}	303,99	293,52
Відрахування на ремонт і ТО трактора, грн./га	P_T	75,59	60,47

¹ Для пшениці на зерно (вартість вказана станом на 2020 р)² Для пшениці

1	2	3	4
Відрахування на ремонт і ТО дискатора, грн./га	P_{CM}	34,15	32,97
Прямі експлуатаційні витрати, грн./га	C	693,25	566,09
Наведені витрати на 1 га, грн./га	U	1091,62	931,97
Додатковий чистий дохід за рахунок збільшення кількості продукції, грн./га	D	–	0,00
Річний економічний ефект, грн.	E_p	–	63861,24
Питомий річний економічний ефект, грн./га	e_p	–	159,65
Термін окупності додаткових капіталовкладень, років	T	–	1,86

5.4 Висновки по розділу

1. За результатами випробувань встановлено, що якість поверхневого обробітку ґрунту дослідним зразком дискатора ДЛ-5 відповідає встановленим агротехнічним вимогам, тяговий опір на різних агрофонах складає 14,94-15,16 кН;

2. Застосування розробленого дискатора ДЛ-5 на поверхневому обробітку ґрунту дозволяє підвищити у 1,33 рази продуктивність у порівнянні із серійним аналогом дискового знаряддя бороною ДМТ-4 при забезпеченні агротехнічних вимог до якості виконання процесу дискування: грудочок розміром менше двох міліметрів на 5 % менше, ніж після проходження серійної борони, а агрегатів розміром більше 10 мм на 13 % більше.

3. Економічні розрахунки свідчать, що застосування дискатора ДЛ-5 для поверхневого обробітку ґрунту у порівнянні із ДМТ-4 дає можливість отримати питомий річний економічний ефект 159,65 грн./га. Термін окупності при цьому складає 1,86 років.

Основні наукові результати розділу опубліковано в працях автора [214, 215].

ВИСНОВКИ

У дисертації наведено теоретичне узагальнення і нове вирішення наукового завдання, що полягає в математичному моделюванні процесу обробітку ґрунту дисковими робочими органами на пружних стійках. Це дало можливість підвищити якість поверхневого обробітку ґрунту та зменшити енергоємність процесу.

1. В результаті аналізу результатів відомих досліджень процесів дискування ґрунту, відповідних способів і конструкцій встановлено, що одним із способів підвищення ефективності функціонування дискових робочих органів є застосування пружних стійок, що зумовлює коливний рух робочих органів в ґрунтовому середовищі при виконанні технологічного процесу. Однак при цьому, суттєвий вплив на якість виконання і енергоємність процесу поверхневого обробітку ґрунту має стійкість руху дискових робочих органів по глибині, що зумовлюється конструктивно-технологічними параметрами дискового знаряддя. Встановлено, що для забезпечення ефективності взаємодії з ґрунтом при мінімальних енерговитратах дискові робочі органи на пружних стійках повинні забезпечувати в заданих допустимих межах рівномірність обробітку по глибині.

2. В результаті аналітичних досліджень переміщення частинки ґрунту по увігнутій сферичній поверхні робочого органу дискатора з урахуванням сили підпору шару ґрунту, що напливає на дисковий робочий орган, відцентрової сили та сили Коріоліса, що виникають в результаті його обертання, розроблено програмний код, який дозволяє визначити площу та рівняння лінії контакту ґрунтового середовища із поверхнею робочого органу дискатора в залежності від його конструктивних параметрів (радіус сферичної поверхні R , діаметр диска d), кутів атаки α і нахилу γ та глибини обробітку ґрунту h . Враховуючи отримані залежності площі та рівняння лінії контакту ґрунтового середовища із поверхнею робочого органу дискатора та використовуючи аналітичні закономірності для компонентів нормальних напружень пружно-в'язко-пластичного ґрунтового

середовища, розроблено програмний код, який дозволяє визначати залежності проєкцій сили опору від кутів атаки α і нахилу γ робочого органу дискатора, швидкості його переміщення V та глибини обробітку ґрунту h .

3. В результаті аналітичних досліджень динамічної моделі процесу деформації пружної стійки дискатора будь-якої форми складено систему диференціальних рівнянь в загальному вигляді, яка дозволяє визначити напруження, відносні і абсолютні деформації в кожній точці пружної стійки. Приймаючи форму пружної стійки дискатора за спіраль Архімеда, тобто функції її границь задані у полярних координатах $f_1(\theta) = \frac{a\theta}{2\pi} + b$, $f_2(\theta) = \frac{a\theta}{2\pi} + b + h$, де $\theta_s \leq \theta \leq \theta_f$, із параметри геометричної форми a (крок спіралі), b (зміщення спіралі вздовж радіальної координати), h (товщина пружної стійки), визначено її еквівалентну фізико-математичну модель у вигляді жорсткого математичного маятника довжиною l , до вантажу якого закріплено дві пружини вздовж осей Ox і Oz із коефіцієнтами жорсткості k_x і k_z відповідно, які відхиляють його на кут φ .

4. В результаті аналітичних досліджень складено систему диференціальних рівнянь коливання рами і робочих органів дискатора під час його руху з урахуванням змін фізико-механічних властивостей ґрунту. За розробленим алгоритмом встановлено вираз у вигляді рівняння регресії щодо визначення ступеню асимптотичної стійкості (кути коливання φ) системи робочих органів дискатора в залежності від його конструктивно-технологічних параметрів (крок спіралі пружної стійки першого і другого ряду a_1 a_2 , відстань між пружними стійками Δx , діаметр d , кути атаки α і нахилу γ дискового робочого органу, швидкість переміщення V).

5. В результаті лабораторних досліджень процесу взаємодії дискових робочих органів на пружній стійці з ґрунтовим середовищем отримано динаміку зміни тягового опору R_x , куту відхилення робочих органів φ , коефіцієнта структурності ґрунту K_{str} від діаметра диску d , кроку спіралі пружної стійки a , кута нахилу γ і кута атаки α у вигляді рівнянь регресії другого порядку. В зв'язку з тим що для кожного критерію оцінки лабораторних досліджень оптимальні значення

факторів не співпадають вирішено компромісну задачу методом скалярного ранжування шляхом мінімізації мультиплікативної функції із врахуванням коефіцієнта важливості приватного критерію

$$\frac{K_{str}}{\max(K_{str})} \left/ \left(\frac{R_x}{\max(R_x)} \frac{\varphi_x}{\max(\varphi_x)} \right) \right. \rightarrow \max. \text{ Отримані раціональні конструктивно-}$$

технологічні параметри дискатора: $d = 0,56$ м, $\gamma = 22^\circ$, $\alpha = 31^\circ$, $a = 0,8$ м. При цих параметрах критерії оптимізації дорівнювали: $K_{str} = 0,97$, $R_x = 2,52$ кН, $\varphi = 2,61^\circ$.

6. В результаті експериментальних досліджень процесу роботи дискатора з пружними стійками в польових умовах отримано динаміку зміни тягового опору агрегату R_x , кута відхилення робочих органів φ , коефіцієнта структурності ґрунту K_{str} від варіантів розташування пружних стійок в двох рядах в залежності від кроку спіралей a_I , a_{II} , відстані між рядами дискових робочих органів Δx , швидкості переміщення агрегату V . Порівнюючи дані експериментальних досліджень процесу роботи дискатора з пружними стійками в польових умовах встановлено, що умови $R_x \rightarrow \min$, $K_{str} \rightarrow \max$, $\varphi \rightarrow \min$ виконуються для варіанту розташування пружних стійок в двох рядах $a_I = 0,6$ м, $a_{II} = 0,8$ м при відстані між рядами дискових робочих органів $\Delta x = 0,9$ м і швидкості переміщення агрегату $V = 1,0$ м/с. При цих параметрах критерії оптимізації дорівнювали: $K_{str} = 1,11$, $R_x = 21,1$ кН, $\varphi = 2,62^\circ$.

4. Виробничими випробуваннями розробленого дискатора з пружними стійками підтверджено, що його застосування дозволяє підвищити в 1,33 рази продуктивність при забезпеченні встановлених агровимог обробітку ґрунту. Економічні розрахунки свідчать, що застосування дискатора ДЛ-5 для поверхневого обробітку ґрунту у порівнянні із ДМТ-4 дає можливість отримати питомий річний економічний ефект 159,65 грн./га. Термін окупності при цьому складає 1,86 років.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Чернілевський М. С., Білявський Ю. А., Кропивницький Р. Б., Ворона Л. І. Агротехнічні вимоги та оцінка якості обробітку ґрунту: навч. посібник. Житомир: Вид-во «Житомирський національний агроекологічний університет». 2012. 84 с.
2. Ветохин В. И. Системные и физико-механические основы проектирования рыхлителей почвы: дисс. д-ра техн. наук: 05.05.11 «Машины і засоби механізації сільськогосподарського виробництва». Киев-Москва. 2010. 276 с.
3. Адамчук В. В., Булгаков В. М., Головач І. В., Горобей В. П. Теоретичні основи коливання зубчастого сошника селекційної сівалки. Механізація та електрифікація сільського господарства: між від. темат. наук. зб. Глеваха. 2015. Вип.1 (100). С. 10-21.
4. Алієв Е. Б., Лобатюк Ю. М. Теоретичне обґрунтування розміщення робочих органів глибокорозпушувача на рамі знаряддя. Всеукраїнський науково-технічний журнал «Техніка, енергетика, транспорт АПК». Вінниця. 2015. №3 (92) С. 5-9.
5. Гудзь В. П., Примак І. Д., Будьоний Є. П. Землеробство. К.: Урожай. 1996. 384 с.
6. Качинский Н. А. Механический и микроагрегатный состав почвы, методы его изучения. М.: Изд-во АМ СССР. 1958. 192 с.
7. Бахтин П. У. Физико-механические и технологические свойства почв. М.: Знание. 1971. 64 с.
8. Кириченко А. К., Сохт К. А. Оценка качества обработки почвы сферическими дисками с индивидуальной подвеской. Сборник научных трудов «Механизация работ в производстве зерна и селекционном процессе». Краснодарский НИИ сельского хозяйства им. П.П. Лукьяненко. Краснодар. 1985. С. 18.

9. Медведев В. В., Лактионова Т. Н. Гранулометрический состав почв Украины (генетический, экологический и агрономический аспекты). Харьков: Апостроф, 2011. 292 с.

10. Медведев В. В. Структура почвы (методы, генезис, классификация, эволюция, география, мониторинг, охрана). Харьков. Изд. «13 типография», 2008. 406 с.

11. Вадюнина А. Ф., Корчагина З. А. Методы исследования физических свойств почв. М.: Агропромиздат. 1986. 416 с.

12. Лихочвор В. В., Петриченко В. Ф. Рослинництво. Сучасні інтенсивні технології вирощування основних польових культур. Львів: НВФ «Українські технології», 2006. 730 с.

13. Лысыч М. Н. Анализ конструкций дисковых рабочих органов почвообрабатывающих орудий и возможностей их применения в условиях лесных вырубок. Современные проблемы науки и образования. 2014. № 6.

14. Лысыч М. Н. Компьютерное моделирование процесса обработки почвы рабочими органами почвообрабатывающих машин. Компьютерные исследования и моделирование. 2020 Т. 12 № 3 С. 607–627. DOI: 10.20537/2076-7633-2020-12-3-607-627.

15. Алиев Э. Б., Лабатюк Ю. М. Обоснование геометрических параметров расположения рабочих органов ярусного глубокорыхлителя. Научно-технический прогресс в сельскохозяйственном производстве. Аграрная наука – сельскохозяйственному производству Сибири, Казахстана, Монголии, Беларуси и Болгарии: материалы Междунар. науч.-техн. конф.: в 2 т. РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства». Минск. 2016. Т. 1. С. 133-137.

16. Кушнарёв А. С., Кочев В. И. Механико-технологические основы обработки почвы. К.: Урожай, 1989. 144 с.

17. Панченко А. М. Теория измельчения почв почвообрабатывающими орудиями. Днепропетровск: Днепропетровский государственный аграрный университет, 1999. 140 с.

18. Кленин Н. И., Сакур В. А. Сельскохозяйственные и мелиоративные машины. М.: Колос. 1994. 750 с.

19. Пастухов В. І. Якість механізованих технологічних операцій і біопотенціал польових культур: Наукові рекомендації для працівників механізованого рослинництва. Харків: «Ранок». 2002, 124 с.

20. Zubko V., Khvorost T., Zamora O., Onychko V. Methods of Maintaining Soil Depth Evenness during Disk Tillage. *Scientia agriculturae bohemica*, 51, 2020 (1): 22–30. DOI: 10.2478/sab-2020-0004.

21. Бабицький Л. Ф. Біонічні напрями розробки ґрунтообробних машин. К.: Урожай. 1998. 164 с.

22. Корабельский В. И. Обоснование формы и параметров почвообрабатывающих органов с помощью геометрического моделирования основных технологических требований: дис. докт. техн. наук: спец. 05.20.01 «Технологии и средства механизации сельского хозяйства». Челябинск, 1988. 506 с.

23. Листопад Г. Е., Демидов Г. К., Зонов Б. Д. Сельскохозяйственные и мелиоративные машины. М.: Агропромиздат, 1986. 688 с.

24. Войтюк Д. Г., Іщенко В. В. Сільськогосподарські машини. К.: «Агроосвіта», 2015. 679 с.

25. Кулен А., Куиперс Х. Современная земледельческая механика. М.: Агропромиздат, 1986. 349 с.

26. Кобець А. С., Волик Б. А., Рибкін А. П. Аналітичні дослідження агрегату на основі робочих органів дискового типу. Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка, Вип..44, «Механізація сільськогосподарського виробництва, Т.2, Харків. 2006. С. 231-236.

27. Бакум М. В. Проектування сільськогосподарських машин. Частина І. Книга 2. Машини для обробітку ґрунту. Харків: ПромАрт. 2019. 436 с.

28. Антощенков Р. В. Вимірювальна система динамічних та тягово-енергетичних показників функціонування мобільних машин. Інженерія природокористування. Харків: ХНТУСГ. 2014. Вип. 2 (2). С. 15-19.

29. Бакум М. В., Ящук Д. А. Проектування ґрунтообробних машин з дисковими робочими органами. Навчальний посібник. Харків: ХНТУСГ. 2011. 34 с.

30. Бледных В.В. Совершенствование рабочих органов почвообрабатывающих машин на основе математического моделирования технологических процессов: дис. докт. техн. наук: 05.20.01. Челябинск. 1989. 387 с.

31. Сохт К. А., Трубилин Е. И., Коновалов Е. И. Дисковые бороны и лушпильники. Проектирование технологических параметров. Краснодар. Типография Куб. ГАУ, 2014. 164 с.

32. Дисковый ликбез: основные ошибки при выборе и эксплуатации дисковых борон. Агротехника и технологии: <https://www.agroinvestor.ru/tech/article/26531-diskovyyu-likbez/> (Дата звернення 12.08.2020 г.).

33. Бурченко П. Н. Обработка почвы от В.П. Горячкина до наших дней. Техника в сельском хозяйстве. 1999. № 6. С. 34-36.

34. ДСТУ ISO 5679:2012. Ґрунтообробне устаткування. Диски.

35. Воронин А. Д. Основы физики почв. М: МГУ. 1986. 214 с.

36. Василенко П. М. О методике механико-математических изысканий при разработке проблем сельскохозяйственной техники. М.: БТИ ГОСНИТИ. 1962. 225 с.

37. Василенко П. М. Основи аналітичних методів землеробської механіки. К.: Вид-во НАУ. 1998. 28 с.

38. Вольський В. А. Визначення бокової сили сферично-дискового робочого органу з віссю обертання нахиленою під кутом до горизонту. Механізація та електрифікація сільського господарства. Міжвідомчий тематичний науковий збірник. Випуск 93. Глеваха. 2010. С. 504-508.

39. Точицкий А. А., Лепешкин Н. Д., Китун А. В., Добриян В. В. Новые тенденции и принципы создания техники для обработки почвы. Механизация и электрификация сельского хозяйства РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации с.х.». Минск: 2009. Вып.: 43, Т. 1. С. 62-69.

40. Войтюк Д. Г., Човнюк Ю. В., Гуменюк Ю. О., Гуцол О. П. Фізична природа та кінематичний аналіз релаксаційних автоколивань у системі «вібраційна розпушувальна лапа – ґрунт». *Механізація та електрифікація сільського господарства*. 2012. Вип. 96. С. 109-117.

41. Лабоцкий И. М., Макуть А. Д., Ковалева И. М. Агрегаты для измельчения и заправки в почву пожнивных остатков сельскохозяйственных культур. *Механизация и электрификация сельского хозяйства РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации с.-х.»*. Минск, 2010. Вып. 44, Т. 1. С. 46-54.

42. Godwin R.J. A review of the effect of implement geometry on soil failure and implement forces. *Soil and Tillage Research*. 2007. Vol. 97. P. 331–340.

43. Кушнарев А. С. Механико-технологические основы процесса воздействия рабочих органов почвообрабатывающих машин и орудий на почву: автореф. дис. на соиск. науч. степени докт. техн. наук: 05.20.01 «Механизация сельскохозяйственного производства». ЧИМЭСХ. Челябинск, 1981. 50 с.

44. Вольський В. А. Удосконалення параметрів сферичних дискових робочих органів з похилою віссю обертання: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.05.11. Нац. наук. центр «ІМЕСГ». К. 2016. 19 с.

45. Войтюк Д. Г., Пилипака С. Ф. До визначення траєкторій руху частинок ґрунту по циліндричних поверхнях робочих органів ґрунтообробних знарядь. *Механізація с. г. виробництва: Зб. наукових праць НАУ*. 1999. С. 242-250.

46. Гапоненко О. І. Програмування рівномірності обробітку дисковими робочими органами на пружних стійках. *Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету. Серія: Технічні науки*. 2012. № 11. Т. 2 (66). С. 135-141.

47. Гапоненко О. І. Обґрунтування параметрів пружних стояків дискових ґрунтообробних агрегатів: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.05.11 «Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва». Київ. 2017. 23 с.

48. Md. Monjurul Alam. Soil reaction forces on agricultural disc implements. A thesis submitted in fulfilment of the requirements for the degree of Doctor of Philosophy In Agricultural Engineering. 1989. 129 p.

49. Горячкин В. П. Теория разрушения почв: Собр. соч. М.: Колос. 1968. Т.2. С. 335-382.

50. Есоян А. М., Тонапетян П. А., Аракелян А. А. К теории оптимизации параметров сферических дисков почвообрабатывающих машин. Известия Государственного аграрного университета Армении. 2006. №2. С.56-58.

51. Худоеров А. Н. Определение скорости движения частиц почвы по рабочей поверхности сферического диска. Техника в сельском хозяйстве. 2009. № 4. С.44-45.

52. Шелудченко Б. А., Фомін М. П., Губенко В. О., Вітовський О. В. Обґрунтування радіусу кривизни робочої тороїдальної поверхні дискового робочого органу ґрунтообробного знаряддя. Механізація сільськогосподарського виробництва. Збірник наукових праць Національного аграрного університету. Том IV. Київ, 1998. С. 97-10.

53. Панов И. М. Почвообрабатывающая техника: состояние и проблемы развития. Тракторы и сельскохозяйственные машины. 2000, № 11. С. 9-11.

54. Панов И. М., Ветохин В. И. Физические основы механики почв. К.: Феникс, 2008. 266 с.

55. Кушнарев А. С., Шевченко И. А., Рогач Ю. П. Методологические основы разработки рабочих органов почвообрабатывающих машин для зональных систем земледелия. Окультуривание почв: научные основы, опыт и направления. М., 1991. С. 77-83.

56. Кушнарев А. С. Дискатор – новое почвообрабатывающее орудие, обеспечивающее переход от традиционной технологии производства сельскохозяйственной продукции к энергосберегающей технологии No-till. Белая Церковь, 2010. 60 с.

57. Кушнарев А. С., Погорелый В. В. Методические предпосылки выбора способа обработки почвы. Техника АПК. 2008. №1. С. 17 – 21.

58. Кушнарев А., Шевченко И., Дюжаев В., Кушнарев С. Механика взаимодействия рабочих органов на упругой подвеске с почвой. Техника АПК. 2008. №8. С. 22 – 25.

59. Кушнарєв С. А., Погорєлий В. В., Чуб С. А. Кинематика точек сферических дисков почвообрабатывающих орудий при взаимодействии с почвой. Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка. Вип. 75. Т.1. Харків, 2008. С.121.

60. Шевченко И. А. Постановка задачи о механических колебаниях рабочих органов на упругих стойках. Праці ТДАТА. Вип. 1. Т. 5. Мелітополь: ТДАТА, 1988. С. 108-112.

61. Шевченко И. А., Алба С. Д. Математическая модель взаимодействия дискового рабочего органа с почвой. Праці ТДАТА. Вип. 1. Т.10. Мелітополь: ТДАТА, 1999. С. 124-130.

62. Шевченко І. А., Дереза С. В. Розробка експериментального робочого органа на S-образній пружній стійці для комбінованого знаряддя для суцільного та передпосівного обробітку ґрунту. Праці ТДАТА. Вип. 1. Т. 4. Мелітополь, 1998. С. 17-22.

63. Шевченко І. А. Керування агрофізичним станом ґрунтового середовища. К.: Видавничий дім "Вініченко", 2016. 320 с.

64. Шевченко І. А. Обґрунтування геометричних параметрів дискових робочих органів. Праці ТДАТА. Вип. 2., Т.16. Мелітополь: ТДАТА, 2001. С. 13-19.

65. Гуцол О. П., Ковбаса В. П. Обґрунтування параметрів і режимів руху ґрунтообробних машин з дисковими робочими органами: Монографія. Київ. 2016. 145 с.

66. Ковбаса В. П., Дубровін В. О. Напруження та вигляд напруженого стану у ґрунтовому на півпросторі перед дисковим робочим органом. Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства. Вип. 20. «Механізація сільськогосподарського виробництва. Харків: ХДТУСГ. 2003. С. 150-157.

67. Ковбаса В. П. Механіко-технологічне обґрунтування оптимізації взаємодії робочих органів з ґрунтом: автореф. дис. ... д-ра техн. наук: 05.05.11. Нац. аграр. ун-т. К. 2006. 35 с.

68. Ковбаса В. П., Войтюк Д. Г., Короткевич П. С., Мартишко В. М. Моделювання процесу взаємодії робочих органів сільськогосподарських машин з ґрунтом. Науковий вісник НАУ. Київ. 1997. Вип.2. С. 117-123.

69. Заїка П. М. Теорія сільськогосподарських машин. Т. 1 (4.1). Машини та знаряддя для обробітку ґрунту. Харків: ОКО. 2001. 444 с.

70. Заїка П. М. Избранные задачи земледельческой механики: Практик. пособие. К.: Изд – во УСХА. 1992. 512 с.

71. Кравчук В. І., Погорілий В. В., Шустік Л. П. Науково-технічна експертиза техніко-технологічних рішень систем обробітку ґрунту. К. : Фенікс, 2008. 50 с.

72. Погорілий В. Дослідження ефективності різних типів дискових робочих органів при поверхневому обробітку ґрунту Велес-Агро. 2015. <http://www.velesagro.com/company/articles/2015/07/21/19/>.

73. Погорелый Л. В. Инженерные методы испытаний сельскохозяйственных машин. К.: Техника, 1991. 157 с

74. Сысолин П. В., Погорелый Л. В. Почвообрабатывающие и посевные машины. К. Деникс, 2005. 264 с

75. Гуков Я. С. Обробіток ґрунту. Технологія і техніка. Механіко-технологічне обґрунтування енергозберігаючих засобів для механізації обробітку ґрунту в умовах України [Текст]: наукове видання. К.: ДІА. 2007. 276 с

76. Кравчука В. І., Грицишина М. І., Ковалю С. М. Сучасні тенденції розвитку конструкцій сільськогосподарської техніки. К.: Аграрна наука, 2004. 396 с

77. Сало В. М. Науково-технологічні основи обґрунтування складу та параметрів комбінованих ґрунтообробних знарядь: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня докт. техн. наук: спец. 05.05.11 «Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва». Тернопіль, 2008. 40 с

78. Сисолін В. П., Сало В. М., Кропівний В. М. Сільськогосподарські машини: теоретичні основи, конструкція, проектування. К.: Урожай, 2001. 384 с

79. Пашенко В. Ф., Корниенко С. И. Научные основы процессов обработки почвы в системе рационального возделывания зерновых и овощных культур: монография. Х.: ТОВ «Планета-принт», 2016. 320 с.

80. Пашенко В. Ф. Моделирование взаимодействия с почвой рабочих органов сельскохозяйственных машин и орудий. Харьковский гос. аграр. ун-т им. В.В. Докучаева. Харьков, 1994. 134 с.

81. Пашенко В. Ф., Онишко М. І., Дорошко І. М., Сєдих К. В. Визначення якісних показників роботи експериментального дискового луцильника. Механізація с.-г. виробництва: Вісник ХНТУСГ імені Петра Василенка. Вип. 107. Т.1. Х., 2011. С. 195-198.

82. Пашенко В. Ф., Харченко С. А., Сєдых К. В. Исследование рабочих органов дискового луцильника. Науковий журнал «Інженерія природокористування» 2015, № 1(3). С. 64-72.

83. Козаченко О. В. Ресурсозбереження у сільськогосподарських агрегатах: наукове видання. Харків: Торнадо. 2008. 272 с.

84. Козаченко О. В., Шкрегаль О. М., Блезнюк О. В. Обґрунтування профілю леза лапи культиватора мінімальної енергоємності. Агроінженерні дослідження: Вісник Львівського національного аграрного університету. – Львів : ЛНАУ, 2008. Вип. 12, Т. 2. С. 347-353.

85. Козаченко О. В., Шкрегаль О. М. Теоретические исследования энергоемкости культиваторных лап. Экология и сельскохозяйственная техника: Вестник СЗНИИМЭСХ. Санкт-Петербург : СЗНИИМЭСХ, 2009. С.211–217.

86. Козаченко О. В., Шкрегаль О. М., Блезнюк О. В. Виробничі випробування культиваторних лап удосконаленої конструкції. Сучасні проблеми землеробської механіки: Вісник Дніпропетровського державного аграрного університету. Дніпропетровськ : ДДАУ, 2009. №2. С. 178–281.

87. Козаченко О. В., Шкрегаль О. М. Дослідження конструкцій і режимів роботи робочих органів культиваторів. Техніка та енергетика АПК: Науковий вісник НУБіП України. Київ: НУБіП, 2010. Вип. 144, ч. 4. С. 122-127.

88. Алиев, Е. Б., Лабатюк, Ю. М., Пацула, О. М. Математична модель функціонування чизельного знаряддя з пошаровим обробітком ґрунту. Вісник

Сумського національного аграрного університету. Серія «Механізація та автоматизація виробничих процесів». Суми. 2016. Випуск 10/1 (29). С. 64-67.

89. Нартов П. С. Дисковые почвообрабатывающие орудия. Воронеж: Изд-во ВГУ, 1972. 184 с.

90. Канарев Ф. М. Ротационные почвообрабатывающие машины. М.: Машиностроение, 1983. 142 с.

91. Elvis López Bravo. Simulation of Soil and Tillage-tool Interaction by the Discrete Element Method. Catholic University of Leuven Faculty of Bioscience Engineering. 2013. 130 p.

92. Мударисов С. Г. Повышение качества обработки почвы путем совершенствования рабочих органов машин на основе моделирования технологического процесса: дис. ... докт. техн. наук: 05.20.01. Челябинск, 2007. 351 с

93. Мударисов С. Г. Принципы разработки адаптирующихся рабочих органов почвообрабатывающих машин. Механизация и электрификация сельского хозяйства, 2005. №6. С. 10-11

94. Мударисов С. Г. Дисковые орудия с адаптирующимися рабочими органами. Картофель и овощи, № 4. 2005. С.30-31

95. Юнусов Г. С. Совершенствование технологий и технических средств поверхностной обработки почвы. Автореф. дис. докт техн. наук: 05.20.01. Киров, 2005

96. Юнусов Г. С. Определение диаметра сферического диска для обработки почвы. Техника в сельском хозяйстве. 2005. №2. С. 48.

97. Волик Б. А., Пугач А. М., Теслюк Г. В., Семенюта А. М. Особливості конструкції та основні результати польових досліджень дискового плуга. Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. 2011. Випуск 107. «Механізація сільського господарства». Том 1. С.143-147.

98. Теслюк Г. А., Волик Б. А., Семенюта А. М. Вплив різних варіантів постановки корпусів дискового плуга на структурно-агрегатний склад ґрунту. Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. Конструювання,

виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин, вип. 41. ч.1.- Кіровоград: КНТУ, 2011. с. 326-330.

99. Mogilnay O, Paschenko V, Kharchenko S, Domachenko V. Siedykh K. Mathematical modeling of operational stability of sowing machines' mechanical systems. Eastern-European Journal of Enterprise technologies. 2018. № 4/1 (94). P. 37-47.

100. Rogovskii I. L., Titova L. L., Trokhaniak V. I., Haponenko O. I., Ohiienko M. M., Kulik V. P. Engineering management of tillage equipment with concave disk spring shanks. INMATEH. Agricultural Engineering. 2020. Bucharest. Vol. 60. No 1. P. 45–52. DOI: 10.35633/INMATEH-60-05.

101. Rogovskii I. L., Titova L. L., Trokhaniak V. I., Rosamaha Yu. O., Blesnyuk O. V., Ohiienko M. M. Ohiienko A. V. Engineering management of two-phase coulter systems of seeding machines for implementing precision farming technologies. INMATEH. Agricultural Engineering. 2019. Bucharest. Vol. 58. No 2. P. 137–146. DOI: 10.35633/INMATEH –58 –15.

102. Kornienko S., Pashenko V., Melnik V., Kharchenko S., Khramov N. Developing the method of constructing mathematical models of soil condition under the action of a wedge. Eastern-European Journal of Enterprise. Technologies. 2016. Vol. 5, Issue 7. P. 34 – 43. doi: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2016.79912>.

103. Mark Eugene Barker. Predicting loads on ground engaging tillage tools using computational fluid dynamics. A dissertation submitted to the graduate faculty in partial fulfillment of the requirements for the degree of doctor of philosophy. 2008. 195 p.

104. Yun Zhang. On the Mechanics of Disc-Soil-Planter Interaction. A Thesis Submitted to the College of Graduate Studies and Research In Partial Fulfillment of the Requirements For the Degree of Master of Science In the Department of Mechanical Engineering University of Saskatchewan Saskatoon. 2016. 219 p.

105. Torotwa Ian Kimoi, Ji Changying, He Ruiyin. Design and Finite Element Analysis of a Curved-Slot Disc Harrow Blade for Crop Residue Incorporation. International Journal of Advanced Research in Science, Engineering and Technology. Vol. 5, Issue 1 , January 2018. P. 5011-5018.

106. Harrison¹ H. P., Thivavarnvongs T. Soil reacting forces from laboratory measurements with disks. *Canadian agricultural engineering*, Vol. 18 No. 1, June 1976. P. 49-53.
107. Vikas Rastogi, Amalendu Mukherjee, Anirban Dasgupta. A Review on Extension of Lagrangian-Hamiltonian Mechanics. *ABCM*. January-March 2011, Vol. XXXIII, No. 1. P. 22-33.
108. Warouma Arifa, Viktor Aulin, Igor Shepelenko. Improvements of harrows wear resistance. *Int. J. Agril. Res. Innov. & Tech.* 5 (2): December, 2015. P. 70-74.
109. Issa Al Hassan. Study of stress on a rotary harrow tooth during various work phass in the ground. Master of science in mechanical engineering Department of aerospace and mechanical engineering Politecnico di Torino, 2018. 60 p.
110. Leech Andrew R. A study of the deformation of helical springs under eccentric loading. Calhoun: The NPS Institutional Archive, 1994. 77 p.
111. Norman Charles Woodin. A study of agricultural implements. Thesis for the degree of bachelor of science in mechanical engineering, 1904. 59 p.
112. José Félix Morales Leslie, María Victoria Gómez Aguila. Resistive behavioral assessment of the multi-plow MAU-250 working implement. *Acta Agronómica*. 64 (1) 2015, P. 23-30.
113. Andrew Stuart Merritt. Conditioning of clay soils for tunnelling machine screw conveyors. A dissertation submitted for the degree of Doctor of Philosophy at the University of Cambridge. 2004, 313 p.
114. Charles W. Andrus, Henry A. Froehlich. An evaluation of four implements used to till compacted forest soils in the pacific northwest. *Research Bulletin*, 45. 1983, P. 1-12.
115. Benard Chirende, Jian Qiao Li, Wonder Vheremu. Application of Finite Element Analysis in Modeling of Bionic Harrowing Discs. *Biomimetics* 2019, 4, 61, P. 1-11. DOI:10.3390/biomimetics4030061.
116. Omer A. Abdalla, Eman A. Mohamed, Ahmed M. El Naim, Mohammed A. El Shiekh, Moayad B. Zaied. Effect of disc and tilt angles of disc plough on tractor performance under clay soil. *Current Research in Agricultural Sciences*. 2014 Vol. 1, No. 3, P. 83-94.

117. Жаров В. П., Дьяченко А. Д., Устинов С. Ю.. Динамика комбинированного сельскохозяйственного агрегата. Известия вузов. Северо-кавказский регион. Технические науки. 2004. № 4, С. 96-98.

118. Hettiaratchi D. R. P., Alam M. M. Calculation, Validation and Simulation of Soil Reactions on Concave Agricultural Discs. J. agric. Engng Res. 1997. 68 , P. 63-75.

119. Lin Zhu, Jia-Ru Ge, Xi Cheng, Shuang-Shuang Peng, Yin-Yin Qi, Shi-Wu Zhang, De-Quan Zhu. Modeling of share/soil interaction of a horizontally reversible plow using computational fluid dynamics. Journal of Terramechanics 72 2017. P. 1-8.

120. Uriel Aparecido Rosa. Performance of Narrow Tillage Tools with Inertial and Strain Rate Effects. A Thesis submitted to the College of Graduate Studies and Research in Partial Fulfillment of the Requirements of the Degree of Doctor of Philosophy in the Department of Agricultural and Bioresource Engineering University of Saskatchewan 1997. 378 p.

121. Piyooosh Thori, Manish Bhargava. A Computational Approach for Design Improvement and Selection of suitable Curved Annular Rotating Disk Harrow for an Agriculture Use. International Journal of Current Engineering and Technology. Vol.7, No.2. 2017. P. 447-454.

122. Qi Wang, Longtu Zhu, Mingwei Li, Dongyan Huang, Honglei Jia. Conservation Agriculture Using Coulters: Effects of Crop Residue on Working Performance. Sustainability 2018, 10, 4099;. P. 1-15. DOI:10.3390/su10114099.

123. Zhiwei Zeng. Soil-Tool-Residue Interactions: Measurements and Modelling. A Thesis submitted to the Faculty of Graduate Studies of The University of Manitoba in partial fulfillment of the requirements of the degree of Doctor of Philosophy. 2019. 219 p.

124. Mohammad Askari, Smail Khalifahamzehghasem. Draft Force Inputs for Primary and Secondary Tillage Implements in a Clay Loam Soil. World Applied Sciences Journal 21 (12): 1789-1794, 2013. DOI: 10.5829/idosi.wasj.2013.21.12.2595.

125. Iraj Ranjbar, Majid Rashidi, Hamzeh Fathi Lehmal, Mousa Mirmoradi, Ehsan Abdolalizadeh. Modeling of Double Action Disc Harrow Draft Force Based on

Tillage Depth and Forward Speed. Middle-East Journal of Scientific Research 17 (8): 1061-1067, 2013. DOI: 10.5829/idosi.mejsr.2013.17.08.12249.

126. Valery I. Posmetyev, Vladimir A. Zelikov, Michail V. Drapalyuk, Margarita A. Latysheva, Evgeniy V. Shatalov. Improving The Efficiency Of Forest Disc Tools Using The Tool For Ancillary Equipment Of Mounted Tractor. World Rural Observations 2018;10(4). P. 77-93.

127. Murray J. R., Tullberg J. N. Basnet B. B. Planters and their Components Types, attributes, functional requirements, classification and description. Canberra 2006. 178 p.

128. Naji Mordi N. Al-Dosary, Saad A. Al-Hamed¹, Abdulwahed M. Aboukarim. Application of adaptive neuro-fuzzy inference system to predict draft and energy requirements of a disk plow. Int J Agric & Biol Eng. 2020. Vol. 13 No. 2. P. 198-207.

129. Irshad Ali Mari, Farman Ali Chandio, Ji Changying, Chaudhry Arslan, Asma sattar, Ahmed Ali Tagar, Fang Huimin. Performance and evaluation of disc tillage tool forces acting on straw incorporation soil. Pak. J. Agri. Sci., Vol. 51(4), 855-860; 2014.

130. Saeed Ranjbarian, Mohammad Askari, Javad Jannatkhah. Performance of tractor and tillage implements in clay soil. Journal of the Saudi Society of Agricultural Sciences. 2015. P. 1-9. <http://dx.doi.org/10.1016/j.jssas.2015.05.003>.

131. Maxat Amantaiuly Amantayev, Gayaz Zakirovich Gaifullin, Valentina Gennadevna Kushnir, Serik Zakirovich Nurushev, Ruslan Ivanovich Kravchenko. Soil Body Formation in Front of The Rotary Tillage Tools. Biosciences Biotechnology Research Asia, December 2016. Vol. 13(4), 1983-1988.

132. Loghin Fl., Ene T.A., Mocanu V., Capatina I. Dynamic modeling of technical System tractor - seed drill. Bulletin of the Transilvania University of Brasov Series II: Forestry. Wood Industry. Agricultural Food Engineering. Vol. 5 (54) No. 1 2012. P. 155-160.

133. Eidam Ahmed Hebiel Ahmed. Tillage implements performance as affected by tractor power and forward speed. A thesis submitted to the University of Khartoum in

partial fulfillment for the requirement of the Degree of Master of Science in Agricultural Engineering. 1999. 102 p.

134. Fiaz Ahmad, Baijing Qiu, Qishuo Ding, Weimin Ding, Zahid Mahmood Khan, Muhammad Shoaib, Farman Ali Chandio, Abdur Rehim, Abdul Khaliq. Discrete element method simulation of disc type furrow openers in paddy soil. *Int J Agric & Biol Eng.* Vol. 13 No.4. 2020. P. 103-110.

135. Zbigniew Kogut, Leszek Sergiel, Grzegorz Zurek. The effect of the disc setup angles and working depth on disc harrow working resistance. *Biosystems engineering.* 151. 2016. P. 328-337.

136. Mustafa Gökalp Boydafı, Nihat Turgut. Effect of Tillage Implements and Operating Speeds on Soil Physical Properties and Wheat Emergence. *Turk J Agric For* 31. 2007. P. 399-412.

137. Hettiaratchi D. R. P. Prediction of Soil Forces Acting on Concave Agricultural Discs. *J. agric . Engng Res.* 1997. 68, 51-62.

138. Steven Murray. PrModelling of Soil-Tool Interactions Using the Discrete Element Method (DEM). A Thesis submitted to the Faculty of Graduate Studies of The University of Manitoba in partial fulfillment of the requirements of the degree of Master of Science 2016. 78 p.

139. Parish P. Nalavade, Vilas M. Salokhe, Tanya Niyamapa, Peeyush Soni. Performance of Free Rolling and Powered Tillage Discs. *Soil & Tillage Research* 109. 2010. 87-93. DOI:10.1016/j.still.2010.05.004.

140. Базаров В. П. Обоснование параметров нелинейных упругих навесок рабочих органов культиваторов: автореф. дис. на соискание уч. степени канд. техн. наук: спец. 05.20.01 «Механизация сельскохозяйственного производства». Москва. 1985. 18 с.

141. Борак К. В. Підвищення зносостійкості робочих органів дискових знарядь методом електроерозійної обробки: автореф. дис.канд.техн.наук: спец. 05.02.04 «Тертя та зношування в машинах». Житомир. 2012. 19 с.

142. Мяленко В. И. Моделирование процесса силового взаимодействия с почвой рабочих органов почвообрабатывающих орудий: автореф. дис. докт.

техн. наук: спец. 05.20.01 "Технологии и средства механизации сельского хозяйства". Новосибирск, 1992. 45 с.

143. Харченко С. О. Польові дослідження борони-луцильника Дукат-4 з стійками кріплення дисків різної жорсткості. Інженерія природокористування. Харків. 2017. № 1. С. 58-62.

144. Рябцев Г. О., Стомба М. І., Мирошніченко В. А. Енергетичні показники роботи культиватора з пружною підвіскою лап. Механізація і електрифікація сільського господарства. 1972. Вип. 22. С. 69–72.

145. Федоров С. Е., Чаткин М. Н., Костин А. С., Городсков С. Ю. Моделирование пружинных стоек комбинированных культиваторов. Тракторы и сельхозмашины. 2013. № 8. С. 41–44.

146. Лозовский В. Г., Лукарчев Ю. М. Обоснование диаметра дисков луцильника. Тракторы и сельскохозяйственные машины, №8. 1984. С. 105-106.

147. Хачатрян Х. А. Стабильность работы почвообрабатывающих агрегатов. М.: Машиностроение. 1974. 206 с.

148. Самуль В. И. Основы теории упругости и пластичности. М.: Высшая школа, 1982. 264 с.

149. Симсон Э. А., Хавин В. Л., Ягудин Д. С. Оптимизация образующей индивидуальной пружинной стойки дисковой бороны. Інженерія природокористування. Харків: ХНТУСГ. 2016. Вип. 2 (6). С. 81-84.

150. Смолінський С., Марченко В. Фактори, що визначають якість роботи дискових знарядь. AGROEXPERT. 2016. <https://www.agroexpert.ua/ru/faktoriso-viznacaut-akist-roboti-diskovihznarad>.

151. Трубилин Е. И., Сохт К. А., Коновалов В. И., Даниюкова О. В. Рабочие органы дисковых борон и луцильников. Научный журнал КубГАУ. Краснодар, 2013. № 91(07).

152. Гриненко О., Лебедев С. Дослідження коливань дискових ґрунтообробних знарядь. Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України: зб. наук. праць УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого. Дослідницьке. 2011. Вип. 15 (29). С. 50-53.

153. Гриненко, О., Маринін, С. Доцільність використання ґрунтообробних агрегатів з гнучким кріпленням робочих органів. Техніка і технології АПК. 2011. №2(17). С. 32-33.

154. Научные основы процессов обработки почвы в системе рационального возделывания зерновых и овощных культур: монография / [под ред. Пащенко В.Ф., Корниенко С.И.]. Х.: ТОВ «Планета-принт», 2016. 320 с.

155. Бакум М. В., Ящук Д. А. Проектування ґрунтообробних машин з дисковими робочими органами. Навчальний посібник для лабораторно-практичних та індивідуально-консультативних занять. Харків: ХНТУСГ, 2011.

156. Корн Г., Корн Т. Справочник по математике для научных работников и инженеров. М.: Наука, 1974. 832 с.

157. Безухов Н. И. Теория упругости и пластичности. М.: ГИТТЛ, 1953. 420 с.

158. Демидов С. П. Теория упругости : учебник. Москва : Высшая школа, 1979. 431 с.

159. Джонсон К. Механика контактного взаимодействия. М.: Мир. 1989. 508 с.

160. Саусвелл Р. В. Введение в теорию упругости для инженеров и физиков. М.: Иностранная литература, 1948. 667 с.

161. Тимошенко С. П., Гудьер Дж. Теория упругости. М.: Наука, 1973. 576 с.

162. Шемякин Е. И. Динамические задачи теории упругости и пластичности. Новосибирск: НГУ. 1968. 338 с.

163. Биргер И. А., Мавлютов Р. Р. Соппротивление материалов: Учебное пособие. М.: Наука. 1986. 560 с.

164. Тимошенко С. П. Курс теории упругости. Киев: Наукова думка, 1972. 508 с.

165. Пащенко В. Ф., Ким В. В. Методика построения математических моделей устойчивости функционирования механических систем. Харьков: ХНАУ им. В.В. Докучаева, 2010. 115 с.

166. Ландау Л. Д., Лифшиц Е. М. Механика. 5-е изд., стереотип. М.: ФИЗМАТЛИТ, 2012. 224 с. ISBN 978-5-9221-0819-5.

167. Трухан Н.М. Динамика твердого тела. Учебно-методическое пособие, МФТИ, 2000. 43 с.
168. Розенблат Г. М. Сухое трение в задачах и решениях. М. Ижевск: РХД, 2009. 52 с.
169. Войтюк Д. Г., Барановський В. М., Булгаков В. М. Сільськогосподарські та меліоративні машини. Підручник. За ред. Д. Г. Войтюка. К.: Вища освіта, 2005. 464 с.
170. Козаченко О.В., Сєдих К.В. Динамічна модель процесу деформації пружної стійки дискатора. Техніка та енергетика. Київ: НУБіП, № 11(3), 2020. С. 31–39.
171. Козаченко О.В., Сєдих К.В., Волковський О.М. Фізико-математична модель взаємодії диска з ґрунтом. Інженерія природокористування. Харків: ХНТУСГ, №2(16), 2020. С. 69–77.
172. Mogilnay O., Pashenko V., Domashenko V., Siedykh K. Mathematical modeling of operational stability of sowing machines' mechanical systems. Eastern-European Journal of Enterprise technologies. 2018. № 4/1 (94). P.37–47.
173. Сєдых К. В. Построение математических моделей процессов поверхностной обработки почвы дисковым луцильником ДЛ-5. Вісник ХНАУ ім. В. В. Докучаєва. Вип. №11 (6), Харків: ХНАУ, 2011. С. 9–15.
174. Козаченко О.В., Сєдих К.В. Математичне моделювання стабільності механічної системи дискового знаряддя для обробітку ґрунту. Матеріали міжнародної науково-практичної конференції «Експлуатаційна та сервісна інженерія». Харків: ХНТУСГ, 2020. С. 53-54.
175. ДСТУ ISO 5679:2012. Ґрунтообробне устаткування. Диски.
176. Красовский Г. М., Филаретов Г. Ф. Планирование эксперимента. Мн.: Из-во БГУ, 1982. 302 с.
177. РТМ 23.2.36-73. Основы планирования эксперимента в с.-х. машинах. М.: ВИСХОМ, 1994. 116 с.
178. СОУ 74.3-37-155:2004. Машини і знаряддя для обробітку ґрунту. Методи випробувань.

179. ДСТУ 4289:2004. Машина і знаряддя для глибокої обробки ґрунту. Методи оцінки функціональних показників.
180. ГОСТ 20915-75. Сільськогосподарська техніка. Методи визначення умов випробовування.
181. ОСТ -70.4.1-80. Випробування сільськогосподарської техніки. Машина та знаряддя для глибокого обробітку ґрунту.
182. ОСТ-70.2.15-73. Испытание сельскохозяйственной техники. Методы определения условий испытаний. М. Сельхозтехника, 1974.
183. Орманджи К. С. Контроль качества полевых работ. Справочник. М.: Росагропромиздат, 1991. 191 с.
184. ГОСТ 5180-84. Ґрунти. Методы лабораторного определения физических характеристик. М. Стандартиформ. 2005. 15 с.
185. Дьяконов В. П. Mathematica 5.1/5.2/6. Программирование и математические вычисления. Москва: ДМК-Пресс. 2008. 576 с.
186. Половко А. М.. Mathematica для студента. Санкт-Петербург: БХВ-Петербург. 2007. 368 с.
187. Мельников В. В., Алёшкин В. Р., Роцин П. М.. Планирование эксперимента в исследованиях сельскохозяйственных процессов. Ленинград: Колос. 1972. 194 с.
188. Pabis S. Metodologia i metody nauk empirycznych. Warszawa: PWN. 1985. 220 s.
189. Бакарджиєв, Р. О., Комаров, А. О. Попередня оцінка і обробка даних при регресійному аналізі. Збірник наукових праць КНТУ. Техніка в с-г виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. Вип. 28. Кіровоград: КНТУ. 2015. С. 255-260.
190. Доспехов Б. А. Методика полевого опыта с основами статистической обработки результатов исследований. М.: Агропромиздат. 1985. 351 с.
191. Нечаєв В. П., Берідзе Т. М., Кононенко В. В. Теорія планування експерименту: навч. посібник. К.: Кондор, 2005. 232 с.
192. Кисельов О. В., Комарова І. Б., Мілько Д. О., Бакарджиєв Р. О. Статистична обробка і оформлення результатів експериментальних

досліджень (із досвіду написання дисертаційних робіт): Навчальний посібник. За заг. ред. Д. О. Мілька; Інститут механізації тваринництва НААН. Електронний аналог друкованого видання (електронна книга). Запоріжжя: СТАТУС. 2017. 1181 с.

193. Кисельов О. В., Антонов Е. Е., Бакарджиєв Р. О. Використання пакету програм Statist для аналізу результатів багатofакторного активного експерименту. Механізація, екологізація та конвертація біосировини у тваринництві: Зб. наук. праць. Запоріжжя: ІМТ НААН. Вип. 1(7). 2011. С. 243-253.

194. Любченко Е. А., Чуднова О. А. Планирование эксперимента: учебное пособие. Часть 1. Владивосток: Изд-во ТГЭУ. 2010. 156 с.

195. Боровиков В. STATISTICA. Искусство анализа данных на компьютере: Для профессионалов [2–е изд.]. (+CD). СПб.: Питер. 2003. 688 с.

196. Калоша В. К., Лобко С. И., Чикова Т. С. Математическая обработка результатов эксперимента. Мн.: Высшая школа. 1982. 103 с.

197. Реброва О. Ю. Статистический анализ медицинских данных. Применение пакета прикладных программ Statistica. М.: МедиаСфера. 2002. 312 с.

198. Статистические методы. Проверка отклонения распределения вероятностей от нормального распределения: ГОСТ Р ИСО 5479–2002. [Дата введения 2002.07.01]. М.: ИПК Издательство стандартов. 2002. (Государственный стандарт Российской Федерации).

199. Лапач С. М., Губенко А. В., Бабіч П. М. Статистичні методи в медико-біологічних дослідженнях із застосуванням Excel. 2–е вод., перероб. і доп. К.: МОРІОН. 2001. 408 с.

200. Мастицкий С. Э. Методическое пособие по использованию программы Statistica при обработке данных биологических исследований. Мн.: РУП “Институт рыбного хозяйства”. 2009. 76 с.

201. Веденяпин Г. В. Общая методика экспериментального исследования и обработки опытных данных. М.: Колос. 1987. 159 с.

202. Пащенко В.Ф., Онишко М.І., Дорожко І.М., Сєдих К.В. Визначення якісних показників роботи експериментального дискового луцильника. Механізація с.-г. виробництва: Вісник ХНТУСГ імені Петра Василенка. Вип. 107. Т.1. Х., 2011. С.195–198.

203. Пащенко В.Ф., Харченко С.А., Сєдих К.В. Исследование рабочих органов дискового луцильника. Науковий журнал «Інженерія природокористування» 2015, № 1(3). с.64–72.

204. Сєдих К.В. Оцінка структурного складу ґрунту після обробітку експериментальним дисковим луцильником. Механізація та електрифікація сільського господарства: [загальнодержавний збірник]. 2017. Випуск №6 (105). ННЦ «ІМЕСГ». Глеваха, 2017. С. 44–49.

205. Сєдих К.В., Козаченко О.В. Вплив параметрів дискатора на стійкість руху при обробітку ґрунту. Технології ХХІ сторіччя: Збірник тез за матеріалами 26-ої міжнародної науково-практичної конференції (7-9 грудня 2020 р.). Ч.1. Суми: СНАУ, 2020. С. 50-51.

206. ДСТУ 4397. Сільськогосподарська техніка. Методи економічного оцінювання техніки на етапі випробування. К. Держспоживстандарт України. 2005. 15 с.

207. Маслов Г. Г. Методика комплексной оценки эффективности сравниваемых машин. Тракторы и сельхозмашины. 2009. №10. С. 31-33.

208. Шпилько А. В. Методы определения экономической эффективности технологий и сельскохозяйственной техники. М.: Минсельхозпрод РФ. Всероссийский научно-исследовательский институт экономики сельского хозяйства, 1998.

209. Лабатюк Ю.М. Техніко – економічна ефективність застосування ярусного глибокорозпушувача. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин: Кірово-градський національний технічний університет. Кіровоград, 2013. Вип. 43, частина 1. С. 304-310.

210. ГСТУ 3-37-4-94. Трактори та машини сільськогосподарські. Методи економічної оцінки. К. Мінагрополітики України. 1995. 18 с.

211. Остапенко М. Н. Развитие методики экономической оценки сельскохозяйственных машин. Экономика и организация инженерно-технических систем в АПК. Москва. 2017. Вестник, № 2. С. 49-53.

212. Сорокин Н. Т., Табашников А. Т. Методика оценки экономической эффективности сельскохозяйственной техники. Сельскохозяйственные машины и технологии. 2015. Вып. 2. С. 41-44.

213. Данильченко М. Г., Гладич Б. Б., Гевко Р. Б., Ткаченко І. Г. Експертно-аналітична оцінка технологічних і економічних показників сільськогосподарської техніки: Навчально-методичний посібник для студентів економічних спеціальностей. Тернопіль: Економічна думка. 2001. 61 с.

214. Гусаренко М.П., Дьяконов С.О., Завадський О.М., Сєдих К.В. Результати польових випробувань модернізованої дискової борони. Матеріали І Міжнародної науково-практичної конференції «Наукові засади підвищення ефективності сільськогосподарського виробництва». Харків: ХНАУ, 2018. С. 43.

215. Сєдих К.В., Козаченко О.В., Васильченко В.В. Вплив параметрів дискатора з пружними стійками на ефективність функціонування. Матеріали міжнародної науково-практичної конференції «Інноваційні розробки в аграрній сфері» (03-04 грудня 2020 р.). Харків: ХНТУСГ, 2020. С. 55-57.

ДОДАТКИ

Додаток А

Розрахунок деформації ґрунтового середовища під дією робочого органу
дискатора в програмному пакеті Mathematica

```

q0 = 1300;
ρ = 1340;
g = 9.8;
α = 15 Pi / 180;
γ = 10 Pi / 180;
μ = 0.7;
R = 0.660;
d = 0.4;
H = 0.06;

```

$$hh = R - R \sqrt{R^2 - \frac{d^2}{4}}$$

$$\xi = \text{ArcSin}\left[\frac{d}{2R}\right];$$

```
"ψmin ="
```

$$\psi_{\min} = \text{Pi} / 2 - \left(\text{ArcSin}\left[\frac{d}{2R}\right] - \gamma\right)$$

```
"ψmax ="
```

$$\psi_{\max} = \text{Pi} / 2 + \gamma + \text{ArcSin}\left[\frac{d}{2R}\right]$$

```
"χmin ="
```

$$\chi_{\min} = \text{Pi} / 2 + \alpha - \text{ArcSin}\left[\frac{d}{2R}\right]$$

```
"χmax ="
```

$$\chi_{\max} = \text{Pi} / 2 + \alpha + \text{ArcSin}\left[\frac{d}{2R}\right]$$

$$\left(R \cos\left[\frac{\psi_{\max} + \psi_{\min}}{2}\right] - \left(\frac{d}{2} - H\right)\right);$$

```
NN = 100;
```

```
i = 0;
```

```
j = 0;
```

```
Array[f, {10 * NN, 4}];
```

```
For[i = 1, i ≤ 10 * NN, i++,
```

```
  For[j = 1, j ≤ 4, j++,
```

```
    f[i, j] = 0;
```

```
  ];
```

```
];
```

```
Array[fx, {10 * NN, 2}];
```

```
For[i = 1, i ≤ 10 * NN, i++,
```

```
  For[j = 1, j ≤ 2, j++,
```

```

    fx[i, j] = 0;
  ];
];

Array[fy, {10 * NN, 2}];
For[i = 1, i ≤ 10 * NN, i++,
  For[j = 1, j ≤ 2, j++,
    fy[i, j] = 0;
  ];
];

Array[fy, {10 * NN, 2}];
For[i = 1, i ≤ 10 * NN, i++,
  For[j = 1, j ≤ 2, j++,
    fy[i, j] = 0;
  ];
];

q = q0;

i = 0;
j = 0;
k = 0;

While[i <= NN,
  i = i + 1;
  ψ = ψmin +  $\frac{\psi_{\max} - \psi_{\min}}{NN} i$ ;
  j = 0;
  While[j <= NN,
    j = j + 1;
    χ = χmin +  $\frac{\chi_{\max} - \chi_{\min}}{NN} j$ ;

    ur = Abs[ $\text{Sin}[\psi] + \frac{q}{\rho g} \left( 1 - \frac{\text{Sin}[\chi]}{\mu \text{Cos}[\alpha] \text{Sin}[\xi]} \right) + (\mu \text{Cos}[\psi] \text{Cos}[\gamma] \text{Sin}[\chi]) /$   

 $\left( \sqrt{(\text{Cos}[\gamma] \text{Sin}[\chi])^2 + (\text{Cos}[\gamma] \text{Cos}[\psi] \text{Sin}[\chi] - \text{Sin}[\gamma] \text{Sin}[\psi])^2} \right) -$   

 $\frac{q}{\rho g} (1 - (\text{Cos}[\gamma] \text{Cos}[\psi] \text{Sin}[\chi] - \text{Sin}[\gamma] \text{Sin}[\psi]) / (\mu \text{Cos}[\alpha] \text{Cos}[\gamma] \text{Sin}[\xi])) -$   

 $(\mu \text{Cos}[\psi] (\text{Cos}[\gamma] \text{Cos}[\psi] \text{Sin}[\chi] - \text{Sin}[\gamma] \text{Sin}[\psi])) /$   

 $\left( \sqrt{(\text{Cos}[\gamma] \text{Sin}[\chi])^2 + (\text{Cos}[\gamma] \text{Cos}[\psi] \text{Sin}[\chi] - \text{Sin}[\gamma] \text{Sin}[\psi])^2} \right) ]$ ;
    ψopt = If[ur < 0.01, ψ, ψ];
    χopt = If[ur < 0.01, χmax - (χ - χmin), χmax - (χ - χmin)];
    k = If[ur < 0.01, k + 1, k];

    f[k, 1] = If[ur < 0.01, R Sin[ψopt] Cos[χopt], R Sin[ψopt] Cos[χopt]];
    f[k, 2] = If[ur < 0.01, R Sin[ψopt] Sin[χopt], R Sin[ψopt] Sin[χopt]];

```

```

f[k, 3] = If[ur < 0.01, R Cos[ψopt], R Cos[ψopt]];
f[k, 4] = If[ur < 0.01, 0, 0];

fx[k, 1] = If[ur < 0.01, k, k];
fx[k, 2] = If[ur < 0.01, R Sin[ψopt] Cos[χopt], R Sin[ψopt] Cos[χopt]];

fy[k, 1] = If[ur < 0.01, k, k];
fy[k, 2] = If[ur < 0.01, R Sin[ψopt] Sin[χopt], R Sin[ψopt] Sin[χopt]];

fz[k, 1] = If[ur < 0.01, k, k];
fz[k, 2] = If[ur < 0.01, R Cos[ψopt], R Cos[ψopt]];

];
];
"Глибина обробітку"

$$\left( R \cos\left[\frac{\psi_{\max} + \psi_{\min}}{2}\right] - \left(\frac{d}{2} - H\right) \right)$$

"Перша точка"
fx[5, 2]
fy[5, 2]
fz[5, 2]
"Остання точка"
fx[k - 5, 2]
fy[k - 5, 2]
fz[k - 5, 2]

Print[fz[8, 2], "\t", fz[k - 8, 2]]

M1 = Array[f, {k, 3}];

Show[ParametricPlot3D[{R Sin[ψ] Cos[χ], R Sin[ψ] Sin[χ], R Cos[ψ]},
  {ψ, ψmin, ψmax}, {χ, χmin, χmax}, PlotStyle -> {Directive[Opacity[.3], Blue]},
  AxesLabel -> {"X, M", "Y, M", "Z, M"}, LabelStyle -> {FontSize -> 14}],

ParametricPlot3D[
  { $\frac{d}{2} \sin[t] \cos[\alpha] + (R - \cos[\alpha] \sin[\gamma] hh) \sin\left[\frac{\psi_{\max} + \psi_{\min}}{2}\right] \cos\left[\frac{\chi_{\max} + \chi_{\min}}{2}\right]$ ,
   $\frac{d}{2} \sin[t] \sin[\alpha] + (R - \cos[\alpha] \sin[\gamma] hh) \sin\left[\frac{\psi_{\max} + \psi_{\min}}{2}\right] \sin\left[\frac{\chi_{\max} + \chi_{\min}}{2}\right]$ ,
   $\frac{d}{2} \cos[t] + (R - \cos[\alpha] \sin[\gamma] hh) \cos\left[\frac{\psi_{\max} + \psi_{\min}}{2}\right]}$ },
  {t, 0, 2 Pi}, PlotStyle -> {Directive[Black]},
  AxesLabel -> {"X, M", "Y, M", "Z, M"}, LabelStyle -> {FontSize -> 14}],

ParametricPlot3D[{0.98 R Sin[t], 0.98 R Cos[t], R Cos[ $\frac{\psi_{\max} + \psi_{\min}}{2}$ ] - ( $\frac{d}{2} - H$ )},
  {t, 0, 2 Pi}, PlotStyle -> {Directive[Red]},
  AxesLabel -> {"X, M", "Y, M", "Z, M"}, LabelStyle -> {FontSize -> 14}],

```

```

Graphics3D[{Red, PointSize[0.01], Map[Point, M1]}]

"x (t) = "
Mx = Array[fх, {k, 2}];
nlmx = NonlinearModelFit[Mx, a0 + a1 * t + a2 * t^2 + a3 * t^3,
  {a0, a1, a2, a3}, {t}];
Normal[nlmx]

"y (t) = "
My = Array[fy, {k, 2}];
nlmy = NonlinearModelFit[My, a0 + a1 * t + a2 * t^2 + a3 * t^3,
  {a0, a1, a2, a3}, {t}];
Normal[nlmy]

"z (t) = "
Mz = Array[fz, {k, 2}];
nlmz = NonlinearModelFit[Mz, a0 + a1 * t + a2 * t^2 + a3 * t^3,
  {a0, a1, a2, a3}, {t}];
Normal[nlmz]

"z (x,y) = "
M2 = Array[f, {k, 3}];
nlm = NonlinearModelFit[M2, a00 + a10 * x + a20 * y +
  a12 * x * y +
  a11 * x^2 + a22 * y^2,
  {a00, a10, a20, a12, a11, a22}, {x, y}];
Normal[nlm]
"Критерий Стюдента для z(x,y)"
nlm["ParameterTable"]

Show[ParametricPlot3D[{nlmx[t], nlmy[t], nlmz[t]}, {t, 1, k},
  PlotStyle -> {Green}, AxesLabel -> {"x, M", "y, M", "z, M"},
  LabelStyle -> {FontSize -> 14}],
Graphics3D[{Red, PointSize[0.01], Map[Point, M1]}]
ParametricPlot[{sqrt((nlmx[t])^2 + (nlmy[t])^2), nlmz[t]}, {t, 1, k},
  PlotStyle -> {Green}, AxesLabel -> {"y, M", "z, M"},
  LabelStyle -> {FontSize -> 14}]

```

0.244882

ψ_{\min} =

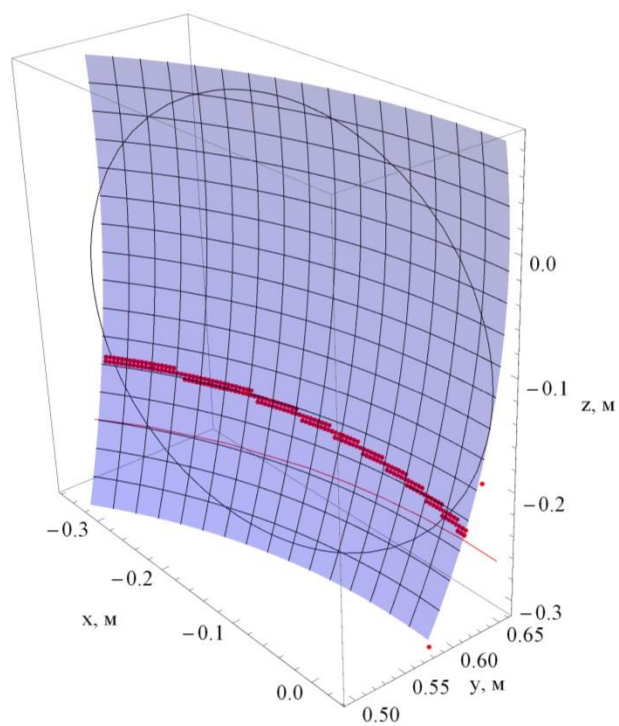
1.43746

ψ_{\max} =

2.0532

χ_{\min} =

1.52472
 $\chi_{\max} =$
 2.14047
 Глибина обробітку
 -0.254608
 Перша точка
 -0.325581
 0.544529
 -0.181893
 Остання точка
 0.0248218
 0.62155
 -0.220589
 -0.181893 -0.220589



$x(t) =$
 $-0.320752 + 0.000978761 t + 8.63534 \times 10^{-6} t^2 - 2.2426 \times 10^{-8} t^3$
 $y(t) =$

$$0.542725 + 0.000708602 t + 1.12761 \times 10^{-6} t^2 - 1.46553 \times 10^{-8} t^3$$

$$z(t) =$$

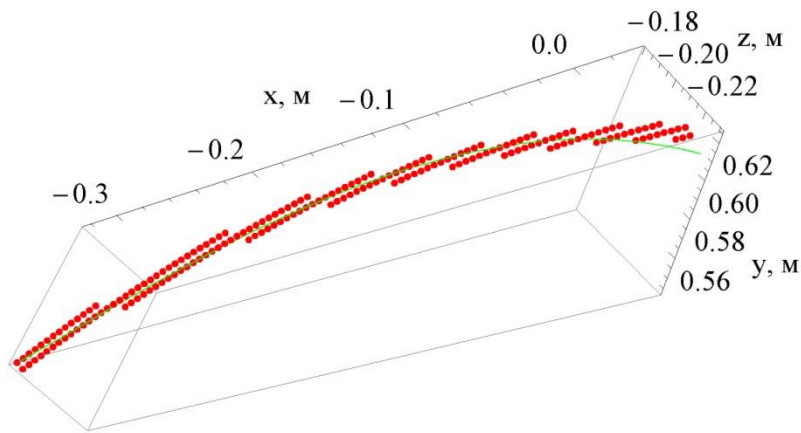
$$-0.179942 - 0.00023068 t + 2.1464 \times 10^{-6} t^2 - 1.19451 \times 10^{-8} t^3$$

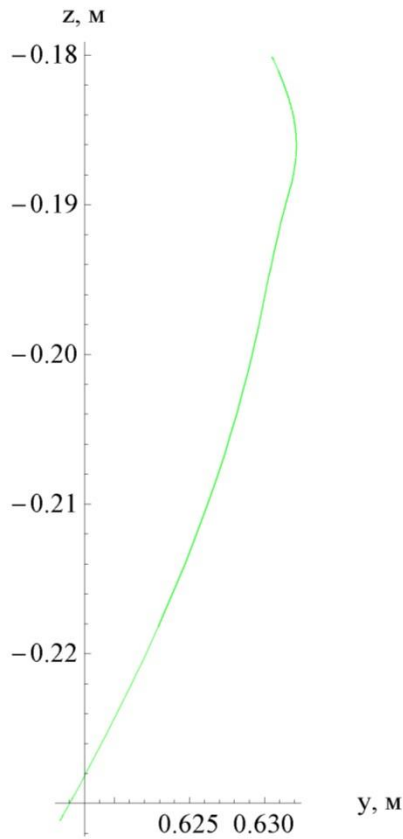
$$z(x, y) =$$

$$0.719908 + 1.45223 x + 2.57464 x^2 - 5.72681 y - 2.29588 x y + 6.77665 y^2$$

Критерій Стюдента для $z(x, y)$

	Estimate	Standard Error	t-Statistic	P-Value
a00	0.719908	0.120543	5.97222	1.14766×10^{-8}
a10	1.45223	0.094488	15.3694	4.64448×10^{-35}
a20	-5.72681	0.403213	-14.203	1.39588×10^{-31}
a12	-2.29588	0.147059	-15.612	8.85312×10^{-36}
a11	2.57464	0.0407289	63.2139	1.30433×10^{-128}
a22	6.77665	0.336936	20.1125	9.6213×10^{-49}





```

M = {
  {0.03, 0.0872664625997165, 0.0872664625997165, 0.00646903165844543},
  {0.03, 0.0872664625997165, 0.174532925199433, 0.00664634671110594},
  {0.03, 0.0872664625997165, 0.261799387799149, 0.006821976059166},
  {0.03, 0.0872664625997165, 0.349065850398866, 0.00699570898955054},
  {0.03, 0.0872664625997165, 0.436332312998582, 0.0071676508587971},
  {0.03, 0.174532925199433, 0.0872664625997165, 0.00727458774438855},
  {0.03, 0.174532925199433, 0.174532925199433, 0.00746022596351382},
  {0.03, 0.174532925199433, 0.261799387799149, 0.00764344098227593},
  {0.03, 0.174532925199433, 0.349065850398866, 0.00782834170563849},
  {0.03, 0.174532925199433, 0.436332312998582, 0.00800586747137406},
  {0.03, 0.261799387799149, 0.0872664625997165, 0.00849335217051856},
  {0.03, 0.261799387799149, 0.174532925199433, 0.00869057960877196},
  {0.03, 0.261799387799149, 0.261799387799149, 0.00888401421167434},
  {0.03, 0.261799387799149, 0.349065850398866, 0.00907397204883827},
  {0.03, 0.261799387799149, 0.436332312998582, 0.00926561559060267},
  {0.03, 0.349065850398866, 0.0872664625997165, 0.0097033720040337},
  {0.03, 0.349065850398866, 0.174532925199433, 0.00991271544410288},
  {0.03, 0.349065850398866, 0.261799387799149, 0.0101263785022107},
  {0.03, 0.349065850398866, 0.349065850398866, 0.0103253970016021},
  {0.03, 0.349065850398866, 0.436332312998582, 0.0105265226317441},
  {0.03, 0.436332312998582, 0.0872664625997165, 0.0109238221347642},
  {0.03, 0.436332312998582, 0.174532925199433, 0.0111445440808864},
  {0.03, 0.436332312998582, 0.261799387799149, 0.0113703231408101},
  {0.03, 0.436332312998582, 0.349065850398866, 0.0115781915893538},
  {0.03, 0.436332312998582, 0.436332312998582, 0.0117884094886845},
  {0.06, 0.0872664625997165, 0.0872664625997165, 0.0147850746909768},
  {0.06, 0.0872664625997165, 0.174532925199433, 0.0150254551718815},

```

{0.06, 0.0872664625997165, 0.261799387799149, 0.0152635503956891},
{0.06, 0.0872664625997165, 0.349065850398866, 0.0154990747052625},
{0.06, 0.0872664625997165, 0.436332312998582, 0.0157321709291701},
{0.06, 0.174532925199433, 0.0872664625997165, 0.0158771419262695},
{0.06, 0.174532925199433, 0.174532925199433, 0.0161288058640914},
{0.06, 0.174532925199433, 0.261799387799149, 0.0163771847448361},
{0.06, 0.174532925199433, 0.349065850398866, 0.0166278488826779},
{0.06, 0.174532925199433, 0.436332312998582, 0.0168685150207198},
{0.06, 0.261799387799149, 0.0872664625997165, 0.0175293828074972},
{0.06, 0.261799387799149, 0.174532925199433, 0.0177967578878618},
{0.06, 0.261799387799149, 0.261799387799149, 0.0180589911397579},
{0.06, 0.261799387799149, 0.349065850398866, 0.0183165110488912},
{0.06, 0.261799387799149, 0.436332312998582, 0.0185763162151216},
{0.06, 0.349065850398866, 0.0872664625997165, 0.0191697689175335},
{0.06, 0.349065850398866, 0.174532925199433, 0.0194535692832838},
{0.06, 0.349065850398866, 0.261799387799149, 0.0197432256203455},
{0.06, 0.349065850398866, 0.349065850398866, 0.0200130287863758},
{0.06, 0.349065850398866, 0.436332312998582, 0.0202856885237776},
{0.06, 0.436332312998582, 0.0872664625997165, 0.0208242950558583},
{0.06, 0.436332312998582, 0.174532925199433, 0.0211235209070142},
{0.06, 0.436332312998582, 0.261799387799149, 0.0214296025294616},
{0.06, 0.436332312998582, 0.349065850398866, 0.0217114032952519},
{0.06, 0.436332312998582, 0.436332312998582, 0.0219963891381213},
{0.09, 0.0872664625997165, 0.0872664625997165, 0.0246312648048776},
{0.09, 0.0872664625997165, 0.174532925199433, 0.0249123812275569},
{0.09, 0.0872664625997165, 0.261799387799149, 0.025190825123342},
{0.09, 0.0872664625997165, 0.349065850398866, 0.0254662624263712},
{0.09, 0.0872664625997165, 0.436332312998582, 0.0257388601695754},
{0.09, 0.174532925199433, 0.0872664625997165, 0.0259083985944235},
{0.09, 0.174532925199433, 0.174532925199433, 0.0262027106186427},
{0.09, 0.174532925199433, 0.261799387799149, 0.0264931808854516},
{0.09, 0.174532925199433, 0.349065850398866, 0.0267863236791546},
{0.09, 0.174532925199433, 0.436332312998582, 0.0270677741676956},
{0.09, 0.261799387799149, 0.0872664625997165, 0.0278406355389001},
{0.09, 0.261799387799149, 0.174532925199433, 0.0281533211855166},
{0.09, 0.261799387799149, 0.261799387799149, 0.0284599936466213},
{0.09, 0.261799387799149, 0.349065850398866, 0.0287611540210068},
{0.09, 0.261799387799149, 0.436332312998582, 0.0290649869222864},
{0.09, 0.349065850398866, 0.0872664625997165, 0.0297590087501132},
{0.09, 0.349065850398866, 0.174532925199433, 0.0300909031837815},
{0.09, 0.349065850398866, 0.261799387799149, 0.030429645967616},
{0.09, 0.349065850398866, 0.349065850398866, 0.0307451711740576},
{0.09, 0.349065850398866, 0.436332312998582, 0.0310640370391169},
{0.09, 0.436332312998582, 0.0872664625997165, 0.0316939182214839},
{0.09, 0.436332312998582, 0.174532925199433, 0.0320438522116877},
{0.09, 0.436332312998582, 0.261799387799149, 0.0324018037825741},
{0.09, 0.436332312998582, 0.349065850398866, 0.03273135975521},
{0.09, 0.436332312998582, 0.436332312998582, 0.0330646405622046},
{0.12, 0.0872664625997165, 0.0872664625997165, 0.035512307862329},
{0.12, 0.0872664625997165, 0.174532925199433, 0.0358208068581134},
{0.12, 0.0872664625997165, 0.261799387799149, 0.0361263730054531},
{0.12, 0.0872664625997165, 0.349065850398866, 0.0364286396982924},

```

{0.12, 0.0872664625997165, 0.436332312998582, 0.0367277902396591},
{0.12, 0.174532925199433, 0.0872664625997165, 0.0369138428128743},
{0.12, 0.174532925199433, 0.174532925199433, 0.0372368227478548},
{0.12, 0.174532925199433, 0.261799387799149, 0.0375555867131959},
{0.12, 0.174532925199433, 0.349065850398866, 0.0378772835269818},
{0.12, 0.174532925199433, 0.436332312998582, 0.0381861491288218},
{0.12, 0.261799387799149, 0.0872664625997165, 0.0390342922384442},
{0.12, 0.261799387799149, 0.174532925199433, 0.0393774355064825},
{0.12, 0.261799387799149, 0.261799387799149, 0.0397139798655201},
{0.12, 0.261799387799149, 0.349065850398866, 0.0400444752246403},
{0.12, 0.261799387799149, 0.436332312998582, 0.0403779034322053},
{0.12, 0.349065850398866, 0.0872664625997165, 0.041139527512707},
{0.12, 0.349065850398866, 0.174532925199433, 0.0415037506289421},
{0.12, 0.349065850398866, 0.261799387799149, 0.0418754891693169},
{0.12, 0.349065850398866, 0.349065850398866, 0.0422217485888277},
{0.12, 0.349065850398866, 0.436332312998582, 0.0425716740688946},
{0.12, 0.436332312998582, 0.0872664625997165, 0.0432629097867217},
{0.12, 0.436332312998582, 0.174532925199433, 0.043646929629959},
{0.12, 0.436332312998582, 0.261799387799149, 0.0440397480185306},
{0.12, 0.436332312998582, 0.349065850398866, 0.0444014048923765},
{0.12, 0.436332312998582, 0.436332312998582, 0.0447671494237423}
};

```

```

S = NonlinearModelFit[M, a00 + a10 * x1 + a20 * x2 + a30 * x3 +
  a12 * x1 * x2 + a13 * x1 * x3 + a23 * x2 * x3 +
  a11 * x1^2 + a22 * x2^2 + a33 * x3^2,
  {a00, a10, a20, a30, a12, a13, a23, a11, a22, a33}, {x1, x2, x3}];
"Закодоване повне"
Normal[S];
S[h,  $\alpha$ ,  $\gamma$ ]
"Критерій Стюдента"
S["ParameterTable"]
Plot3D[{S[0.03, x2, x3], S[0.06, x2, x3], S[0.09, x2, x3], S[0.12, x2, x3]},
  {x2, 0, 30 * Pi / 180}, {x3, 0, 30 * Pi / 180}, PlotStyle -> {Red, Yellow, Green, Blue},
  AxesLabel -> {" $\alpha$ ", " $\gamma$ ", " $S, m^2$ "}, LabelStyle -> (FontSize -> 14)]

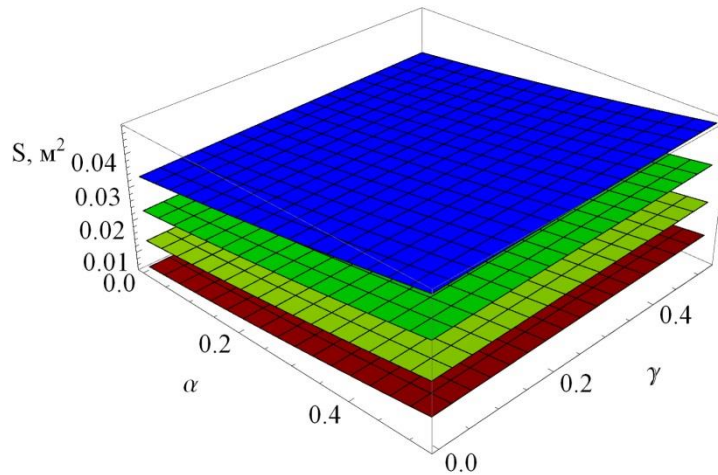
```

Закодоване повне

$$-0.00185791 + 0.224608 h + 0.572986 h^2 + 0.00433771 \alpha + 0.108132 h \alpha + 0.0111632 \alpha^2 + 0.00143915 \gamma + 0.0182 h \gamma + 0.00197823 \alpha \gamma - 0.000297924 \gamma^2$$

Критерій Стюдента

	Estimate	Standard Error	t-Statistic	P-Value
a00	-0.00185791	0.000166343	-11.1691	1.10204×10^{-18}
a10	0.224608	0.00268961	83.5094	4.57602×10^{-87}
a20	0.00433771	0.000684907	6.33328	9.24664×10^{-9}
a30	0.00143915	0.000684907	2.10124	0.0384153
a12	0.108132	0.00339325	31.8668	8.3658×10^{-51}
a13	0.0182	0.00339325	5.36361	6.26894×10^{-7}
a23	0.00197823	0.000922209	2.1451	0.0346382
a11	0.572986	0.0156067	36.7141	6.02784×10^{-56}
a22	0.0111632	0.00110225	10.1276	1.55186×10^{-16}
a33	-0.000297924	0.00110225	-0.270287	0.787558



```

ln[135]= SSS[h_, alpha_, gamma_] := -0.0018579097601803376` + 0.22460782652072717` h +
      0.5729857914082782` h^2 + 0.0043377073440395856` alpha + 0.10813197365478446` h alpha +
      0.011163202623946768` alpha^2 + 0.001439153462727738` gamma + 0.018200037728002574` h gamma +
      0.001978228884172751` alpha gamma - 0.00029792417678029817` gamma^2
EE = 15 000 000;
L = 0.00000;
mu = 102 000;
nu = 0.4;
rho = 1300;
kappa = Pi 60 / 180;
tau0 = 250 000;

ez[V_, alpha_, gamma_] := V / 30 Sin[alpha] Sin[gamma];
ey[V_, alpha_, gamma_] := V / 30 Sin[alpha] Cos[gamma];
ex[V_, alpha_, gamma_] := V / 30 Cos[alpha];

K1 = EE L / (mu (1 + nu) Sqrt[E (-1 + nu) / ((-1 + nu + 2 nu^2) rho)]);
K2[V_, alpha_, gamma_] := (27 L (-1 + 2 nu) (tau0 Cos[kappa] + 1 / (9 - 18 nu)^2
      Exp[K1] mu (1 + nu) (ex[V, alpha, gamma] + ey[V, alpha, gamma] + ez[V, alpha, gamma]) Sin[kappa])) /

```

$$\left(4 \sqrt{2} \mu (1 + \nu) \sqrt{\frac{EE (-1 + \nu)}{(-1 + \nu + 2 \nu^2) \rho}} (-3 + \text{Sin}[\kappa]) \right);$$

$$\sigma_x[V_-, \alpha_-, \gamma_-] := \frac{2}{9} \mu \left(3 \text{Exp}\left[\frac{2 K2[V, \alpha, \gamma] (1 + \nu)}{3 (-1 + 2 \nu)}\right] \right.$$

$$\left. (2 \text{ex}[V, \alpha, \gamma] - \text{ey}[V, \alpha, \gamma] - \text{ez}[V, \alpha, \gamma]) - \frac{1}{-1 + 2 \nu} \right.$$

$$\left. \text{Exp}[K2[V, \alpha, \gamma]] (1 + \nu) (\text{ex}[V, \alpha, \gamma] + \text{ey}[V, \alpha, \gamma] + \text{ez}[V, \alpha, \gamma]) \right);$$

$$\sigma_y[V_-, \alpha_-, \gamma_-] :=$$

$$\frac{2}{9} \mu \left(3 \text{Exp}\left[\frac{2 K2[V, \alpha, \gamma] (1 + \nu)}{3 (-1 + 2 \nu)}\right] (2 \text{ey}[V, \alpha, \gamma] - \text{ex}[V, \alpha, \gamma] - \text{ez}[V, \alpha, \gamma]) - \right.$$

$$\left. \frac{1}{-1 + 2 \nu} \text{Exp}[K2[V, \alpha, \gamma]] (1 + \nu) (\text{ex}[V, \alpha, \gamma] + \text{ey}[V, \alpha, \gamma] + \text{ez}[V, \alpha, \gamma]) \right);$$

$$\sigma_z[V_-, \alpha_-, \gamma_-] := \frac{2}{9} \mu \left(3 \text{Exp}\left[\frac{2 K2[V, \alpha, \gamma] (1 + \nu)}{3 (-1 + 2 \nu)}\right] \right.$$

$$\left. (2 \text{ez}[V, \alpha, \gamma] - \text{ey}[V, \alpha, \gamma] - \text{ex}[V, \alpha, \gamma]) - \frac{1}{-1 + 2 \nu} \right.$$

$$\left. \text{Exp}[K2[V, \alpha, \gamma]] (1 + \nu) (\text{ex}[V, \alpha, \gamma] + \text{ey}[V, \alpha, \gamma] + \text{ez}[V, \alpha, \gamma]) \right);$$

```

Fx[V_-, h_-, alpha_-, gamma_-] := sigma_x[V, alpha, gamma] SSS[h, alpha, gamma];
Fy[V_-, h_-, alpha_-, gamma_-] := sigma_y[V, alpha, gamma] SSS[h, alpha, gamma];
Fz[V_-, h_-, alpha_-, gamma_-] := sigma_z[V, alpha, gamma] SSS[h, alpha, gamma];

```

```

Simplify[Fx[V, h, alpha, gamma]]
Simplify[Fy[V, h, alpha, gamma]]
Simplify[Fz[V, h, alpha, gamma]]

```

```
V0 = 3;
```

```
h0 = 0.03;
```

```
alpha0 = 15 Pi / 180;
```

```
gamma0 = 10 Pi / 180;
```

```

Plot3D[{Fx[V, h, alpha0, gamma0], Fy[V, h, alpha0, gamma0], Fz[V, h, alpha0, gamma0]},
{V, 1, 4}, {h, 0.03, 0.12}, PlotStyle -> {Green, Red, Blue},
AxesLabel -> {"V, m/c", "h, m", "F, H"},
LabelStyle -> {FontSize -> 14}]

```

```

Plot3D[{Fx[V0, h0, alpha, gamma], Fy[V0, h0, alpha, gamma], Fz[V0, h0, alpha, gamma]},
{alpha, 0, 30 Pi / 180}, {gamma, 0, 30 Pi / 180}, PlotStyle -> {Green, Red, Blue},
AxesLabel -> {"alpha, degrees", "gamma, degrees", "F, H"}, LabelStyle -> {FontSize -> 14}]

```

```

Out[154]= 5627.99 V (-0.00324251 + 1. h^2 + 0.0194825 alpha^2 + alpha (0.00757036 + 0.00345249 gamma) +
h (0.391995 + 0.188717 alpha + 0.0317635 gamma) + 0.00251167 gamma - 0.00051995 gamma^2)
(1. Cos[alpha] + Sin[alpha] (0.307692 Cos[gamma] + 0.307692 Sin[gamma]))

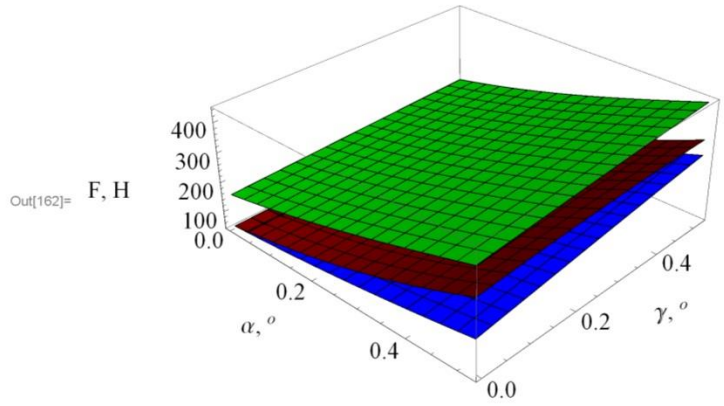
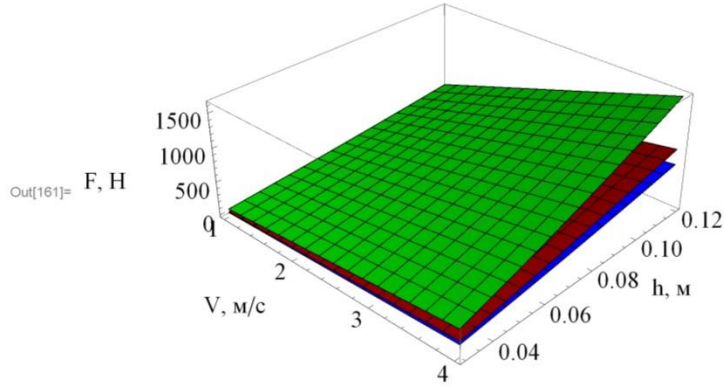
```

```

Out[155]= 1731.69 V (-0.00324251 + 1. h^2 + 0.0194825 alpha^2 + alpha (0.00757036 + 0.00345249 gamma) +
h (0.391995 + 0.188717 alpha + 0.0317635 gamma) + 0.00251167 gamma - 0.00051995 gamma^2)
(1. Cos[alpha] + Sin[alpha] (3.25 Cos[gamma] + 1. Sin[gamma]))

```

$$\begin{aligned} \text{Out[156]} = & 1731.69 V \left(-0.00324251 + 1. h^2 + 0.0194825 \alpha^2 + \alpha (0.00757036 + 0.00345249 \gamma) + \right. \\ & \left. h (0.391995 + 0.188717 \alpha + 0.0317635 \gamma) + 0.00251167 \gamma - 0.00051995 \gamma^2 \right) \\ & (1. \text{Cos}[\alpha] + \text{Sin}[\alpha] (1. \text{Cos}[\gamma] + 3.25 \text{Sin}[\gamma])) \end{aligned}$$



Додаток Б

Розрахунок деформації пружної стійки в програмному пакеті Mathematica

$$U_1[r_, \theta_] := R_1[r] \text{Cos}[\theta] + B_1 r \theta \text{Sin}[\theta]$$

$$U_2[r_, \theta_] := R_2[r] \text{Sin}[\theta] + B_2 r \theta \text{Cos}[\theta]$$

$$U[r_, \theta_] := U_1[r, \theta] + U_2[r, \theta]$$

$$\Delta 2U_1[r_, \theta_] := \partial_x (\partial_x U_1[r, \theta]) + (1/r) (\partial_x U_1[r, \theta]) + (1/r^2) \partial_\theta (\partial_\theta U_1[r, \theta])$$

$$\Delta 2U_2[r_, \theta_] := \partial_x (\partial_x U_2[r, \theta]) + (1/r) (\partial_x U_2[r, \theta]) + (1/r^2) \partial_\theta (\partial_\theta U_2[r, \theta])$$

$$\Delta 4U_1[r_, \theta_] := \partial_x (\partial_x \Delta 2U_1[r, \theta]) + (1/r) (\partial_x \Delta 2U_1[r, \theta]) + (1/r^2) \partial_\theta (\partial_\theta \Delta 2U_1[r, \theta])$$

$$\Delta 4U_2[r_, \theta_] := \partial_x (\partial_x \Delta 2U_2[r, \theta]) + (1/r) (\partial_x \Delta 2U_2[r, \theta]) + (1/r^2) \partial_\theta (\partial_\theta \Delta 2U_2[r, \theta])$$

$$\text{DSolve}[\Delta 4U_1[r, \theta] == 0, R_1[r], r]$$

$$\text{DSolve}[\Delta 4U_2[r, \theta] == 0, R_2[r], r]$$

$$\left\{ \left\{ R_1[r] \rightarrow \frac{C[1]}{r} + r C[2] + r^3 C[4] + r C[3] \text{Log}[r] \right\} \right\}$$

$$\left\{ \left\{ R_2[r] \rightarrow \frac{C[1]}{r} + r C[2] + r^3 C[4] + r C[3] \text{Log}[r] \right\} \right\}$$

$$R_1[r_] := \frac{A_{11}}{r} + A_{21} r + A_{31} r^3 + A_{41} r \text{Log}[r];$$

$$R_2[r_] := \frac{A_{12}}{r} + A_{22} r + A_{32} r^3 + A_{42} r \text{Log}[r];$$

$$U_1[r_, \theta_] := R_1[r] \text{Cos}[\theta] + B_1 r \theta \text{Sin}[\theta];$$

$$U_2[r_, \theta_] := R_2[r] \text{Sin}[\theta] + B_2 r \theta \text{Cos}[\theta];$$

$$U[r_, \theta_] := U_1[r, \theta] + U_2[r, \theta];$$

$$\sigma_{rr}[r_, \theta_] := (1/r) \partial_x U[r, \theta] + (1/r^2) \partial_\theta (\text{Simplify}[\partial_\theta U[r, \theta]]);$$

$$\sigma_{\theta\theta}[r_, \theta_] := \partial_\theta (\text{Simplify}[\partial_\theta U[r, \theta]]);$$

$$\sigma_{r\theta}[r_, \theta_] := -\partial_x (\text{Simplify}[(\partial_\theta U[r, \theta]) / r]);$$

$$\text{Simplify}[\sigma_{rr}[r, \theta]]$$

$$\text{Simplify}[\sigma_{\theta\theta}[r, \theta]]$$

$$\text{Simplify}[\sigma_{r\theta}[r, \theta]]$$

$$\frac{1}{r^3} \left(-2 \text{Cos}[\theta] A_{11} - 2 \text{Sin}[\theta] A_{12} + r^2 \left(2 r^2 \text{Cos}[\theta] A_{31} + 2 r^2 \text{Sin}[\theta] A_{32} + \text{Cos}[\theta] A_{41} + \text{Sin}[\theta] A_{42} + 2 \text{Cos}[\theta] B_1 - 2 \text{Sin}[\theta] B_2 \right) \right)$$

$$- \text{Cos}[\theta] \left(\frac{A_{11}}{r} + r \left(A_{21} + r^2 A_{31} + \text{Log}[r] A_{41} \right) \right) - \text{Sin}[\theta] \left(\frac{A_{12}}{r} + r \left(A_{22} + r^2 A_{32} + \text{Log}[r] A_{42} \right) \right) + 2 r \text{Cos}[\theta] B_1 - r \theta \text{Sin}[\theta] B_1 - r \theta \text{Cos}[\theta] B_2 - 2 r \text{Sin}[\theta] B_2$$

$$\frac{1}{r^3} \left(-2 \text{Sin}[\theta] A_{11} + 2 \text{Cos}[\theta] A_{12} + r^2 \left(2 r^2 \text{Sin}[\theta] A_{31} - 2 r^2 \text{Cos}[\theta] A_{32} + \text{Sin}[\theta] A_{41} - \text{Cos}[\theta] A_{42} \right) \right)$$

$$\sigma\sigma_{rr}[r_, \theta_] :=$$

$$\frac{1}{r^3} \left(-2 \text{Cos}[\theta] A_{11} - 2 \text{Sin}[\theta] A_{12} + r^2 \left(2 r^2 \text{Cos}[\theta] A_{31} + 2 r^2 \text{Sin}[\theta] A_{32} + \text{Cos}[\theta] A_{41} + \text{Sin}[\theta] A_{42} + 2 \text{Cos}[\theta] B_1 - 2 \text{Sin}[\theta] B_2 \right) \right);$$

$$\begin{aligned} \sigma\sigma_{\theta\theta}[r_-, \theta_-] := & \\ & -\text{Cos}[\theta] \left(\frac{A_{11}}{r} + r (A_{21} + r^2 A_{31} + \text{Log}[r] A_{41}) \right) - \text{Sin}[\theta] \left(\frac{A_{12}}{r} + r (A_{22} + r^2 A_{32} + \text{Log}[r] A_{42}) \right) + \\ & 2 r \text{Cos}[\theta] B_1 - r \theta \text{Sin}[\theta] B_1 - r \theta \text{Cos}[\theta] B_2 - 2 r \text{Sin}[\theta] B_2; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sigma\sigma_{r\theta}[r_-, \theta_-] := & \frac{1}{r^3} \left(-2 \text{Sin}[\theta] A_{11} + 2 \text{Cos}[\theta] A_{12} + \right. \\ & \left. r^2 (2 r^2 \text{Sin}[\theta] A_{31} - 2 r^2 \text{Cos}[\theta] A_{32} + \text{Sin}[\theta] A_{41} - \text{Cos}[\theta] A_{42}) \right); \end{aligned}$$

$$\text{Simplify} \left[\int \sigma\sigma_{r\theta}[r, \theta] dr \right]$$

$$\text{Simplify} \left[\int \sigma\sigma_{\theta\theta}[r, \theta] dr \right]$$

$$ee_{rr}[r_-, \theta_-] := \frac{1}{EE} \left((1 - \nu^2) \sigma\sigma_{rr}[r, \theta] - (1 + \nu) \nu \sigma\sigma_{\theta\theta}[r, \theta] \right);$$

$$ee_{\theta\theta}[r_-, \theta_-] := \frac{1}{EE} \left((1 - \nu^2) \sigma\sigma_{\theta\theta}[r, \theta] - (1 + \nu) \nu \sigma\sigma_{rr}[r, \theta] \right);$$

$$ee_{r\theta}[r_-, \theta_-] := \frac{1}{EE} (1 + \nu) \sigma\sigma_{r\theta}[r, \theta];$$

$$\text{Simplify}[ee_{rr}[r, \theta]];$$

$$\text{Simplify}[ee_{\theta\theta}[r, \theta]];$$

$$\text{Simplify}[ee_{r\theta}[r, \theta]];$$

$$\text{Simplify}[\text{DSolve}[ur'[r] == ee_{rr}[r, 0], ur[r], r]]$$

$$\begin{aligned} \text{Simplify} \left[\right. \\ \text{DSolve} \left[\frac{1}{r} \partial_{\theta} u\theta[\theta] + \frac{1}{r} \left(\frac{1}{4 EE} (1 + \nu) \left(-\frac{4 (-1 + \nu) A_{11}}{r^2} + r^4 \nu A_{31} + 2 r^2 \nu \text{Log}[r] A_{41} + 4 \right. \right. \right. \\ \left. \left. \left. \text{Log}[r] (\nu A_{11} - (-1 + \nu) (A_{41} + 2 B_1)) + \right. \right. \right. \\ \left. \left. \left. r^2 (2 \nu A_{21} - 4 (-1 + \nu) A_{31} - \nu (A_{41} + 4 B_1)) \right) \right) \right] == ee_{\theta\theta}[r, \theta], u\theta[\theta], \theta \left. \right] \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Simplify} \left[\right. \\ \frac{1}{2} \left(\frac{1}{r} \partial_{\theta} \left(\frac{1}{4 EE} (1 + \nu) \left(-\frac{4 (-1 + \nu) A_{11}}{r^2} + r^4 \nu A_{31} + 2 r^2 \nu \text{Log}[r] A_{41} + 4 \text{Log}[r] (\nu A_{11} - \right. \right. \right. \\ \left. \left. \left. (-1 + \nu) (A_{41} + 2 B_1)) + r^2 (2 \nu A_{21} - 4 (-1 + \nu) A_{31} - \nu (A_{41} + 4 B_1)) \right) \right) \right) + \\ \partial_r \left(-\frac{1}{4 EE r^2} (-4 EE r^2 C2[\theta] + 4 (1 + \nu) (\theta (1 - \nu + r^2 \nu \text{Log}[r]) + \right. \\ \left. (r^2 - 2 \nu - r^2 \nu) \text{Sin}[\theta]) A_{11} - 4 r^2 \text{Cos}[\theta] A_{12} + 8 \nu \text{Cos}[\theta] A_{12} + \right. \\ \left. 8 \nu^2 \text{Cos}[\theta] A_{12} + 4 r^2 \nu^2 \text{Cos}[\theta] A_{12} + 2 r^4 \theta \nu A_{21} + 2 r^4 \theta \nu^2 A_{21} + 4 r^4 \text{Sin}[\theta] A_{21} - \right. \\ \left. 4 r^4 \nu^2 \text{Sin}[\theta] A_{21} - 4 r^4 \text{Cos}[\theta] A_{22} + 4 r^4 \nu^2 \text{Cos}[\theta] A_{22} + 4 r^4 \theta A_{31} + r^6 \theta \nu A_{31} - \right. \\ \left. 4 r^4 \theta \nu^2 A_{31} + r^6 \theta \nu^2 A_{31} + 4 r^6 \text{Sin}[\theta] A_{31} + 8 r^4 \nu \text{Sin}[\theta] A_{31} + 8 r^4 \nu^2 \text{Sin}[\theta] A_{31} - \right. \\ \left. 4 r^6 \nu^2 \text{Sin}[\theta] A_{31} - 4 r^6 \text{Cos}[\theta] A_{32} - 8 r^4 \nu \text{Cos}[\theta] A_{32} - 8 r^4 \nu^2 \text{Cos}[\theta] A_{32} + \right. \\ \left. 4 r^6 \nu^2 \text{Cos}[\theta] A_{32} - r^4 \theta \nu A_{41} - r^4 \theta \nu^2 A_{41} + 4 r^2 \theta \text{Log}[r] A_{41} + 2 r^4 \theta \nu \text{Log}[r] A_{41} - \right. \\ \left. 4 r^2 \theta \nu^2 \text{Log}[r] A_{41} + 2 r^4 \theta \nu^2 \text{Log}[r] A_{41} + 4 r^2 \nu \text{Sin}[\theta] A_{41} + 4 r^2 \nu^2 \text{Sin}[\theta] A_{41} + \right. \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& 4 r^4 \operatorname{Log}[r] \operatorname{Sin}[\theta] A_{41} - 4 r^4 v^2 \operatorname{Log}[r] \operatorname{Sin}[\theta] A_{41} - 4 r^2 v \operatorname{Cos}[\theta] A_{42} - \\
& 4 r^2 v^2 \operatorname{Cos}[\theta] A_{42} - 4 r^4 \operatorname{Cos}[\theta] \operatorname{Log}[r] A_{42} + 4 r^4 v^2 \operatorname{Cos}[\theta] \operatorname{Log}[r] A_{42} - \\
& 4 r^4 \theta v B_1 - 4 r^4 \theta v^2 B_1 - 4 r^4 \theta \operatorname{Cos}[\theta] B_1 + 4 r^4 \theta v^2 \operatorname{Cos}[\theta] B_1 + \\
& 8 r^2 \theta \operatorname{Log}[r] B_1 - 8 r^2 \theta v^2 \operatorname{Log}[r] B_1 - 4 r^4 \operatorname{Sin}[\theta] B_1 + 8 r^2 v \operatorname{Sin}[\theta] B_1 + \\
& 8 r^2 v^2 \operatorname{Sin}[\theta] B_1 + 4 r^4 v^2 \operatorname{Sin}[\theta] B_1 - 4 r^4 \operatorname{Cos}[\theta] B_2 + 8 r^2 v \operatorname{Cos}[\theta] B_2 + \\
& 8 r^2 v^2 \operatorname{Cos}[\theta] B_2 + 4 r^4 v^2 \operatorname{Cos}[\theta] B_2 + 4 r^4 \theta \operatorname{Sin}[\theta] B_2 - 4 r^4 \theta v^2 \operatorname{Sin}[\theta] B_2) \Big) - \frac{1}{r} \\
& \left(-\frac{1}{4 \operatorname{EE} r^2} (-4 \operatorname{EE} r^2 C2[\theta] + 4(1+v) (\theta(1-v+r^2 v \operatorname{Log}[r]) + (r^2 - 2v - r^2 v) \operatorname{Sin}[\theta])) \right. \\
& \quad A_{11} - 4 r^2 \operatorname{Cos}[\theta] A_{12} + 8 v \operatorname{Cos}[\theta] A_{12} + 8 v^2 \operatorname{Cos}[\theta] A_{12} + 4 r^2 v^2 \operatorname{Cos}[\theta] A_{12} + \\
& \quad 2 r^4 \theta v A_{21} + 2 r^4 \theta v^2 A_{21} + 4 r^4 \operatorname{Sin}[\theta] A_{21} - 4 r^4 v^2 \operatorname{Sin}[\theta] A_{21} - \\
& \quad 4 r^4 \operatorname{Cos}[\theta] A_{22} + 4 r^4 v^2 \operatorname{Cos}[\theta] A_{22} + 4 r^4 \theta A_{31} + r^6 \theta v A_{31} - 4 r^4 \theta v^2 A_{31} + \\
& \quad r^6 \theta v^2 A_{31} + 4 r^6 \operatorname{Sin}[\theta] A_{31} + 8 r^4 v \operatorname{Sin}[\theta] A_{31} + 8 r^4 v^2 \operatorname{Sin}[\theta] A_{31} - \\
& \quad 4 r^6 v^2 \operatorname{Sin}[\theta] A_{31} - 4 r^6 \operatorname{Cos}[\theta] A_{32} - 8 r^4 v \operatorname{Cos}[\theta] A_{32} - 8 r^4 v^2 \operatorname{Cos}[\theta] A_{32} + \\
& \quad 4 r^6 v^2 \operatorname{Cos}[\theta] A_{32} - r^4 \theta v A_{41} - r^4 \theta v^2 A_{41} + 4 r^2 \theta \operatorname{Log}[r] A_{41} + 2 r^4 \theta v \operatorname{Log}[r] A_{41} - \\
& \quad 4 r^2 \theta v^2 \operatorname{Log}[r] A_{41} + 2 r^4 \theta v^2 \operatorname{Log}[r] A_{41} + 4 r^2 v \operatorname{Sin}[\theta] A_{41} + 4 r^2 v^2 \operatorname{Sin}[\theta] A_{41} + \\
& \quad 4 r^4 \operatorname{Log}[r] \operatorname{Sin}[\theta] A_{41} - 4 r^4 v^2 \operatorname{Log}[r] \operatorname{Sin}[\theta] A_{41} - 4 r^2 v \operatorname{Cos}[\theta] A_{42} - \\
& \quad 4 r^2 v^2 \operatorname{Cos}[\theta] A_{42} - 4 r^4 \operatorname{Cos}[\theta] \operatorname{Log}[r] A_{42} + 4 r^4 v^2 \operatorname{Cos}[\theta] \operatorname{Log}[r] A_{42} - \\
& \quad 4 r^4 \theta v B_1 - 4 r^4 \theta v^2 B_1 - 4 r^4 \theta \operatorname{Cos}[\theta] B_1 + 4 r^4 \theta v^2 \operatorname{Cos}[\theta] B_1 + 8 r^2 \theta \operatorname{Log}[r] B_1 - \\
& \quad 8 r^2 \theta v^2 \operatorname{Log}[r] B_1 - 4 r^4 \operatorname{Sin}[\theta] B_1 + 8 r^2 v \operatorname{Sin}[\theta] B_1 + 8 r^2 v^2 \operatorname{Sin}[\theta] B_1 + \\
& \quad 4 r^4 v^2 \operatorname{Sin}[\theta] B_1 - 4 r^4 \operatorname{Cos}[\theta] B_2 + 8 r^2 v \operatorname{Cos}[\theta] B_2 + 8 r^2 v^2 \operatorname{Cos}[\theta] B_2 + \\
& \quad \left. \left. 4 r^4 v^2 \operatorname{Cos}[\theta] B_2 + 4 r^4 \theta \operatorname{Sin}[\theta] B_2 - 4 r^4 \theta v^2 \operatorname{Sin}[\theta] B_2 \right) \right) - \operatorname{ee}_{r\theta}[r, \theta] \Big]
\end{aligned}$$

Simplify[

$$\begin{aligned}
& \operatorname{DSolve} \left[\frac{1}{2} \left(\frac{1}{r} \partial_{\theta} \left(\frac{1}{4 \operatorname{EE}} (1+v) \left(-\frac{4(-1+v) A_{11}}{r^2} + r^4 v A_{31} + 2 r^2 v \operatorname{Log}[r] A_{41} + 4 \operatorname{Log}[r] \right. \right. \right. \right. \\
& \quad \left. \left. \left. \left. (v A_{11} - (-1+v) (A_{41} + 2 B_1)) + r^2 (2 v A_{21} - 4(-1+v) A_{31} - v (A_{41} + 4 B_1)) \right) \right) \right) + \\
& \quad \partial_r \left(-\frac{1}{4 \operatorname{EE} r^2} (-4 \operatorname{EE} r^2 C2[\theta] + 4(1+v) (\theta(1-v+r^2 v \operatorname{Log}[r]) + (r^2 - 2v - r^2 v) \right. \\
& \quad \left. \operatorname{Sin}[\theta]) A_{11} - 4 r^2 \operatorname{Cos}[\theta] A_{12} + 8 v \operatorname{Cos}[\theta] A_{12} + 8 v^2 \operatorname{Cos}[\theta] A_{12} + \right. \\
& \quad 4 r^2 v^2 \operatorname{Cos}[\theta] A_{12} + 2 r^4 \theta v A_{21} + 2 r^4 \theta v^2 A_{21} + 4 r^4 \operatorname{Sin}[\theta] A_{21} - \\
& \quad 4 r^4 v^2 \operatorname{Sin}[\theta] A_{21} - 4 r^4 \operatorname{Cos}[\theta] A_{22} + 4 r^4 v^2 \operatorname{Cos}[\theta] A_{22} + 4 r^4 \theta A_{31} + \\
& \quad r^6 \theta v A_{31} - 4 r^4 \theta v^2 A_{31} + r^6 \theta v^2 A_{31} + 4 r^6 \operatorname{Sin}[\theta] A_{31} + 8 r^4 v \operatorname{Sin}[\theta] A_{31} + \\
& \quad 8 r^4 v^2 \operatorname{Sin}[\theta] A_{31} - 4 r^6 v^2 \operatorname{Sin}[\theta] A_{31} - 4 r^6 \operatorname{Cos}[\theta] A_{32} - 8 r^4 v \operatorname{Cos}[\theta] A_{32} - \\
& \quad 8 r^4 v^2 \operatorname{Cos}[\theta] A_{32} + 4 r^6 v^2 \operatorname{Cos}[\theta] A_{32} - r^4 \theta v A_{41} - r^4 \theta v^2 A_{41} + \\
& \quad 4 r^2 \theta \operatorname{Log}[r] A_{41} + 2 r^4 \theta v \operatorname{Log}[r] A_{41} - 4 r^2 \theta v^2 \operatorname{Log}[r] A_{41} + \\
& \quad 2 r^4 \theta v^2 \operatorname{Log}[r] A_{41} + 4 r^2 v \operatorname{Sin}[\theta] A_{41} + 4 r^2 v^2 \operatorname{Sin}[\theta] A_{41} + \\
& \quad 4 r^4 \operatorname{Log}[r] \operatorname{Sin}[\theta] A_{41} - 4 r^4 v^2 \operatorname{Log}[r] \operatorname{Sin}[\theta] A_{41} - 4 r^2 v \operatorname{Cos}[\theta] A_{42} - \\
& \quad 4 r^2 v^2 \operatorname{Cos}[\theta] A_{42} - 4 r^4 \operatorname{Cos}[\theta] \operatorname{Log}[r] A_{42} + 4 r^4 v^2 \operatorname{Cos}[\theta] \operatorname{Log}[r] A_{42} - \\
& \quad 4 r^4 \theta v B_1 - 4 r^4 \theta v^2 B_1 - 4 r^4 \theta \operatorname{Cos}[\theta] B_1 + 4 r^4 \theta v^2 \operatorname{Cos}[\theta] B_1 + \\
& \quad 8 r^2 \theta \operatorname{Log}[r] B_1 - 8 r^2 \theta v^2 \operatorname{Log}[r] B_1 - 4 r^4 \operatorname{Sin}[\theta] B_1 + 8 r^2 v \operatorname{Sin}[\theta] B_1 + \\
& \quad 8 r^2 v^2 \operatorname{Sin}[\theta] B_1 + 4 r^4 v^2 \operatorname{Sin}[\theta] B_1 - 4 r^4 \operatorname{Cos}[\theta] B_2 + 8 r^2 v \operatorname{Cos}[\theta] B_2 + \\
& \quad \left. \left. 8 r^2 v^2 \operatorname{Cos}[\theta] B_2 + 4 r^4 v^2 \operatorname{Cos}[\theta] B_2 + 4 r^4 \theta \operatorname{Sin}[\theta] B_2 - 4 r^4 \theta v^2 \operatorname{Sin}[\theta] B_2 \right) \right) - \\
& \quad \frac{1}{r} \left(-\frac{1}{4 \operatorname{EE} r^2} (-4 \operatorname{EE} r^2 C2[\theta] + 4(1+v) (\theta(1-v+r^2 v \operatorname{Log}[r]) + (r^2 - 2v - r^2 v) \right. \\
& \quad \left. \operatorname{Sin}[\theta]) A_{11} - 4 r^2 \operatorname{Cos}[\theta] A_{12} + 8 v \operatorname{Cos}[\theta] A_{12} + 8 v^2 \operatorname{Cos}[\theta] A_{12} + \right.
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& 4 r^2 v^2 \cos[\theta] A_{12} + 2 r^4 \theta v A_{21} + 2 r^4 \theta v^2 A_{21} + 4 r^4 \sin[\theta] A_{21} - \\
& 4 r^4 v^2 \sin[\theta] A_{21} - 4 r^4 \cos[\theta] A_{22} + 4 r^4 v^2 \cos[\theta] A_{22} + 4 r^4 \theta A_{31} + \\
& r^6 \theta v A_{31} - 4 r^4 \theta v^2 A_{31} + r^6 \theta v^2 A_{31} + 4 r^6 \sin[\theta] A_{31} + 8 r^4 v \sin[\theta] A_{31} + \\
& 8 r^4 v^2 \sin[\theta] A_{31} - 4 r^6 v^2 \sin[\theta] A_{31} - 4 r^6 \cos[\theta] A_{32} - 8 r^4 v \cos[\theta] A_{32} - \\
& 8 r^4 v^2 \cos[\theta] A_{32} + 4 r^6 v^2 \cos[\theta] A_{32} - r^4 \theta v A_{41} - r^4 \theta v^2 A_{41} + 4 r^2 \theta \log[r] \\
& A_{41} + 2 r^4 \theta v \log[r] A_{41} - 4 r^2 \theta v^2 \log[r] A_{41} + 2 r^4 \theta v^2 \log[r] A_{41} + \\
& 4 r^2 v \sin[\theta] A_{41} + 4 r^2 v^2 \sin[\theta] A_{41} + 4 r^4 \log[r] \sin[\theta] A_{41} - \\
& 4 r^4 v^2 \log[r] \sin[\theta] A_{41} - 4 r^2 v \cos[\theta] A_{42} - 4 r^2 v^2 \cos[\theta] A_{42} - \\
& 4 r^4 \cos[\theta] \log[r] A_{42} + 4 r^4 v^2 \cos[\theta] \log[r] A_{42} - 4 r^4 \theta v B_1 - 4 r^4 \theta v^2 B_1 - \\
& 4 r^4 \theta \cos[\theta] B_1 + 4 r^4 \theta v^2 \cos[\theta] B_1 + 8 r^2 \theta \log[r] B_1 - 8 r^2 \theta v^2 \log[r] B_1 - \\
& 4 r^4 \sin[\theta] B_1 + 8 r^2 v \sin[\theta] B_1 + 8 r^2 v^2 \sin[\theta] B_1 + 4 r^4 v^2 \sin[\theta] B_1 - \\
& 4 r^4 \cos[\theta] B_2 + 8 r^2 v \cos[\theta] B_2 + 8 r^2 v^2 \cos[\theta] B_2 + 4 r^4 v^2 \cos[\theta] B_2 + \\
& 4 r^4 \theta \sin[\theta] B_2 - 4 r^4 \theta v^2 \sin[\theta] B_2) \Big) - e e_{r\theta}[r, \theta] = 0, c2[\theta], \theta \Big]
\end{aligned}$$

$$\frac{\sin[\theta] A_{11}}{r^2} - \frac{\cos[\theta] A_{12}}{r^2} + r^2 \sin[\theta] A_{31} - \\
r^2 \cos[\theta] A_{32} + \log[r] \sin[\theta] A_{41} - \cos[\theta] \log[r] A_{42}$$

$$\frac{1}{4}$$

$$\begin{aligned}
& (-4 \cos[\theta] \log[r] A_{11} - 4 \log[r] \sin[\theta] A_{12} - r^2 (2 \cos[\theta] A_{21} + 2 \sin[\theta] A_{22} + r^2 \cos[\theta] A_{31} + \\
& r^2 \sin[\theta] A_{32} - \cos[\theta] A_{41} + 2 \cos[\theta] \log[r] A_{41} - \sin[\theta] A_{42} + \\
& 2 \log[r] \sin[\theta] A_{42} - 4 \cos[\theta] B_1 + 2 \theta \sin[\theta] B_1 + 2 \theta \cos[\theta] B_2 + 4 \sin[\theta] B_2))
\end{aligned}$$

$$\left\{ \left\{ \text{ur}[r] \rightarrow c[1] + \frac{1}{4 EE} (1 + v) \left(-\frac{4(-1+v) A_{11}}{r^2} + r^4 v A_{31} + 2 r^2 v \log[r] A_{41} + 4 \log[r] \right. \right. \right. \\
\left. \left. \left. (v A_{11} - (-1+v) (A_{41} + 2 B_1)) + r^2 (2 v A_{21} - 4(-1+v) A_{31} - v (A_{41} + 4 B_1)) \right) \right\} \right\}$$

$$\left\{ \left\{ \text{u}\theta[\theta] \rightarrow
\right. \right.$$

$$\begin{aligned}
& c[1] - \frac{1}{4 EE r^2} (1 + v) (4 (\theta (1 - v + r^2 v \log[r]) + (-r^2 (-1 + v) - 2 v) \sin[\theta]) A_{11} + 4 \\
& (r^2 (-1 + v) + 2 v) \cos[\theta] A_{12} + \\
& r^2 (2 r^2 (\theta v - 2 (-1 + v) \sin[\theta]) A_{21} + 4 r^2 (-1 + v) \cos[\theta] A_{22} + 4 r^2 \theta A_{31} - \\
& 4 r^2 \theta v A_{31} + r^4 \theta v A_{31} + 4 r^4 \sin[\theta] A_{31} + 8 r^2 v \sin[\theta] A_{31} - 4 r^4 v \sin[\theta] A_{31} - \\
& 4 r^4 \cos[\theta] A_{32} - 8 r^2 v \cos[\theta] A_{32} + 4 r^4 v \cos[\theta] A_{32} - r^2 \theta v A_{41} + \\
& 4 \theta \log[r] A_{41} - 4 \theta v \log[r] A_{41} + 2 r^2 \theta v \log[r] A_{41} + 4 v \sin[\theta] A_{41} + \\
& 4 r^2 \log[r] \sin[\theta] A_{41} - 4 r^2 v \log[r] \sin[\theta] A_{41} - 4 v \cos[\theta] A_{42} - \\
& 4 r^2 \cos[\theta] \log[r] A_{42} + 4 r^2 v \cos[\theta] \log[r] A_{42} - 4 r^2 \theta v B_1 - \\
& 4 r^2 \theta \cos[\theta] B_1 + 4 r^2 \theta v \cos[\theta] B_1 + 8 \theta \log[r] B_1 - 8 \theta v \log[r] B_1 - \\
& 4 r^2 \sin[\theta] B_1 + 8 v \sin[\theta] B_1 + 4 r^2 v \sin[\theta] B_1 - 4 r^2 \cos[\theta] B_2 + \\
& 8 v \cos[\theta] B_2 + 4 r^2 v \cos[\theta] B_2 + 4 r^2 \theta \sin[\theta] B_2 - 4 r^2 \theta v \sin[\theta] B_2) \Big) \Big\} \Big\}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& -\frac{1}{8 \text{EE} r^3} \left(4 \text{EE} r^2 c2[\theta] + \right. \\
& (1 + \nu) \left(4 \left(\theta \left(-3 + (3 + r^2) \nu - r^2 \nu \text{Log}[r] \right) + \left(-4 + r^2 (-1 + \nu) + 6 \nu \right) \text{Sin}[\theta] \right) A_{11} - \right. \\
& 4 \left(-4 + r^2 (-1 + \nu) + 6 \nu \right) \text{Cos}[\theta] A_{12} + \\
& r^2 \left(2 r^2 \left(\theta \nu - 2 (-1 + \nu) \text{Sin}[\theta] \right) A_{21} + 4 r^2 (-1 + \nu) \text{Cos}[\theta] A_{22} + 4 r^2 \theta A_{31} - \right. \\
& 4 r^2 \theta \nu A_{31} + 3 r^4 \theta \nu A_{31} + 16 r^2 \text{Sin}[\theta] A_{31} + 12 r^4 \text{Sin}[\theta] A_{31} + 8 r^2 \nu \text{Sin}[\theta] A_{31} - \\
& 12 r^4 \nu \text{Sin}[\theta] A_{31} - 16 r^2 \text{Cos}[\theta] A_{32} - 12 r^4 \text{Cos}[\theta] A_{32} - 8 r^2 \nu \text{Cos}[\theta] A_{32} + \\
& 12 r^4 \nu \text{Cos}[\theta] A_{32} + 4 \theta A_{41} - 4 \theta \nu A_{41} + r^2 \theta \nu A_{41} - 4 \theta \text{Log}[r] A_{41} + \\
& 4 \theta \nu \text{Log}[r] A_{41} + 2 r^2 \theta \nu \text{Log}[r] A_{41} + 8 \text{Sin}[\theta] A_{41} + 4 r^2 \text{Sin}[\theta] A_{41} - \\
& 4 \nu \text{Sin}[\theta] A_{41} - 4 r^2 \nu \text{Sin}[\theta] A_{41} + 4 r^2 \text{Log}[r] \text{Sin}[\theta] A_{41} - \\
& 4 r^2 \nu \text{Log}[r] \text{Sin}[\theta] A_{41} - 8 \text{Cos}[\theta] A_{42} - 4 r^2 \text{Cos}[\theta] A_{42} + 4 \nu \text{Cos}[\theta] A_{42} + \\
& 4 r^2 \nu \text{Cos}[\theta] A_{42} - 4 r^2 \text{Cos}[\theta] \text{Log}[r] A_{42} + 4 r^2 \nu \text{Cos}[\theta] \text{Log}[r] A_{42} + 8 \theta B_1 - \\
& 8 \theta \nu B_1 - 4 r^2 \theta \nu B_1 - 4 r^2 \theta \text{Cos}[\theta] B_1 + 4 r^2 \theta \nu \text{Cos}[\theta] B_1 - 8 \theta \text{Log}[r] B_1 + \\
& 8 \theta \nu \text{Log}[r] B_1 - 4 r^2 \text{Sin}[\theta] B_1 - 8 \nu \text{Sin}[\theta] B_1 + 4 r^2 \nu \text{Sin}[\theta] B_1 - 4 r^2 \text{Cos}[\theta] B_2 - \\
& \left. \left. \left. 8 \nu \text{Cos}[\theta] B_2 + 4 r^2 \nu \text{Cos}[\theta] B_2 + 4 r^2 \theta \text{Sin}[\theta] B_2 - 4 r^2 \theta \nu \text{Sin}[\theta] B_2 \right) \right) \right)
\end{aligned}$$

$\left\{ \left\{ c2[\theta] \rightarrow \right. \right.$

$$\begin{aligned}
& -\frac{1}{4 \text{EE} r^2} \left(1 + \nu \right) \left(4 \left(\theta \left(-3 + (3 + r^2) \nu - r^2 \nu \text{Log}[r] \right) + \left(-4 + r^2 (-1 + \nu) + 6 \nu \right) \text{Sin}[\theta] \right) A_{11} - \right. \\
& 4 \left(-4 + r^2 (-1 + \nu) + 6 \nu \right) \text{Cos}[\theta] A_{12} + \\
& r^2 \left(2 r^2 \left(\theta \nu - 2 (-1 + \nu) \text{Sin}[\theta] \right) A_{21} + 4 r^2 (-1 + \nu) \text{Cos}[\theta] A_{22} + 4 r^2 \theta A_{31} - \right. \\
& 4 r^2 \theta \nu A_{31} + 3 r^4 \theta \nu A_{31} + 16 r^2 \text{Sin}[\theta] A_{31} + 12 r^4 \text{Sin}[\theta] A_{31} + 8 r^2 \nu \text{Sin}[\theta] A_{31} - \\
& 12 r^4 \nu \text{Sin}[\theta] A_{31} - 16 r^2 \text{Cos}[\theta] A_{32} - 12 r^4 \text{Cos}[\theta] A_{32} - 8 r^2 \nu \text{Cos}[\theta] A_{32} + \\
& 12 r^4 \nu \text{Cos}[\theta] A_{32} + 4 \theta A_{41} - 4 \theta \nu A_{41} + r^2 \theta \nu A_{41} - 4 \theta \text{Log}[r] A_{41} + 4 \theta \nu \text{Log}[r] \\
& A_{41} + 2 r^2 \theta \nu \text{Log}[r] A_{41} + 8 \text{Sin}[\theta] A_{41} + 4 r^2 \text{Sin}[\theta] A_{41} - 4 \nu \text{Sin}[\theta] A_{41} - \\
& 4 r^2 \nu \text{Sin}[\theta] A_{41} + 4 r^2 \text{Log}[r] \text{Sin}[\theta] A_{41} - 4 r^2 \nu \text{Log}[r] \text{Sin}[\theta] A_{41} - \\
& 8 \text{Cos}[\theta] A_{42} - 4 r^2 \text{Cos}[\theta] A_{42} + 4 \nu \text{Cos}[\theta] A_{42} + 4 r^2 \nu \text{Cos}[\theta] A_{42} - \\
& 4 r^2 \text{Cos}[\theta] \text{Log}[r] A_{42} + 4 r^2 \nu \text{Cos}[\theta] \text{Log}[r] A_{42} + 8 \theta B_1 - 8 \theta \nu B_1 - 4 r^2 \theta \nu B_1 - \\
& 4 r^2 \theta \text{Cos}[\theta] B_1 + 4 r^2 \theta \nu \text{Cos}[\theta] B_1 - 8 \theta \text{Log}[r] B_1 + 8 \theta \nu \text{Log}[r] B_1 - \\
& 4 r^2 \text{Sin}[\theta] B_1 - 8 \nu \text{Sin}[\theta] B_1 + 4 r^2 \nu \text{Sin}[\theta] B_1 - 4 r^2 \text{Cos}[\theta] B_2 - \\
& \left. \left. \left. 8 \nu \text{Cos}[\theta] B_2 + 4 r^2 \nu \text{Cos}[\theta] B_2 + 4 r^2 \theta \text{Sin}[\theta] B_2 - 4 r^2 \theta \nu \text{Sin}[\theta] B_2 \right) \right) \right) \left. \right\}
\end{aligned}$$

"ur"

$$\text{FullSimplify}\left[\frac{1}{4 \text{EE}} (1 + \nu) \left(-\frac{4(-1 + \nu) A_{11}}{r^2} + r^4 \nu A_{31} + 2 r^2 \nu \text{Log}[r] A_{41} + 4 \text{Log}[r] (\nu A_{11} - (-1 + \nu) (A_{41} + 2 B_1)) + r^2 (2 \nu A_{21} - 4(-1 + \nu) A_{31} - \nu (A_{41} + 4 B_1))\right)\right]$$

"uθ"

$$\begin{aligned} & \text{FullSimplify}\left[\right. \\ & -\frac{1}{4 \text{EE} r^2} (1 + \nu) \left(4 (\theta (-3 + (3 + r^2) \nu - r^2 \nu \text{Log}[r]) + (-4 + r^2 (-1 + \nu) + 6 \nu) \text{Sin}[\theta]) A_{11} - \right. \\ & \quad 4 (-4 + r^2 (-1 + \nu) + 6 \nu) \text{Cos}[\theta] A_{12} + \\ & \quad r^2 (2 r^2 (\theta \nu - 2 (-1 + \nu) \text{Sin}[\theta]) A_{21} + 4 r^2 (-1 + \nu) \text{Cos}[\theta] A_{22} + 4 r^2 \theta A_{31} - \\ & \quad 4 r^2 \theta \nu A_{31} + 3 r^4 \theta \nu A_{31} + 16 r^2 \text{Sin}[\theta] A_{31} + 12 r^4 \text{Sin}[\theta] A_{31} + 8 r^2 \nu \text{Sin}[\theta] A_{31} - \\ & \quad 12 r^4 \nu \text{Sin}[\theta] A_{31} - 16 r^2 \text{Cos}[\theta] A_{32} - 12 r^4 \text{Cos}[\theta] A_{32} - 8 r^2 \nu \text{Cos}[\theta] A_{32} + \\ & \quad 12 r^4 \nu \text{Cos}[\theta] A_{32} + 4 \theta A_{41} - 4 \theta \nu A_{41} + r^2 \theta \nu A_{41} - 4 \theta \text{Log}[r] A_{41} + 4 \theta \nu \text{Log}[r] A_{41} + \\ & \quad 2 r^2 \theta \nu \text{Log}[r] A_{41} + 8 \text{Sin}[\theta] A_{41} + 4 r^2 \text{Sin}[\theta] A_{41} - 4 \nu \text{Sin}[\theta] A_{41} - \\ & \quad 4 r^2 \nu \text{Sin}[\theta] A_{41} + 4 r^2 \text{Log}[r] \text{Sin}[\theta] A_{41} - 4 r^2 \nu \text{Log}[r] \text{Sin}[\theta] A_{41} - \\ & \quad 8 \text{Cos}[\theta] A_{42} - 4 r^2 \text{Cos}[\theta] A_{42} + 4 \nu \text{Cos}[\theta] A_{42} + 4 r^2 \nu \text{Cos}[\theta] A_{42} - \\ & \quad 4 r^2 \text{Cos}[\theta] \text{Log}[r] A_{42} + 4 r^2 \nu \text{Cos}[\theta] \text{Log}[r] A_{42} + 8 \theta B_1 - 8 \theta \nu B_1 - 4 r^2 \theta \nu B_1 - \\ & \quad 4 r^2 \theta \text{Cos}[\theta] B_1 + 4 r^2 \theta \nu \text{Cos}[\theta] B_1 - 8 \theta \text{Log}[r] B_1 + 8 \theta \nu \text{Log}[r] B_1 - \\ & \quad 4 r^2 \text{Sin}[\theta] B_1 - 8 \nu \text{Sin}[\theta] B_1 + 4 r^2 \nu \text{Sin}[\theta] B_1 - 4 r^2 \text{Cos}[\theta] B_2 - \\ & \quad \left. \left. 8 \nu \text{Cos}[\theta] B_2 + 4 r^2 \nu \text{Cos}[\theta] B_2 + 4 r^2 \theta \text{Sin}[\theta] B_2 - 4 r^2 \theta \nu \text{Sin}[\theta] B_2\right)\right) - \\ & \frac{1}{4 \text{EE} r^2} (1 + \nu) \left(4 (\theta (1 - \nu + r^2 \nu \text{Log}[r]) + (-r^2 (-1 + \nu) - 2 \nu) \text{Sin}[\theta]) A_{11} + \right. \\ & \quad 4 (r^2 (-1 + \nu) + 2 \nu) \text{Cos}[\theta] A_{12} + \\ & \quad r^2 (2 r^2 (\theta \nu - 2 (-1 + \nu) \text{Sin}[\theta]) A_{21} + 4 r^2 (-1 + \nu) \text{Cos}[\theta] A_{22} + 4 r^2 \theta A_{31} - \\ & \quad 4 r^2 \theta \nu A_{31} + r^4 \theta \nu A_{31} + 4 r^4 \text{Sin}[\theta] A_{31} + 8 r^2 \nu \text{Sin}[\theta] A_{31} - 4 r^4 \nu \text{Sin}[\theta] A_{31} - \\ & \quad 4 r^4 \text{Cos}[\theta] A_{32} - 8 r^2 \nu \text{Cos}[\theta] A_{32} + 4 r^4 \nu \text{Cos}[\theta] A_{32} - r^2 \theta \nu A_{41} + 4 \theta \text{Log}[r] A_{41} - \\ & \quad 4 \theta \nu \text{Log}[r] A_{41} + 2 r^2 \theta \nu \text{Log}[r] A_{41} + 4 \nu \text{Sin}[\theta] A_{41} + 4 r^2 \text{Log}[r] \text{Sin}[\theta] A_{41} - \\ & \quad 4 r^2 \nu \text{Log}[r] \text{Sin}[\theta] A_{41} - 4 \nu \text{Cos}[\theta] A_{42} - 4 r^2 \text{Cos}[\theta] \text{Log}[r] A_{42} + 4 r^2 \nu \text{Cos}[\theta] \\ & \quad \text{Log}[r] A_{42} - 4 r^2 \theta \nu B_1 - 4 r^2 \theta \text{Cos}[\theta] B_1 + 4 r^2 \theta \nu \text{Cos}[\theta] B_1 + 8 \theta \text{Log}[r] B_1 - \\ & \quad 8 \theta \nu \text{Log}[r] B_1 - 4 r^2 \text{Sin}[\theta] B_1 + 8 \nu \text{Sin}[\theta] B_1 + 4 r^2 \nu \text{Sin}[\theta] B_1 - 4 r^2 \text{Cos}[\theta] B_2 + \\ & \quad \left. \left. 8 \nu \text{Cos}[\theta] B_2 + 4 r^2 \nu \text{Cos}[\theta] B_2 + 4 r^2 \theta \text{Sin}[\theta] B_2 - 4 r^2 \theta \nu \text{Sin}[\theta] B_2\right)\right) \left. \right] \end{aligned}$$

ur

$$\frac{1}{4 \text{EE}} (1 + \nu) \left(-\frac{4(-1 + \nu) A_{11}}{r^2} + r^4 \nu A_{31} + 2 r^2 \nu \text{Log}[r] A_{41} + 4 \text{Log}[r] (\nu A_{11} - (-1 + \nu) (A_{41} + 2 B_1)) + r^2 (2 \nu A_{21} - 4(-1 + \nu) A_{31} - \nu (A_{41} + 4 B_1))\right)$$

uθ

$$\frac{1}{EE r^2} (1 + \nu) \left(\theta \left(-(-2 + (2 + r^2) \nu) A_{11} + r^2 \left(r^2 (-\nu A_{21} - (2 + (-2 + r^2) \nu) A_{31}) + (-1 + \nu - r^2 \nu \text{Log}[r]) A_{41} + 2(-1 + \nu + r^2 \nu) B_1 \right) \right) + \right. \\ \left. \text{Cos}[\theta] \left(4(-1 + \nu) A_{12} - 2r^4(-1 + \nu) A_{22} + 4r^4 A_{32} + 4r^6 A_{32} + 4r^4 \nu A_{32} - 4r^6 \nu A_{32} + 2r^2 A_{42} + r^4 A_{42} - r^4 \nu A_{42} + 2r^4 \text{Log}[r] A_{42} - 2r^4 \nu \text{Log}[r] A_{42} + 2r^4 \theta B_1 - 2r^4 \theta \nu B_1 + 2r^4 B_2 - 2r^4 \nu B_2 \right) + \right. \\ \left. \text{Sin}[\theta] \left(-4(-1 + \nu) A_{11} + r^2 \left(-2 A_{41} + r^2 \left(2(-1 + \nu) A_{21} + 4(-1 + r^2(-1 + \nu) - \nu) A_{31} + (-1 + \nu) \left((1 + 2 \text{Log}[r]) A_{41} - 2 B_1 + 2 \theta B_2 \right) \right) \right) \right) \right)$$

$$\sigma\sigma_{rr}[r_ , \theta_] := \text{Simplify} \left[\frac{1}{r} \left(\text{Cos}[\theta] \left(-\frac{A_{11}}{r^2} + A_{21} + 3r^2 A_{31} + A_{41} + \text{Log}[r] A_{41} \right) + \right. \right. \\ \left. \left. \text{Sin}[\theta] \left(-\frac{A_{12}}{r^2} + A_{22} + 3r^2 A_{32} + A_{42} + \text{Log}[r] A_{42} \right) + \theta \text{Sin}[\theta] B_1 + \theta \text{Cos}[\theta] B_2 \right) + \right. \\ \left. \frac{1}{r^2} \left(-\text{Cos}[\theta] \left(\frac{A_{11}}{r} + r(A_{21} + r^2 A_{31} + \text{Log}[r] A_{41}) \right) - \right. \right. \\ \left. \left. \text{Sin}[\theta] \left(\frac{A_{12}}{r} + r(A_{22} + r^2 A_{32} + \text{Log}[r] A_{42}) \right) + 2r \text{Cos}[\theta] B_1 - \right. \right. \\ \left. \left. r \theta \text{Sin}[\theta] B_1 - r \theta \text{Cos}[\theta] B_2 - 2r \text{Sin}[\theta] B_2 \right) \right];$$

$$\sigma\sigma_{\theta\theta}[r_ , \theta_] := \text{Simplify} \left[-\text{Cos}[\theta] \left(\frac{A_{11}}{r} + r(A_{21} + r^2 A_{31} + \text{Log}[r] A_{41}) \right) - \right. \\ \left. \text{Sin}[\theta] \left(\frac{A_{12}}{r} + r(A_{22} + r^2 A_{32} + \text{Log}[r] A_{42}) \right) + 2r \text{Cos}[\theta] B_1 - \right. \\ \left. r \theta \text{Sin}[\theta] B_1 - r \theta \text{Cos}[\theta] B_2 - 2r \text{Sin}[\theta] B_2 \right];$$

$$\text{Simplify} \left[\int \left(-\text{Cos}[\theta] \left(\frac{A_{11}}{r} + r(A_{21} + r^2 A_{31} + \text{Log}[r] A_{41}) \right) - \right. \right. \\ \left. \left. \text{Sin}[\theta] \left(\frac{A_{12}}{r} + r(A_{22} + r^2 A_{32} + \text{Log}[r] A_{42}) \right) + 2r \text{Cos}[\theta] B_1 - \right. \right. \\ \left. \left. r \theta \text{Sin}[\theta] B_1 - r \theta \text{Cos}[\theta] B_2 - 2r \text{Sin}[\theta] B_2 \right) dr \right];$$

$$\sigma\sigma_{r\theta}[r_ , \theta_] := \\ \text{Simplify} \left[-\frac{1}{r} \left(-\text{Sin}[\theta] \left(-\frac{A_{11}}{r^2} + A_{21} + r^2 A_{31} + \text{Log}[r] A_{41} + r \left(2r A_{31} + \frac{A_{41}}{r} \right) \right) + \text{Cos}[\theta] \right. \right. \\ \left. \left(-\frac{A_{12}}{r^2} + A_{22} + r^2 A_{32} + \text{Log}[r] A_{42} + r \left(2r A_{32} + \frac{A_{42}}{r} \right) \right) + \theta \text{Cos}[\theta] B_1 + \text{Sin}[\theta] B_1 + \right. \\ \left. \text{Cos}[\theta] B_2 - \theta \text{Sin}[\theta] B_2 \right) + \frac{1}{r^2} \left(-\text{Sin}[\theta] \left(\frac{A_{11}}{r} + r(A_{21} + r^2 A_{31} + \text{Log}[r] A_{41}) \right) + \right. \\ \left. \text{Cos}[\theta] \left(\frac{A_{12}}{r} + r(A_{22} + r^2 A_{32} + \text{Log}[r] A_{42}) \right) + \right. \\ \left. \left. r \theta \text{Cos}[\theta] B_1 + r \text{Sin}[\theta] B_1 + r \text{Cos}[\theta] B_2 - r \theta \text{Sin}[\theta] B_2 \right) \right];$$

$$\text{Simplify} \left[\int \left(-\frac{1}{r} \left(-\text{Sin}[\theta] \left(-\frac{A_{11}}{r^2} + A_{21} + r^2 A_{31} + \text{Log}[r] A_{41} + r \left(2r A_{31} + \frac{A_{41}}{r} \right) \right) + \right. \right. \\ \left. \left. \text{Cos}[\theta] \left(-\frac{A_{12}}{r^2} + A_{22} + r^2 A_{32} + \text{Log}[r] A_{42} + r \left(2r A_{32} + \frac{A_{42}}{r} \right) \right) + \right. \right. \\ \left. \left. r \theta \text{Cos}[\theta] B_1 + r \text{Sin}[\theta] B_1 + r \text{Cos}[\theta] B_2 - r \theta \text{Sin}[\theta] B_2 \right) dr \right];$$

$$\begin{aligned} & \left. \theta \cos[\theta] B_1 + \sin[\theta] B_1 + \cos[\theta] B_2 - \theta \sin[\theta] B_2 \right) + \\ & \frac{1}{r^2} \left(-\sin[\theta] \left(\frac{A_{11}}{r} + r (A_{21} + r^2 A_{31} + \log[r] A_{41}) \right) + \right. \\ & \left. \cos[\theta] \left(\frac{A_{12}}{r} + r (A_{22} + r^2 A_{32} + \log[r] A_{42}) \right) + r \theta \cos[\theta] B_1 + \right. \\ & \left. r \sin[\theta] B_1 + r \cos[\theta] B_2 - r \theta \sin[\theta] B_2 \right) \Big] dr; \end{aligned}$$

$$\text{Int}\sigma_{r\theta}[r_-, \theta_-] := \frac{\sin[\theta] A_{11}}{r^2} - \frac{\cos[\theta] A_{12}}{r^2} +$$

$$r^2 \sin[\theta] A_{31} - r^2 \cos[\theta] A_{32} + \log[r] \sin[\theta] A_{41} - \cos[\theta] \log[r] A_{42};$$

$$\text{Int}\sigma_{\theta\theta}[r_-, \theta_-] := \frac{1}{4} \left(-4 \cos[\theta] \log[r] A_{11} - 4 \log[r] \sin[\theta] A_{12} - \right.$$

$$\begin{aligned} & r^2 \left(2 \cos[\theta] A_{21} + 2 \sin[\theta] A_{22} + r^2 \cos[\theta] A_{31} + r^2 \sin[\theta] A_{32} - \right. \\ & \left. \cos[\theta] A_{41} + 2 \cos[\theta] \log[r] A_{41} - \sin[\theta] A_{42} + 2 \log[r] \sin[\theta] A_{42} - \right. \\ & \left. 4 \cos[\theta] B_1 + 2 \theta \sin[\theta] B_1 + 2 \theta \cos[\theta] B_2 + 4 \sin[\theta] B_2 \right) \end{aligned}$$

$$B_1 = 0;$$

$$B_2 = 0;$$

$$\sigma_{rr} = 0$$

$$\text{Expand}[\sigma_{rr}[(a \theta) / (2 \pi) + h_1, \theta], \cos[\theta]]$$

$$\text{Expand}[\sigma_{rr}[(a \theta) / (2 \pi) + h_2, \theta], \cos[\theta]]$$

$$\sigma_{r\theta} = 0$$

$$\text{Expand}[\sigma_{r\theta}[(a \theta) / (2 \pi) + h_1, \theta], \cos[\theta]]$$

$$\text{Expand}[\sigma_{r\theta}[(a \theta) / (2 \pi) + h_2, \theta], \cos[\theta]]$$

$$\text{Int } \sigma_{r\theta} = 0$$

$$\text{Expand}[\text{Int}\sigma_{r\theta}[(a \theta) / (2 \pi) + h_2, 0] - \text{Int}\sigma_{r\theta}[(a \theta) / (2 \pi) + h_1, 0], \cos[\theta]]$$

$$\text{Int } \sigma_{\theta\theta} = 0$$

$$\text{Expand}[\text{Int}\sigma_{\theta\theta}[(a \theta) / (2 \pi) + h_2, 0] - \text{Int}\sigma_{\theta\theta}[(a \theta) / (2 \pi) + h_1, 0], \cos[\theta]]$$

$$\text{Int } \sigma_{r\theta} = P_x$$

$$\text{Expand}[\text{Int}\sigma_{r\theta}[(a \theta) / (2 \pi) + h_2, 2 \pi] - \text{Int}\sigma_{r\theta}[(a \theta) / (2 \pi) + h_1, 0], \cos[\theta]]$$

$$\text{Int } \sigma_{\theta\theta} = P_y$$

$$\text{Expand}[\text{Int}\sigma_{\theta\theta}[(a \theta) / (2 \pi) + h_2, 2 \pi] - \text{Int}\sigma_{\theta\theta}[(a \theta) / (2 \pi) + h_1, 2 \pi], \cos[\theta]]$$

$$\sigma_{rr} = 0$$

$$\begin{aligned} & - \frac{16 \pi^3 \cos[\theta] A_{11}}{(a \theta + 2 \pi h_1)^3} - \frac{16 \pi^3 \sin[\theta] A_{12}}{(a \theta + 2 \pi h_1)^3} + \frac{2 \pi \cos[\theta] A_{41}}{a \theta + 2 \pi h_1} + \\ & \frac{2 \pi \sin[\theta] A_{42}}{a \theta + 2 \pi h_1} + \frac{\cos[\theta] A_{31} (a \theta + 2 \pi h_1)}{\pi} + \frac{\sin[\theta] A_{32} (a \theta + 2 \pi h_1)}{\pi} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & - \frac{16 \pi^3 \cos[\theta] A_{11}}{(a \theta + 2 \pi h_2)^3} - \frac{16 \pi^3 \sin[\theta] A_{12}}{(a \theta + 2 \pi h_2)^3} + \frac{2 \pi \cos[\theta] A_{41}}{a \theta + 2 \pi h_2} + \\ & \frac{2 \pi \sin[\theta] A_{42}}{a \theta + 2 \pi h_2} + \frac{\cos[\theta] A_{31} (a \theta + 2 \pi h_2)}{\pi} + \frac{\sin[\theta] A_{32} (a \theta + 2 \pi h_2)}{\pi} \end{aligned}$$

$$\sigma_{r\theta} = 0$$

$$\begin{aligned}
& - \frac{16 \pi^3 \sin[\theta] A_{11}}{(a \theta + 2 \pi h_1)^3} + \frac{16 \pi^3 \cos[\theta] A_{12}}{(a \theta + 2 \pi h_1)^3} + \frac{2 \pi \sin[\theta] A_{41}}{a \theta + 2 \pi h_1} - \\
& \frac{2 \pi \cos[\theta] A_{42}}{a \theta + 2 \pi h_1} + \frac{\sin[\theta] A_{31} (a \theta + 2 \pi h_1)}{\pi} - \frac{\cos[\theta] A_{32} (a \theta + 2 \pi h_1)}{\pi} \\
& - \frac{16 \pi^3 \sin[\theta] A_{11}}{(a \theta + 2 \pi h_2)^3} + \frac{16 \pi^3 \cos[\theta] A_{12}}{(a \theta + 2 \pi h_2)^3} + \frac{2 \pi \sin[\theta] A_{41}}{a \theta + 2 \pi h_2} - \\
& \frac{2 \pi \cos[\theta] A_{42}}{a \theta + 2 \pi h_2} + \frac{\sin[\theta] A_{31} (a \theta + 2 \pi h_2)}{\pi} - \frac{\cos[\theta] A_{32} (a \theta + 2 \pi h_2)}{\pi}
\end{aligned}$$

$$\text{Int } \sigma_{r\theta} = 0$$

$$\text{Log}[h_1] A_{42} - \text{Log}[h_2] A_{42} + \frac{A_{12}}{h_1^2} + A_{32} h_1^2 - \frac{A_{12}}{h_2^2} - A_{32} h_2^2$$

$$\text{Int } \sigma_{\theta\theta} = 0$$

$$\begin{aligned}
& \frac{1}{4} \left(4 \text{Log}[h_1] A_{11} + h_1^2 \left(2 A_{21} - A_{41} + 2 \text{Log}[h_1] A_{41} + A_{31} h_1^2 \right) \right) + \\
& \frac{1}{4} \left(-4 \text{Log}[h_2] A_{11} - h_2^2 \left(2 A_{21} - A_{41} + 2 \text{Log}[h_2] A_{41} + A_{31} h_2^2 \right) \right)
\end{aligned}$$

$$\text{Int } \sigma_{r\theta} = \text{Px}$$

$$\text{Log}[a + h_1] A_{42} - \text{Log}[a + h_2] A_{42} + \frac{A_{12}}{(a + h_1)^2} + A_{32} (a + h_1)^2 - \frac{A_{12}}{(a + h_2)^2} - A_{32} (a + h_2)^2$$

$$\text{Int } \sigma_{\theta\theta} = \text{Py}$$

$$\begin{aligned}
& \frac{1}{4} \left(4 \text{Log}[a + h_1] A_{11} + (a + h_1)^2 \left(2 A_{21} - A_{41} + 2 \text{Log}[a + h_1] A_{41} + A_{31} (a + h_1)^2 \right) \right) + \\
& \frac{1}{4} \left(-4 \text{Log}[a + h_2] A_{11} - (a + h_2)^2 \left(2 A_{21} - A_{41} + 2 \text{Log}[a + h_2] A_{41} + A_{31} (a + h_2)^2 \right) \right)
\end{aligned}$$

Додаток В

Результати розрахунку деформації пружною стійки

F_{ex} , Н	F_{ez} , Н	Δx_B , м	Δz_B , м	k_x , Н/м	k_z , Н/м	l , м	φ , рад	φ , °
250	250	0,062	0,043	4065	5787	0,746	1,417	81,2
250	500	0,085	0,070	2941	7194	0,776	1,392	79,8
250	750	0,109	0,100	2294	7538	0,810	1,369	78,5
250	1000	0,134	0,133	1873	7519	0,848	1,349	77,3
250	1250	0,156	0,169	1603	7418	0,887	1,333	76,4
250	1500	0,178	0,205	1408	7335	0,928	1,320	75,6
250	1750	0,196	0,239	1276	7322	0,966	1,310	75,1
250	2000	0,211	0,270	1185	7421	0,999	1,303	74,7
500	250	0,092	0,064	5435	3937	0,771	1,382	79,2
500	500	0,112	0,090	4464	5556	0,801	1,363	78,1
500	750	0,133	0,119	3759	6303	0,834	1,346	77,1
500	1000	0,153	0,151	3268	6645	0,869	1,332	76,3
500	1250	0,173	0,183	2899	6849	0,905	1,319	75,6
500	1500	0,190	0,215	2632	6977	0,941	1,310	75,0
500	1750	0,206	0,246	2433	7114	0,975	1,302	74,6
500	2000	0,220	0,276	2278	7246	1,008	1,297	74,3
750	250	0,116	0,082	6466	3067	0,794	1,356	77,7
750	500	0,133	0,107	5639	4673	0,822	1,343	76,9
750	750	0,152	0,135	4934	5556	0,854	1,328	76,1
750	1000	0,169	0,164	4438	6098	0,886	1,318	75,5
750	1250	0,186	0,194	4043	6443	0,919	1,308	75,0
750	1500	0,201	0,224	3741	6711	0,952	1,301	74,6
750	1750	0,215	0,252	3497	6944	0,983	1,295	74,2
750	2000	0,227	0,280	3311	7156	1,013	1,291	74,0
1000	250	0,136	0,097	7353	2591	0,813	1,336	76,6
1000	500	0,152	0,122	6601	4115	0,841	1,325	75,9
1000	750	0,168	0,148	5970	5068	0,870	1,315	75,3
1000	1000	0,183	0,175	5479	5714	0,900	1,306	74,8
1000	1250	0,197	0,203	5089	6173	0,931	1,299	74,4
1000	1500	0,210	0,230	4762	6522	0,961	1,294	74,1
1000	1750	0,222	0,256	4505	6836	0,989	1,289	73,9
1000	2000	0,233	0,282	4292	7105	1,017	1,286	73,7
1250	250	0,153	0,110	8170	2283	0,829	1,320	75,6
1250	500	0,167	0,134	7485	3745	0,856	1,311	75,1
1250	750	0,181	0,159	6925	4732	0,884	1,303	74,7
1250	1000	0,194	0,184	6443	5435	0,912	1,297	74,3
1250	1250	0,207	0,210	6053	5952	0,941	1,291	74,0
1250	1500	0,219	0,235	5721	6383	0,968	1,286	73,7
1250	1750	0,229	0,260	5459	6731	0,995	1,283	73,5
1250	2000	0,239	0,284	5230	7042	1,021	1,281	73,4
1500	250	0,168	0,121	8955	2075	0,844	1,306	74,9

F_{ex}, H	F_{ez}, H	$\Delta x_B, M$	$\Delta z_B, M$	$k_x, H/M$	$k_z, H/M$	l, M	$\varphi, \text{рад}$	$\varphi, ^\circ$
1500	500	0,180	0,144	8333	3472	0,870	1,300	74,5
1500	750	0,193	0,168	7792	4478	0,896	1,293	74,1
1500	1000	0,205	0,192	7335	5208	0,923	1,288	73,8
1500	1250	0,216	0,216	6961	5787	0,949	1,284	73,6
1500	1500	0,226	0,240	6637	6263	0,974	1,280	73,4
1500	1750	0,236	0,263	6356	6654	1,000	1,278	73,2
1500	2000	0,245	0,286	6122	7005	1,024	1,275	73,1
1750	250	0,181	0,131	9695	1916	0,857	1,295	74,2
1750	500	0,192	0,153	9138	3279	0,881	1,290	73,9
1750	750	0,203	0,176	8621	4274	0,906	1,284	73,6
1750	1000	0,214	0,198	8197	5051	0,931	1,280	73,4
1750	1250	0,224	0,221	7813	5656	0,956	1,277	73,2
1750	1500	0,234	0,244	7495	6160	0,980	1,274	73,0
1750	1750	0,243	0,266	7216	6591	1,004	1,272	72,9
1750	2000	0,251	0,287	6986	6969	1,027	1,271	72,8
2000	250	0,192	0,139	10417	1799	0,868	1,285	73,6
2000	500	0,203	0,160	9877	3125	0,891	1,280	73,3
2000	750	0,213	0,182	9412	4132	0,915	1,276	73,1
2000	1000	0,223	0,204	8989	4902	0,939	1,273	72,9
2000	1250	0,232	0,226	8639	5543	0,963	1,271	72,8
2000	1500	0,240	0,247	8333	6085	0,985	1,269	72,7
2000	1750	0,249	0,268	8048	6530	1,008	1,267	72,6
2000	2000	0,256	0,288	7813	6944	1,029	1,266	72,5

Додаток Д

Розрахунок системи диференційних рівнянь коливань дискатора в
програмному пакеті Mathematica

```

g = 9.8;
ρ0 = 7900;
R1 = 0.66;
δ1 = 0.01;
d1 = 0.4;
R2 = 0.66;
δ2 = 0.01;
d2 = 0.4;
Lk = 6;
Rk = 0.2;
δk = 0.01;
fk = 0.5;
ηk = 0.5;
ι = 1.3;
q0 = 1300;
kkx = 6000;
kkz = 6000;
lk = 0.5;
Mc = 500;
xc = 3;
zc = 0.5;
x10 = 5;
x20 = 1;
xk0 = 5;
zk0 = 3;
Fe1x = 1000;
Fe1z = 1000;
Fe2x = 1000;
Fe2z = 1000;
V = 2;

l1[Fe1x_, Fe1z_] := 0.6812919887783182` + 0.00011207999750098933` Fe1x -
1.4104023571309913`*^-8 (Fe1x)^2 + 0.00015219583378781623` Fe1z -
3.162753524504743`*^-8 Fe1x Fe1z + 3.458495529237009`*^-11 (Fe1z)^2
l2[Fe2x_, Fe2z_] := 0.6812919887783182` + 0.00011207999750098933` Fe2x -
1.4104023571309913`*^-8 (Fe2x)^2 + 0.00015219583378781623` Fe2z -
3.162753524504743`*^-8 Fe2x Fe2z + 3.458495529237009`*^-11 (Fe2z)^2

Cosφ[t_] := Cos[φ[t]];
Sinφ[t_] := Sin[φ[t]];
Cosφ1[t_] := Cos[φ1[t]];
Sinφ1[t_] := Sin[φ1[t]];
Cosφ2[t_] := Cos[φ2[t]];
Sinφ2[t_] := Sin[φ2[t]];
Cosφk[t_] := Cos[φk[t]];
Sinφk[t_] := Sin[φk[t]];
Cosdφ1[t_] := Cos[φ1[t] - φ[t]];
Cosdφ2[t_] := Cos[φ2[t] - φ[t]];
Cosdφk[t_] := Cos[φk[t] - φ[t]];
Sindφ1[t_] := Sin[φ1[t] - φ[t]];

```

```

Sindφ2[t_] := Sin[φ2[t] - φ[t]];
Sindφk[t_] := Sin[φk[t] - φ[t]];

xc1[t_] := xc Cosφ[t] - zc Sinφ[t] - V t;
zc1[t_] := xc Sinφ[t] + zc Cosφ[t];

x11[t_] :=
  (l1[Fe1x, Fe1z] Cosφ1[t] + x10) Cosφ[t] - l1[Fe1x, Fe1z] Sinφ1[t] Sinφ[t] - V t;
z11[t_] := (l1[Fe1x, Fe1z] Cosφ1[t] + x10) Sinφ[t] + l1[Fe1x, Fe1z] Sinφ1[t] Cosφ[t];
x21[t_] :=
  (l2[Fe2x, Fe2z] Cosφ2[t] + x20) Cosφ[t] - l2[Fe2x, Fe2z] Sinφ2[t] Sinφ[t] - V t;
z21[t_] := (l2[Fe2x, Fe2z] Cosφ2[t] + x20) Sinφ[t] + l2[Fe2x, Fe2z] Sinφ2[t] Cosφ[t];
xk1[t_] := (lk Cosφk[t] + xk0) Cosφ[t] - (lk Sinφk[t] + zk0) Sinφ[t] - V t;
zk1[t_] := (lk Cosφk[t] + xk0) Sinφ[t] + (lk Sinφk[t] + zk0) Cosφ[t];

dxc1[t_] := ∂t xc1[t];
dzc1[t_] := ∂t zc1[t];
dx11[t_] := ∂t x11[t];
dz11[t_] := ∂t z11[t];
dx21[t_] := ∂t x21[t];
dz21[t_] := ∂t z21[t];
dxk1[t_] := ∂t xk1[t];
dzk1[t_] := ∂t zk1[t];

"Швидкості";
"dxc1=";
dxc1[t];
"dzc1=";
dzc1[t];
"dx11=";
dx11[t];
"dz11=";
dz11[t];
"dx21=";
dx21[t];
"dz21=";
dz21[t];
"dxk1=";
dxk1[t];
"dzk1=";
dzk1[t];

Fgc = Mc g;
Fg1 = m1 g;
Fg2 = m2 g;
Fgk = mk g;

```

$$\omega_1 = \frac{V}{R_1};$$

$$\omega_2 = \frac{V}{R_2};$$

$$\omega_k = \frac{V}{R_k};$$

$$m_1 = \frac{2\pi}{3} \rho_0 (R_1^3 - (R_1 - \delta_1)^3) \left(1 - \sqrt{1 - \frac{d_1^2}{4R_1^2}} \right);$$

$$m_2 = \frac{2\pi}{3} \rho_0 (R_2^3 - (R_2 - \delta_2)^3) \left(1 - \sqrt{1 - \frac{d_2^2}{4R_2^2}} \right);$$

$$I_1 = \frac{2\pi}{5} \rho_0 (R_1^5 - (R_1 - \delta_1)^5) \left(1 - \sqrt{1 - \frac{d_1^2}{4R_1^2}} \right);$$

$$I_2 = \frac{2\pi}{5} \rho_0 (R_2^5 - (R_2 - \delta_2)^5) \left(1 - \sqrt{1 - \frac{d_2^2}{4R_2^2}} \right);$$

$$m_k = \pi L_k \rho_0 (R_k^2 - (R_k - \delta_k)^2);$$

$$I_k = \frac{\pi L_k}{2} \rho_0 (R_k^4 - (R_k - \delta_k)^4);$$

$$T_c[t_] := \frac{1}{2} M_c ((dx_{c1}[t])^2 + (dz_{c1}[t])^2);$$

$$T_1[t_] := \frac{1}{2} m_1 ((dx_{11}[t])^2 + (dz_{11}[t])^2) + \frac{1}{2} I_1 (\omega_1)^2;$$

$$T_2[t_] := \frac{1}{2} m_2 ((dx_{21}[t])^2 + (dz_{21}[t])^2) + \frac{1}{2} I_2 (\omega_2)^2;$$

$$T_k[t_] := \frac{1}{2} m_k ((dx_{k1}[t])^2 + (dz_{k1}[t])^2) + \frac{1}{2} I_k (\omega_k)^2;$$

"Кінетична енергія";

"T_c=" ;

T_c[t];

"T_1=" ;

T_1[t];

"T_2=" ;

T_2[t];

"T_k=" ;

T_k[t];

```

k1x[Fe1x_, Fe1z_] := 3457.450090950302` + 5.168071691638759` Fe1x -
  0.0006171261620421193` (Fe1x)^2 - 3.327408068584761` Fe1z +
  0.00007351100453723469` Fe1x Fe1z + 0.0007233723414599967` (Fe1z)^2;
k1z[Fe1x_, Fe1z_] := 5525.654994640212` - 4.4095187344198745` Fe1x +
  0.0008545363101876682` (Fe1x)^2 + 3.9276360154224257` Fe1z +
  0.0011421834453469732` Fe1x Fe1z - 0.0013479753706175865` (Fe1z)^2;
k2x[Fe2x_, Fe2z_] := 3457.450090950302` + 5.168071691638759` Fe2x -
  0.0006171261620421193` (Fe2x)^2 - 3.327408068584761` Fe2z +
  0.00007351100453723469` Fe2x Fe2z + 0.0007233723414599967` (Fe2z)^2;
k2z[Fe2x_, Fe2z_] := 5525.654994640212` - 4.4095187344198745` Fe2x +
  0.0008545363101876682` (Fe2x)^2 + 3.9276360154224257` Fe2z +
  0.0011421834453469732` Fe2x Fe2z - 0.0013479753706175865` (Fe2z)^2;

Uc[t_] := Fgc zc1[t];
U1[t_] := Fg1 z11[t] +  $\frac{k_{1x}[Fe1x, Fe1z]}{2} (l_1[Fe1x, Fe1z])^2 (\text{Cos}\phi_1[t] - \text{Cosd}\phi_1[t])^2 +$ 
 $\frac{k_{1z}[Fe1x, Fe1z]}{2} (l_1[Fe1x, Fe1z])^2 (\text{Sin}\phi_1[t] - \text{Sind}\phi_1[t])^2;$ 
U2[t_] := Fg2 z21[t] +  $\frac{k_{2x}[Fe2x, Fe2z]}{2} (l_2[Fe2x, Fe2z])^2 (\text{Cos}\phi_2[t] - \text{Cosd}\phi_2[t])^2 +$ 
 $\frac{k_{2z}[Fe2x, Fe2z]}{2} (l_2[Fe2x, Fe2z])^2 (\text{Sin}\phi_2[t] - \text{Sind}\phi_2[t])^2;$ 
Uk[t_] := Fgk zk1[t] +  $\frac{k_{kx}}{2} (l_k)^2 (\text{Cos}\phi_k[t] - \text{Cosd}\phi_k[t])^2 +$ 
 $\frac{k_{kz}}{2} (l_k)^2 (\text{Sin}\phi_k[t] - \text{Sind}\phi_k[t])^2;$ 
"Потенційна енергія";
"Uc=" ;
Uc[t];
"U1=" ;
U1[t];
"U2=" ;
U2[t];
"Uk=" ;
Uk[t];

Fekz = 0.86 L  $\sqrt{\frac{(m_k g)^4}{q_0 L_k (2 R_k)^2}}$  ;

Fekx =  $\left(f_k + \frac{\eta_k}{R_k}\right) Fekz$  ;

Q1[t_] := Fe1x x11[t] + Fe1z z11[t];
Q2[t_] := Fe2x x21[t] + Fe2z z21[t];

```

```

Qk[t_] := F_екх x_k1[t] + F_екz z_k1[t];
"Узагальнена не потенційна сила";
"Q1=";
Q1[t];
"Q2=";
Q2[t];
"Qk=";
Qk[t];

"Система рівнянь";
D_t D_phi[t] (Tc[t] + T1[t] + T2[t] + Tk[t] - (Uc[t] + U1[t] + U2[t] + Uk[t])) -
  D_phi[t] (Tc[t] + T1[t] + T2[t] + Tk[t] - (Uc[t] + U1[t] + U2[t] + Uk[t])) -
  Q1[t] - Q2[t] - Qk[t];
"-----";
D_t D_phi1'[t] (Tc[t] + T1[t] + T2[t] + Tk[t] - (Uc[t] + U1[t] + U2[t] + Uk[t])) -
  D_phi1[t] (Tc[t] + T1[t] + T2[t] + Tk[t] - (Uc[t] + U1[t] + U2[t] + Uk[t])) -
  Q1[t] - Q2[t] - Qk[t];
"-----";
D_t D_phi2'[t] (Tc[t] + T1[t] + T2[t] + Tk[t] - (Uc[t] + U1[t] + U2[t] + Uk[t])) -
  D_phi2[t] (Tc[t] + T1[t] + T2[t] + Tk[t] - (Uc[t] + U1[t] + U2[t] + Uk[t])) -
  Q1[t] - Q2[t] - Qk[t];
"-----";
D_t D_phik'[t] (Tc[t] + T1[t] + T2[t] + Tk[t] - (Uc[t] + U1[t] + U2[t] + Uk[t])) -
  D_phik[t] (Tc[t] + T1[t] + T2[t] + Tk[t] - (Uc[t] + U1[t] + U2[t] + Uk[t])) -
  Q1[t] - Q2[t] - Qk[t];

"Рішення рівнянь"
sol = NDSolve[
  {D_t D_phi[t] (Tc[t] + T1[t] + T2[t] + Tk[t] - (Uc[t] + U1[t] + U2[t] + Uk[t])) -
    D_phi[t] (Tc[t] + T1[t] + T2[t] + Tk[t] - (Uc[t] + U1[t] + U2[t] + Uk[t])) -
    Q1[t] - Q2[t] - Qk[t] == 0,
   D_t D_phi1'[t] (Tc[t] + T1[t] + T2[t] + Tk[t] - (Uc[t] + U1[t] + U2[t] + Uk[t])) -
    D_phi1[t] (Tc[t] + T1[t] + T2[t] + Tk[t] - (Uc[t] + U1[t] + U2[t] + Uk[t])) -
    Q1[t] - Q2[t] - Qk[t] == 0,
   D_t D_phi2'[t] (Tc[t] + T1[t] + T2[t] + Tk[t] - (Uc[t] + U1[t] + U2[t] + Uk[t])) -
    D_phi2[t] (Tc[t] + T1[t] + T2[t] + Tk[t] - (Uc[t] + U1[t] + U2[t] + Uk[t])) -
    Q1[t] - Q2[t] - Qk[t] == 0,
   D_t D_phik'[t] (Tc[t] + T1[t] + T2[t] + Tk[t] - (Uc[t] + U1[t] + U2[t] + Uk[t])) -
    D_phik[t] (Tc[t] + T1[t] + T2[t] + Tk[t] - (Uc[t] + U1[t] + U2[t] + Uk[t])) -
    Q1[t] - Q2[t] - Qk[t] == 0,
   phi1[0] == 1,
   phi2[0] == 1,
   phik[0] == 1,
   phi[0] == 0,
   phi1'[0] == 0,
   phi2'[0] == 0,
   phik'[0] == 0,
   phi'[0] == 0
  }, {phi1[t], phi2[t], phik[t], phi[t]}, {t, 0, 4},
  MaxSteps -> 5000, Method -> {"EquationSimplification" -> "Solve"} ]

Plot[Evaluate[{phi1[t], phi2[t], phik[t], phi[t]} /. sol[[1]]], {t, 0, 4}]
Plot[Evaluate[{phi[t]} /. sol[[1]]], {t, 0, 4}]

```

Додаток Е

**Результати лабораторних досліджень робочих органів диска торів на
пружній стійці в ґрунтовому каналі**

Таблиця Д.1 – Матриця D-оптимального чотирьох факторного плану другого порядку

№	В закодованому вигляді				В розкодованому вигляді			
	x ₁	x ₂	x ₃	x ₄	d, м	γ, °	α, °	a, м
1	1	1	0	0	0,6	30	25	0,8
2	1	-1	0	0	0,6	10	25	0,8
3	-1	1	0	0	0,4	30	25	0,8
4	-1	-1	0	0	0,4	10	25	0,8
5	0	0	1	1	0,5	20	35	1,0
6	0	0	1	-1	0,5	20	35	0,6
7	0	0	-1	1	0,5	20	15	1,0
8	0	0	-1	-1	0,5	20	15	0,6
9	0	0	0	0	0,5	20	25	0,8
10	1	0	0	1	0,6	20	25	1,0
11	1	0	0	-1	0,6	20	25	0,6
12	-1	0	0	1	0,4	20	25	1,0
13	-1	0	0	-1	0,4	20	25	0,6
14	0	1	1	0	0,5	30	35	0,8
15	0	1	-1	0	0,5	30	15	0,8
16	0	-1	1	0	0,5	10	35	0,8
17	0	-1	-1	0	0,5	10	15	0,8
18	0	0	0	0	0,5	20	25	0,8
19	1	0	1	0	0,6	20	35	0,8
20	1	0	-1	0	0,6	20	15	0,8
21	-1	0	1	0	0,4	20	35	0,8
22	-1	0	-1	0	0,4	20	15	0,8
23	0	1	0	1	0,5	30	25	1,0
24	0	1	0	-1	0,5	30	25	0,6
25	0	-1	0	1	0,5	10	25	1,0
26	0	-1	0	-1	0,5	10	25	0,6
27	0	0	0	0	0,5	20	25	0,8

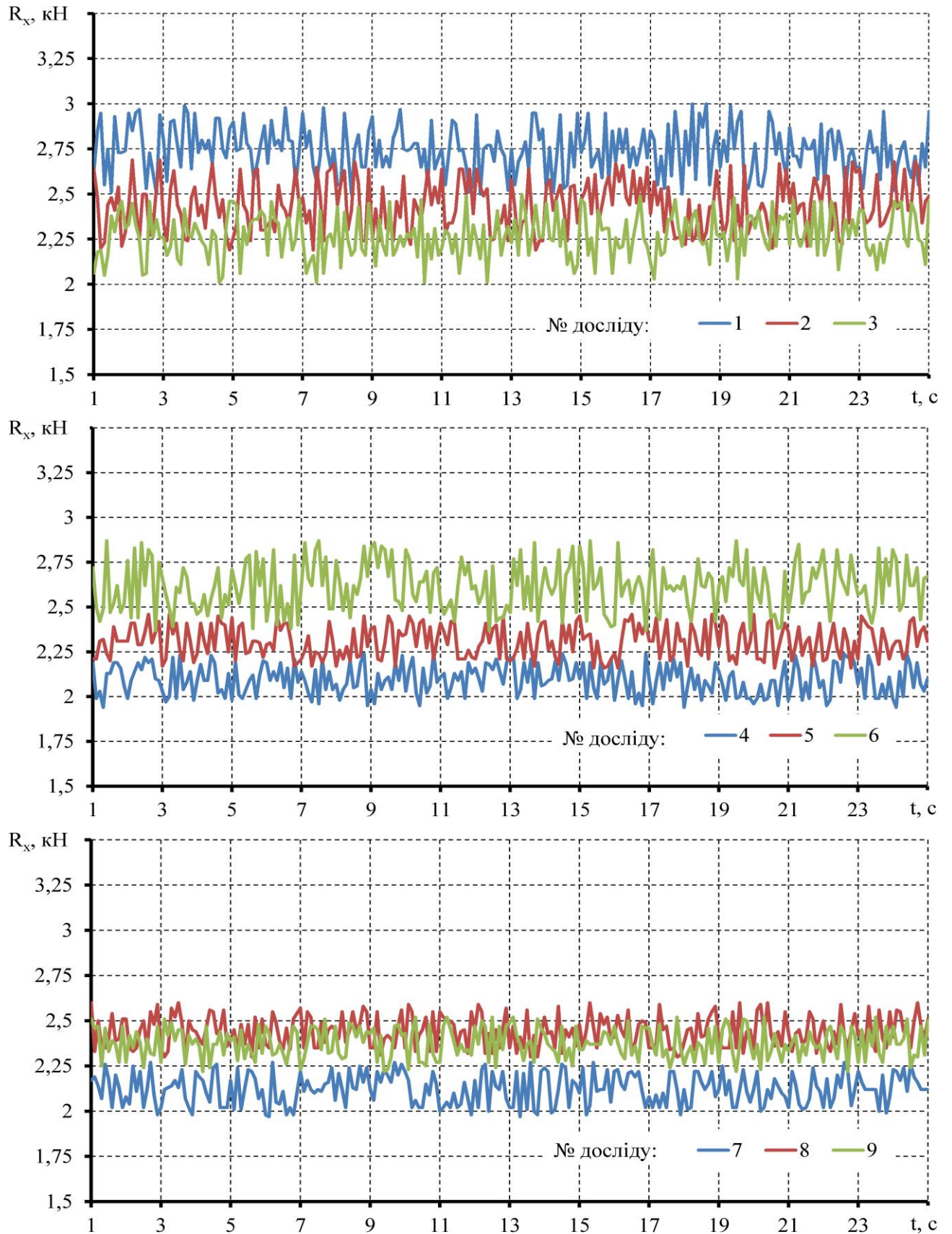


Рисунок Д.1 – Динаміка зміни тягового опору R_x (досліди 1–9)

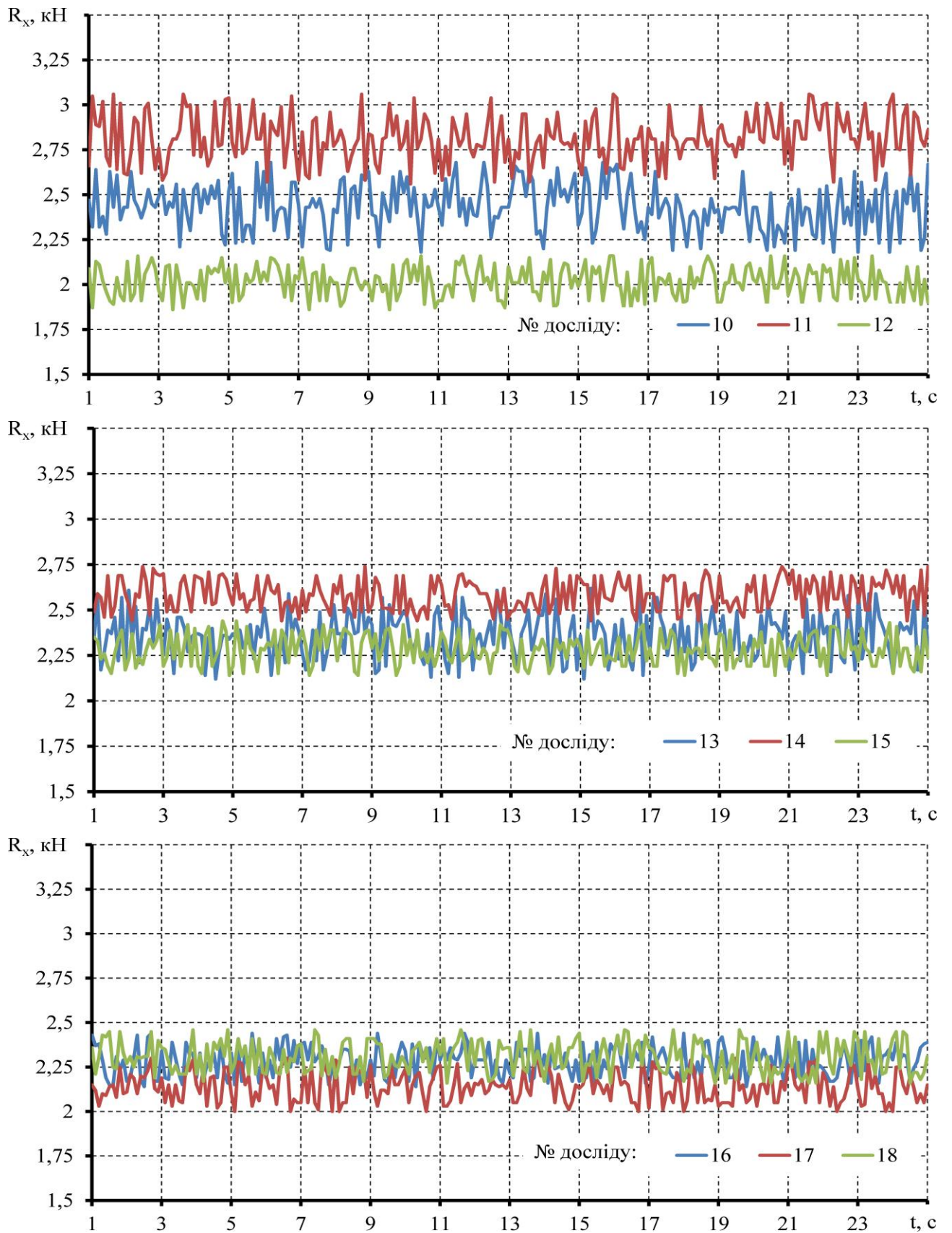


Рисунок Д.2 – Динаміка зміни тягового опору R_x (досліди 10–18)

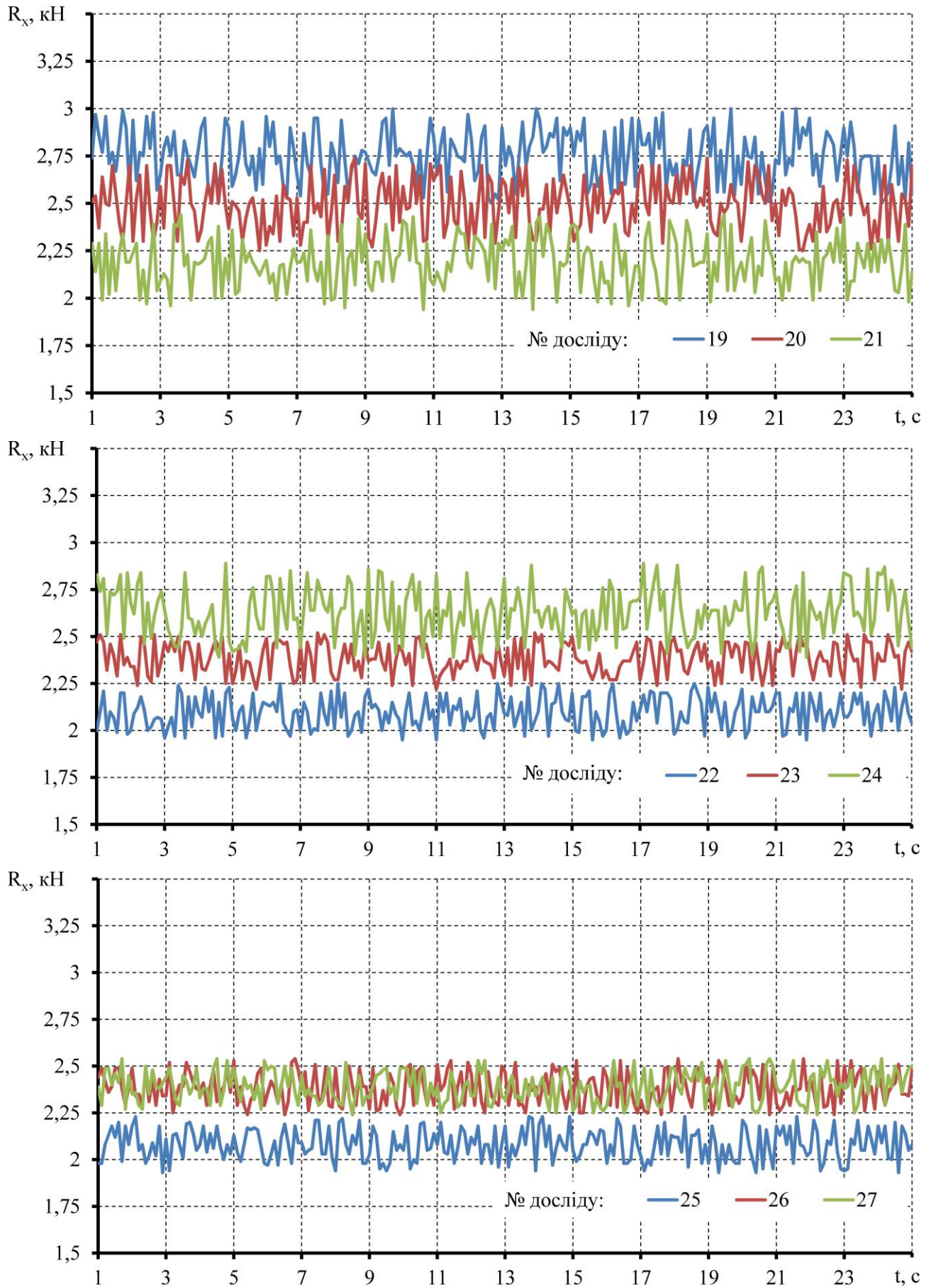


Рисунок Д.3 – Динаміка зміни тягового опору R_x (досліди 19–27)

Таблиця Д.2 – Середні значення тягового опору R_x для кожного досліді

№	d, м	γ , °	α , °	a, м	R_x , кН			
					1	2	3	Сер
1	0,6	30	25	0,8	2,88	2,79	2,59	2,75
2	0,6	10	25	0,8	2,50	2,55	2,26	2,44
3	0,4	30	25	0,8	2,31	2,35	2,12	2,26
4	0,4	10	25	0,8	2,16	2,15	1,97	2,09
5	0,5	20	35	1,0	2,40	2,40	2,12	2,31
6	0,5	20	35	0,6	2,66	2,71	2,48	2,62
7	0,5	20	15	1,0	2,16	2,26	1,93	2,12
8	0,5	20	15	0,6	2,56	2,46	2,32	2,45
9	0,5	20	25	0,8	2,48	2,43	2,19	2,37
10	0,6	20	25	1,0	2,50	2,51	2,28	2,43
11	0,6	20	25	0,6	2,82	2,91	2,69	2,81
12	0,4	20	25	1,0	2,07	2,12	1,84	2,01
13	0,4	20	25	0,6	2,47	2,42	2,23	2,37
14	0,5	30	35	0,8	2,63	2,63	2,51	2,59
15	0,5	30	15	0,8	2,33	2,33	2,22	2,29
16	0,5	10	35	0,8	2,34	2,38	2,15	2,29
17	0,5	10	15	0,8	2,29	2,20	1,96	2,15
18	0,5	20	25	0,8	2,38	2,39	2,16	2,31
19	0,6	20	35	0,8	2,85	2,80	2,61	2,75
20	0,6	20	15	0,8	2,55	2,59	2,36	2,50
21	0,4	20	35	0,8	2,25	2,30	2,03	2,19
22	0,4	20	15	0,8	2,21	2,12	1,98	2,10
23	0,5	30	25	1,0	2,42	2,46	2,24	2,37
24	0,5	30	25	0,6	2,77	2,68	2,48	2,64
25	0,5	10	25	1,0	2,18	2,18	1,89	2,08
26	0,5	10	25	0,6	2,43	2,43	2,31	2,39
27	0,5	20	25	0,8	2,44	2,48	2,25	2,39

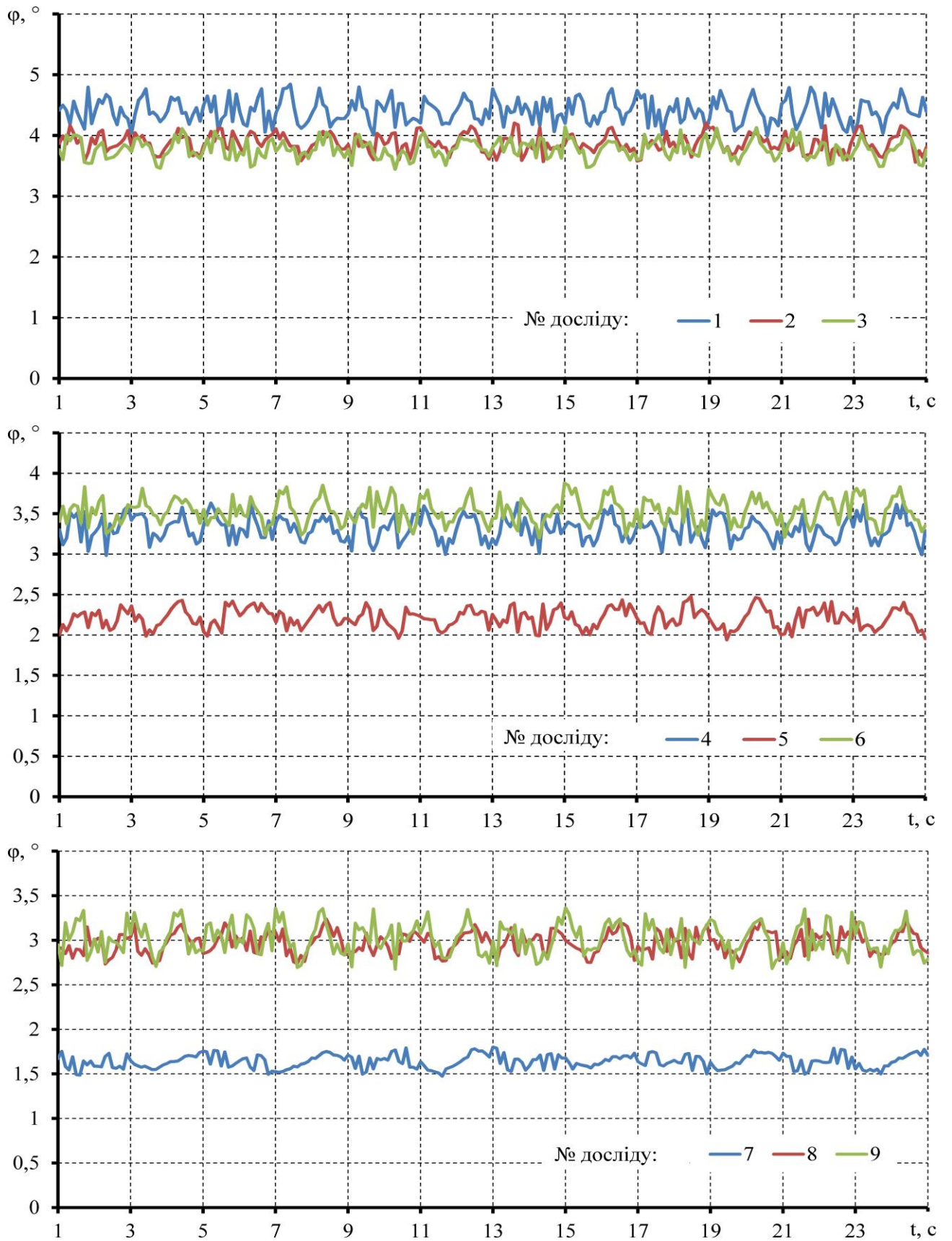


Рисунок Д.4 – Динаміка зміни кута відхилення робочих органів φ
(досліди 1–9)

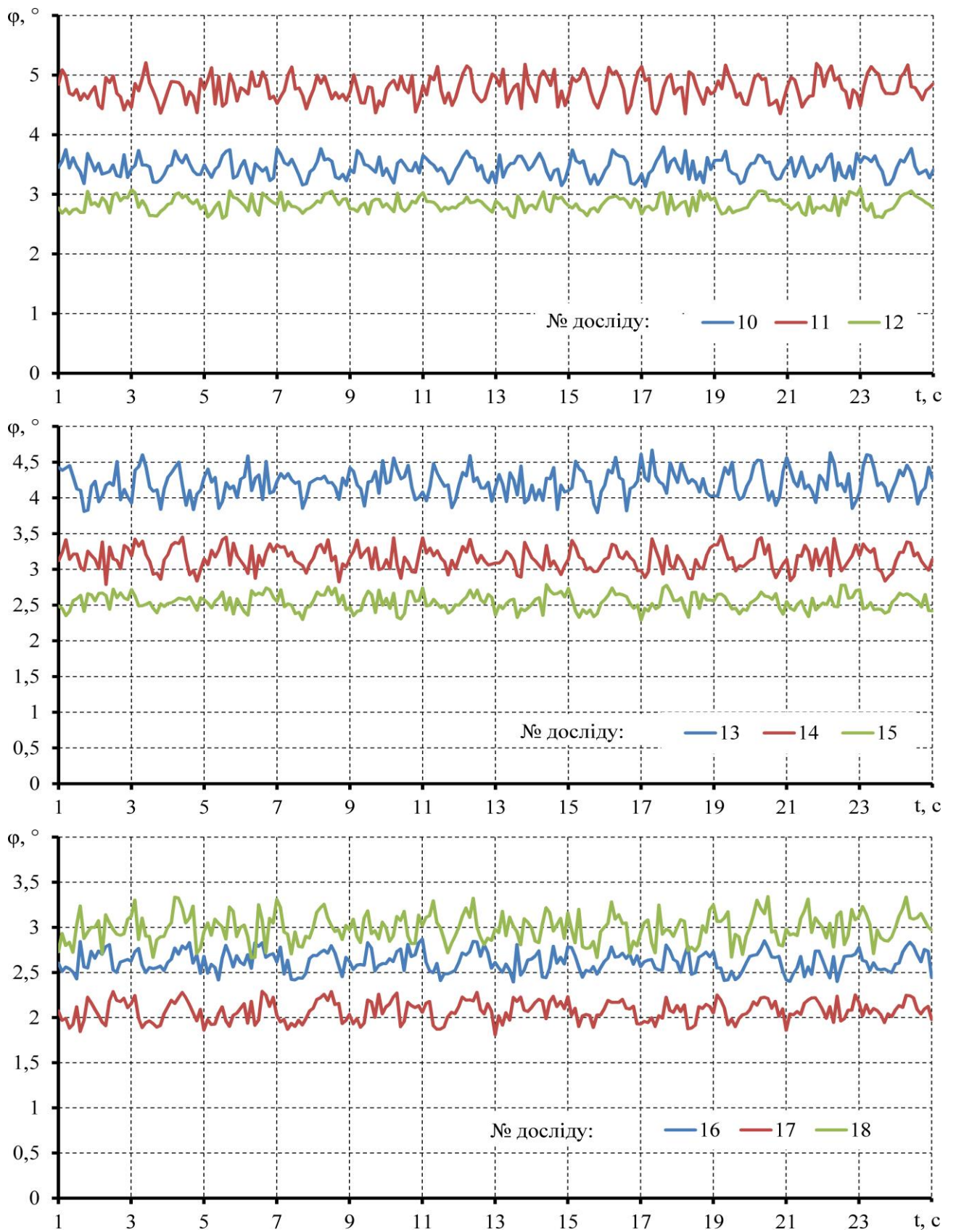


Рисунок Д.5 – Динаміка зміни кута відхилення робочих органів φ (досліди 10–18)

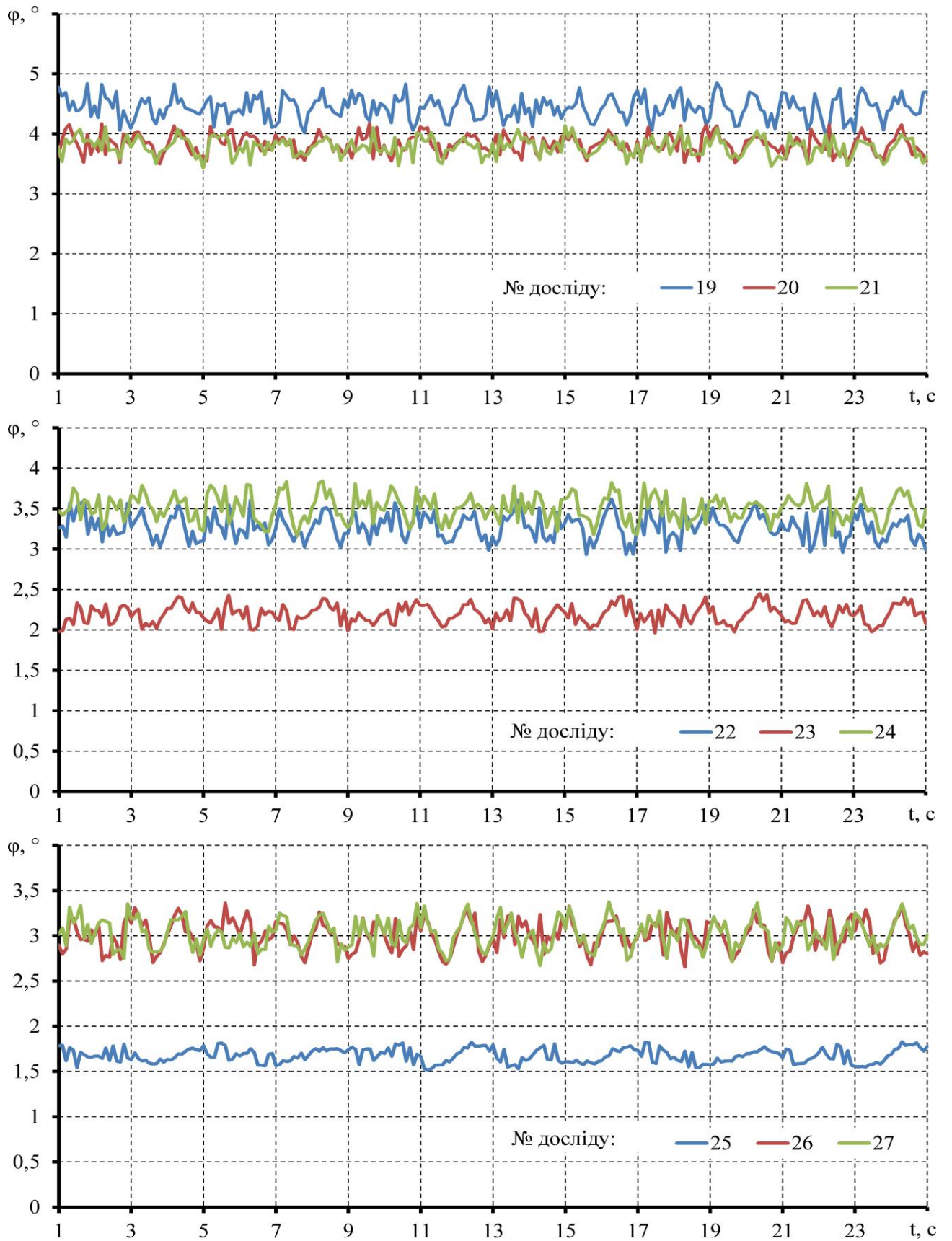


Рисунок Д.6 – Динаміка зміни кута відхилення робочих органів φ (досліди 19–27)

Таблиця Д.3 – Середнє значення кута відхилення робочих органів φ для кожного досліду

№	d, м	$\gamma, ^\circ$	$\alpha, ^\circ$	a, м	$\varphi, ^\circ$			
					1	2	3	Сер
1	0,6	30	25	0,8	4,45	4,42	4,34	4,40
2	0,6	10	25	0,8	3,89	3,92	3,80	3,87
3	0,4	30	25	0,8	3,80	3,82	3,73	3,78
4	0,4	10	25	0,8	3,34	3,34	3,27	3,32
5	0,5	20	35	1,0	2,25	2,25	2,14	2,21
6	0,5	20	35	0,6	3,55	3,58	3,49	3,54
7	0,5	20	15	1,0	1,66	1,70	1,57	1,64
8	0,5	20	15	0,6	3,02	2,99	2,93	2,98
9	0,5	20	25	0,8	3,06	3,05	2,95	3,02
10	0,6	20	25	1,0	3,49	3,49	3,40	3,46
11	0,6	20	25	0,6	4,79	4,82	4,74	4,78
12	0,4	20	25	1,0	2,86	2,88	2,77	2,84
13	0,4	20	25	0,6	4,26	4,24	4,17	4,22
14	0,5	30	35	0,8	3,16	3,16	3,12	3,15
15	0,5	30	15	0,8	2,56	2,56	2,51	2,54
16	0,5	10	35	0,8	2,65	2,67	2,58	2,63
17	0,5	10	15	0,8	2,13	2,10	2,00	2,08
18	0,5	20	25	0,8	3,02	3,03	2,94	3,00
19	0,6	20	35	0,8	4,48	4,46	4,39	4,44
20	0,6	20	15	0,8	3,86	3,88	3,79	3,84
21	0,4	20	35	0,8	3,81	3,83	3,72	3,79
22	0,4	20	15	0,8	3,31	3,27	3,22	3,27
23	0,5	30	25	1,0	2,22	2,24	2,15	2,20
24	0,5	30	25	0,6	3,56	3,53	3,45	3,51
25	0,5	10	25	1,0	1,72	1,72	1,61	1,68
26	0,5	10	25	0,6	3,02	3,02	2,98	3,01
27	0,5	20	25	0,8	3,05	3,07	2,98	3,03

Таблиця Д.4 – Агрегатний склад ґрунту після обробітку (перша повторність)

№	<0,25	0,25–0,5	0,5–1,0	1,0–2,0	2,0–3,0	3,0–7,5	7,5–10	>10	K _{str}
1	7,12	9,82	7,33	8,04	8,06	6,33	16,17	37,13	1,26
2	9,13	8,90	6,95	6,39	7,93	6,03	11,16	43,50	0,90
3	7,41	7,82	4,37	5,42	5,14	4,35	10,77	54,70	0,61
4	9,22	7,36	4,39	3,26	4,41	4,20	8,36	58,81	0,47
5	10,23	8,55	5,89	6,61	7,13	5,88	11,00	44,72	0,82
6	9,22	9,41	5,95	6,63	7,93	5,43	12,01	43,41	0,90
7	8,11	7,80	3,31	4,36	5,18	4,65	12,20	54,39	0,60
8	9,11	9,34	4,02	4,84	6,86	5,74	13,01	47,07	0,78
9	8,33	9,15	5,56	6,26	6,99	4,24	10,65	48,81	0,75
10	9,21	9,67	5,19	6,88	7,14	6,93	13,16	41,81	0,96
11	7,14	11,17	6,37	6,43	8,61	5,85	13,48	40,94	1,08
12	9,44	5,61	2,48	2,86	4,09	3,19	12,33	60,00	0,44
13	7,32	8,96	5,48	4,58	6,10	4,61	8,92	54,03	0,63
14	7,13	9,34	6,04	7,30	7,83	5,40	14,09	42,87	1,00
15	7,34	8,00	3,69	4,96	6,64	4,84	13,73	50,80	0,72
16	9,41	9,05	3,73	5,53	5,78	4,90	13,20	48,39	0,73
17	7,33	7,68	4,70	4,93	6,00	4,66	11,80	52,91	0,66
18	8,14	9,20	4,74	5,65	6,18	3,82	10,54	51,74	0,67
19	10,24	10,81	5,97	8,01	8,01	7,96	14,81	34,20	1,25
20	9,43	9,69	5,55	6,87	7,89	5,60	13,38	41,59	0,96
21	8,42	6,72	4,59	4,74	5,53	4,88	10,63	54,47	0,59
22	9,42	6,82	3,14	4,74	4,89	4,54	10,50	55,94	0,53
23	9,44	9,07	6,63	6,69	6,60	6,06	10,31	45,20	0,83
24	10,41	8,72	5,24	6,72	8,03	5,71	14,83	40,35	0,97
25	8,11	7,71	3,92	4,53	5,36	4,32	11,25	54,78	0,59
26	9,21	9,16	3,34	4,56	5,50	4,33	12,88	51,03	0,66
27	9,32	7,99	6,02	5,56	6,97	4,68	10,65	48,82	0,72

Таблиця Д.5 – Агрегатний склад ґрунту після обробітку (друга повторність)

№	<0,25	0,25–0,5	0,5–1,0	1,0–2,0	2,0–3,0	3,0–7,5	7,5–10	>10	K _{str}
1	8,11	9,60	7,12	6,97	8,43	7,76	14,47	37,55	1,19
2	7,12	9,60	5,82	7,03	8,07	6,54	11,40	44,43	0,94
3	9,42	8,05	3,87	4,22	6,42	3,57	12,89	51,56	0,64
4	9,12	6,37	3,03	3,70	4,91	4,03	9,94	58,91	0,47
5	9,43	9,60	5,63	6,69	6,59	5,06	11,79	45,21	0,83
6	7,22	9,61	5,15	7,05	8,05	5,54	13,07	44,33	0,94
7	8,23	7,20	3,41	5,60	5,89	4,39	13,63	51,65	0,67
8	7,22	8,46	3,98	5,89	6,93	5,12	11,14	51,26	0,71
9	8,34	8,96	5,62	5,07	6,85	4,02	11,00	50,14	0,71
10	9,13	10,25	5,25	5,78	8,24	6,04	13,69	41,63	0,97
11	9,11	11,45	6,66	6,46	8,09	6,68	14,13	37,40	1,15
12	10,33	7,44	3,46	4,19	4,30	3,11	9,95	57,24	0,48
13	9,34	7,23	3,59	5,34	5,93	5,05	9,96	53,55	0,59
14	9,34	9,36	5,36	6,83	7,79	5,70	14,95	40,66	1,00
15	10,14	8,03	4,68	5,96	6,37	5,11	11,71	48,00	0,72
16	9,24	9,66	4,22	5,64	7,12	5,61	10,60	47,90	0,75
17	8,44	8,22	4,25	4,71	4,93	4,05	10,93	54,45	0,59
18	10,42	8,28	5,13	4,52	5,62	4,18	12,76	49,10	0,68
19	7,12	11,67	6,49	6,90	8,47	6,33	14,91	38,13	1,21
20	8,13	9,83	5,35	6,24	7,93	6,02	14,37	42,12	0,99
21	8,41	8,95	3,47	4,95	6,34	4,64	10,30	52,94	0,63
22	10,24	7,79	1,95	3,83	4,48	2,62	10,84	58,25	0,46
23	8,14	10,18	5,04	5,96	7,44	5,09	12,23	45,91	0,85
24	7,34	10,41	6,31	6,20	6,85	6,43	11,16	45,29	0,90
25	10,13	8,73	3,26	4,12	5,10	3,92	11,97	52,76	0,59
26	8,23	8,14	5,36	5,53	6,17	4,33	10,24	52,01	0,66
27	8,11	8,10	4,82	6,02	7,12	4,92	11,54	49,36	0,74

Таблиця Д.6 – Агрегатний склад ґрунту після обробітку (третя повторність)

№	<0,25	0,25–0,5	0,5–1,0	1,0–2,0	2,0–3,0	3,0–7,5	7,5–10	>10	K _{str}
1	10,23	9,01	6,19	7,43	8,37	6,66	13,09	39,03	1,03
2	9,22	8,94	3,62	5,50	6,04	4,05	13,37	49,26	0,71
3	9,21	5,80	2,00	3,61	5,08	2,72	12,30	59,28	0,46
4	8,14	5,06	0,75	1,58	3,97	2,11	10,77	67,62	0,32
5	9,32	7,76	3,29	4,36	5,76	3,28	13,04	53,18	0,60
6	8,33	8,27	3,99	6,16	7,04	5,08	12,96	48,17	0,77
7	7,44	5,94	1,63	3,66	4,84	2,33	11,18	62,98	0,42
8	10,21	7,20	3,55	4,92	6,22	3,22	11,99	52,68	0,59
9	10,31	6,23	3,08	3,68	5,62	3,47	12,14	55,48	0,52
10	7,33	9,37	5,74	5,27	6,08	5,49	12,19	48,54	0,79
11	10,13	10,30	4,96	7,23	7,81	6,45	12,75	40,38	0,98
12	7,43	4,57	0,95	1,05	2,62	1,64	10,42	71,31	0,27
13	8,31	6,64	3,82	3,41	4,30	3,79	8,59	61,13	0,44
14	7,34	10,49	5,33	5,68	7,75	6,41	11,98	45,02	0,91
15	8,21	6,99	3,17	5,15	5,60	5,28	12,46	53,14	0,63
16	9,12	7,13	4,83	4,28	5,13	3,28	12,05	54,17	0,58
17	8,11	6,29	2,47	3,50	3,55	2,56	10,20	63,32	0,40
18	9,13	6,08	2,30	3,72	4,26	3,92	13,06	57,54	0,50
19	10,14	10,63	6,64	6,32	8,61	7,38	11,89	38,40	1,06
20	8,42	8,98	5,20	4,96	7,29	4,63	13,71	46,83	0,81
21	8,22	6,36	1,57	3,58	3,71	2,65	11,21	62,70	0,41
22	7,33	6,75	2,97	2,34	4,14	2,26	6,92	67,30	0,34
23	7,12	8,23	4,40	5,25	6,47	3,79	11,98	52,76	0,67
24	8,41	9,69	6,22	5,27	7,01	4,34	10,32	48,73	0,75
25	8,22	5,53	1,57	3,27	4,18	1,67	10,78	64,77	0,37
26	10,24	8,57	5,13	3,55	4,88	3,18	10,99	53,45	0,57
27	9,14	8,52	4,70	4,35	5,94	3,78	8,60	54,96	0,56

Таблиця Д.7 – Значення коефіцієнта структурності ґрунту K_{str} для кожного досліді

№	d, м	$\gamma, ^\circ$	$\alpha, ^\circ$	a, м	K_{str}			
					1	2	3	Сер
1	0,6	30	25	0,8	1,26	1,19	1,03	1,16
2	0,6	10	25	0,8	0,90	0,94	0,71	0,85
3	0,4	30	25	0,8	0,61	0,64	0,46	0,57
4	0,4	10	25	0,8	0,47	0,47	0,32	0,42
5	0,5	20	35	1,0	0,82	0,83	0,60	0,75
6	0,5	20	35	0,6	0,90	0,94	0,77	0,87
7	0,5	20	15	1,0	0,60	0,67	0,42	0,56
8	0,5	20	15	0,6	0,78	0,71	0,59	0,69
9	0,5	20	25	0,8	0,75	0,71	0,52	0,66
10	0,6	20	25	1,0	0,96	0,97	0,79	0,91
11	0,6	20	25	0,6	1,08	1,15	0,98	1,07
12	0,4	20	25	1,0	0,44	0,48	0,27	0,40
13	0,4	20	25	0,6	0,63	0,59	0,44	0,55
14	0,5	30	35	0,8	1,00	1,00	0,91	0,97
15	0,5	30	15	0,8	0,72	0,72	0,63	0,69
16	0,5	10	35	0,8	0,73	0,75	0,58	0,69
17	0,5	10	15	0,8	0,66	0,59	0,40	0,55
18	0,5	20	25	0,8	0,67	0,68	0,50	0,62
19	0,6	20	35	0,8	1,25	1,21	1,06	1,17
20	0,6	20	15	0,8	0,96	0,99	0,81	0,92
21	0,4	20	35	0,8	0,59	0,63	0,41	0,54
22	0,4	20	15	0,8	0,53	0,46	0,34	0,44
23	0,5	30	25	1,0	0,83	0,85	0,67	0,78
24	0,5	30	25	0,6	0,97	0,90	0,75	0,87
25	0,5	10	25	1,0	0,59	0,59	0,37	0,52
26	0,5	10	25	0,6	0,66	0,66	0,57	0,63
27	0,5	20	25	0,8	0,72	0,74	0,56	0,67

Додаток Ж

Рішення компромісної задачі лабораторних досліджень робочих органів
дискаторів на пружних стійках в ґрунтовому каналі в програмному пакеті

Mathematica

```

x10 = 0.5;
dx1 = 0.1;
x20 = 20;
dx2 = 10;
x30 = 25;
dx3 = 10;
x40 = 0.8;
dx4 = 0.2;
ϕ[d_, α_, γ_, a_] :=
  3.3249999999999935` - 0.8166666666666673` a - 2.8999999999999897` d +
  3.41666666666666727` d^2 - 0.01849999999999985` α + 0.04000000000000002` d α -
  0.015333333333332897` γ + 0.03499999999999914` d γ + 0.000399999999999987` α γ;
K[d_, α_, γ_, a_] := 2.281979166666666` - 0.31666666666666704` a -
  5.8958333333333345` d + 6.7916666666666683` d^2 - 0.040208333333333096` α +
  0.03749999999999936` d α + 0.000479166666666625` α^2 -
  0.02941666666666664` γ + 0.03999999999999966` d γ +
  0.0003499999999999983` α γ + 0.000304166666666665` γ^2;
R[d_, α_, γ_, a_] := -0.9100000000000019` + 1.087499999999991` a -
  1.0312499999999947` a^2 + 10.1166666666666678` d - 9.6250000000000004` d^2 -
  0.018083333333333385` α + 0.04000000000000008` d α -
  0.00329166666666662885` γ + 0.03499999999999959` d γ +
  0.00037500000000000033` α γ - 0.0002875000000000048` γ^2;
N1 = 0.081;
N2 = N1;
Opt = FindMaximum[{(K[d, α, γ, a] / 1.4454166666595971`) ^ 100 000 000 /
  ((ϕ[d, α, γ, a] / 3.107499999776259`) * (R[d, α, γ, a] / 2.849583178672458`))},
  {d, x10 - dx1 ≤ d ≤ x10 + dx1, x20 - dx2 ≤ α ≤ x20 + dx2,
  x30 - dx3 ≤ γ ≤ x30 + dx3, x40 - dx4 ≤ a ≤ x40 + dx4},
  {d, x10 - dx1}, {α, x20 - dx2}, {γ, x30 - dx3}, {a, x40 - dx4}]
"ϕ"
ϕ[dOpt, αOpt, γOpt, aOpt]
"K"
K[dOpt, αOpt, γOpt, aOpt]
"R"
R[dOpt, αOpt, γOpt, aOpt]
{6.516628514263780954317409813354821567661439630531`15.954589770191005*^-262154\
  93, {d → 0.561166397492`, α → 22.080734087865736`,
  γ → 31.080734087865736`, a → 0.7996746582006252`}}

```

Out[15]= ϕ

Out[16]= 2.61

Out[17]= K

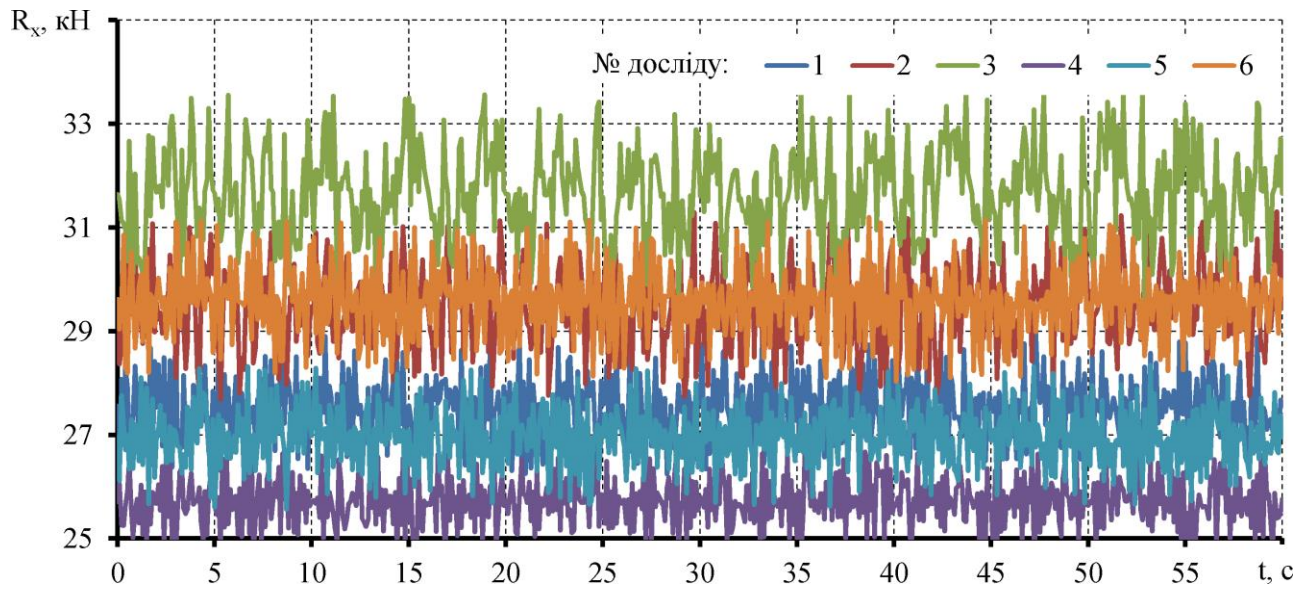
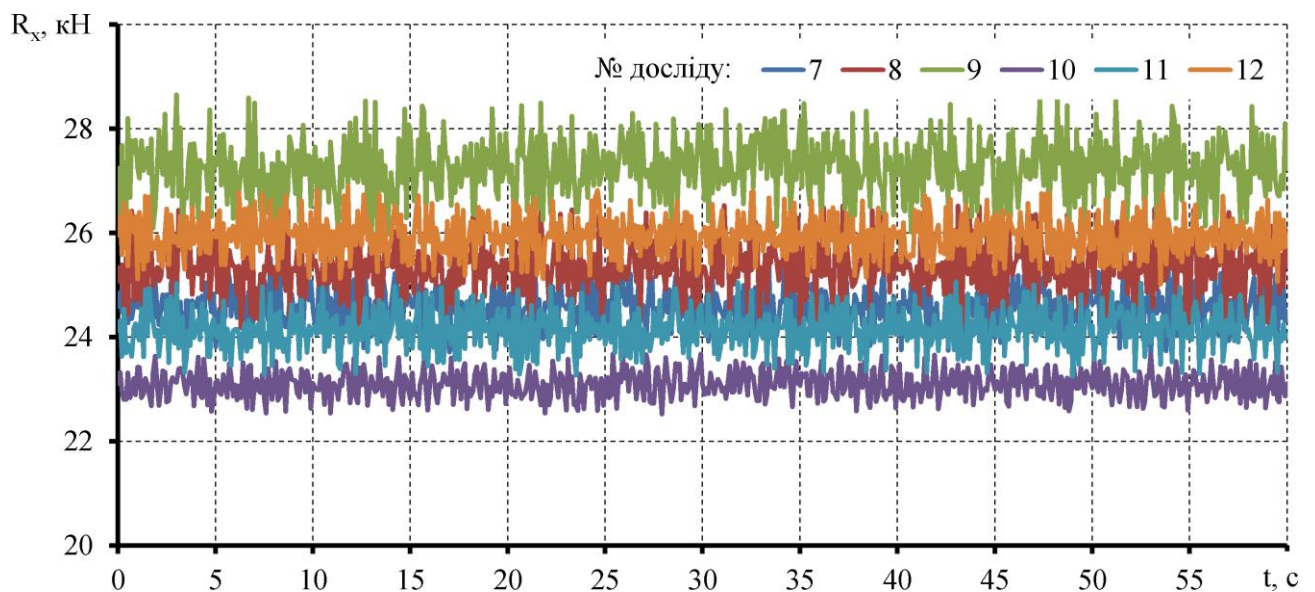
Out[18]= 0.979667

Out[19]= R

Out[20]= 2.52692

Додаток З

Результати експериментальних досліджень процесу роботи дискатора з
пружними стійками в польових умовах

Рисунок Ж.1 – Динаміка зміни тягового опору агрегату R_x (досліди 1–6)Рисунок Ж.2 – Динаміка зміни тягового опору агрегату R_x (досліди 7–12)

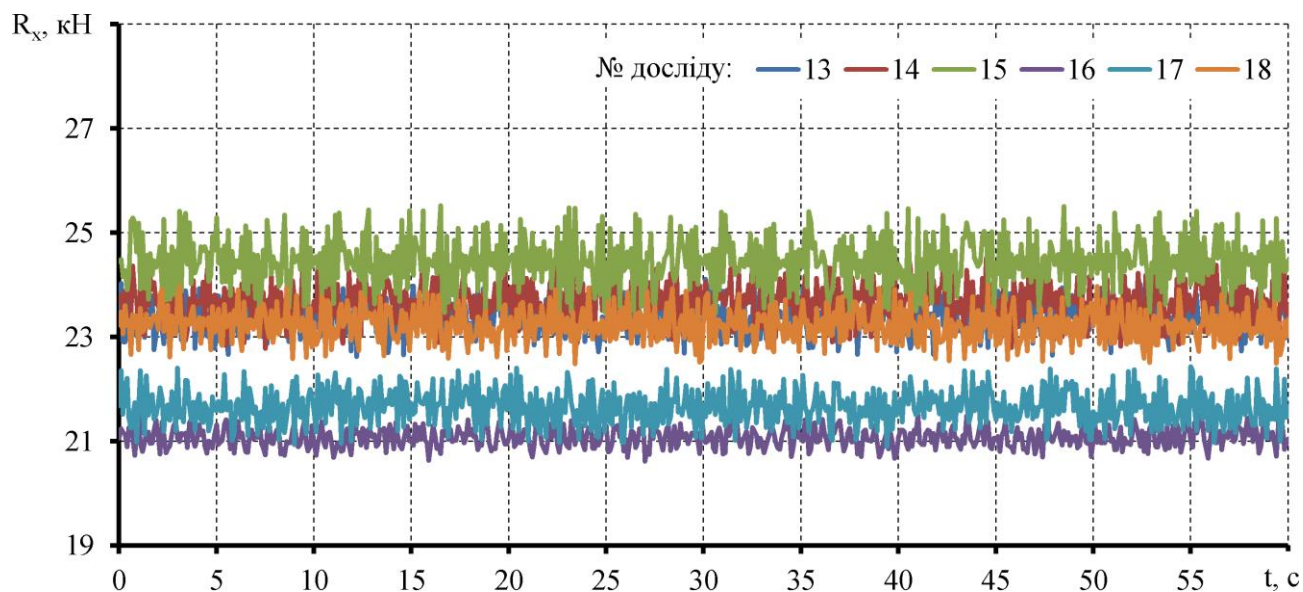


Рисунок Ж.3 – Динаміка зміни тягового опору агрегату R_x (досліди 13–18)

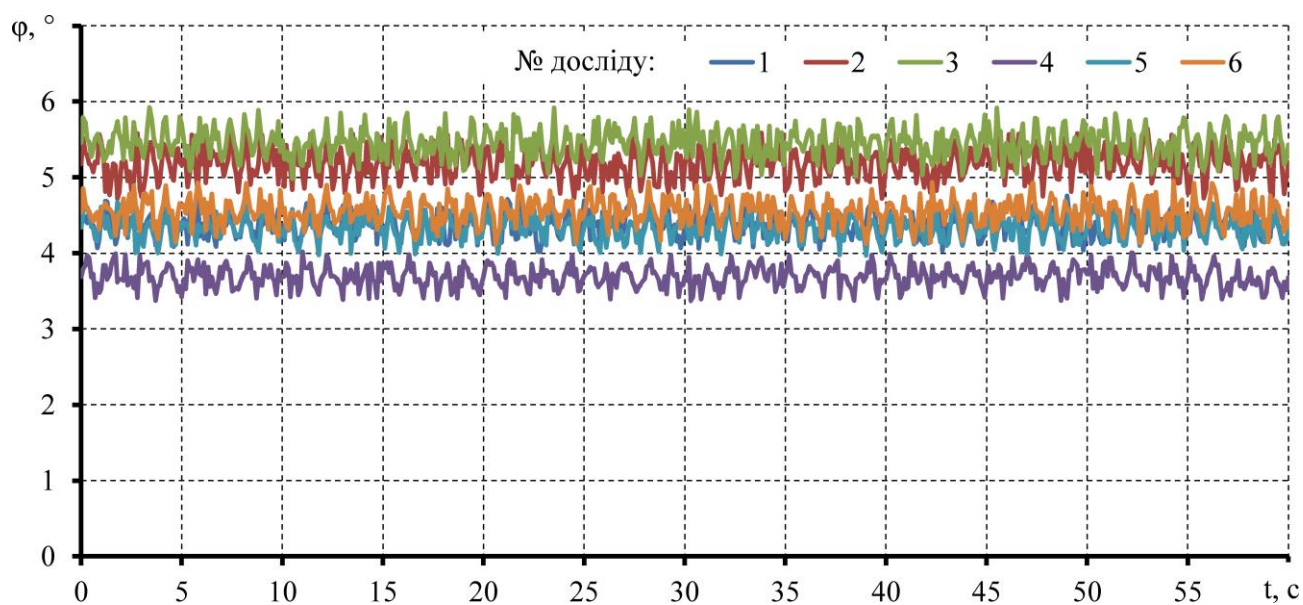


Рисунок Ж.4 – Динаміка зміни кута відхилення робочих органів φ (досліди 1–6)

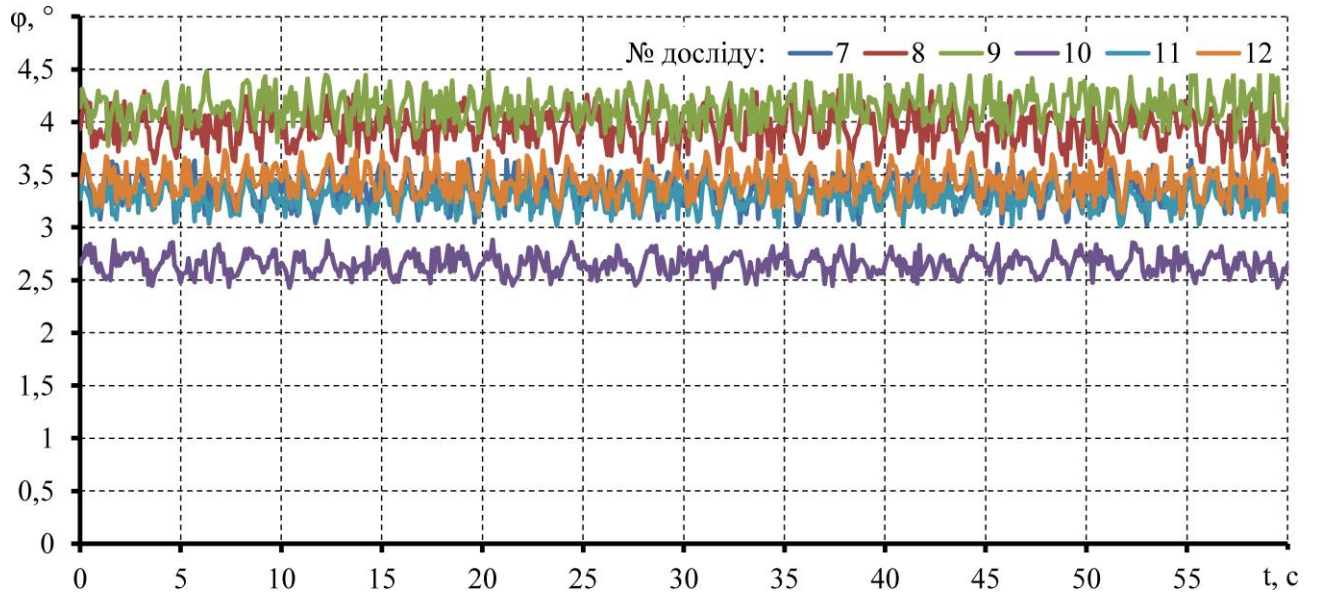


Рисунок Ж.5 – Динаміка зміни кута відхилення робочих органів φ
(досліди 7–12)

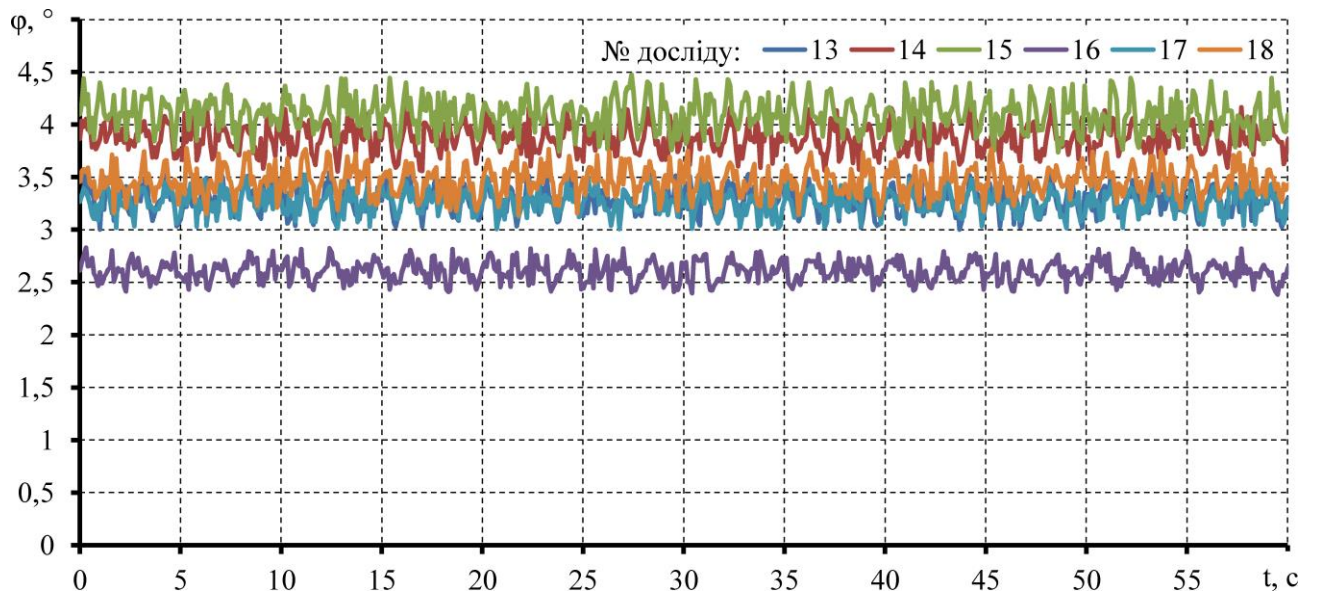


Рисунок Ж.6 – Динаміка зміни кута відхилення робочих органів φ
(досліди 13–18)

Таблиця Д.1 – Агрегатний склад ґрунту після обробітку (перша повторність)

№	<0,25	0,25–0,5	0,5–1,0	1,0–2,0	2,0–3,0	3,0–7,5	7,5–10	>10	K _{str}
1	8,22	8,83	5,67	5,85	7,12	5,46	16,85	42,00	0,99
2	8,32	10,63	6,11	7,21	7,07	5,85	11,61	43,19	0,94
3	9,34	9,11	4,30	4,52	5,47	5,04	11,00	51,22	0,65
4	8,12	10,85	6,70	6,43	7,90	6,12	11,92	41,95	1,00
5	10,41	10,83	5,35	6,40	8,19	6,15	12,76	39,92	0,99
6	9,12	8,69	4,91	6,28	6,74	4,95	11,52	47,79	0,76
7	9,32	9,25	7,27	6,78	7,90	5,23	12,76	41,49	0,97
8	8,13	9,56	6,40	6,40	6,89	5,89	13,00	43,74	0,93
9	7,33	8,18	5,37	4,63	6,48	4,37	11,00	52,62	0,67
10	10,23	10,12	5,98	7,51	7,49	6,09	14,37	38,22	1,06
11	10,11	10,36	7,38	6,25	8,03	6,11	11,72	40,04	0,99
12	7,44	9,67	5,21	5,33	6,70	4,53	11,53	49,57	0,75
13	9,14	9,34	7,87	6,96	8,85	5,95	13,94	37,95	1,12
14	10,21	9,18	6,37	6,58	8,54	6,76	14,35	38,02	1,07
15	8,11	8,24	3,93	5,40	7,13	4,65	13,95	48,60	0,76
16	8,43	10,04	6,39	7,11	7,94	7,69	14,76	37,62	1,17
17	7,32	11,14	6,35	6,97	7,70	5,69	13,88	40,96	1,07
18	10,34	9,99	5,18	5,41	6,29	6,00	11,93	44,87	0,81

Таблиця Д.2 – Агрегатний склад ґрунту після обробітку (друга повторність)

№	<0,25	0,25–0,5	0,5–1,0	1,0–2,0	2,0–3,0	3,0–7,5	7,5–10	>10	K _{str}
1	10,33	9,18	4,92	6,10	8,04	6,64	14,14	40,66	0,96
2	8,24	8,36	5,53	6,33	7,18	6,61	12,84	44,91	0,88
3	9,32	7,78	3,49	5,89	5,75	4,82	12,79	50,16	0,68
4	7,43	8,99	7,14	7,39	8,27	7,14	11,72	41,90	1,03
5	9,14	10,18	6,54	6,29	8,00	5,62	12,27	41,96	0,96
6	7,11	8,90	4,56	5,16	6,05	5,28	11,13	51,82	0,70
7	9,32	10,36	7,40	6,63	8,30	7,09	10,15	40,73	1,00
8	9,14	10,19	5,22	7,31	7,77	6,89	11,53	41,93	0,96
9	10,23	8,04	5,40	5,57	6,85	5,09	11,17	47,64	0,73
10	9,13	8,90	6,10	7,08	8,36	5,55	14,11	40,77	1,00
11	7,33	10,73	6,55	6,11	8,11	5,38	12,19	43,59	0,96
12	9,14	7,51	4,73	5,52	7,03	5,20	12,01	48,86	0,72
13	7,44	10,63	5,31	6,92	8,50	6,09	14,09	41,02	1,06
14	8,42	9,05	6,92	7,49	7,84	5,58	14,18	40,52	1,04
15	10,14	9,36	4,88	5,60	7,40	6,58	13,09	42,95	0,88
16	8,32	10,89	6,92	6,85	8,88	6,68	13,07	38,38	1,14
17	8,32	9,40	6,57	7,00	8,51	6,25	15,36	38,60	1,13
18	8,42	10,43	6,64	6,06	7,44	6,63	10,20	44,17	0,90

Таблиця Д.3 – Агрегатний склад ґрунту після обробітку (третя повторність)

№	<0,25	0,25–0,5	0,5–1,0	1,0–2,0	2,0–3,0	3,0–7,5	7,5–10	>10	K _{str}
1	8,12	8,69	5,69	5,14	7,26	6,47	12,59	46,04	0,85
2	10,21	8,07	4,25	5,72	6,39	6,37	14,44	44,54	0,83
3	9,11	7,21	4,19	4,74	5,13	3,56	12,13	53,93	0,59
4	7,13	10,23	6,90	6,16	7,21	6,73	11,93	43,71	0,97
5	8,24	9,81	5,84	6,57	7,51	4,95	12,04	45,04	0,88
6	10,21	8,85	5,01	5,03	5,40	3,50	10,00	52,02	0,61
7	9,44	9,92	5,30	5,48	7,49	6,41	12,86	43,11	0,90
8	8,42	10,10	5,60	5,11	7,11	6,35	11,03	46,28	0,83
9	9,13	8,58	4,47	4,25	5,54	4,87	8,70	54,44	0,57
10	10,43	10,64	5,84	7,26	6,86	6,28	11,82	40,88	0,95
11	7,33	10,52	6,35	5,74	7,10	6,11	12,05	44,78	0,92
12	10,24	8,57	4,25	4,67	5,40	4,23	12,07	50,59	0,64
13	8,44	9,75	5,94	6,97	7,53	6,72	12,42	42,23	0,97
14	7,13	9,38	4,60	6,96	7,80	5,70	12,74	45,68	0,89
15	7,13	7,55	3,93	4,25	6,29	5,23	11,92	53,72	0,64
16	10,14	8,98	7,17	6,74	7,48	5,94	14,34	39,21	1,03
17	9,42	9,41	5,13	6,15	8,39	7,25	13,95	40,30	1,01
18	9,22	8,23	5,89	6,36	6,44	5,31	10,83	47,72	0,76

Додаток К

Сертифікат калібрування динамометру ДПУ-50-2

НАЦИОНАЛЬНЫЙ НАУЧНЫЙ ЦЕНТР «ИНСТИТУТ МЕТРОЛОГИИ»
National Scientific Centre "Institute of metrology"



Сертифікат калібровки

Calibration certificate



Номер сертификата UA01№ 393 Дата калибровки 20.05.2015 г. Страница 1 из 2
Certificate number Date when calibrated Page of

Объект калибровки Динамометр рабочий ДПУ-50-2 зав. № 1618
Item calibrated

Наименование эталона / средства измерения / идентификация
Description of measurement standard / measuring instrument / identification

Заказчик УкрНДПВТ ім. Л.Погорілого, Харківська філія м. Харків

Информация о заказчике, адрес
Name of the customer, address

Метод калибровки Метод прямых измерений по СОУ 74.3-04725906-0114:2012 «Метрологія
Динамометри еталонні переносні. Методика калібрування.»

Method of calibration
Name of the method / identification

Все измерения имеют прослеживаемость к единицам Международной системы SI, которые воспроизводятся национальными эталонами НМИ. В сертификате приведены результаты калибровки согласующиеся с возможностями, содержащимися в Приложении С соглашения МРА, разработанном МКМВ. В рамках МРА все участвующие НМИ взаимно признают действительность своих сертификатов калибровки и измерений в отношении измеренных значений, диапазонов и неопределенностей измерений, указанных в Приложении С (подробности см. <http://www.bipm.org>). Данный сертификат может быть воспроизведен только полностью. Любая публикация или частичное воспроизведение содержания сертификата возможны с письменного разрешения НМИ, выдавшего сертификат.

All measurements are traceable to the SI units which are realized by national measurement standards of NMI. This certificate is consistent with the capabilities that are included in Appendix C of the MRA drawn up by the CIPM. Under the MRA, all participating NMIs recognize the validity of each other's calibration and measurement certificates for the quantities, ranges and measurement uncertainties specified in Appendix C (for details see <http://www.bipm.org>). This certificate shall not be reproduced, except in full. Any publication extracts from the calibration certificate requires written approval of the issuing NMI.

Утверждающая подпись
Authorising signature



Ученый секретарь
В.В. Скляров

Дата выдачи 20.05.2015
Date of issue

Ф.И.О и должность \ Name and function

Сертификат калибровки

Calibration certificate

Номер сертификата 393
Certificate number

Страница 2 из 2
Page of

Калибровка выполнена с помощью Эталонной силоизмерительной машины ДО-БН-2-5 №3
относительная ошибка 0,04%

Calibration is performed by using

Наименование эталонов и их статус / идентификация / доказательство прослеживаемости
Description of the reference measurement standards / identification / evidence of traceability

Условия калибровки
Calibration conditions

Температура 22 °С, атмосферное давление 99,6 кПа,
относительная влажность 65 %
Условия окружающей среды и другие влияющие факторы
Environmental conditions and other influence parameters

Результаты калибровки, включая неопределенность

Calibration results including uncertainty

Номинальное значение нагрузки, кН	Результаты измерения нагрузки, кН	Относительная погрешность результата измерения нагрузки	Расширенная неопределенность (U)
5	4,95	1,0 %	0,9 %
10	9,95	0,5 %	0,6 %
20	19,9	0,5 %	0,6 %
30	30,0	0,0%	0,0%
40	40,0	0,0%	0,0%
50	50,1	0,2%	0,3%

Расширенная неопределенность получена путем умножения стандартной неопределенности на коэффициент охвата $k = 2$, соответствующего уровню доверия приблизительно равному 95 % при допущении нормального распределения. Оценки неопределенности проведены в соответствии с «Руководством по выражению неопределенности измерений» (GUM).


The expanded uncertainty is obtained by multiplying the combined standard uncertainty by a coverage factor $k = 2$ corresponding to a confidence interval of approximately 95 % assuming a normal distribution. The evaluation of uncertainty is conducted according to the "Guide to the expression of uncertainty in measurement" (GUM).

Дополнительная информация

Additional information

состояние объекта калибровки / регулировка и/или ремонт объекта калибровки до его калибровки / рекомендуемый межкалибровочный интервал по требованию заказчика
condition of the item of calibration / adjustments or repair of the item of calibration before calibrated / recommended recalibration period, if requested by the customer

Подпись лица, выполнившего калибровку
Signature of the person who has performed calibration



Я.С. Довженко, начальник НИЛ-30

Ф.И.О и должность / Name and function



Додаток М

Акт виробничих випробувань дискатора

«ЗАТВЕРДЖУЮ»
Ректор Харківського
національного аграрного
університету ім. В.В. Докучаєва
О.В. Уляженко
«16» 2016 р.

«ЗАТВЕРДЖУЮ»
Директор АТОВ
«Харківплемсервіс»
О.М. Шмиголь
«16» 2016 р.

Акт

**проведення польових експлуатаційних випробувань
експериментального дискового знаряддя ДЛ-5**

Ми, що нижче підписалися, представники АТОВ «Харківплемсервіс» головний агроном Колісник В.М., тракторист Черкашин О.М та представник Харківського національного аграрного університету ім. В.В. Докучаєва асистент Сєдих К.В. склали дійсний акт про проведення виробничих випробувань експериментального зразку дискового знаряддя ДЛ-5 для поверхневого обробітку ґрунту.

Випробування проводились на полях дослідного господарства АТОВ «Харківплемсервіс» Харківського району, Харківської обл., с. Мала Рогань. Випробування дискатора ДЛ-5 проводилися у порівнянні із серійною дисковою бороною ДМТ-4 при їх агрегуванні з трактором ХТЗ-17222. Швидкість руху агрегату бороною ДМТ-4 становила 9 км/год, а з дискатором ДЛ-5 – 12 км/год. Площа обробітку ґрунту експериментальним знаряддям ДЛ-5 на кінець сезону склала 400 Га.

Місце проведення випробувань мало наступні характеристики: попередник – стерня соняшнику, рельєф – рівний, тип ґрунту – чорнозем типовий з вмістом гумусу 5,1%, фізичної глини – 58%. Середнє значення вологості ґрунту становило 22,5%.

Експериментальні виробничі дослідження показали, що застосування дискатора ДЛ-5 в агрегаті з трактором ХТЗ-17222 забезпечує якісне виконання процесу обробітку ґрунту, у порівнянні з серійним знаряддям має більшу в 1,33 продуктивність, забезпечує якість кришення ґрунту в 1,4 рази; грудочок розміром менше двох міліметрів після проходу експериментального лущильника на 5% менше, ніж після проходу серійної бороны; у той же час агрегатів розміром більше 10 мм на 13% більше.

Представники АТОВ
«Харківплемсервіс»
Представник Харківського
національного аграрного університету
ім. В.В. Докучаєва

 В.М. Колісник
 О.М. Черкашин
 К.В. Сєдих

Додаток Н

Акт впровадження результатів дослідження

«Затверджую»
 Ректор Харківського національного
 технічного університету сільського
 господарства імені П. Василенка
 Панка О.В./
 2020 р.

«Затверджую»
 Головний конструктор ТОВ
 «УКБТШ»
 Гриненко О. А./
 2020 р.

АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ
 результатів науково-дослідної роботи

Ми, що нижче підписалися, представник ТОВ «УКБТШ» ведучий інженер-конструктор Смородінов С.М. та представник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка завідувач кафедри сільськогосподарських машин професор Козаченко О.В і представники Харківського національного аграрного університету імені В.В. Докучаєва старший викладач кафедри технічного забезпечення агропромислового виробництва Сєдих К.В., доцент Гусаренко М.П склали цей акт про те, що результати науково-дослідної роботи по підвищенню ефективності застосування дискового ґрунтообробного знаряддя з кріпленням робочих органів на пружних стійках для поверхневого обробітку ґрунту, що виконана на кафедрі технічного забезпечення агропромислового виробництва Харківського НАУ ім. В.В.Докучаєва, впроваджені на ТОВ «УКБТШ».

1. Вид впровадження результатів: результати теоретичних і експериментальних досліджень удосконаленого ґрунтообробного знаряддя з дисковими робочими органами на пружних стійках.

2. Форма впровадження: передача результатів теоретичних і експериментальних досліджень на ТОВ «УКБТШ» для наступного використання при проектуванні і виготовленні ґрунтообробних машин з пружним кріпленням робочих органів.

3. Дослідна виробнича перевірка застосування удосконаленого ґрунтообробного знаряддя показала його ефективність на обробітку ґрунту, що зумовлює підвищення якості та зменшенні енергосміюості процесу.

Представник ТОВ «УКБТШ»:

С.М. Смородінов

Представник ХНТУСГ:

О.В. Козаченко

Представники ХНАУ:

К.В. Сєдих

М.П. Гусаренко

Додаток Н

Перелік опублікованих праць за темою дисертації

Праці, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації:

1. Пащенко В.Ф., Онишко М.І., Дорожко І.М., Сєдих К.В. Визначення якісних показників роботи експериментального дискового луцильника. Механізація с.-г. виробництва: Вісник ХНТУСГ імені Петра Василенка. Вип. 107. Т.1. Х., 2011. С.195-198.
2. Пащенко В.Ф., Харченко С.А., Сєдых К.В. Исследование рабочих органов дискового луцильника. Науковий журнал «Інженерія природокористування» 2015, № 1(3). С.64-72.
3. Сєдых К.В. Оцінка структурного складу ґрунту після обробітку експериментальним дисковим луцильником. Механізація та електрифікація сільського господарства: [загальнодержавний збірник]. 2017. Випуск №6 (105). ННЦ «ІМЕСГ». Глеваха, 2017. С. 44-49.
4. Козаченко О.В., Сєдых К.В. Динамічна модель процесу деформації пружної стійки дискатора. Техніка та енергетика. Київ: НУБіП, № 11(3), 2020. С. 31-39.
5. Козаченко О.В., Сєдых К.В., Волковський О.М. Фізико-математична модель взаємодії диска з ґрунтом. Інженерія природокористування. Харків: ХНТУСГ, №2(16), 2020. С. 69-77.
6. Mogilnay O., Pashenko V., Domashenko V., Siedykh K. Mathematical modeling of operational stability of sowing machines' mechanical systems. Eastern-European Journal of Enterprise technologies. 2018. № 4/1 (94). P.37-47.
7. O. Kozachenko, K. Siedykh Modeling of the process of deformation of the elastic rack of the working bodies of the tillage implement ТЕКА. An International Quarterly Journal on Motorization, Vehicle Operation, Energy Efficiency and Mechanical Engineering. Lublin-Rzeszow. 2020. Vol. 20. No1. 41-50.

Праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

8. Седых К. В. Построение математических моделей процессов поверхностной обработки почвы дисковым луцильником ДЛ-5. Вісник ХНАУ ім. В. В. Докучаєва. Вип. №11 (6), Харків: ХНАУ, 2011. С. 9-15.

9. Гусаренко М.П., Дьяконов С.О., Завадський О.М., Седих К.В. Результати польових випробувань модернізованої дискової борони. Матеріали I Міжнародної науково-практичної конференції конференції «Наукові засади підвищення ефективності сільськогосподарського виробництва». Харків: ХНАУ, 2018. С. 43.

10. Козаченко О.В., Седих К.В. Математичне моделювання стабільності механічної системи дискового знаряддя для обробітку ґрунту. Матеріали міжнародної науково-практичної конференції «Експлуатаційна та сервісна інженерія». Харків: ХНТУСГ, 2020. С. 53-54.

11. Седих К.В., Козаченко О.В. Вплив параметрів дискатора на стійкість руху при обробітку ґрунту. Технології XXI сторіччя: Збірник тез за матеріалами 26-ої міжнародної науково-практичної конференції (7-9 грудня 2020 р.). Ч.1. Суми: СНАУ, 2020. С. 50-51.

12. Седих К.В., Козаченко О.В., Васильченко В.В. Вплив параметрів дискатора з пружними стійками на ефективність функціонування. Матеріали міжнародної науково-практичної конференції «Інноваційні розробки в аграрній сфері» (03-04 грудня 2020 р.). Харків: ХНТУСГ, 2020. С. 55-57.