

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ДЕРЖАВНИЙ БІОТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Кваліфікаційна наукова праця
на правах рукопису

Кусков Микита Андрійович

УДК 631.37+631.3.06-752

ДИСЕРТАЦІЯ
ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ПОСІВНОГО
АГРЕГАТУ ШЛЯХОМ ПОКРАЩЕННЯ ЙОГО ДИНАМІЧНИХ
ПОКАЗНИКІВ

13 – Механічна інженерія
133 – Галузеве машинобудування

Подається на здобуття наукового ступеня доктора філософії

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

 (М. А. Кусков)

науковий керівник доктор технічних наук,
професор **Антощенко Роман Вікторович**

Харків – 2025 р.

АНОТАЦІЯ

Кусков М. А. Підвищення ефективності експлуатації посівного агрегату шляхом покращення його динамічних показників. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

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

Найважливішим завданням сільськогосподарського виробництва є забезпечення подальшого зростання продуктивності праці шляхом збереження високої якості виконання сільськогосподарських робіт. Коливання елементів машинно-тракторних агрегатів (МТА) в процесі роботи призводять до відхилення від прямолінійного поступального руху і залежить від їх механічних параметрів, швидкості руху, форми робочих органів та інших специфічних умов. Відхилення від прямолінійного поступального руху та коливання елементів агрегату призводять до порушення агротехнічних вимог, що пред'являються до обробітку ґрунту та сівби. Одним із найбільш ефективних засобів підвищення точності виконання сільськогосподарських операцій є впровадження систем точного землеробства одночасно з системами автоматичного керування напрямом руху, при використанні яких здійснюється диференційоване внесення добрив, норм висіву, поливу залежно від неоднорідності поля за різними показниками. Залишається недостатньо дослідженим проблема зниження коливань елементів МТА у поздовжньо-горизонтальній площині, що впливають на прямолінійність руху та якість виконання технологічних операцій. Тому дослідження, присвячені підвищенню ефективності експлуатації посівного агрегату шляхом покращення його динамічних показників, є актуальними та перспективними для сільськогосподарського виробництва України.

Дослідження, що складають основу дисертації, проведено відповідно до науково-дослідних робіт Державного біотехнологічного університету:

«Розробка та удосконалення мехатронних машинно-технологічних систем, що відповідають вимогам ергономіки, технічної естетики та охорони праці для механізованого виробництва сільськогосподарської продукції на основі енергозберігаючих та економічно безпечних технологій» (ДР № 0123U101678, 2023-2025 рр.); «Наукове обґрунтування, проектування, оптимізація технічних і технологічних систем та процесів агропромислового виробництва» (ДР № 0123U101122, 2023–2027 рр.); регіональних програм: «Стратегія сталого розвитку Харківської області на 2021–2027 рр.», «Найважливіші проблеми АПК на період до 2023 року». Результати роботи спрямовано на реалізацію Проекту ЄС «Підтримка впровадження сільськогосподарської та продовольчої політики в Україні».

Наукова новизна дослідження. *Вперше* встановлено взаємозв'язок коливань траєкторій елементів посівного МТА у просторі з динамічними та геометричними параметрами агрегату; *вперше* визначено залежності тягово-енергетичних показників посівного МТА в залежності від коливань елементів. *Удосконалено* математичну модель динаміки багатоелементного агрегату, що на відміну від відомих враховує коливальний рух елементів посівного МТА у поздовжньо-горизонтальній площині.

Мета дослідження: підвищення ефективності експлуатації посівного агрегату шляхом зниження коливань елементів агрегату через обґрунтування конструктивних параметрів та режимів роботи.

Для досягнення поставленої мети було передбачено вирішення таких завдань: виконати аналіз джерел коливань елементів машинно-тракторного агрегату та способів їх зниження; теоретично дослідити взаємозв'язок динаміки посівного МТА в залежності від динамічних та геометричних параметрів; провести теоретичний аналіз взаємозв'язаних коливань траєкторій елементів посівного МТА в залежності від динамічних та геометричних параметрів; обґрунтувати структуру та алгоритм функціонування вимірювальної системи динаміки та енергетики посівного МТА; експериментально довести адекватність розробленої математичної моделі динаміки посівного МТА, що

враховує взаємозв'язані коливання елементів агрегату.

Об'єкт дослідження: процес руху посівного МТА, його зв'язок з коливаннями траєкторій руху та параметрами агрегату.

Предмет дослідження: закономірності впливу геометричних параметрів агрегату на коливання елементів та тягово-енергетичні показники.

При проведенні дослідно-конструкторських і науково-дослідних робіт з удосконалення колісних тракторів серії прийняті до впровадження у виробництво на ПАТ «ХТЗ» та Харківською філією Державної наукової установи «Український науково-дослідний інститут прогнозування та випробування техніки і технологій для сільськогосподарського виробництва ім. Леоніда Погорілого»: метод оцінки динаміки посівного машинно-тракторного агрегату у складі трактора класичної компоновки та причіпної сільськогосподарської машини; метод оцінки коливань та вібрацій елементів посівного машинно-тракторного агрегату у складі трактора класичної компоновки та причіпної сівалки. Ефект від впровадження результатів дисертаційного дослідження у ПП Агро-Глянь та ПСП «Лілія» полягає у підвищенні ефективності використання посівних машинно-тракторних агрегатів, обґрунтуванні оптимальних режимів агрегування та експлуатації, складу машинно-тракторного парку, що приводить до покращення умов праці, структури управління. Зниження коливань елементів машинно-тракторних агрегатів у поздовжньо-горизонтальній площині привело до покращення тягових показників на 10-15% та зниження питомої витрати палива на 10-12%.

Проведеним узагальненням відомих досліджень встановлено, що залишається не вирішеною задача підвищення ефективності функціонування посівного агрегату за рахунок покращення динамічних властивостей та зниження коливань елементів у поздовжньо-горизонтальній площині. Підвищення швидкості руху МТА призводить до зниження якості сівби, до порушення агротехнічних вимог.

Вирішено науково-прикладну задачу, спрямовану на підвищення

ефективності експлуатації посівного МТА та покращення динамічних властивостей трактору шляхом зниження коливань елементів агрегату через обґрунтування конструктивних параметрів та режимів роботи. За допомогою розробленої математичної моделі плоско-паралельного руху посівного МТА обґрунтовано взаємозв'язок динаміки, коливань елементів агрегату у поздовжньо-поперечній площині з конструктивними параметрами та режимами роботи. Обґрунтування параметрів посівного МТА дозволили підвищити швидкість на 2 км/год та збільшити продуктивність агрегату на 0,4 га/год, а розмах відхилень траєкторій елементів агрегату знизити на 0,05 м.

Теоретично досліджено вплив параметрів посівного МТА на динамічні показники. Встановлено, що траєкторії руху центрів мас трактора та сівалки в залежності від довжини механізму зчипки сівалки. Розраховано спектральні щільності траєкторій руху центрів мас трактора та сівалки. Траєкторії руху елементів агрегату являють собою гармонійні коливання з періодом 20 м та розмахом 0,15 м. При збільшенні довжини механізму зчипки сівалки розмах амплітуди зменшується до 0,11 м, період залишається незмінним для обох елементів агрегату, а коливання траєкторій центрів мас трактора та сівалки знаходяться в протифазі. Збільшення довжини механізму причіпу сівалки дозволяє знизити амплітуди коливання траєкторій центру мас на 0,05 м, що позитивно впливає на прямолінійність рядків посіву.

Встановлено, що траєкторії руху елементів МТА являються коливаннями із сумами гармонік, параметри яких визначаються псевдовипадковим чином. Встановлено, що утворення зайвих гармонік в траєкторіях елементів МТА пов'язана з вібрацією працюючого двигуна, пробуксовкою ведучих коліс, особливостями мікрорельєфу поля і слабкою віброізоляцією сівалки від трактора.

За результатами експлуатаційно-технологічних досліджень МТА у складі трактора Б-1025.2 та сівалки Vega-8 W Profi встановлено, що зниження коливань елементів машинно-тракторних агрегатів у поздовжньо-горизонтальній площині

приводить до збільшення продуктивності на 15 % до 5,2 га/год та зниження погектарної витрати палива на 0,2 кг/га (18 %) до 2,4 кг/га.

Перевірка адекватності математичної моделі динаміки посівного МТА виконано порівнянням траєкторій руху та кутів повороту елементів агрегату. Розбіжність між результатами, що отримані теоретично та експериментально, складає 6 %.

Розроблені заходи покращення динамічних показників посівного МТА на сівбі дозволити отримати економічний ефект у розмірі 49 тис. грн з терміном окупності додаткових капіталовкладень 0,05 р. Метод оцінки динаміки та коливань елементів посівного машинно-тракторного агрегату впроваджено у діяльність Харківської філії Державної наукової установи «Український науково-дослідний інститут прогнозування та випробування техніки і технологій для сільськогосподарського виробництва ім. Леоніда Погорілого». Результати дослідження впроваджено на ПАТ «ХТЗ» з економічним ефектом 455 тис. грн, ТОВ «Торговий дім «ХТЗ»» з економічним ефектом 301 тис. грн. Результати роботи прийнято до використання у ПП «Агро-Глянь» та приватне сільськогосподарське підприємство «Лілія» і впроваджено у навчальний процес Державного біотехнологічного університету.

Ключові слова: трактор, сівалка, посівний машинно-тракторний агрегат, динаміка, коливання, траєкторії руху, прискорення, кутові швидкості, тягово-енергетичні показники, вимірювальна система, експериментальні дослідження, економічна ефективність.

Список публікацій, в яких опубліковано основні наукові результати дисертації:

1. Антощенко Р. В., Кусков М. А. До дослідження плоско-паралельного руху посівного машинно-тракторного агрегату. *Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів*, 2024. № 25. С. 291–305. <https://doi.org/10.37700/ts.2024.25.291-305>.

2. Кусков М. А. Експериментальні дослідження посівного машинно-тракторного агрегату у складі трактора та сівалки Vega-8 W Profi. *Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів*, 2025. № 26. С. 222–234. <https://doi.org/10.64165/ts.2025.26.222-234>.

3. Череватенко Г. І., Кусков М. А. Розрахунок економічної ефективності посівного та орного машинно-тракторних агрегатів. *Український журнал прикладної економіки та техніки*, 2025. Том 10. № 1. С. 395 – 398. <https://doi.org/10.36887/2415-8453-2025-1-68>.

4. Антощенко Р. В., Череватенко Г. І., Задорожний В. П., Світличний О. В., Кусков М. А. Дослідження динаміки повнопривідної тягово-транспортної машини. *Український журнал прикладної економіки та техніки*, 2023. Т. 7. № 3. С. 125–135. <https://doi.org/10.36887/2415-8453-2023-3-51>.

5. Калінін Є. І., Кусков М. А., Бельорін-Еррера О. М. Особливості повороту шарнірно-зчленованого трактора. *Сучасні інформаційні системи*, 2022. № 6(1). С. 30–33. <https://doi.org/10.26906/SUNZ.2022.1.021>.

Праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

6. Кусков М. А. Коливання траєкторій тракторів та сільськогосподарських машин. *XXI-й Міжнародний форум молоді «Молодь і індустрія 4.0 в XXI столітті»*. Збірка матеріалів форуму. Харків: ДБТУ, 2025. С. 233-234.

7. Кусков М. А., Бачура І. А., Ветренко А. Д. Підвищення ефективності експлуатації машинно-тракторного агрегату покращенням динаміки причіпної машини. *Матеріали науково-практичної конференції «Технічний прогрес в АПВ»*, 2024. С. 218 – 220.

8. Бойко Р. В., Кусков М. А., Антощенко Р. В. Розробка та оцінка системи напівактивної підвіски для тракторів. *Молодь і технічний прогрес в АПВ : матеріали Міжнар. наук.-практ. конф., Держ. біотехнол. ун-т, 23-24 листопада 2023 р. Харків, 2023*. С. 321–322.

Праці, які додатково відображають наукові результати дисертації:

9. Задорожний В. П., Кусков М. А., Антощенко Р. В. Розробка системи автоматичної керування трансмісією трактора. *Матеріали науково-практичної конференції «Молодь та технічний прогрес в АПВ»*, 2023. С. 340–343.

10. Калінін Є. І., Петров Р. М., Кусков М. А. Аналітичний огляд досліджень у галузі діагностування машин та їх систем в експлуатації. *Крамаровські читання : тези доп. IX Міжнар. наук.-техн. конф. з нагоди 115 річниці від дня народж. д-ра техн. наук, проф., чл.-кор. ВАСГНІЛ, віце-президента УАСГН Крамарова В. С. (1906-1987 рр.), 24-25 лют. 2022 р. Київ : НУБіП України, 2022. С. 388–390.*

ABSTRACT

Mykyta Kuskov. Increasing the efficiency of the sowing unit operation by improving its dynamic indicators. – Qualification scientific work as a manuscript.

Dissertation for the degree of Doctor of Philosophy in the specialty 133 Industrial Engineering – State Biotechnological University, Kharkiv, 2025.

The most important task of agricultural production is to ensure further growth of labor productivity by maintaining the high quality of agricultural work. Vibrations of the elements of machine-tractor units (MTA) during operation lead to a deviation from the rectilinear translational movement and depend on their mechanical parameters, speed, shape of working bodies and other specific conditions. Deviations from the rectilinear translational movement and oscillations of the elements of the unit lead to a violation of agrotechnical requirements for tillage and sowing. One of the most effective means of improving the accuracy of agricultural operations is the introduction of precision farming systems simultaneously with automatic control systems for the direction of movement, when using which differentiated application of fertilizers, seeding rates, irrigation rates is carried out depending on the heterogeneity of the field according to various indicators. The problem of reducing the oscillations of MTA elements in the longitudinal-horizontal plane, which affect the straightness of movement and the quality of technological operations, remains insufficiently studied. Therefore, studies devoted to increasing the efficiency of the operation of the sowing unit by improving its dynamic indicators are relevant and promising for agricultural production in Ukraine.

The research that forms the basis of the dissertation was carried out in accordance with the research works of the State Biotechnological University: "Development and improvement of mechatronic machine-technological systems that meet the requirements of ergonomics, technical aesthetics and labor protection for mechanized production of agricultural products based on energy-saving and economically safe technologies" (DR No. 0123U101678, 2023-2025); "Scientific substantiation, design, optimization of technical and technological systems and processes of agro-industrial

production" (DR No. 0123U101122, 2023–2027); regional programs: "Strategy for Sustainable Development of Kharkiv Region for 2021-2027", "The Most Important Problems of the Agro-Industrial Complex for the Period up to 2023". The results of the work are aimed at the implementation of the EU Project "Support to the Implementation of Agricultural and Food Policy in Ukraine".

Scientific novelty of the study. For the first time, the relationship between the oscillations of the trajectories of the elements of the sowing MTA in space with the dynamic and geometric parameters of the unit was established; for the first time, the dependencies of the traction and energy indicators of the sowing MTA depending on the oscillations of the elements were determined. The mathematical model of the dynamics of the multi-element aggregate has been improved, which, unlike the known ones, takes into account the oscillatory movement of the elements of the sowing MTA in the longitudinal-horizontal plane.

The purpose of the study: to increase the efficiency of the operation of the sowing unit by reducing the vibrations of the elements of the unit through the justification of design parameters and operating modes.

To achieve this goal, it was envisaged to solve the following tasks: to analyze the sources of vibrations of the elements of the machine-tractor unit and ways to reduce them; to theoretically investigate the relationship between the dynamics of sowing MTA depending on dynamic and geometric parameters; to conduct a theoretical analysis of interrelated fluctuations in the trajectories of the elements of the sowing MTA depending on dynamic and geometric parameters; to substantiate the structure and algorithm of the functioning of the measuring system for the dynamics and energy of the sowing MTA; experimentally prove the adequacy of the developed mathematical model of the dynamics of the sowing MTA, which takes into account the interrelated oscillations of the elements of the unit.

Object of research: the process of movement of the sowing MTA, its connection with fluctuations in trajectories and parameters of the unit.

Subject of research: regularities of influence of geometric parameters of the unit on the vibrations of elements and traction and energy indicators.

When carrying out research and development work on the improvement of wheeled tractors, the series was accepted for implementation into production at PJSC "KhTZ" and the Kharkiv branch of the State Scientific Institution "Ukrainian Research Institute of Forecasting and Testing of Machinery and Technologies for Agricultural Production. Leonid Pogorily": a method for assessing the dynamics of a sowing machine-tractor unit consisting of a tractor of a classic layout and a trailed agricultural machine; a method for assessing vibrations and vibrations of elements of a sowing machine-tractor unit as part of a tractor of a classic layout and a trailed seeder. The effect of the implementation of the results of the dissertation research in PE Agro-Glyan and PSP "Lilia" is to increase the efficiency of the use of sowing machine and tractor units, to substantiate the optimal modes of aggregation and operation, the composition of the machine and tractor fleet, which leads to the improvement of working conditions, management structure. A decrease in the oscillation of the elements of machine-tractor units in the longitudinal-horizontal plane led to an improvement in traction indicators by 10-15% and a decrease in specific fuel consumption by 10-12%.

A generalization of well-known studies has established that the problem of increasing the efficiency of the sowing unit by improving the dynamic properties and reducing the vibrations of elements in the longitudinal-horizontal plane remains unsolved. An increase in the speed of movement of MTA leads to a decrease in the quality of sowing, to a violation of agrotechnical requirements.

A scientific and applied problem aimed at increasing the efficiency of the operation of the sowing MTA and improving the dynamic properties of the tractor by reducing the oscillations of the unit elements through the substantiation of design parameters and operating modes has been solved. With the help of the developed mathematical model of the plane-parallel movement of the sowing MTA, the relationship of dynamics, oscillations of the elements of the unit in the longitudinal-transverse plane with design parameters and operating modes. The justification of the parameters of the sowing MTA made it possible to increase the speed by 2 km/h

and increase the productivity of the unit by 0.4 ha/h, and reduce the range of deviations of the trajectories of the unit elements by 0.05 m.

Theoretically, the influence of the parameters of the sowing MTA on dynamic indicators has been studied. It has been established that the trajectories of the centers of mass of the tractor and the seeder depend on the length of the seeder hitch mechanism. The spectral densities of the trajectories of the centers of mass of the tractor and seeder are calculated. The trajectories of movement of the elements of the unit are harmonious oscillations with a period of 20 m and a span of 0.15 m. Increasing the length of the seeder trailer mechanism allows you to reduce the amplitudes of oscillation of the center of mass trajectories by 0.05 m, which has a positive effect on the straightness of the seeding rows.

It has been established that the trajectories of the MTA elements are oscillations with the sums of harmonics, the parameters of which are determined pseudorandomly. It has been established that the formation of extra harmonics in the trajectories of the MTA elements is associated with the vibration of the running engine, the slippage of the drive wheels, the peculiarities of the microrelief of the field and the weak vibration isolation of the seeder from the tractor.

According to the results of operational and technological studies of MTA as part of the Belarus-1025.2 tractor and the Vega-8 W Profi seeder, it was found that a decrease in vibrations of the elements of machine-tractor units in the longitudinal-horizontal plane leads to an increase in productivity by 15% to 5.2 ha/h and a decrease in per-hectare fuel consumption by 0.2 kg/ha (18%) to 2.4 kg/ha.

The adequacy of the mathematical model of the dynamics of the sowing MTA was checked by comparing the trajectories of movement and the angles of rotation of the elements of the unit. The discrepancy between the results obtained theoretically and experimentally is 6%.

Measures have been developed to improve the dynamic indicators of sowing MTA at sowing to obtain an economic effect in the amount of 49 thousand tons. The method of assessing the dynamics and oscillations of the elements of the sowing

machine-tractor unit was introduced into the activities of the Kharkiv branch of the State Scientific Institution "Ukrainian Research Institute of Forecasting and Testing of Machinery and Technologies for Agricultural Production. Leonid Pogorilyi". The results of the study were implemented at PJSC "KhTZ" with an economic effect of 455 thousand UAH. UAH, LLC "Trading House "KhTZ" with an economic effect of 301 thousand UAH. UAH. The results of the work were accepted for use in the PE "Agro-Glyan" and the private agricultural enterprise "Lilia" and introduced into the educational process of the State Biotechnological University.

Keywords: tractor, seeder, sowing machine-tractor unit, dynamics, oscillations, trajectories, acceleration, angular velocities, traction and energy indicators, measuring system, experimental research, economic efficiency.

List of publications in which the main scientific results of the dissertation are published:

1. Antoshchenkov R. V., Kuskov M. A. To the study of the plane-parallel movement of the sowing machine-tractor unit. *Technical Service of Agro-Industrial, Forestry and Transport Complexes*, 2024. No. 25. P. 291–305. <https://doi.org/10.37700/ts.2024.25.291-305>.
2. Kuskov M. A. Experimental studies of the sowing machine-tractor unit as part of the tractor and seeder Vega-8 W Profi. *Technical Service of Agro-Industrial, Forestry and Transport Complexes*, 2025. No. 26. P. 222–234. <https://doi.org/10.64165/ts.2025.26.222-234>.
3. Cherevatenko G. I., Kuskov M. A. Calculation of economic efficiency of sowing and arable machine-tractor units. *Ukrainian Journal of Applied Economics and Technology*, 2025. Volume 10. No 1. P. 395 – 398. <https://doi.org/10.36887/2415-8453-2025-1-68>.
4. Antoshchenkov R. V., Cherevatenko G. I., Zadorozhnyi V. P., Svitlychnyi O. V., Kuskov M. A. Study of the dynamics of the all-wheel drive traction and transport machine. *Ukrainian Journal of Applied Economics and Technology*, 2023. Vol. 7. No. 3. P. 125–135. <https://doi.org/10.36887/2415-8453-2023-3-51>.

5. Kalinin E. I., Kuskov M. A., Bellorin-Herrera O. M. Features of the rotation of an articulated tractor. *Modern Information Systems*, 2022. No. 6(1). pp. 30–33. <https://doi.org/10.26906/SUNZ.2022.1.021>.

Works that certify the approbation of dissertation materials:

6. Kuskov M. A. Oscillation of trajectories of tractors and agricultural machines. *XXI International Youth Forum "Youth and Industry 4.0 in the XXI Century". Collection of forum materials*. Kharkiv: DBTU, 2025. Pp. 233-234.

7. Kuskov M. A., Bachura I. A., Vetrenko A. D. Increasing the efficiency of the operation of the machine-tractor unit by improving the dynamics of the trailed machine. *Proceedings of the Scientific and Practical Conference "Technical Progress in APV"*, 2024. pp. 218 – 220.

8. Boyko R. V., Kuskov M. A., Antoshchenkov R. V. Development and evaluation of the semi-active suspension system for tractors. *Youth and technical progress in APV: materials of the International Scientific and Practical Conference, State Biotechnology University, November 23-24, 2023, Kharkiv, 2023*. pp. 321–322.

Works that additionally reflect the scientific results of the dissertation:

9. Zadorozhnyi V. P., Kuskov M. A., Antoshchenkov R. V. Development of the system of automatic control of the tractor transmission. *Proceedings of the Scientific and Practical Conference "Youth and Technical Progress in APV"*, 2023. pp. 340–343.

10. Kalinin E. I., Petrov R. M., Kuskov M. A. Analytical Review of Research in the Field of Diagnostics of Machines and Their Systems in Operation. *Kramarovskie Readings: Theses of the Supplementary IX International Scientific and Technical Conf. on the occasion of the 115th anniversary of the birth of Dr. Doctor of Technical Sciences, Prof., Corresponding Member of the All-Russian Academy of Agricultural Sciences, Vice-President of the Ukrainian Academy of Civil Sciences Kramarov V. S. (1906-1987), February 24-25, 2022. Kyiv: NUBiP of Ukraine, 2022. P. 388–390.*

ЗМІСТ

ЗМІСТ	15
ВСТУП	18
РОЗДІЛ 1 СТАН ПРОБЛЕМИ ДОСЛІДЖЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ФУНКЦІОНУВАННЯ ПОСІВНОГО МАШИННО-ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТУ.....	23
1.1 Забезпечення стійкості руху та якості сівби	25
1.2 Аналіз досліджень динаміки машин та агрегатів	32
1.3 Способи підвищення точності руху сільськогосподарських знарядь та робочих органів	38
1.4 Аналіз впливу вібрацій робочих органів сільськогосподарських машин на якість виконання сільськогосподарських операцій	44
1.5 Висновки по розділу	48
РОЗДІЛ 2 ПОКРАЩЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ПОСІВНОГО МАШИННО-ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТУ	51
2.1 Метод оцінки динаміки посівного машинно-тракторного агрегату	51
2.2 Вплив конструкційних параметрів та режимів роботи на динаміку посівного машинно-тракторного агрегату	65
2.3 Забезпечення прямолінійності руху елементів посівного машинно- тракторного агрегату	71
2.4 Система керування напрямом руху посівного машинно-тракторного агрегату	81
2.5 Підвищення точності визначення траєкторій руху елементів посівного машинно-тракторного агрегату	95
2.6 Висновки по розділу	104
РОЗДІЛ 3 ПРОГРАМА ТА МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ПОСІВНОГО МАШИННО- ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТУ.....	107

3.1 Мета, предмет, об'єкт та задачі лабораторно-польових досліджень машинно-тракторного агрегату	107
3.2 Опис вимірювальної системи динаміки та енергетики мобільних машин	109
3.3 Розташування датчиків вимірювальної системи на машинно-тракторному агрегаті під час експериментальних досліджень	112
3.4 Методика проведення експериментальних досліджень.....	115
3.5 Висновки по розділу	119
РОЗДІЛ 4 РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ПОСІВНОГО МАШИННО-ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТУ.....	121
4.1 Умови проведення експериментальних досліджень	121
4.2 Експериментальні дослідження коливань елементів посівного машинно-тракторного агрегату	123
4.3 Адекватність математичної моделі динаміки посівного машинно-тракторного агрегату	128
4.4 Техніко-експлуатаційні показники посівного машинно-тракторного агрегату	131
4.5 Висновки по розділу	132
РОЗДІЛ 5 ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДИСЕРТАЦІЙНОЇ РОБОТИ.....	135
5.1 Метод оцінки економічної ефективності розроблених методів покращення динаміки машинно-тракторного агрегату	135
5.2 Результати оцінки економічної ефективності.....	137
ВИСНОВКИ.....	139
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	142
ДОДАТКИ.....	161
Додаток А Технічні та масо-геометричні характеристики трактору Б-1025.2.....	162
Додаток Б Технічні та масо-геометричні характеристики сівалки Vega-8	

W Profi..... 165

Додаток В Результати теоретичних досліджень динаміки посівного
машинно-тракторного агрегату в залежності від конструктивних
параметрів та режимів роботи 168

Додаток Д Акти впровадження результатів дослідження 177

ВСТУП

Актуальність теми. Найважливішим завданням сільськогосподарського виробництва є забезпечення подальшого зростання продуктивності праці шляхом збереження високої якості виконання сільськогосподарських робіт. Коливання елементів машинно-тракторних агрегатів (МТА) в процесі роботи призводять до відхилення від прямолінійного поступального руху і залежить від їх механічних параметрів, швидкості руху, форми робочих органів та інших специфічних умов. Відхилення від прямолінійного поступального руху та коливання елементів агрегату призводять до порушення агротехнічних вимог, що пред'являються до обробітку ґрунту та сівби. Одним із найбільш ефективних засобів підвищення точності виконання сільськогосподарських операцій є впровадження систем точного землеробства одночасно з системами автоматичного керування напрямом руху, при використанні яких здійснюється диференційоване внесення добрив, норм висіву, поливу залежно від неоднорідності поля за різними показниками. Залишається недостатньо дослідженим проблема зниження коливань елементів МТА у поздовжньо-горизонтальній площині, що впливають на прямолінійність руху та якість виконання технологічних операцій.

Тому дослідження, присвячені підвищенню ефективності експлуатації посівного агрегату шляхом покращення його динамічних показників, є актуальними та перспективними для сільськогосподарського виробництва України.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дослідження, що складають основу дисертації, проведено відповідно до науково-дослідних робіт Державного біотехнологічного університету: «Розробка та удосконалення мехатронних машино-технологічних систем, що відповідають вимогам ергономіки, технічної естетики та охорони праці для

механізованого виробництва сільськогосподарської продукції на основі енергозберігаючих та економічно безпечних технологій» (ДР № 0123U101678, 2023-2025 рр.); «Наукове обґрунтування, проектування, оптимізація технічних і технологічних систем та процесів агропромислового виробництва» (ДР № 0123U101122, 2023–2027 рр.); регіональних програм: «Стратегія сталого розвитку Харківської області на 2021–2027 рр.», «Найважливіші проблеми АПК на період до 2023 року». Результати роботи спрямовано на реалізацію Проекту ЄС «Підтримка впровадження сільськогосподарської та продовольчої політики в Україні».

Мета дослідження: підвищення ефективності експлуатації посівного агрегату шляхом зниження коливань елементів агрегату через обґрунтування конструктивних параметрів та режимів роботи.

Задачі дослідження:

- виконати аналіз джерел коливань елементів машинно-тракторного агрегату та способів їх зниження;
- теоретично дослідити взаємозв'язок динаміки посівного МТА в залежності від динамічних та геометричних параметрів;
- провести теоретичний аналіз взаємозв'язаних коливань траєкторій елементів посівного МТА в залежності від динамічних та геометричних параметрів;
- обґрунтувати структуру та алгоритм функціонування вимірювальної системи динаміки та енергетики посівного МТА;
- експериментально довести адекватність розробленої математичної моделі динаміки посівного МТА, що враховує взаємозв'язані коливання елементів агрегату.

Об'єкт дослідження: процес руху посівного МТА, його зв'язок з коливаннями траєкторій руху та параметрами агрегату.

Предмет дослідження: закономірності впливу геометричних параметрів агрегату на коливання елементів та тягово-енергетичні показники.

Методи дослідження: в роботі використано методи класичної механіки,

аналізу та синтезу, математичного моделювання, математичної статистики, розв'язку систем нелінійних диференціальних рівнянь. Для розв'язання математичної моделі динаміки МТА застосовано чисельні методи. Експериментальні дослідження проведено з застосуванням фізичного моделювання та випробувань, які виконані в господарствах та лабораторних умовах. Математичне моделювання, теоретичні дослідження та обробка результатів дослідження виконані з використанням програмного забезпечення MatLab, Microsoft Office та DASys PC Suite.

Наукова новизна одержаних результатів.

Вперше:

- встановлено взаємозв'язок коливань траєкторій елементів посівного МТА у просторі з динамічними та геометричними параметрами агрегату;
- визначено залежності тягово-енергетичних показників посівного МТА в залежності від коливань елементів.

Удосконалено:

- математичну модель динаміки багатоелементного агрегату, що на відміну від відомих враховує коливальний рух елементів посівного МТА у поздовжньо-горизонтальній площині.

Практичне значення одержаних результатів.

При проведенні дослідно-конструкторських і науково-дослідних робіт з удосконалення колісних тракторів серії прийняті до впровадження у виробництво на ПАТ «ХТЗ» та Харківською філією Державної наукової установи «Український науково-дослідний інститут прогнозування та випробування техніки і технологій для сільськогосподарського виробництва ім. Леоніда Погорілого»: метод оцінки динаміки посівного машинно-тракторного агрегату у складі трактора класичної компоновки та причіпної сільськогосподарської машини; метод оцінки коливань та вібрацій елементів посівного машинно-тракторного агрегату у складі трактора класичної компоновки та причіпної сівалки.

Ефект від впровадження результатів дисертаційного дослідження у ПП Агро-Глянь та ПСП «Лілія» полягає у підвищенні ефективності використання посівних машинно-тракторних агрегатів, обґрунтуванні оптимальних режимів агрегування та експлуатації, складу машинно-тракторного парку, що приводить до покращення умов праці, структури управління. Зниження коливань елементів машинно-тракторних агрегатів у поздовжньо-горизонтальній площині привело до покращення тягових показників на 10-15% та зниження питомої витрати палива на 10-12%.

Особистий внесок здобувача. Дисертаційна робота є завершеною, самостійною кваліфікаційною науковою працею, в якій вирішено науково-прикладну задачу підвищення ефективності експлуатації посівного агрегату шляхом покращення його динамічних показників та надано практичні рекомендації щодо удосконалення конструкції та режим експлуатації посівного МТА. Наведені в дисертаційній роботі наукові положення, висновки та пропозиції належать особисто автору та являються його науковим доробком. Основні положення і висновки дисертаційної роботи розроблено автором самостійно. В наукових працях, які опубліковані у співавторстві, у дисертаційній роботі використано лише ті положення, які є результатом самостійної роботи автора. Наукові результати являються внеском у розвиток динаміки та енергетичної ефективності функціонування машинно-тракторних агрегатів.

Апробація результатів дисертації. Основні результати дисертації доповідалися, обговорювалися і отримали позитивні оцінки на міжнародно-практичних та науково-технічних конференціях: IX Міжнародна науково-технічна конференція з нагоди 115 річниці від дня народження д-ра техн. наук, проф., чл.-кор. ВАСГНІЛ, віце-президента УАСГН Крамарова В. С. (1906-1987 рр.), 24-25 лютого 2022 р., м. Київ, НУБІП; Міжнародна науково-практична конференція Молодь і технічний прогрес в АПВ, 2022–2024 рр., м. Харків, ДБТУ; Міжнародна науково-практична конференція «Технічний

прогрес в АПВ», 2022–2025 рр., м. Харків, ДБТУ; XX-й Міжнародний форум молоді «Молодь і індустрія 4.0 в XXI столітті», 2024 р., м. Харків, ДБТУ; XXI-й Міжнародний форум молоді «Молодь і індустрія 4.0 в XXI столітті», 2025 р., м. Харків, ДБТУ; Current trends in scientific research development. Proceedings of the 9th International scientific and practical conference, april 10-12, 2025, Boston, USA.

В повному обсязі дисертаційна робота обговорювалась та схвалена на розширеному засіданні кафедри мехатроніки, безпеки життєдіяльності та управління якістю Державного біотехнологічного університету (Харків, 29 травня 2025 р.).

Публікації. Основні результати дисертаційної роботи опубліковано в 10 наукових працях, у тому числі: 5 статей у спеціалізованих наукових виданнях та 5 тез у збірниках доповідей наукових конференцій.

Структура і обсяг роботи. Дисертація складається зі вступу, 5 розділів, висновків, списку використаних джерел та додатків. Повний обсяг дисертації складає 183 сторінки, у тому числі 4 додатки на 22 сторінках. Обсяг основного тексту дисертації становить 123 сторінки, 50 рисунків та 5 таблиць. Список використаних джерел нараховує 149 найменувань на 19 сторінках.

РОЗДІЛ 1

СТАН ПРОБЛЕМИ ДОСЛІДЖЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ФУНКЦІОНУВАННЯ ПОСІВНОГО МАШИННО-ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТУ

Ефективність функціонування посівних машинно-тракторних агрегатів є важливою складовою сучасного сільськогосподарського виробництва, оскільки впливає на продуктивність, економічність та сталість аграрних процесів [11–14]. Проблематика досліджень у цій галузі охоплює широкий спектр аспектів, починаючи від оптимізації структури агрегатів і закінчуючи розробкою та впровадженням цифрових рішень для підвищення їхньої ефективності [7, 13, 14].

Одним із ключових напрямів є дослідження оптимального складу МТА для виконання конкретних технологічних операцій. Це передбачає аналіз взаємодії трактора з сільськогосподарськими знаряддями, врахування тягових характеристик, енергоефективності та забезпечення стабільності руху [15]. Оптимізація структури МТА дозволяє підвищити продуктивність, зменшити витрати палива та знос обладнання [16].

Важливим аспектом є визначення умов для забезпечення максимальної тягової ефективності трактора в складі ґрунтообробного агрегату [15]. Дослідження спрямовані на аналіз взаємодії трактора з опорною поверхнею та кореляції між масою трактора і знаряддям.

Застосування ґрунтообробних знарядь з активними робочими органами дозволяє знизити тяговий опір та зменшити необхідну масу трактора, що сприяє підвищенню енергоефективності обробки ґрунту [17].

Сучасні МТА все частіше оснащуються електронними цифровими системами, що використовуються в системах точного землеробства з електронними картами полів, диференційованим внесенням добрив та засобів захисту рослин. Розробка автоматизованих систем керування та моніторингу

виконання технологічних процесів дозволяє підвищити ефективність використання МТА [8, 18]. Застосування систем автоматичного керування на основі нечіткої логіки (Fuzzy Control) є важливим для досягнення автоматичної навігації та безпілотного керування сільськогосподарською технікою [19].

Використання енергоємних тракторів може призводити до ущільнення ґрунту, зниження продуктивності та якості продукції. Тому, важливим є аналіз параметрів важких тракторів та їх впливу на стан ґрунту. Дослідження впливу різних рівнів ущільнення ґрунту, створюваних шасі трактора, є важливим для оцінки потенційної продуктивності ґрунту. Вибір оптимальних систем обробітку ґрунту, враховуючи вологість ґрунту, є важливим для забезпечення високої польової ефективності та зниження витрати палива [9, 20].

Використання альтернативних видів палива є перспективним напрямком для підвищення енергоефективності та зменшення впливу на навколишнє середовище. Розробка моделей ефективності функціонування сільськогосподарських тракторів при роботі на альтернативних видах палива є актуальною задачею [21, 22].

Електричні трактори з комбінованим керуванням тягою та баластом дозволяє забезпечити високоефективну роботу з урахуванням агрономічних вимог [23].

Дослідження тракторів на паливних елементах є новим напрямком у розвитку сучасної сільськогосподарської техніки, що дозволяє знизити викиди та підвищити енергоефективність [24].

Точність висіву є важливим фактором для забезпечення рівномірності сходів та підвищення врожайності. Розробка та вдосконалення систем точного висіву, зокрема для таких культур, як ріпак, є важливим напрямком досліджень. Використання пневматичних сівалок з електричним приводом та алгоритмами керування на основі нечіткої логіки дозволяє підвищити якість висіву та зменшити пошкодження насіння. Експериментальне визначення

параметрів адаптованої опори силового агрегату МТА дозволяє знизити негативний вплив вібрації на процес сівби [25].

Дослідження ефективності функціонування посівних МТА охоплює широкий спектр питань, пов'язаних з оптимізацією структури агрегатів, використанням цифрових рішень, впливом на ґрунт, використанням альтернативних видів палива та забезпеченням точності висіву. Вирішення цих проблем сприяє підвищенню продуктивності, економічності та екологічності сільськогосподарського виробництва.

1.1 Забезпечення стійкості руху та якості сівби

Вирощування сільськогосподарських культур включає сукупність взаємозалежних технологічних операцій, які виконуються у певний час і в заданій послідовності. До основних видів сільськогосподарських робіт відносяться: оранка, посів, боронування, лушення, дискування, культивування, коткування, внесення добрив та ін. Кожен вид роботи обумовлюється певними агротехнічними вимогами до якості виконання польових робіт для конкретних сільськогосподарських культур [26]. Агротехнічні вимоги – це технологічний норматив та його допустимі відхилення, що забезпечує максимальну ефективність виконуваного прийому та створює оптимальні умови для проведення наступних механізованих робіт. Мета вимог – досягнення показників, що забезпечують оптимальні умови росту та розвитку рослин або отримання продукції заданої якості за найменших витрат. Вимоги містять перевірені багаторічною практикою показники, що забезпечують необхідну якість робіт. Агротехнічні вимоги містять допустимі норми та допуски за різними показниками для роботи (спосіб і швидкість руху МТА, глибина обробки ґрунту, допустимі перекриття, огріхи та необроблені смуги та ін.). Крім того, агротехнічні вимоги залежать від конкретного агрегату, що використовується для вирощування культури.

До механізованого посіву сільськогосподарських культур

пред'являються наступні вимоги. Насіння повинні бути рівномірно розподілені по поверхні поля. Відхилення фактичної норми висіву від зазначеної допускається $\pm$ не більше 3%, а для мінеральних добрив - не більше $\pm$ 10%. Нерівномірність сівби на грядках, тобто роздільними висівними апаратами, не повинна перевищувати 6% для зернових, 10% для зернобобових культур і 20% для трав. Сівалки та інші робочі інструменти не повинні пошкоджувати більше 0,2% насіння зерна і більше 0,7% насіння зернобобових культур. Відхилення глибини розміщення окремих насінин від середніх має становити не більше $\pm$ 15%, що при глибині посіву 3 – 4 см становить $\pm$ 0,5 см, 4 – 5 см – $\pm$ 0,7 см, а на глибині 6 – 8 см $\pm$ – 1 см. Ширина міжрядь швів не повинна відхилятися від ширини основного ряду більш ніж на $\pm$ 5 см. Поворотні смуги висівають відразу після закінчення посіву. Вести посівний агрегат краще з півночі на південь, дотримуючись прямолінійності рядів.

Зернові сівалки повинні висівати насіння зернових, зернобобових, круп'яних та інших культур, насіння яких близьке за розмірами до зернових із заданими нормами висіву. Висівні апарати агрегатів мають забезпечувати норму висіву пшениці у межах 60 – 260 кг/га, вівса – 100 – 275 кг/га, ячменю – 90 – 350 кг/га, гороху – 8 – 400 кг/га, гречки – 20 – 75 і проса – 15 – 30 кг/га. Відхилення фактичної норми від заданої не повинно перевищувати $\pm$ 3%.

Показники якості: висівні апарати сівалок повинні висівати насіння рівномірно і стабільно. Середня нерівномірність сівби між окремими апаратами не повинна перевищувати 6% для зернових культур, 10% – для зернобобових і 20% – для трав. Насіння при цьому не повинно пошкоджуватись висівними апаратами. Пошкодження насіння зернових культур можливе до 0,2%, а зернобобових – до 0,7%.

Туковисівні апарати зернових сівалок повинні забезпечувати задану норму висіву мінеральних добрив. Можливе відхилення не більше $\pm$ 10%. Нерівномірність висіву добрив між туковисівними апаратами не повинна перевищувати $\pm$ 10%.

Сошники сівалок мають утворювати ущільнене дно борозни, забезпечувати подачу насіння на нього і присипати посівний матеріал вологим шаром ґрунту. Відхилення глибини заробки від заданої норми не повинне перевищувати $\pm 15\%$. За глибини сівби 3 – 4 см це становить $\pm 0,5$ см, у разі 4 – 5 см – $\pm 0,7$, а при 6 – 8 см – ± 1 см. Сівалки повинні забезпечувати задану ширину міжрядь із можливим відхиленням від неї ± 1 см.

Останнім часом в сфері АПК дедалі частіше звучить термін «Точне землеробство» (Precision agriculture). Точне землеробство – це комплексна високотехнологічна система сільськогосподарського менеджменту, що включає технології глобального позиціонування (GPS), географічні інформаційні системи (GIS), технології оцінки врожайності (Yield Monitor Technologies), змінного нормування (Variable Rate Technology), дистанційного зондування землі (ДЗЗ) і спрямована на отримання максимальної кількості якісної та найдешевшої сільськогосподарської продукції без порушення норм екологічної безпеки [27–29].

Невід'ємною частиною систем точного землеробства є системи паралельного та автоматичного водіння. Прийнято виділяти 3 типи таких систем: системи паралельного водіння, що підрюлюють пристрої та пристрої автопілотування [30–32].

Системи паралельного водіння (курсказівники, агронавігатори) вимагають активної постійної участі механізатора у процесі управління. Їх робота будується за наступним принципом: програма управління отримує поточні координати з навігаційного GPS приймача, обчислює відхилення засобу, що рухається, від заданої траєкторії і «підказує» механізатору на дисплеї пристрою в яку сторону необхідно обертати кермо для мінімізації відхилення від потрібної траєкторії. Як правило, подібні системи не дозволяють отримувати точність паралельного водіння менш ніж $\pm 0,3$ м. У зв'язку з цим спектр польових робіт, що виконуються з використанням даних систем паралельного водіння, дуже обмежений (рис. 1.1).



Рисунок 1.1 – Система паралельного керування Outback S-lite

У разі підрулюючого пристрою завдання вирівнювання транспортного засобу на потрібну траєкторію руху здійснюється не механізатором, а спеціальним пристроєм, який, як правило, кріпиться на кермо наприклад такими як Trimble EZ-Pilot, Trimble AgGPS EZ-Steer, TeeJet UniPilot Pro, Leica QuickSteer (рис. 1.2) [33]. Використання таких пристроїв дозволяє позбутися недоліків людського чинника управління, оскільки з ланцюжка управління виключається психомоторна реакція людини [34].



Рисунок 1.2 – Підрулюючий пристрій Trimble AgGPS EZ-Steer

Системи автопілотування є подальшим розвитком підрулюючих пристроїв. Керуючі впливи для мінімізації відхилення від заданої траєкторії,

що створюються навігаційним контролером, через керуючим клапаном, який встановлено безпосередньо в гідравлічну систему управління ходовою частиною трактора, виключаючи інертність і люфт рульового управління. На додаток до трактора встановлюється спеціальний датчик кута повороту коліс. Така система забезпечує максимальну точність (відхилення ± 2 см) руху маршрутом без втручання механізатора (рис. 1.3) [35, 36].



Рисунок 1.3 – Пристрої автопілотування TeeJet FieldPilot

Однак використання систем паралельного та автоматичного водіння неможливе без використання супутникових радіонавігаційних систем (СРНС, GNSS), тому що саме від точності визначення поточного місця розташування залежить точність польових робіт, що проводяться. СРНС є комплексом технічних засобів, що складається з трьох сегментів: орбітального угруповання навігаційних космічних апаратів, наземного комплексу управління та навігаційної апаратури користувачів системи [31, 33].

Для досягнення дециметрової та сантиметрової точності необхідно використовувати методи диференціальної корекції (постпроцесинг, Precise Point Positioning (PPP), Differential Global Positioning System (DGPS), Real Time Kinematic (RTK)). Основним підходом підвищення точності в системах точного землеробства є використання режиму Real Time Kinematic (RTK,

«Кінематика реального часу» [31, 33, 38, 39].

RTK – це сукупність прийомів і методів отримання планових координат та висот точок місцевості сантиметрової точності за допомогою супутникової системи навігації за допомогою отримання поправок з базової станції, які приймає апаратура користувача під час зйомки [40]. Схематично принцип роботи системи RTK наведено на рис. 1.4.

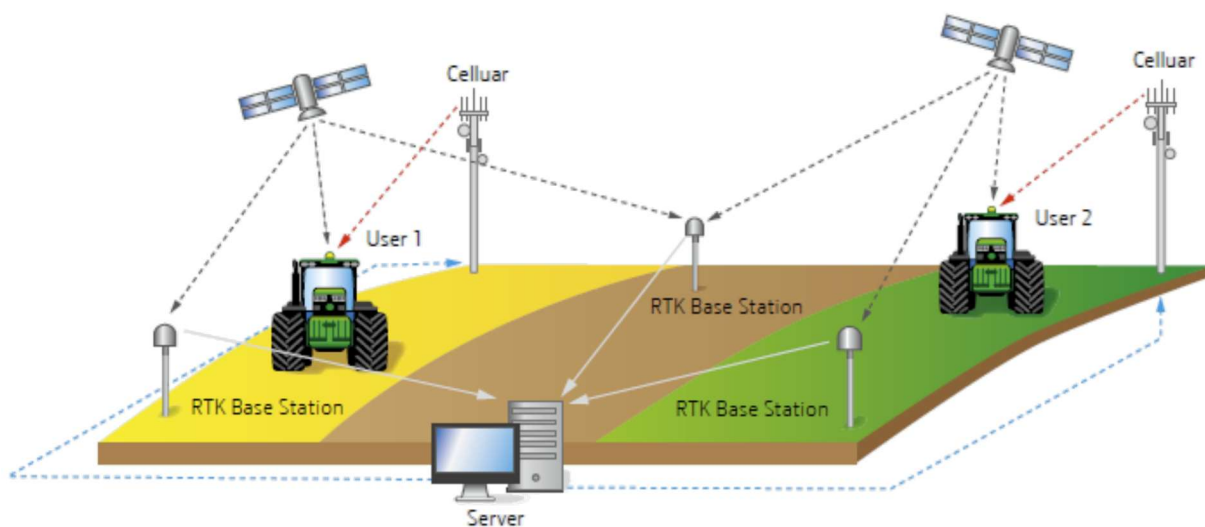


Рисунок 1.4 – Принцип роботи GPS у режимі RTK

Для функціонування системи RTK необхідно два навігаційних приймача, що підтримують роботу в даному режимі, що працюють паралельно. Перший з них – ровер (Rover), встановлюється безпосередньо на колісній машині, другий – базова станція (Base station), яка є нерухомою і встановлюється на точці з відомими (фіксованими) координатами.

Для систем паралельного водіння, систем підрулювання та систем автоматичного керування напрямом руху важливим критерієм допустимості їх використання на певних видах механізованих робіт є агротехнічна вимога до ширини перекриттів між суміжними проходами [40]. Такі системи повинні забезпечувати якісний паралельний рух між смугами із необхідною швидкістю руху [33–40]. У табл. 1.1 наведено вимоги до ширини перекриттів основних видів сільськогосподарських робіт.

Таблиця 1.1

Допустимі вимоги до ширини перекриттів суміжних проходів

Вид роботи	Перекриття суміжних проходів
Лущення та дискування	0,15-0,20 м
Суцільна культивуація	0,1-0,15 м
Міжрядна культивуація	0,05-0,07 м
Внесення твердих мінеральних добрив	не більше 6% від ширини захвату агрегату
Внесення органічних добрив	до 0,5 м
Внесення комплексних рідких мінеральних добрив	0,5-0,7 м
Оранка	якнайменше
Обробка ґрунту комбінованими агрегатами	не менше 0,15 м
Посів зернових та зернобобових культур	0,05-0,15 м
Посів просапних культур	0,01-0,05 м
Прикочування ґрунту та посівів	не менше 0,1 м
Боронування зубними боронами	не менше 0,15-0,2 м
Обприскування посівів	не допускається
Збирання зернових колосових культур	якнайменше

Як видно з табл. 1.1 у більшості видів сільськогосподарських робіт не потрібно високої точності руху між суміжними проходами, тому для таких робіт можуть застосовуватися курсовказівники та системи підрулювання з точністю до 20 см. Для операцій, що вимагають мінімальних перекриттів (менше 5 см) або їх відсутність, застосовні тільки високоточні системи автопілотування.

Сучасні системи паралельного водіння, системи підрулювання та системи автоматичного керування напрямом руху дозволяють з достатньою точністю керувати сільськогосподарськими агрегатами а отже виконувати агротехнічні вимоги. Зазначені системи керування підвищують прямолінійність руху елементів МТА і відповідно якість виконання сівби, оранки, внесення ЗЗР, збирання тощо. Нажаль вартість таких систем є достатньо високою, однак незважаючи на значну вартість системи автоматичного керування напрямом руху приносять суттєві прибутки господарствам.

1.2 Аналіз досліджень динаміки машин та агрегатів

Останнім часом у дослідженнях динаміки тракторів та МТА широко використовується ідеологія математичного моделювання поведінки механічних систем у режимі реального часу [41–54]. Це дозволяє значно знизити фінансові та часові витрати, а також виявити недоліки системи на ранній стадії розробки до початку стадії експериментів на реальній техніці [46, 47].

Як правило, при розробці моделі керування рухом колісної машини застосовують теорію автоматичного керування [42, 43] або спрощені напівемпіричні підходи [52, 54]. Крім того, сучасною тенденцією є використання алгоритмів керування, заснованих на алгоритмах нечіткої логіки [10, 55, 56].

Багато ранніх моделей ґрунтуються на тому, що поведінка водія може бути апроксимована лінійною та незалежною від часу динамікою. Вони відомі як моделі з передавальною функцією [57–59].

До іншої групи напівемпіричних моделей відносяться прогнозні моделі [7]. У таких моделях відбувається оцінка (прогнозування) розташування колісної машини через певний проміжок часу.

Однією з найпоширеніших і найефективніших прогнозних моделей управління є модель МакАдама [60, 61]. В основі керування лежать спрощені лінійні рівняння руху автомобіля з двома ступенями свободи. Кут повороту рульового колеса обчислюється виходячи з мінімізації відхилення прогнозованої траєкторії руху машини від бажаної траєкторії (рис. 1.5).

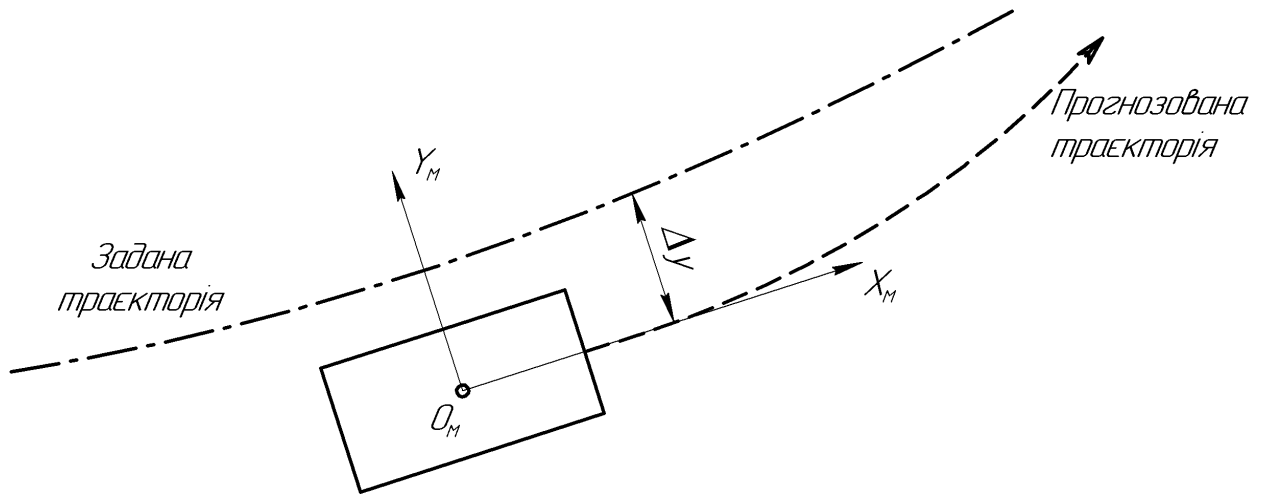


Рисунок 1.5 – Схема траєкторії руху машини

При заданому значенні кута повороту та керованого колеса спрощена велосипедна модель автомобіля (рис. 1.6) має два ступені свободи: поперечне відхилення центру мас у та кут повороту ψ навколо вертикальної осі [62].

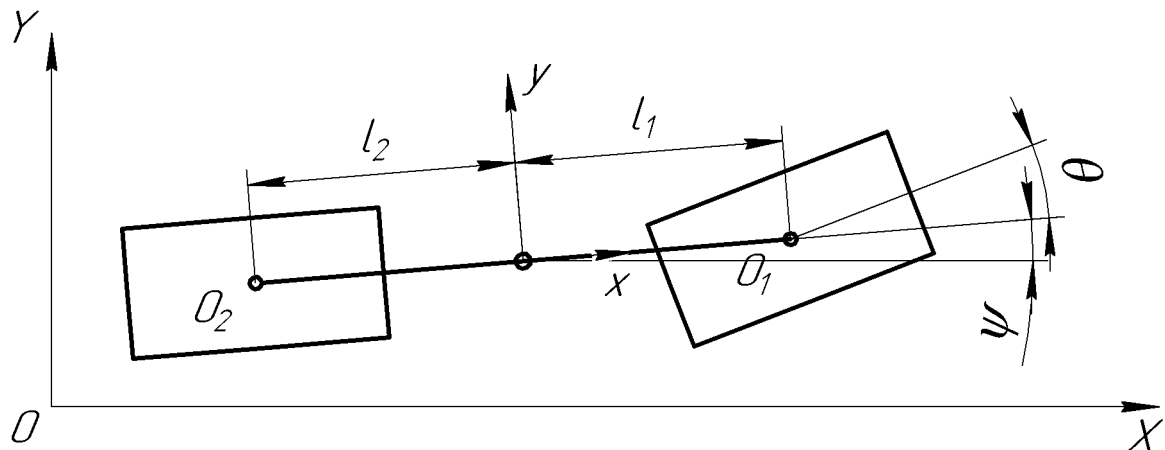


Рисунок 1.6 – Велосипедна модель машини

Лінійні рівняння руху у цих змінних мають вигляд:

$$\begin{cases} \dot{y} = v_x \psi + v_y; \\ \dot{v}_y M = -\frac{C_f - C_r}{v_x} \dot{y} + \left(\frac{C_r l_2 - C_f l_1}{v_x} - M v_x \right) \omega_z + C_f \theta; \\ \dot{\omega}_z I_z = \frac{C_r l_2 - C_f l_1}{v_x} \dot{y} - \frac{C_f l_2 - C_r l_1}{v_x} \omega_z + C_f l_1 \theta, \end{cases} \quad (1.1)$$

де v_x, v_y – проекції швидкості центру мас на поздовжню та поперечні осі машини;

ω_z – кутова швидкість навколо вертикальної осі;

l_1, l_2 – відстань від центру мас до передньої та задньої осі;

M, I_z – маса та момент інерції машини щодо вертикальної осі;

C_f, C_r – наведені (сумарні) коефіцієнти опору бічному виводу передніх та задніх коліс.

Спостережуваною величиною є поперечна координата центру передньої осі, що визначається виразом:

$$y_v = y + l_1 \psi. \quad (1.2)$$

У матричній формі з урахуванням (1.1) та (1.2) рівняння мають вигляд:

$$\dot{x} = Ax + Bu; \quad y_v = C^T x;$$

$$x = \begin{pmatrix} y \\ \psi \\ v_y \\ \omega_z \end{pmatrix}; \quad A = \begin{pmatrix} 0 & v_x & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & -\frac{C_f - C_r}{M v_x} & \frac{C_r l_2 - C_f l_1}{M v_x} - v_x \\ 0 & 0 & \frac{C_r l_2 - C_f l_1}{I_z M v_x} & -\frac{C_f l_1^2 - C_r l_2^2}{I_z v_x} \end{pmatrix}; \quad (1.3)$$

$$B = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{C_f}{M} \\ \frac{C_f l_1}{I_z} \end{pmatrix}; \quad C = \begin{pmatrix} 1 \\ l_1 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}.$$

З припущенням $u = const$ загальне рішення системи рівнянь (1.3) буде мати вигляд:

$$x(t) = e^{At} x_0 + \int_0^t e^{A(t-\tau)} B d\tau; \quad y_v(t) = F(t) x_0 + g(t) u. \quad (1.4)$$

де x_0 – матриця стовпець початкових умов;

$F(t)$ – матриця-рядок розміром 1×4 ;

$g(t)$ – скалярна функція яка має вигляд:

$$F(t) = C e^{At}; \quad g(t) = \int_0^t F(\tau) d\tau. \quad (1.5)$$

Подальшим розвитком моделі МакАдама є модель із прогнозуванням другого порядку [65–67]. У моделі керування рульового колеса розраховується безперервно на кожному кроці інтегрування рівнянь руху.

Спрощена велосипедна модель [60–62] може застосовуватись для дослідження динаміки сільськогосподарських тракторів, машин та агрегатів [68, 69].

Дослідженнями динаміки, ефективності функціонування машин та МТА займались Адамчук В. В., Кравчук В. І., Булгаков В. М., Лебедєв А. Т., Надикто В. Т., Артёмов М. П., Подригало М. А., Пастухов В. І., Мельник В. І., Самородов В. Б. Антощенков Р. В., Шуляк М. Л., Калінін Є. І., Галич І. В., Ярошенко П. М. [70–78] та ін.

Повний опис всіх аспектів динамічної поведінки елементів колісних машин та динамічних процесів, що відбуваються при русі, не є можливим і далеко не завжди необхідним. У зв'язку з цим виникає необхідність абстрагування від приватних особливостей колісної машини та заміна її деякою узагальненою динамічною моделлю, яка з достатнім ступенем відображає реальну машину (трактор) та його необхідні для дослідження експлуатаційні характеристики [46, 48, 82, 83].

Варто зазначити, що при розробці математичної моделі в більшості випадків приймається ряд припущень або спрощень: заміна коліс однієї осі одним еквівалентним, не враховуються дії аеродинамічних сил і гіроскопічних

моментів коліс, що обертаються, рух автомобіля приймається що відбувається з однаковою швидкістю та ін. [84–86].

Залежно від кількості конструктивних та експлуатаційних параметрів, що враховуються під час опису, моделі можна кваліфікувати за певними ознаками [47, 48, 86].

Залежно від кількості мас, що враховуються при описі, розрізняють одномасові, двомасові та багатомасові моделі [47, 48]. В одномасових моделях підресорні та безпружинні маси об'єднані і розглядаються як абсолютно тверде тіло. Через простоту опису, рішення та аналізу, зумовлені можливістю використання простих і добре вивчених диференціальних рівнянь, одномасові моделі набули широкого поширення [47, 48, 55, 57, 58, 63, 68]. Ці моделі можна розділити на плоскі та просторові моделі [49, 50].

У випадку плоскої моделі машина представляється у вигляді двоколісного візка: одне колесо (некероване) має один ступінь свободи – обертання щодо своєї осі, а інше (кероване колесо) два ступені свободи – обертання щодо своєї осі та кут повороту щодо вертикальної осі в поздовжній площині [79, 81]. Зазвичай плоска модель зображується чотириколісною. При складанні диференціальних рівнянь руху приймається, що колеса однієї осі мають однакові нормальні та дотичні сили, а кут повороту керованих коліс однаковий [82].

Просторові (чотириколісні) одномасові моделі приблизно дозволяють оцінити вплив перерозподілу нормальних реакцій на характер руху колісної машини при її повороті. При цьому розглядають усі шість рівнянь, що характеризують рух твердого тіла. При використанні просторової одномасової моделі, на відміну від плоскої, може бути досить досліджена залежність керованості та стійкості від характеристик кермової трапеції, приблизно вивчено вплив конструкції підвісок, типу диференціала тощо [87, 88].

Основний недолік одномасових моделей у їх простоті – вони не враховують ряд важливих конструктивних параметрів машини, наприклад,

таких як конструкція підвіски. Тому дані моделі використовують при аналізі руху близького до прямолінійного, коли перерозподіл навантаження незначний [48, 82].

Недоліки одномасових моделей усуваються при застосуванні двомасових моделей і використовуються деякими дослідниками у своїх роботах [71, 74, 75, 89]. У них маси поділяють на підресорні та безпружинні. У розрахунковій схемі моделі використовується три ступені свободи: переміщення колісної машини в поперечному напрямку, поворот щодо вертикальної осі, поворот підресорних частин щодо осі нахилу кузова.

У багатомасових моделях враховують 3 і більше мас, що дозволяє використовувати їх для вирішення специфічних завдань і більш точно враховувати вплив на стійкість та керованість [47, 48, 78, 81]. Для багатoelementної механічної системи із просторовим рухом ланок рівняння динаміки представляються у вигляді [47, 48]:

$$\sum_{i=1}^n \left\{ \tilde{\mathbf{W}}_{C_i}^T m_i \vec{a}_{C_i} + \tilde{\mathbf{W}}_{\omega_i}^T \left(\left[\vec{J}_i \right] \cdot \vec{\varepsilon}_i + \vec{\omega}_i \times \left[\vec{J}_i \right] \cdot \vec{\omega}_i \right) \right\} - \tilde{\mathbf{W}}_P^T \mathbf{P} = 0, \quad (1.6)$$

де n – число твердих тіл у моделі;

m_i , $\left[\vec{J}_i \right]$, $\vec{a}_{C_i}$, $\vec{\omega}_i$, $\vec{\varepsilon}_i$ – маса, тензор інерції, прискорення центра мас, кутова швидкість і кутове прискорення i -го тіла;

$\tilde{\mathbf{W}}_P$ – диференціальна структура елементів моделі;

$\tilde{\mathbf{W}}_{C_i}$, $\tilde{\mathbf{W}}_{\omega_i}$ – структурні матриці відповідно радіус-векторів центрів мас і кутових швидкостей тіл, формули для яких наведено нижче.

Таким чином, досліджуючи динаміку тракторів та машинно-тракторних агрегатів як багатoelementних (багатомасових) механічних систем і визначаючи застосовують велосипедні моделі, спрощені схеми а для агрегатів спрощені схеми агрегатування. Такі спрощення вносять додаткові похибки в результати теоретичних досліджень.

Для дослідження динаміки багатoeлементних агрегатів найчастіше використовують для формування рівнянь динаміки або рівняння Лагранжу II-го роду (для дослідження плоско-паралельного руху) або рівняння Апеля (1.6) (для дослідження просторового руху багатoeлементних систем).

Теоретичні дослідження динаміки машин дозволяють досліджувати стійкість, керованість, енергоефективність враховуючи конструктивні параметри та режими роботи тракторів та МТА.

1.3 Способи підвищення точності руху сільськогосподарських знарядь та робочих органів

Підвищення точності руху сільськогосподарських знарядь і робочих органів є важливим для підвищення продуктивності та ефективності сільського господарства [90–92]. Це досягається за допомогою автоматизації, систем керування сільськогосподарськими знаряддями та робочими органами з використанням сучасних цифрових технологій [93].

Поліпшення точності руху робочих органів сільськогосподарських машин має важливе значення для збільшення терміну служби та ефективності роботи [94]. Крім того, передові системи керування для автоматичних просапних агрегатів та прес-підбирачів-обгортників сприяють підвищенню ефективності та якості обробітку ґрунту [95].

Підвищення точності руху сільськогосподарських знарядь та робочих органів сільськогосподарських машин передбачає інтеграцію автоматизації, систем наведення, сенсорних технологій та аналізу даних. Ці досягнення сприяють підвищенню ефективності, зменшенню споживання ресурсів і більш сталим методам ведення сільського господарства [90–95].

В даний час розрізняють два типи систем керування сільськогосподарськими знаряддями: пасивні та активні (рис. 1.7). Пасивне керування знаряддями не вимагає наявності рульового механізму на знарядді, а зсув знаряддя коригується шляхом регулювання траєкторії руху трактора

[96]. Активна система керування сільськогосподарськими знаряддями потребує визначення місця розташування (наприклад за допомогою GNSS або машинного зору) та керованого знаряддя. В такому випадку і трактор, і знаряддя рухаються по заданому шляху.

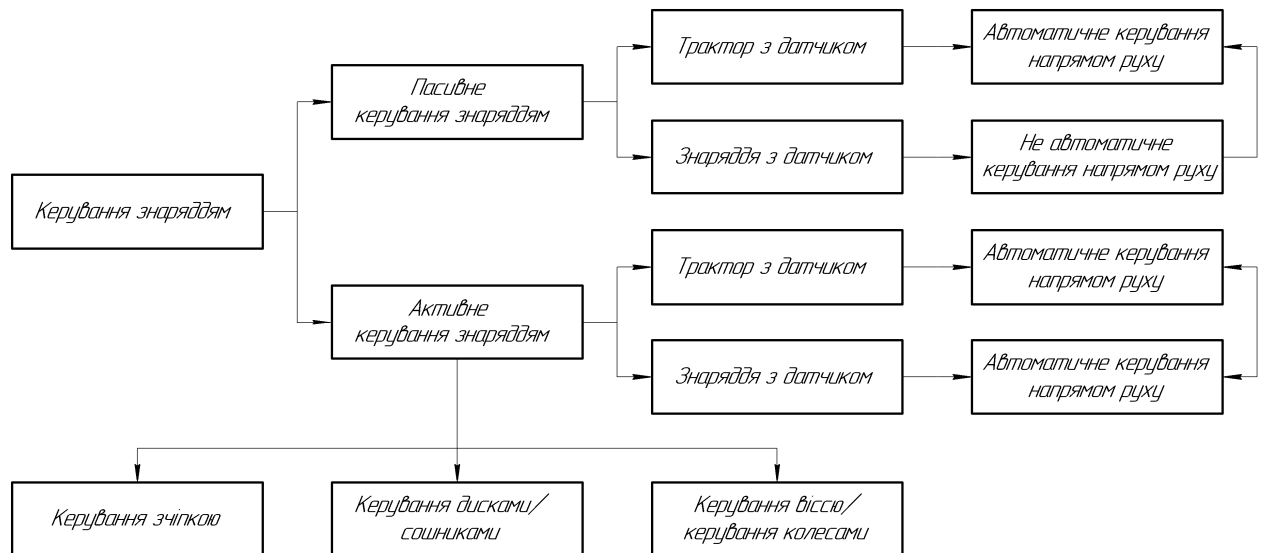


Рисунок 1.7 – Системи керування напрямом руху сільськогосподарських знарядь

Пасивна система керування напрямом руху знаряддя, яка контролює та коригує положення знаряддя шляхом переміщення трактора наведена на рис. 1.8. Однак така система пасивного керування знаряддям не має власного рульового механізму. Як правило, використовуються два приймачі GNSS/Машинного зору, один встановлений на кабіні, а інший на знарядді. Приймач утримуватиме знаряддя на заданій траєкторії залежно від курсу трактора та геометрії або динаміки сільськогосподарської машини.

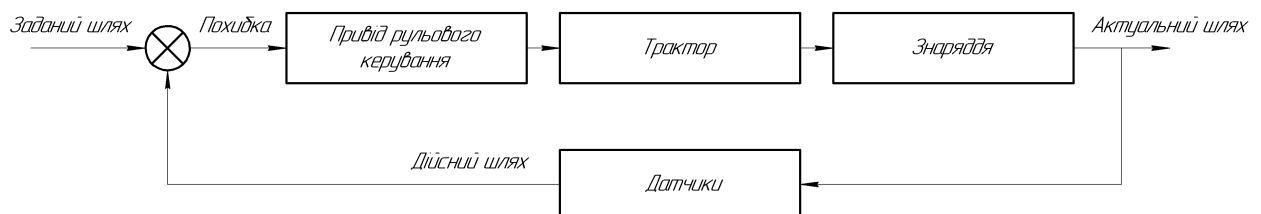


Рисунок 1.8 – Структурна схема системи пасивного керування напрямом руху знаряддя

При активному керування напрямом руху сільськогосподарського знаряддя здійснюється незалежно від трактора та може бути особливо корисним в автономній системі, дозволяючи системі керування знаряддя працювати дещо незалежно від системи керування трактора [95]. Структурну схему системи активного керування напрямом руху знаряддя наведено на рис. 1.9. Система активного керування має вищі витрати, оскільки потребує «активної» технології керування знаряддям незалежно від трактора [96].

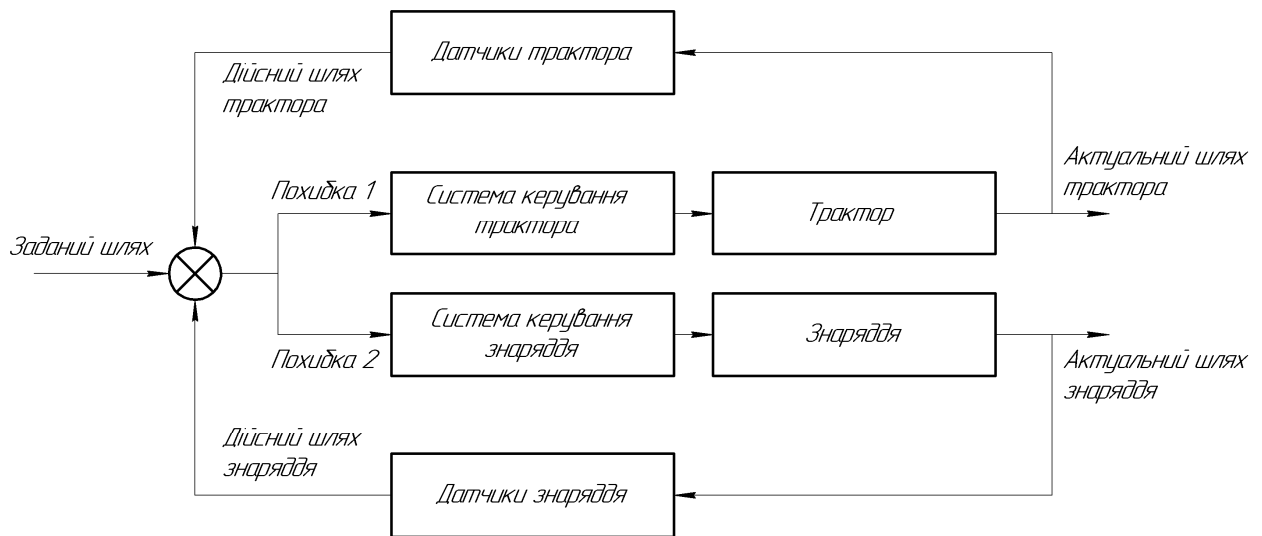


Рисунок 1.9 – Структурна схема системи активного керування напрямом руху знаряддя

Автоматичне керування сільськогосподарськими знаряддями, такими як культиватори та сівалки у складі МТА, має важливе значення для автоматизованих або автономних операцій [100].

МТА у складі причіпної сівалки може рухатись по криволінійній траєкторії при роботі агрегату на схилах. З метою компенсації неточності траєкторій руху при роботі на схилах запропоновано систему компенсації дрейфу (рис. 1.10) [97, 101].

МТА обладнується двома приймачами GPS StarFire. Перший встановлюється на тракторі, а інший – на сільськогосподарській машині. Трактор корегує траєкторію, щоб компенсувати знос знаряддя, що приводить до підвищення точності руху агрегату в цілому.



Рисунок 1.10 – Автоматична компенсація дрейфу знарядь

Підвищення точності руху сільськогосподарського знаряддя можна забезпечити зсувом машини відносно трактора на зчіпному пристрої (рис. 1.11) [99, 100]. Знаряддя особливо схильні до бічних зносів з різних причин при цьому найкраще, якщо корегувати траєкторію руху буде знаряддя, а не тільки трактор.



а



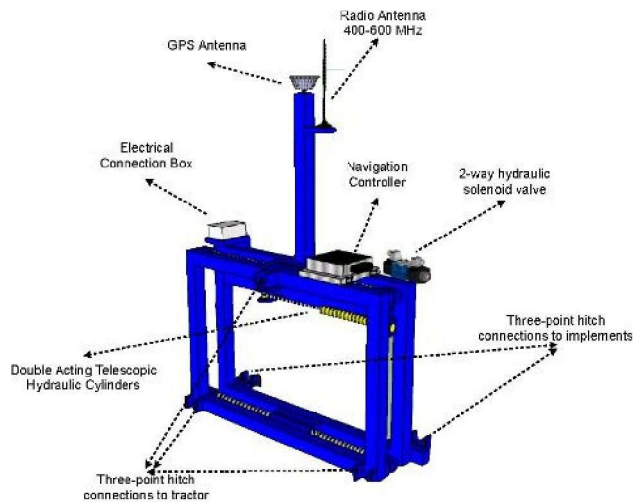
б

Рисунок 1.11 – Модернізований зчіпний пристрій Laforge (а) та DynaTrac CLASSIC (б)

Зчіпка дозволяє зсунути сільськогосподарську машину, агреговану з трактором, в бік на задану відстань від повздовжньої осі симетрії агрегату наприклад для копіювання рядка оброблюваних рослин (рис. 1.11). Система обладнана приймачем GPS RTK, який забезпечує повторювану субдюймову точність на тракторах та машинах.

Групою вчених розроблено та досліджено інноваційну машину для

боротьби з бур'янами на міжрядних та внутрішньорядних ділянках з унікальним поєднанням інструментів для міжрядного обробітку та внутрішньорядного стрічкового обприскування (рис. 1.12, б), а також електрогідравлічною рамою з боковим зсувом, що керується системою RTK-GPS (рис. 1.12, а).



а



б

Рисунок 1.12 – Культиватор з стрічковим оприскувачем (б) обладнаний системою керування напрямом руху RTK-GPS (а)

Культиватор із стрічковим оприскувачем обладнаний системою керування напрямом руху RTK-GPS дозволив скоротити витрати гербіцидів на 50 % протягом сезону із забезпеченням врожайності.



а



б

Рисунок 1.13 – Система бічного зсуву Roboscop (а) та система візуалізації сільськогосподарських культур (б)

Створено та досліджено системи бічного зсуву Roboscop та візуалізації сільськогосподарських культур (рис. 1.13) [103]. Ґрунтообробні машини приєднані до механізму навіски трактора з боковим зсувом. Напрям та відстань зсуву ґрунтообробної машини в бічному напрямі керується системою яка працює за принципом машинного зору, тобто обладнана камерами, що слідкують за рядками рослин. Швидкість руху не мала суттєвого впливу на точність роботи системи керування напрямом руху ґрунтообробного знаряддя та складала 12 км/год.

Розроблено переносну навіску Acura Trak (рис. 1.14, а), що дозволяє автоматизувати зсув сільськогосподарського знаряддя у бічному напрямі. Навіскою Acura Trak може обладнуватись трактор Sunco AcuraTrak (рис. 1.14, б) [97].

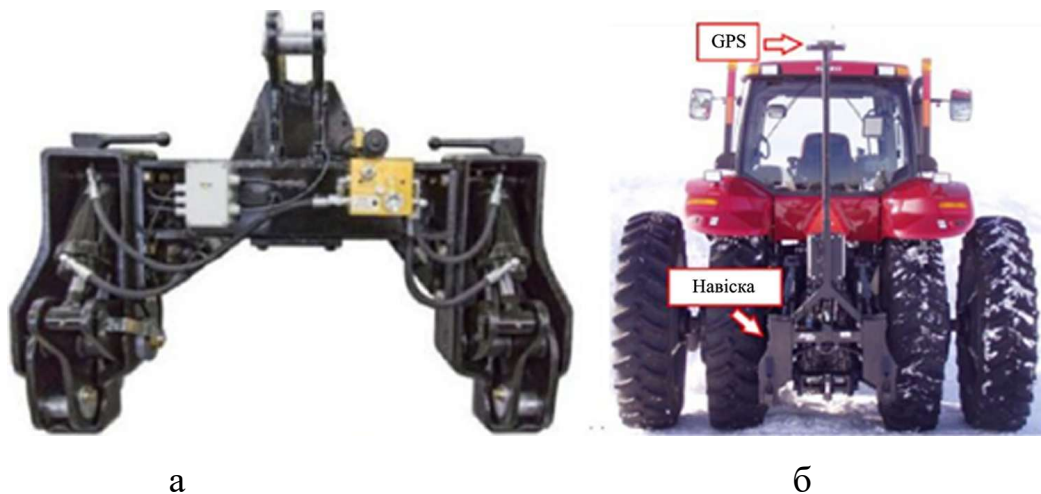


Рисунок 1.14 – Навіска Acura Trak (а) та трактор Sunco AcuraTrak обладнаний навіскою AcuraTrak (б)

В попередніх роботах досліджено системи керування напрямом руху знаряддя з дисками (рис. 1.15, а) та колесами (рис. 1.15, б) [104, 105].



а

б

Рисунок 1.15 – Система керування напрямом руху знаряддя з дисками (а) та колесами (б)

Наприклад, система Orthman Tracker IV (рис. 1.15, а) легко монтується на знаряддя і повністю сумісна з системами керування GNSS/Vision та використовує великі диски/сошники для керування знаряддям. Інша система обладнана керованими колесами, що змінюють напрям руху сільськогосподарського знаряддя не впливаючи на траєкторію руху трактора.

Технології автоматичної навігації у сільськогосподарському виробництві, як тракторів так і агрегатів, стає все більш зрілою після багатьох років розвитку. Датчики на основі зору та GNSS стали провідною технологією автоматичної навігаційної системи сільськогосподарських транспортних засобів [106].

Системи автоматичного керування напрямом руху як агрегату в цілому так і сільськогосподарської машини окремо дозволяють підвищити точність руху, прямолінійність рядків посіву, забезпечують зниження енергоресурсів на виконання технологічної операції тощо.

1.4 Аналіз впливу вібрацій робочих органів сільськогосподарських машин на якість виконання сільськогосподарських операцій

Останніми роками в роботах [6–8, 107–116] розглядають вібраційні характеристики сільськогосподарських машин і агрегатів та вплив вібрацій елементів машин на врожайність. В роботі [108] досліджено взаємозв'язок між

вібраційними характеристиками пневматичної сівалки для ріпаку та продуктивністю її витіснювача насіння. Виконано аналіз математичної моделі вібрації для сівалки точного обробітку [109] та запропоновані заходи для зниження рівня вібрацій, такі як регулювання швидкості руху та оптимізація конструкції машини. За допомогою програмного забезпечення ANSYS Workbench досліджено вібраційні характеристики рами сівалки та визначили реакції та деформації рами [110]. В роботі [111] наведено результати випробування домашнього гусеничного зернозбирального комбайна на рівні вібрацій в полі. Досліджено сівбу за технологією No-Till на високих швидкостях і встановлено, що вібрація значно впливає на якість сівби та прямолінійність траєкторій руху висіваючих апаратів [112, 113]. Встановлено, що використання вібраційної машини для глибокого розпушування ґрунту впливає на вібрації висіваючих апаратів сівалки [114].

Загальний вигляд посівного агрегату під час експериментальних досліджень вібрацій висіваючих апаратів на полі з глинистим суглинком та супісчаному полі наведено на рис. 1.16 [107].



а

б

Рисунок 1.16 – Експериментальні дослідження вібрацій висіваючих апаратів посівного агрегату на полі з глинистим суглинком (а) та супісчаному полі (б)

Залежності прискорень п'ятого висіваючого апарату в трьох напрямках від часу наведено на рис. 1.17. Сівалка прямої сівби рухалась зі швидкістю 1,13 м/с. Визначено, що амплітуда сигналів у часовій області по осі y перевищила амплітуду сигналів по осям x та z .

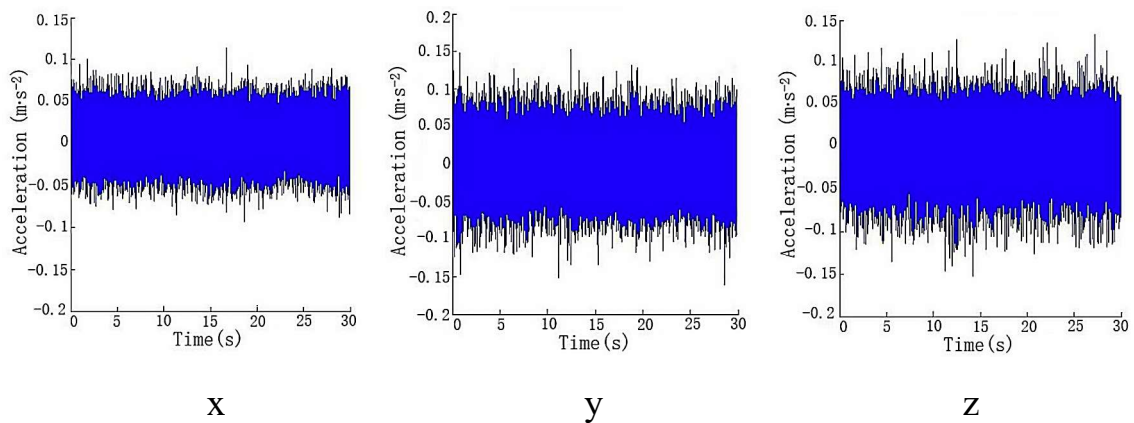


Рисунок 1.17 – Залежності прискорень п'ятого висівального апарату в трьох напрямках від часу

Сівалка зазнавала підвищеного рівня вібрації під час роботи перпендикулярно до поверхні землі [107].

Визначено середньоквадратичне значення прискорення вертикальних коливань, виявлених як першого, так і для п'ятого ряду сівалок, у діапазоні робочих швидкостей (рис. 1.18).

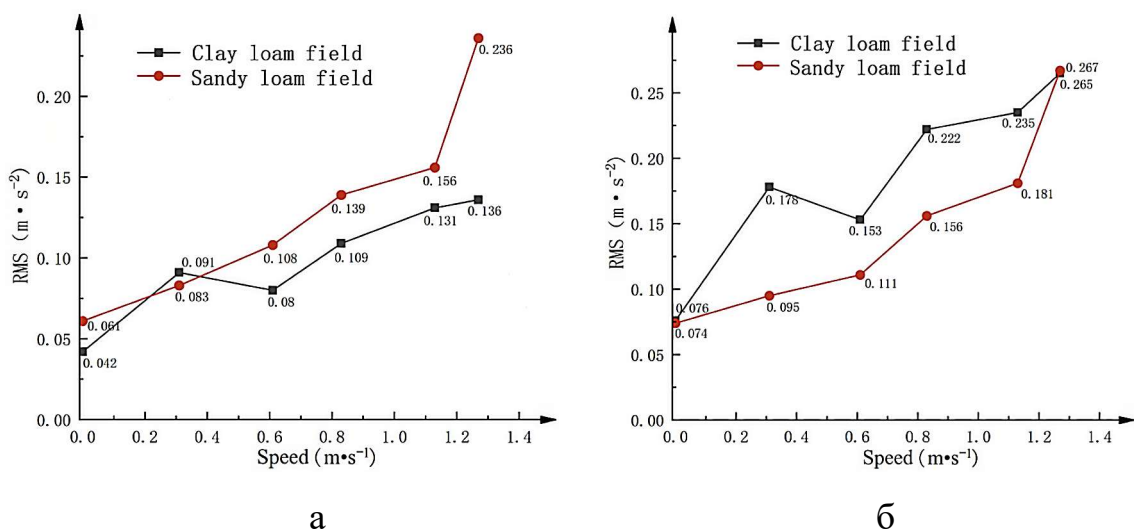


Рисунок 1.18 – Середньоквадратичне значення віброприскорень визначених для першого (а) та п'ятого (б) висівальних апаратів сівалки прямого висіву

Спостерігається пряма кореляція між середньоквадратичними значеннями віброприскорень висівальних апаратів та швидкістю руху сівалки (рис. 1.18). Помітна розбіжність спостерігалася між значеннями середньоквадратичного значення віброприскорень першого та п'ятого

висіваючих апаратів.

На рис. 1.19 наведено тривимірні спектрограми прискорення для першого та п'ятого висіваючих апаратів сівалки.

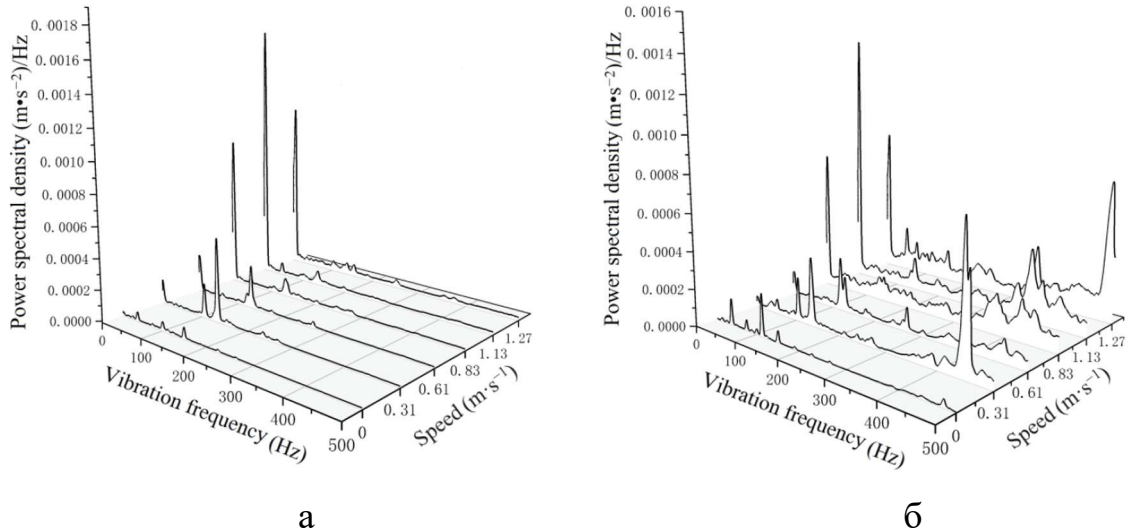


Рисунок 1.19 – Тривимірні спектрограми прискорення для першого (а) та п'ятого (б) висіваючих апаратів сівалки

Визначено, що на щільність розподілу спектру потужності суттєво впливають вібрації ДВЗ, а також, швидкість руху посівного агрегату. Частоти вібрації першого висіваючого апарату становили приблизно 4 Гц, 40 Гц і 130 Гц, на п'ятому висіваючому апараті – 3,5 Гц, 50 Гц і 130 Гц. Результати показують, що пікова частота 130 Гц відповідає подвоєній частоті збудження ДВЗ.

Кореляційна залежність між точністю висіву насіння висіваючими апаратами сівалки та дисперсійними кривими на різних частотах наведена на рис. 1.20. На низьких частотах точність закривання малих отворів становила в середньому 95,46%, знизившись до 94,38% у середньочастотному інтервалі та трохи відновившись до 95,71% у високочастотному інтервалі. Подібним чином, точність висіву насіння віддзеркалює цю тенденцію, становлячи в середньому 95,34%, 94,25% і 95,08% відповідно в низькочастотних, середніх і високочастотних вібраціях.

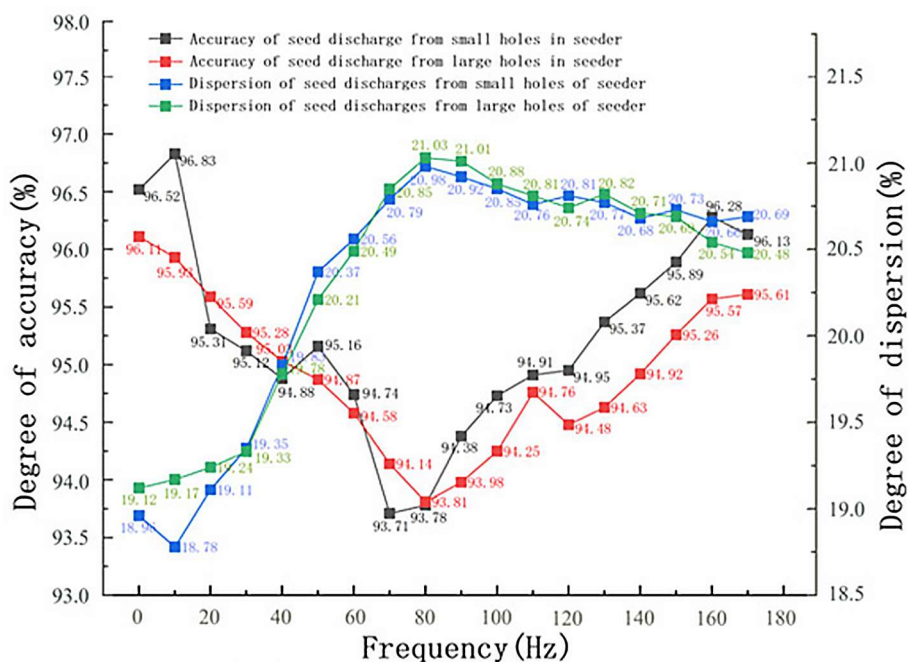


Рисунок 1.20 – Кореляційна залежність між точністю висіву та дисперсійними кривими висівальних апаратів сіялки на різних частотах

Встановлена тенденція підкреслює значний вплив частоти вібрації на точність висіву та розсіювання сіялки. Комплексний аналіз виявив значний вплив частоти вібрації на продуктивність висівального апарату сіялки, причому вібрації середньої частоти помітно негативно впливають як на точність висіву, так і на розсіювання.

Вібрації елементів сіялки призводять до погіршення надійності, якості сівби та прямолінійності рядків сільськогосподарських культур.

1.5 Висновки по розділу

1. Дослідження ефективності функціонування посівних МТА охоплює широкий спектр питань, пов'язаних з оптимізацією структури агрегатів, використанням цифрових рішень, впливом на ґрунт, використанням альтернативних видів палива та забезпеченням точності висіву. Вирішення цих проблем сприяє підвищенню продуктивності, економічності та екологічності сільськогосподарського виробництва.

2. Визначено, що досліджуючи динаміку тракторів та машинно-

тракторних агрегатів як багатoelementних (багатомасових) механічних систем і визначаючи їх параметри застосовують велосипедні моделі, спрощені схеми, а для агрегатів спрощені схеми агрегування. Такі спрощення вносять додаткові похибки в результати теоретичних досліджень. Для дослідження динаміки багатoelementних агрегатів найчастіше використовують для формування рівнянь динаміки або рівняння Лагранжу II-го роду (для дослідження плоско-паралельного руху) або рівняння Апеля (для дослідження просторового руху багатoelementних систем). Дослідженнями динаміки, ефективності функціонування машин та МТА займались Адамчук В. В., Кравчук В. І., Булгаков В. М., Лебедев А. Т., Надикто В. Т., Артьомов М. П., Подригало М. А., Пастухов В. І., Мельник В. І., Самородов В. Б. Антощенко Р. В., Шуляк М. Л., Калінін Є. І., Галич І. В., Ярошенко П. М.

3. Встановлено, що підвищення точності руху сільськогосподарських знарядь і робочих органів є важливим для підвищення продуктивності та ефективності сільського господарства. Це досягається за допомогою автоматизації, систем керування сільськогосподарськими знаряддями та робочими органами з використанням сучасних цифрових технологій. Системи автоматичного керування напрямом руху як агрегату в цілому так і сільськогосподарської машини окремо дозволяють підвищити точність руху, прямолінійність рядків посіву, забезпечують зниження енергоресурсів на виконання технологічної операції тощо.

4. Вібрації елементів сільськогосподарських машин і агрегатів негативно впливають на їх продуктивність та врожайність сільськогосподарських культур. Існує суттєвий вплив частоти вібрації на точність висіву та розсіювання сівалки. Комплексний аналіз виявив значний вплив частоти вібрації на продуктивність висіваючого апарату сівалки, причому вібрації середньої частоти помітно негативно впливають як на точність висіву, так і на розсіювання. Вібрації елементів сівалки призводять до погіршення надійності, якості сівби та прямолінійності рядків

сільськогосподарських культур.

5. Узагальненням відомих досліджень встановлено, що залишається не вирішеною задача підвищення ефективності функціонування посівного агрегату за рахунок покращення динамічних властивостей та зниження коливань елементів у поздовжньо-горизонтальній площині. Підвищення швидкості руху МТА призводить до зниження якості сівби, до порушення агротехнічних вимог. Тому для вирішення науково-прикладного завдання підвищення ефективності експлуатації посівного агрегату шляхом покращення його динамічних показників необхідно провести дослідження динаміки посівного МТА, оцінити вплив конструктивних параметрів та режимів роботи на тягово-енергетичні показники агрегату.

РОЗДІЛ 2

ПОКРАЩЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ПОСІВНОГО МАШИННО-ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТУ

Покращення динамічних властивостей машинно-тракторних агрегатів досягається через теоретичні дослідження динаміки, оцінки прямолінійності руху, стійкості та керованості. Науково-прикладна задача покращення динамічних властивостей МТА розглядалась у роботах Булгакова В. М., Лебедєва А. Т., Надикто В. Т., Мельника В. І., Артемова М. П., Антощенкова Р. В., Калініна Є. І., Шуляка М. Л., Галича І. В. та ін. [46–51, 70–86].

У зазначених вище дослідженнях проводився аналіз руху МТА, динамічні моделі яких подавалися у вигляді просторових та плоско-паралельних моделей, що мають від двох та більше елементів (мас) [46–48].

2.1 Метод оцінки динаміки посівного машинно-тракторного агрегату

Покращення динамічних властивостей посівного МТА потребують теоретичних досліджень плоско-паралельного руху двохмасового агрегату з чотирма ступенями свободи.

Теоретичні дослідження проведено на прикладі посівного машинно-тракторного агрегату у складі повнопривідного трактора класичної компоновки Б-1025.2 та сівалки Vega-8 W Profi виробництва ПАТ «Ельворті» (м. Кропивницький) (рис. 2.1) [1, 2, 117, 118].

Трактор класичної компоновки, повнопривідний, з передніми керованими колесами (рис. 2.1). Сівалка причіпна та призначена для одночасної сівби двох культур і внесення засобів догляду за рослинами [119, 120].

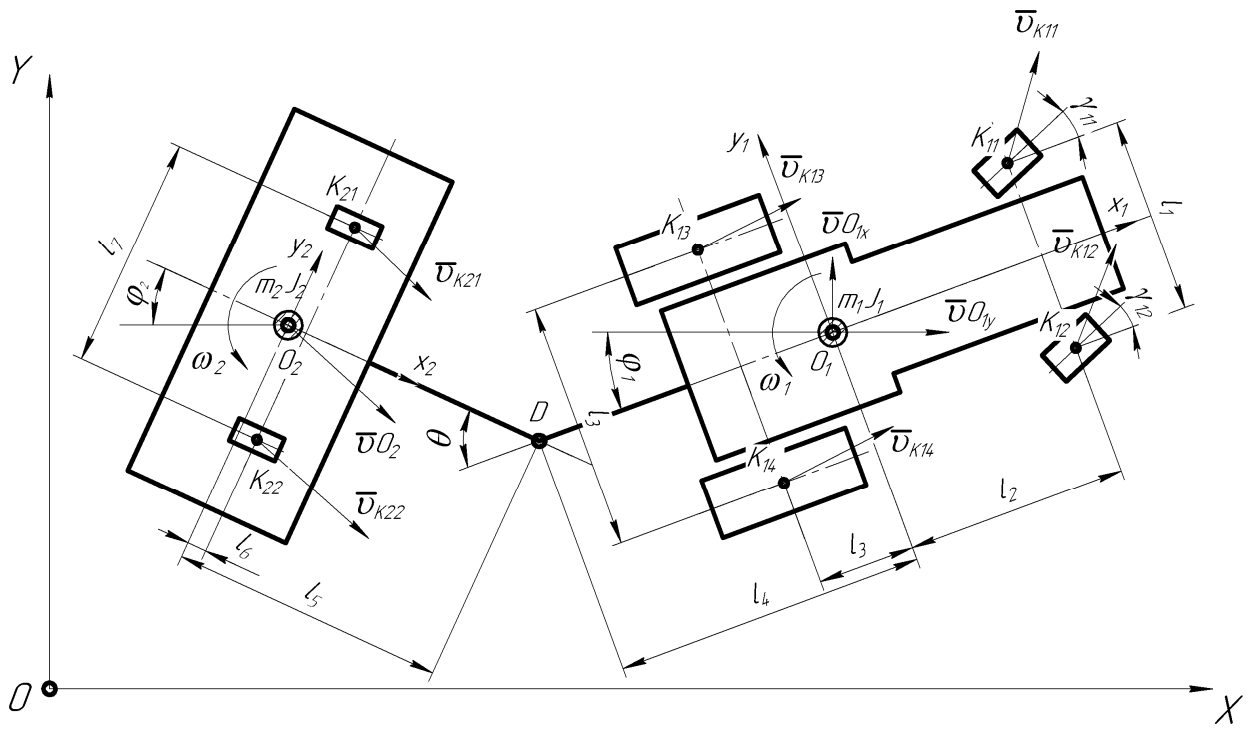


Рисунок 2.1 – Загальний вигляд досліджуваного посівного машинно-тракторного агрегату

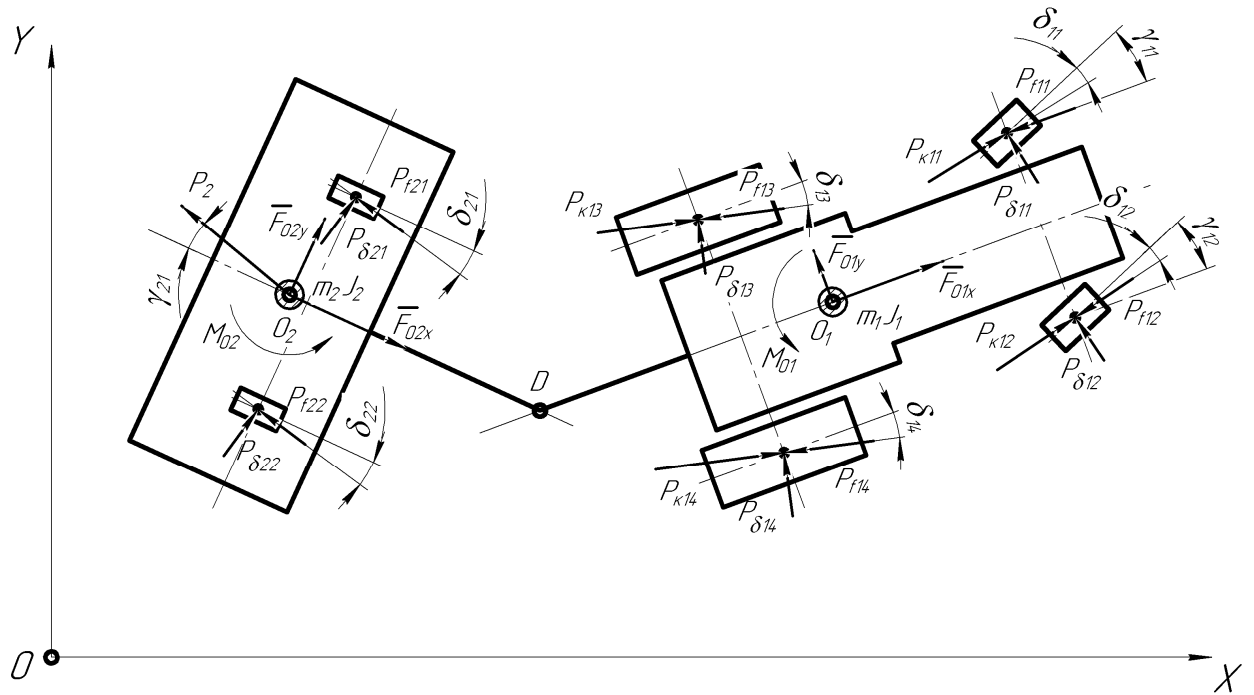
Формування рівнянь руху агрегату потребує задатися допущеннями, що дозволять спростити рішення поставленого завдання, а також відкинути фактори, які ускладнюють математичне моделювання та не впливають на розрахунок. Введено наступні припущення:

- розглядався плоско-паралельний рух агрегату;
- в процесі складання математичної моделі не враховувався деферент (плоско-паралельний рух агрегату в площині XOZ) і крен (плоско-паралельний рух агрегату в площині YOZ);
- не враховуються процеси, які відбуваються в трансмісії та динамічні характеристики двигуна в процесі розгону та гальмування агрегату;
- остови секцій абсолютно тверді тіла, а весь агрегат симетричний щодо поздовжньої площини;
- сили опору перекочуванню вважаються постійними;
- бічні зусилля на шинах обмежені зчепленням коліс із дорогою.

Розрахункова схема (рис. 2.2) являє собою динамічну модель плоско-паралельного руху двохелементного (двох масового) посівного МТА, що складається з двох ланок: трактору та сівалки.



а



б

Рисунок 2.2 – Кінематична (а) та динамічна (б) моделі плоско-паралельного руху двохелементного (двох масового) посівного машинно-тракторного агрегату

На схемі кінематичної та динамічної моделі плоско-паралельного руху двохелементного (двох масового) посівного МТА (рис. 2.2) використано наступні позначення:

XOY – глобальна (нерухома) система координат;

т. O_1 – центр мас трактора;

т. O_2 – центр мас сівалки;

$x_1o_1y_1$ – зв'язана (рухома) система координат трактора, що проходить через центр мас т. O_1 ;

$x_2o_2y_2$ – зв'язана (рухома) система координат сівалки, що проходить через центр мас т. O_2 ;

т. D – зчпний пристрій (точка з'єднання трактора та сівалки);

φ_1 – кут повороту рами трактора навколо вертикальної осі;

φ_2 – кут повороту рами сівалки навколо вертикальної осі;

ω_1 – кутова швидкість обертання рами трактора навколо вертикальної осі z ;

ω_2 – кутова швидкість обертання рами сівалки навколо вертикальної осі z ;

γ_{11} – кут повороту керованого переднього лівого колеса трактора;

γ_{12} – кут повороту керованого переднього правого колеса трактора;

$\delta_{11}, \delta_{12}, \delta_{13}, \delta_{14}$ – кут бічного уводу переднього лівого, переднього правого, заднього лівого та заднього правого коліс трактора;

δ_{21}, δ_{22} – кут бічного уводу лівого та правого коліс сівалки;

θ – кут зламу (кут між повздовжніми осями трактора та сівалки);

l_1 – колія передніх коліс трактора;

l_2 – відстань від передніх коліс до центра мас трактора;

l_3 – відстань від центра мас до осі задніх коліс трактора;

l_4 – відстань від центра мас трактора до точки приєднання сівалки;

l_5 – відстань від точки приєднання сівалки до центра мас;

l_6 – відстань від центру мас сівалки до осі коліс;

l_7 – колія коліс сівалки;

m_1 – маса трактора;

J_1 – момент інерції трактора;

m_2 – маса сівалки;

J_2 – момент інерції сівалки;

$P_{\kappa 11}, P_{\kappa 12}, P_{\kappa 13}, P_{\kappa 14}$ – дотична сила тяги переднього лівого, переднього правого, заднього лівого та заднього правого коліс трактора;

$P_{f11}, P_{f12}, P_{f13}, P_{f14}$ – сила опору кочення переднього лівого, переднього правого, заднього лівого та заднього правого коліс трактора;

$P_{\delta 11}, P_{\delta 12}, P_{\delta 13}, P_{\delta 14}$ – сила бічного уводу переднього лівого, переднього правого, заднього лівого та заднього правого коліс трактора;

P_2 – вектор сил тягового опору сівалки;

γ_{21} – кут повороту вектору сил тягового опору сівалки;

P_{f21}, P_{f22} – сила опору кочення лівого та правого коліс сівалки;

$P_{\delta 21}, P_{\delta 22}$ – сила бічного уводу лівого та правого коліс сівалки;

$F_{O1x}, F_{O1y}, F_{O2x}, F_{O2y}$ – проекції головного вектора сил з боку опорної поверхні для трактора та сівалки;

M_{O1}, M_{O2} – головний момент збурюючих впливів з боку опорної поверхні для трактора та сівалки.

Положення системи «трактор-сівалка» буде визначатися чотирма узагальненими координатами:

O_{1x} – проекція швидкості центру мас трактора на ось x ;

O_{1y} – проекція швидкості центру мас трактора на ось y ;

φ_1 – кут повороту рами трактора навколо вертикальної осі;

φ_2 – кут повороту рами сівалки навколо вертикальної осі.

Опір перекочуванню коліс трактора та сівалки розраховується в залежності від вертикального навантаження на відповідне колесо [46, 52, 74].

Прийняті допущення дозволяють представити МТА у вигляді плоскої системи в горизонтальній площині XOY , тому що в цій площині діють проекції сил, які формують навантаження на елементи агрегату, зчіпний пристрій, силу опору сівалки, сила опору перекочуванню машини, бічні сили та рушійні зусилля.

При складанні математичної моделі використовується випадок руху по криволінійній траєкторії, яка відповідає дійсній траєкторії руху посівних агрегатів по полю [46, 121, 122]. В процесі руху ведучими є передні та задні колеса трактора. Навантаження, які зазнає в цьому випадку агрегат, не є критичними і характерні для технологічного процесу сівби. Відмінною рисою розробленої математичної моделі є те, що вона дозволяє проаналізувати траєкторії руху елементів агрегату, відхилення та частоти в залежності від керуючого впливу та конструкційних параметрів.

У якості математичного апарата при складанні диференціальних рівнянь руху посівного двохелементного (двох масового) агрегату у складі трактора Б-1025.2 та сівалки Vega-8 W Profi були прийняті рівняння Лагранжа другого роду [1, 4, 5, 46, 52]:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_k} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_k} = Q_k, k = 1, 2, 3, 4, \quad (2.1)$$

де T – кінетична енергія системи;
 Q – узагальнені сили системи;
 q_k – узагальнені координати системи.

Під час розробки моделі використовувалися рівняння Лагранжа 2 роду (2.1) [46, 48, 122]. Рівняння Лагранжа 2 роду, які описують динаміку посівного агрегату, сформовано щодо таких узагальнених координат: O_{1x} і O_{1y} – центр мас трактора (т. O_1); кути повороту рам трактора φ_1 та сівалки φ_2 навколо осі x . Рівняння динаміки агрегату в загальному випадку мають такий вигляд:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}_{o_1}} \right) - \frac{\partial T}{\partial x_{o_1}} = Q_{o_{1x}}; \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{y}_{o_1}} \right) - \frac{\partial T}{\partial y_{o_1}} = Q_{o_{1y}}; \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_1} \right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi_1} = Q_{\varphi_1}; \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_2} \right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi_2} = Q_{\varphi_2}, \end{array} \right. \quad (2.2)$$

де $Q_{o_{1x}}, Q_{o_{1y}}, Q_{\varphi_1}, Q_{\varphi_2}$ – узагальнені сили відповідних узагальнених координат.

Кінетична енергія МТА складається з кінетичної енергії трактора та сівалки і визначається з виразу:

$$T = \frac{m_1 v_{o_1}^2}{2} + \frac{J_{o_1} \omega_1^2}{2} + \frac{m_2 v_{o_2}^2}{2} + \frac{J_{o_2} \omega_2^2}{2}, \quad (2.3)$$

де v_{o_1}, v_{o_2} – швидкості центрів мас трактора та сівалки;

ω_1, ω_2 – кутові швидкості трактора та сівалки щодо відповідних вертикальних осей z ;

J_{o_1}, J_{o_2} – моменти інерції трактора та сівалки щодо відповідних вертикальних осей z .

Швидкість центру мас трактора щодо нерухомої координат XOY визначається з рівнянь:

$$\left\{ \begin{array}{l} V_{o_1} = \sqrt{V_{o_{1x}}^2 + V_{o_{1y}}^2}; \\ V_{o_1}^2 = V_{o_{1x}}^2 + V_{o_{1y}}^2; \\ V_{o_{1x}} = \dot{x}_{o_1}; \\ V_{o_{1y}} = \dot{y}_{o_1}. \end{array} \right. \quad (2.3)$$

Швидкість центру мас сівалки залежить від φ_1 і φ_2 та визначається з виразу:

$$\begin{cases} V_{O_{2x}} = \dot{x}_{O_{2x}} + \omega_1(l_2 + l_3)\sin\varphi_1 + \omega_2 l_5 \sin\varphi_2; \\ V_{O_{2y}} = \dot{y}_{O_{2y}} - \omega_1 l_4 \cos\varphi_1 - \omega_2 l_5 \cos\varphi_2; \\ V_{O_2} = \sqrt{V_{O_{2x}}^2 + V_{O_{2y}}^2}. \end{cases} \quad (2.4)$$

З урахуванням (2.3) та (2.4) вираз для визначення кінетичної енергії посівного агрегату набуде вигляду:

$$\begin{aligned} T = & \frac{m_1[x_{O_1}^2 + y_{O_1}^2] + J_{O_1}\omega_1^2 + J_{O_2}\omega_2^2}{2} + \\ & + \frac{m_2[\dot{x}_{O_1} + \omega_1(l_2 + l_3)\sin\varphi_1 + \omega_2 l_5 \sin\varphi_2]^2}{2} + \\ & + \frac{m_2[\dot{y}_{O_1} - \omega_1(l_4 + l_5)\cos\varphi_1 - \omega_2 l_5 \cos\varphi_2]^2}{2}. \end{aligned} \quad (2.5)$$

Після обчислення приватних похідних кінетичної енергії (2.5) за узагальненими швидкостями отримуємо:

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{x}_{O_1}} = m_1 \dot{x}_{O_1} + m_2 (\dot{x}_{O_1} + \dot{\varphi}_1 l_4 \sin\varphi_1 + \dot{\varphi}_2 l_5 \sin\varphi_2); \quad (2.6)$$

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{y}_{O_1}} = m_1 \dot{y}_{O_1} + m_2 (\dot{y}_{O_1} - \dot{\varphi}_1 l_4 \cos\varphi_1 - \dot{\varphi}_2 l_5 \cos\varphi_2); \quad (2.7)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_1} = & J_{O_1} \dot{\varphi}_1 + m_2 l_4 \sin\varphi_1 (\dot{x}_{O_1} + \dot{\varphi}_1 l_4 \sin\varphi_1 + \dot{\varphi}_2 l_5 \sin\varphi_2) + \\ & + m_2 l_4 \cos\varphi_1 (-\dot{y}_{O_1} + \dot{\varphi}_1 l_4 \cos\varphi_1 + \dot{\varphi}_2 l_5 \cos\varphi_2); \end{aligned} \quad (2.8)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_2} = & J_{O_2} \dot{\varphi}_2 + m_2 l_5 \sin\varphi_2 (\dot{x}_{O_1} + \dot{\varphi}_1 l_4 \sin\varphi_1 + \dot{\varphi}_2 l_5 \sin\varphi_2) + \\ & + m_2 l_5 \cos\varphi_2 (-\dot{y}_{O_1} + \dot{\varphi}_1 l_4 \cos\varphi_1 + \dot{\varphi}_2 l_5 \cos\varphi_2). \end{aligned} \quad (2.9)$$

Похідні виразів (2.6)–(2.9) за часом мають наступний вигляд:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{dT}{d\dot{x}_{O_1}} \right) &= (m_1 + m_2) \ddot{x}_{O_1} + \\ &+ m_2 (\ddot{\phi}_1 l_4 \sin \varphi_1 + \dot{\phi}_1^2 l_4 \cos \varphi_1 + \ddot{\phi}_2 l_5 \sin \varphi_2 + \dot{\phi}_2^2 l_5 \cos \varphi_2); \end{aligned} \quad (2.10)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{dT}{d\dot{y}_{O_1}} \right) &= (m_1 + m_2) \ddot{y}_{O_1} + \\ &+ m_2 (-\ddot{\phi}_1 l_4 \cos \varphi_1 + \dot{\phi}_1^2 l_4 \sin \varphi_1 - \ddot{\phi}_2 l_5 \cos \varphi_2 + \dot{\phi}_2^2 l_5 \sin \varphi_2); \end{aligned} \quad (2.11)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{dT}{d\dot{\phi}_1} \right) &= J_{O_1} \ddot{\phi}_1 + m_2 l_4 \varphi_1 \cdot \\ &\cdot (\dot{x}_{O_1} + \ddot{\phi}_1 l_4 \sin \varphi_1 + \dot{\phi}_1^2 l_4 \cos \varphi_1 + \ddot{\phi}_2 l_5 \cos \varphi_2 + \dot{\phi}_2^2 l_5 \cos \varphi_2) + \\ &+ \dot{\phi}_1 m_2 l_4 \sin \varphi_1 (\dot{x}_{O_1} + \varphi_1 l_4 \sin \varphi_1 + \dot{\phi}_2 l_5 \sin \varphi_2) - m_2 l_4 \cdot \\ &\cdot \cos \varphi_1 (\ddot{y}_{O_1} - \ddot{\phi}_1 l_4 \cos \varphi_1 + \dot{\phi}_1^2 l_4 \sin \varphi_1 - \ddot{\phi}_2 l_5 \cos \varphi_2 + \dot{\phi}_2^2 l_5 \cos \varphi_2) + \\ &+ \dot{\phi}_1 m_2 l_4 \cos \varphi_1 (\ddot{y}_{O_1} - \dot{\phi}_1 l_4 \cos \varphi_1 - \dot{\phi}_2 l_5 \cos \varphi_2); \end{aligned} \quad (2.12)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{dT}{d\dot{\phi}_2} \right) &= J_{O_1} \ddot{\phi}_2 + \\ &+ m_2 l_5 (\dot{x}_{O_1} \sin \varphi_2 + \dot{x}_{c_1} \dot{\phi}_2 \cos \varphi_2 + \ddot{\phi}_1 l_4 \cos(\varphi_1 - \varphi_2) - \\ &- \dot{\phi}_1 l_4 (\dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_2) \sin(\varphi_1 - \varphi_2) - \ddot{y}_{O_1} \cos \varphi_2 + \ddot{y}_{O_1} \dot{\phi}_2 \sin \varphi_2 + \ddot{\phi}_2 l_5). \end{aligned} \quad (2.13)$$

Приватні похідні кінетичної енергії у узагальнених координатах дорівнюють:

$$\begin{cases} \frac{\partial T}{\partial x_{c_1}} = 0; \\ \frac{\partial T}{\partial y_{c_1}} = 0; \\ \frac{\partial T}{\partial \varphi_1} = \dot{\phi}_1 m_2 l_4 (\dot{x}_{O_1} \cos \varphi_1 + \dot{y}_{O_1} \sin \varphi_1 - \dot{\phi}_2 l_5 \sin(\varphi_1 - \varphi_2)); \\ \frac{\partial T}{\partial \varphi_2} = \dot{\phi}_2 m_2 l_5 (\dot{x}_{O_1} \cos \varphi_2 + \dot{y}_{O_1} \sin \varphi_2 + \dot{\phi}_1 l_4 \sin(\varphi_1 - \varphi_2)). \end{cases} \quad (2.14)$$

У моделі бічні сили, що діють у контакті коліс з опорною поверхнею,

визначаються як функції кута бічного уводу. Для визначення кутів бічного уводу через кінематичні параметри руху трактора (швидкість центру мас, кутову швидкість у горизонтальній площині та її геометричні розміри) досліджено схему плоско-паралельного руху МТА щодо нерухомої системи координат XOY зображену на рис. 2.2, б. З центрами мас трактора та сівалки пов'язані зв'язані (рухомі) системи координат $x_1o_1y_1$ та $x_2o_2y_2$.

Швидкість центрів коліс трактора визначаються як векторна сума швидкості центру мас трактора $\vec{v}_{O_1}$ та їх обертальних швидкостей ($\vec{v}_{K_{11}}, \vec{v}_{K_{12}}, \vec{v}_{K_{13}}, \vec{v}_{K_{14}}$) щодо центру мас:

$$\begin{cases} \vec{v}_{K_{11}} = \vec{v}_{O_1} + \vec{v}_{O_1K_{11}}; \\ \vec{v}_{K_{12}} = \vec{v}_{O_1} + \vec{v}_{O_1K_{12}}; \\ \vec{v}_{K_{13}} = \vec{v}_{O_1} + \vec{v}_{O_1K_{13}}; \\ \vec{v}_{K_{14}} = \vec{v}_{O_1} + \vec{v}_{O_1K_{14}}. \end{cases} \quad (2.15)$$

Швидкості центрів коліс сівалки визначаються як векторна сума швидкості т. D і щодо цієї точки обертальних швидкостей ($\vec{v}_{K_{21}}, \vec{v}_{K_{22}}$):

$$\begin{cases} \vec{v}_{K_{21}} = \vec{v}_D + \vec{v}_{DK_{21}}; \\ \vec{v}_{K_{22}} = \vec{v}_D + \vec{v}_{DK_{22}}. \end{cases} \quad (2.16)$$

Обертальні швидкості – це відстань від центрів мас коліс до відповідного центру на кутову швидкість колісної машини в горизонтальній площині.

Після проектування рівнянь на рухомі осі x_1 та y_1 , пов'язані з колісним трактором, отримуємо проекції швидкостей центрів коліс на ці осі:

$$\begin{cases} v_{K11x} = \dot{x}_{O_1} \cos \varphi_1 + \dot{y}_{O_1} \sin \varphi_1 - 0,5l_1\dot{\varphi}_1; \\ v_{K11y} = -\dot{x}_{O_1} \sin \varphi_1 + \dot{y}_{O_1} \cos \varphi_1 + \dot{\varphi}_1 l_2; \\ v_{K12x} = \dot{x}_{O_1} \cos \varphi_1 + \dot{y}_{O_1} \sin \varphi_1 - 0,5l_1\dot{\varphi}_1; \\ v_{K12y} = -\dot{x}_{O_1} \sin \varphi_1 + \dot{y}_{O_1} \cos \varphi_1 + \dot{\varphi}_1 l_2; \\ v_{K13x} = \dot{x}_{O_1} \cos \varphi_1 + \dot{y}_{O_1} \sin \varphi_1 - 0,5l_1\dot{\varphi}_1; \\ v_{K13y} = -\dot{x}_{O_1} \sin \varphi_1 + \dot{y}_{O_1} \cos \varphi_1 + \dot{\varphi}_1 l_3; \\ v_{K14x} = \dot{x}_{O_1} \cos \varphi_1 + \dot{y}_{O_1} \sin \varphi_1 - 0,5l_1\dot{\varphi}_1; \\ v_{K14y} = -\dot{x}_{O_1} \sin \varphi_1 + \dot{y}_{O_1} \cos \varphi_1 + \dot{\varphi}_1 l_3. \end{cases} \quad (2.17)$$

Для сівалки проектування рівнянь виконується на аналогічні рухомі осі та отримуємо наступні рівняння проекцій швидкостей:

$$\begin{cases} v_{K21x} = \dot{x}_{O_1} \cos \varphi_2 + \dot{y}_{O_1} \sin \varphi_2 + \dot{\varphi}_1 l_4 \sin(\varphi_1 - \varphi_2) - 0,5l_7\dot{\varphi}_2; \\ v_{K21y} = -\dot{x}_{O_1} \sin \varphi_2 + \dot{y}_{O_1} \cos \varphi_2 - \dot{\varphi}_1 l_4 \cos(\varphi_1 - \varphi_2) - \dot{\varphi}_2 l_5; \\ v_{K22x} = \dot{x}_{O_1} \cos \varphi_2 + \dot{y}_{O_1} \sin \varphi_2 + \dot{\varphi}_1 l_4 \sin(\varphi_1 - \varphi_2) - 0,5l_7\dot{\varphi}_2; \\ v_{K22y} = -\dot{x}_{O_1} \sin \varphi_2 + \dot{y}_{O_1} \cos \varphi_2 - \dot{\varphi}_1 l_4 \cos(\varphi_1 - \varphi_2) - \dot{\varphi}_2 l_5. \end{cases} \quad (2.18)$$

Для некерованих коліс трактора та сівалки кут бокового уводу визначається з виразу:

$$\delta_i = \arctg \frac{v_{iy}}{v_{ix}}. \quad (2.19)$$

Для передніх керованих коліс трактора кут бокового уводу визначається з формули:

$$\delta_i = a_j - \arctg \frac{v_{iy}}{v_{ix}}. \quad (2.20)$$

З рівняння (2.20) отримано наступні вирази для визначення кутів бокового уводу коліс трактора та сівалки:

$$\left\{ \begin{array}{l} \delta_{11} = a - \arctan \frac{-\dot{x}_{O_1} \sin \varphi_1 + \dot{y}_{O_1} \cos \varphi_1 + \dot{\varphi}_1 l_2}{\dot{x}_{O_1} \cos \varphi_1 + \dot{y}_{O_1} \sin \varphi_1 - 0,5 l_1 \dot{\varphi}_1}; \\ \delta_{12} = a - \arctan \frac{-\dot{x}_{O_1} \sin \varphi_1 + \dot{y}_{O_1} \cos \varphi_1 + \dot{\varphi}_1 l_2}{\dot{x}_{O_1} \cos \varphi_1 + \dot{y}_{O_1} \sin \varphi_1 + 0,5 l_1 \dot{\varphi}_1}; \\ \delta_{13} = -\arctan \frac{-\dot{x}_{O_1} \sin \varphi_1 + \dot{y}_{O_1} \cos \varphi_1 + \dot{\varphi}_1 l_3}{\dot{x}_{O_1} \cos \varphi_1 + \dot{y}_{O_1} \sin \varphi_1 + 0,5 l_1 \dot{\varphi}_1}; \\ \delta_{14} = -\arctan \frac{-\dot{x}_{O_1} \sin \varphi_1 + \dot{y}_{O_1} \cos \varphi_1 + \dot{\varphi}_1 l_3}{\dot{x}_{O_1} \cos \varphi_1 + \dot{y}_{O_1} \sin \varphi_1 - 0,5 l_1 \dot{\varphi}_1}; \\ \delta_{21} = -\arctan \frac{-\dot{x}_{O_1} \sin \varphi_2 + \dot{y}_{O_1} \cos \varphi_2 - \dot{\varphi}_1 l_4 \cos(\varphi_1 - \varphi_2) - \dot{\varphi}_2 l_5}{\dot{x}_{O_1} \cos \varphi_2 + \dot{y}_{O_1} \sin \varphi_2 + \dot{\varphi}_1 l_4 \sin(\varphi_1 - \varphi_2) - 0,5 l_7 \dot{\varphi}_2}; \\ \delta_{22} = -\arctan \frac{-\dot{x}_{O_1} \sin \varphi_2 + \dot{y}_{O_1} \cos \varphi_2 - \dot{\varphi}_1 l_4 \cos(\varphi_1 - \varphi_2) - \dot{\varphi}_2 l_5}{\dot{x}_{O_1} \cos \varphi_2 + \dot{y}_{O_1} \sin \varphi_2 + \dot{\varphi}_1 l_4 \sin(\varphi_1 - \varphi_2) + 0,5 l_7 \dot{\varphi}_2}. \end{array} \right. \quad (2.21)$$

Бічні сили визначаються пропорційно до кутів бокового уводу (2.21):

$$T_i = C_i \delta_i,$$

де C_i – коефіцієнт опору бокового уводу i -го колеса.

Сили бокового уводу P_δ спрямовано перпендикулярно до площині обіду коліс, рушійні сили P_k та сили опору коченню P_f – вздовж лінії вектора швидкості центру колеса у відповідних напрямках (рис. 2.2, б).

Отримуємо такі формули для обчислення узагальнених сил:

$$\begin{aligned}
Q_{O1x} = & \left[\begin{aligned} & (P_{K11} - P_{f11})\cos(\gamma_{11} - \delta_{11}) - P_{\delta11}\sin\gamma_{11} + \\ & + (P_{K12} - P_{f12})\cos(\gamma_{12} - \delta_{12}) - \\ & - P_{\delta12}\sin\gamma_{12} + (P_{K13} - P_{f13})\cos\delta_{13} + \\ & + (P_{K14} - P_{f14})\cos\delta_{14} + F_{O1x} \end{aligned} \right] \cos\varphi_1 - \\
& - \left[\begin{aligned} & P_{\delta11}\sin\gamma_{11} + (P_{K11} - P_{f11})\sin(\gamma_{11} - \delta_{11}) + \\ & + (P_{K12} - P_{f12})\cos(\gamma_{12} - \delta_{12}) + \\ & + (P_{K12} - P_{f12})\sin(\gamma_{12} - \delta_{12}) + F_{O1y} + P_{\delta13} + P_{\delta14} - \\ & - (P_{K13} - P_{f13})\sin\delta_{13} - (P_{K14} - P_{f14})\sin\delta_{14} \end{aligned} \right] \sin\varphi_1 + \\
& + (F_{O2x} - P_{f21}\cos\delta_{21} - R_2\cos\gamma_{21} - P_{f22}\cos\delta_{22})\cos\varphi_2 - \\
& - (P_{f21}\sin\delta_{21} + R_2\sin\gamma_{21} + P_{\delta21} + P_{\delta22} + P_{f22}\sin\delta_{22} + F_{O2y})\sin\varphi_2; \quad (2.22)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
Q_{O1y} = & \left[\begin{aligned} & (P_{K11} - P_{f11})\cos(\gamma_{11} - \delta_{11}) - P_{\delta11}\sin\gamma_{11} + \\ & + (P_{K12} - P_{f12})\cos(\gamma_{12} - \delta_{12}) - P_{\delta12}\sin\gamma_{12} + \\ & + (P_{K13} - P_{f13})\cos\delta_{13} + (P_{K14} - P_{f14})\cos\delta_{14} + F_{O1x} \end{aligned} \right] \sin\varphi_1 + \\
& + \left[\begin{aligned} & (P_{K11} - P_{f11})\cos\gamma_{11} + P_{\delta11}\sin(\gamma_{11} - \delta_{11}) + \\ & + (P_{K12} - P_{f12})\cos\gamma_{12} + P_{\delta12}\sin(\gamma_{12} - \delta_{12}) + \\ & + F_{O1y} + P_{\delta13} + P_{\delta14} - (P_{K13} - P_{f13})\sin\delta_{13} - (P_{K14} - P_{f14})\sin\delta_{14} \end{aligned} \right] \cos\varphi_1 + \\
& + (F_{O2x} - P_{f21}\cos\delta_{21} - P_2\cos\gamma_{21} - P_{f22}\cos\delta_{22})\sin\varphi_2 + \\
& + (P_{f21}\sin\delta_{21} + P_2\sin\gamma_{21} + P_{\delta21} + P_{\delta22} + P_{f22}\sin\delta_{22} + F_{O1y})\cos\varphi_2;
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
Q_{\varphi_1} = & \left(P_{\delta 11} \cos \gamma_{11} - (P_{K11} - P_{f11}) \sin(\gamma_{11} - \delta_{11}) + P_{\delta 12} \cos(\gamma_{12} - \delta_{12}) \right) l_2 - \\
& - \left(P_{\delta 13} + P_{\delta 14} - (P_{K13} - P_{f13}) \sin \delta_{13} - (P_{K14} - P_{f14}) \sin \delta_{14} \right) l_3 + \\
& + \left(P_{\delta 11} \sin \gamma_{11} - (P_{K11} - P_{f11}) \cos(\gamma_{11} - \delta_{11}) + (P_{K13} - P_{f13}) \cos \delta_{13} + \right. \\
& \left. + (P_{K14} - P_{f14}) \cos \delta_{14} + (P_{K12} - P_{f12}) \cos(\gamma_{12} - \delta_{12}) - P_{\delta 12} \sin \gamma_{12} \right) \cdot \\
& \cdot 0,5l_1 + M_{O1} + M_{O2} - \\
& - \left(P_{\delta 21} + P_{f21} \sin \delta_{21} + P_{\delta 22} + P_{f22} \sin \delta_{22} \right) \cdot (l_5 + l_4 \cos(\varphi_1 - \varphi_2)) - \\
& - P_2 \sin \gamma_{21} (l_5 + l_4 \cos(\varphi_1 - \varphi_2)) - P_2 \cos \gamma_{21} l_4 \sin(\varphi_1 - \varphi_2) + \\
& + F_{O2x} l_4 \sin(\varphi_1 - \varphi_2) - F_{O2x} (l_5 + l_4 \cos(\varphi_1 - \varphi_2)) - P_{f22} \cos \delta_{22} \cdot \\
& \cdot (0,5l_7 + l_4 \sin(\varphi_1 - \varphi_2)) + P_{f21} \cos \delta_{21} (0,5l_7 - l_4 \sin(\varphi_1 - \varphi_2)); \\
\\
Q_{\varphi_2} = & (P_{f21} \cos \delta_{21} - P_{f22} \cos \delta_{22}) 0,5l_7 - (P_{\delta 21} + P_{\delta 22}) l_5 + \\
& + P_2 \sin \gamma_{21} l_5 - F_{O2y} l_5 + M_{O2}.
\end{aligned}$$

Отримана система рівнянь Лагранжу 2-го роду (2.1)–(2.22) є суттєво нелінійною [46–48], тому система диференціальних рівнянь не має рішення, які могли бути представлені в аналітичному вигляді. Відповідно, для вирішення також системи звичайних диференціальних рівнянь необхідно використовувати чисельний метод рішення і відповідне програмне забезпечення.

Для використання чисельного методу рішення системи диференціальних рівнянь (модифікований метод Рунге-Кутта 4-5 порядку) необхідно привести систему (2.1)–(2.22) до виду Коші. З цією метою введемо наступні змінні:

$$\begin{cases} a_{11} = m_1 + m_2; a_{12} = 0; a_{13} = m_2 l_4 \sin \varphi_1; a_{14} = m_2 l_5 \sin \varphi_2; \\ a_{21} = 0; a_{22} = m_1 + m_2; a_{23} = -m_2 l_4 \cos \varphi_1; a_{24} = -m_2 l_5 \cos \varphi_2; \\ a_{31} = m_2 l_4 \sin \varphi_1; a_{32} = -m_2 l_4 \cos \varphi_1; a_{33} = J_1 + m_2 l_4^2; a_{34} = m_2 l_4 l_5; \\ a_{41} = m_2 l_5 \sin \varphi_2; a_{42} = -m_2 l_5 \cos \varphi_2; a_{43} = m_2 l_5 l_4 \cos(\varphi_1 - \varphi_2); a_{44} = J_2 + m_2 l_5^2. \end{cases} \quad (2.23)$$

З урахуванням рівнянь (2.1)–(2.22) після проведення необхідних угруповань і перетворень отримаємо рівняння Лагранжа, які матимуть вигляд:

$$\begin{cases} a_{11}\ddot{x}_{O_1} + a_{12}y_{O_1} + a_{13}\ddot{\varphi}_1 + a_{14}\ddot{\varphi}_2 = Q_{x_{O_1}}; \\ a_{21}\ddot{x}_{O_1} + a_{22}y_{O_1} + a_{23}\ddot{\varphi}_1 + a_{24}\ddot{\varphi}_2 = Q_{y_{O_1}}; \\ a_{31}\ddot{x}_{O_1} + a_{32}y_{O_1} + a_{33}\ddot{\varphi}_1 + a_{34}\ddot{\varphi}_2 = Q_{\varphi_1}; \\ a_{41}\ddot{x}_{O_1} + a_{42}y_{O_1} + a_{43}\ddot{\varphi}_1 + a_{44}\ddot{\varphi}_2 = Q_{\varphi_2}, \end{cases} \quad (2.24)$$

Коефіцієнти при других похідних системах (2.24) та узагальнені сили є функціями масових, геометричних, експлуатаційних параметрів трактора та агрегату, узагальнених координат та швидкостей. Рівняння руху МТА є системою чотирьох неоднорідних диференціальних рівнянь другого порядку.

Для приведення рівнянь (2.1)–(2.22) до виду Коші та чисельного рішення системи СЛАР методом Крамера був використаний математичний пакет програм MatLab 2021a [46].

Вихідні дані для розрахунку математичної моделі наведені в додат. А, Б.

2.2 Вплив конструкційних параметрів та режимів роботи на динаміку посівного машинно-тракторного агрегату

Для дослідження впливу конструкційних параметрів та режимів роботи на динаміку посівного МТА була розроблена програма для пакету Matlab. В програмі використано наступні змінні стану системи, що описується диференціальними рівняннями:

- координата x центру мас трактора;
- проекція швидкості центру мас трактора на вісь OX ;
- координата y центру мас трактора;
- проекція швидкості центру мас трактора на вісь OY ;
- кут повороту поздовжньої осі трактора;
- кутова швидкість трактора у горизонтальній площині;
- кут повороту поздовжньої осі сівалки;
- кутова швидкість сівалки у горизонтальній площині.

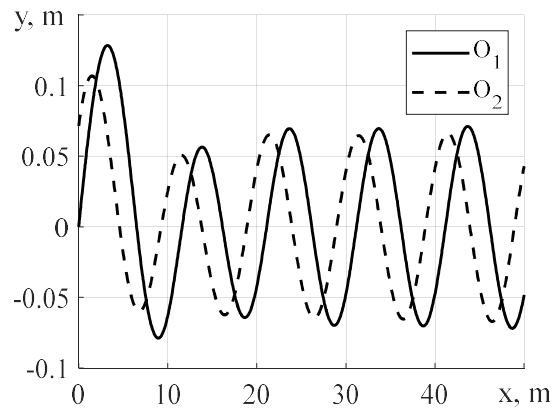
Вхідні параметри моделі:

- швидкість руху посівного МТА;
- маса трактора та сівалки;
- жорсткості коліс трактора та сівалки;
- відстань від передньої та задньої осі до центру мас трактора;
- відстань від задньої осі трактора до точки причепа;
- відстань від центру мас сівалки до точки причепа;
- відстань від осі сівалки до точки причепа;
- відстань від центру опору сівалки до точки причепа;
- ширина колії трактора та агрегату;
- величини рушійних сил та сил опору;
- моменти інерції трактора та сівалки щодо своїх центрів мас;
- головний вектор сил опору робочих органів сівалки;
- коефіцієнти бокового уводу коліс.

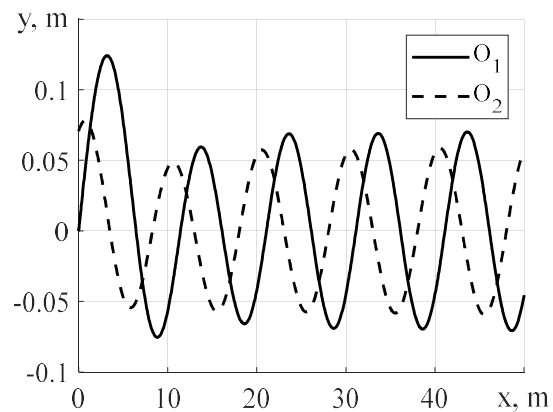
Теоретичні дослідження посівного МТА у складі трактора Б-1025.2 та сівалки Vega-8 W Profi проведено для трьох варіантів вихідних параметрів математичної моделі. В першому варіанті швидкість руху складала – $v = 2,5$ м/с; відстань від точки причепа сівалки до центру мас сівалки – $l_5 = 2$ м; тиск в колесах трактора – $P_w = 0,10$ МПа. У другому варіанті швидкість руху агрегату підвищено до $v = 2,8$ м/с; відстань від точки причепа сівалки до центру мас сівалки збільшено – $l_5 = 3$ м; тиск в колесах трактора – $P_w = 0,10$ МПа. В третьому варіанті підвищено тиск в колесах трактора до $P_w = 0,12$ МПа.

Узагальнені результати розрахунку математичної моделі посівного МТА наведені у додат. В.

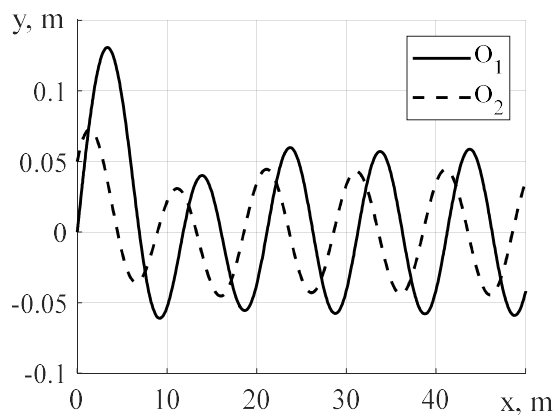
Визначено та порівняно траєкторії руху центрів мас трактора O_1 та сівалки O_2 (рис. 2.3), залежності кутів повороту центрів мас трактора γ_1 та сівалки γ_2 навколо вертикальної осі від пройденого шляху (рис. 2.4), спектральні щільності траєкторій центрів мас трактора $S(O_1)$ та сівалки $S(O_2)$ (рис. 2.5).



а



б



в

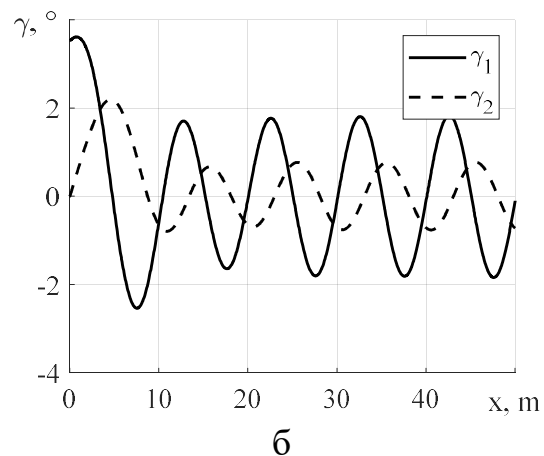
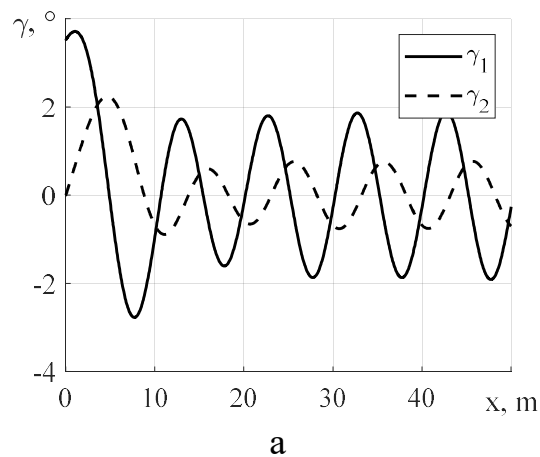
Рисунок 2.3 – Траєкторії руху центрів мас трактора O_1 та сівалки O_2
 (а – $v = 2,5$ м/с; $l_5 = 2$ м; $P_w = 0,10$ МПа; б – $v = 2,8$ м/с; $l_5 = 3$ м;
 $P_w = 0,10$ МПа; в – $v = 2,8$ м/с; $l_5 = 3$ м; $P_w = 0,12$ МПа)

Максимальне значення відхилення центра мас трактора від прямолінійної траєкторії складає 0,125 м (рис. 2.3, а), а для інших конструктивних параметрів посівного МТА – 0,12 м. Розмах коливань центра мас трактора складає 0,12 м (при $v = 2,5$ м/с, $l_5 = 2$ м, $P_w = 0,10$ МПа).

Збільшення швидкості руху до 2,8 м/с та підвищення тиску в колесах трактора до 0,12 МПа приводять до зниження розмаху коливань рами трактора до 0,11 м (рис. 2.3, в).

Розмах коливань центра мас сівалки знижується з 0,11 м (при $v = 2,5$ м/с, $l_5 = 2$ м, $P_w = 0,10$ МПа, рис. 2.3, а) до 0,08 м (при $v = 2,8$ м/с, $l_5 = 3$ м, $P_w = 0,12$ МПа, рис. 2.3, в).

Підвищення швидкості руху до 2,8 м/с, збільшення відстань від точки причепа сівалки до центру мас сівалки l_5 до 3 м, а також підвищення тиску в колесах трактора до 0,12 МПа позитивно впливає на прямолінійність руху елементів агрегату.



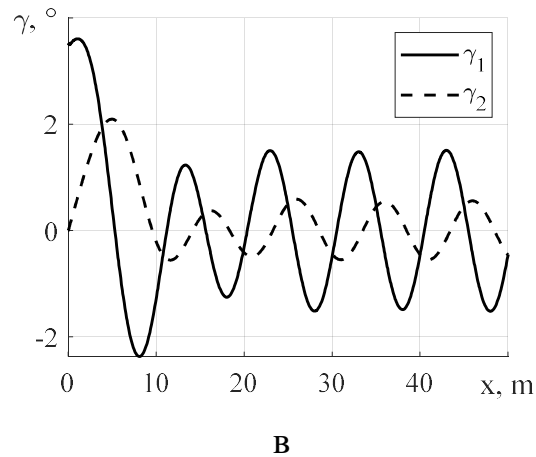


Рисунок 2.4 – Залежності кутів повороту центрів мас трактора γ_1 та сівалки γ_2 навколо вертикальної осі від пройденого шляху (а – $v = 2,5$ м/с; $l_5 = 2$ м; $P_w = 0,10$ МПа; б – $v = 2,8$ м/с; $l_5 = 3$ м; $P_w = 0,10$ МПа; в – $v = 2,8$ м/с; $l_5 = 3$ м; $P_w = 0,12$ МПа)

Максимальний розмах значення кута повороту рами трактора навколо вертикальної осі складає $5,8^\circ$ (при $v = 2,5$ м/с, $l_5 = 2$ м, $P_w = 0,10$ МПа, рис. 2.4, а). Розмах коливань кута повороту рами сівалки для даного випадку – $2,2^\circ$. Підвищення швидкості руху агрегату та збільшення довжини снчи сівалки приводить до зниження розмаху кута повороту трактора та сівалки до $2,8^\circ$ і $1,8^\circ$ відповідно (при $v = 2,8$ м/с, $l_5 = 3$ м, $P_w = 0,12$ МПа, рис. 2.4, в).

Комплексним показником оцінки динаміки елементів посівного агрегату є спектральні щільності траєкторій центрів мас трактора та сівалки [46, 47, 123–125]. Спектральні щільності траєкторій центрів мас трактора $S(O_1)$ та сівалки $S(O_2)$ розраховано для трьох варіантів конструктивних параметрів посівного МТА (рис. 2.5).

Найбільшу амплітуду має спектральна щільність траєкторії центру мас трактора $0,045$ (м/с²)²/Гц на частоті $3,1$ Гц; спектральна щільність траєкторії центру мас сівалки $0,032$ (м/с²)²/Гц на частотах $2,5$ – 4 Гц (рис. 2.5, а). Підвищення швидкості руху агрегату до $2,8$ м/с приводить до зниження амплітуди спектральної щільності траєкторії центру мас трактора та сівалки до $0,032$ (м/с²)²/Гц на частотах $2,5$ – 5 Гц (при $v = 2,8$ м/с, $l_5 = 3$ м, $P_w = 0,10$ МПа, рис. 2.5, б). Зниження амплітуд до $0,028$ (м/с²)²/Гц на частотах 5 – 7 Гц відбувається при $v = 2,8$ м/с, $l_5 = 3$ м, $P_w = 0,12$ МПа (рис. 2.5, в).

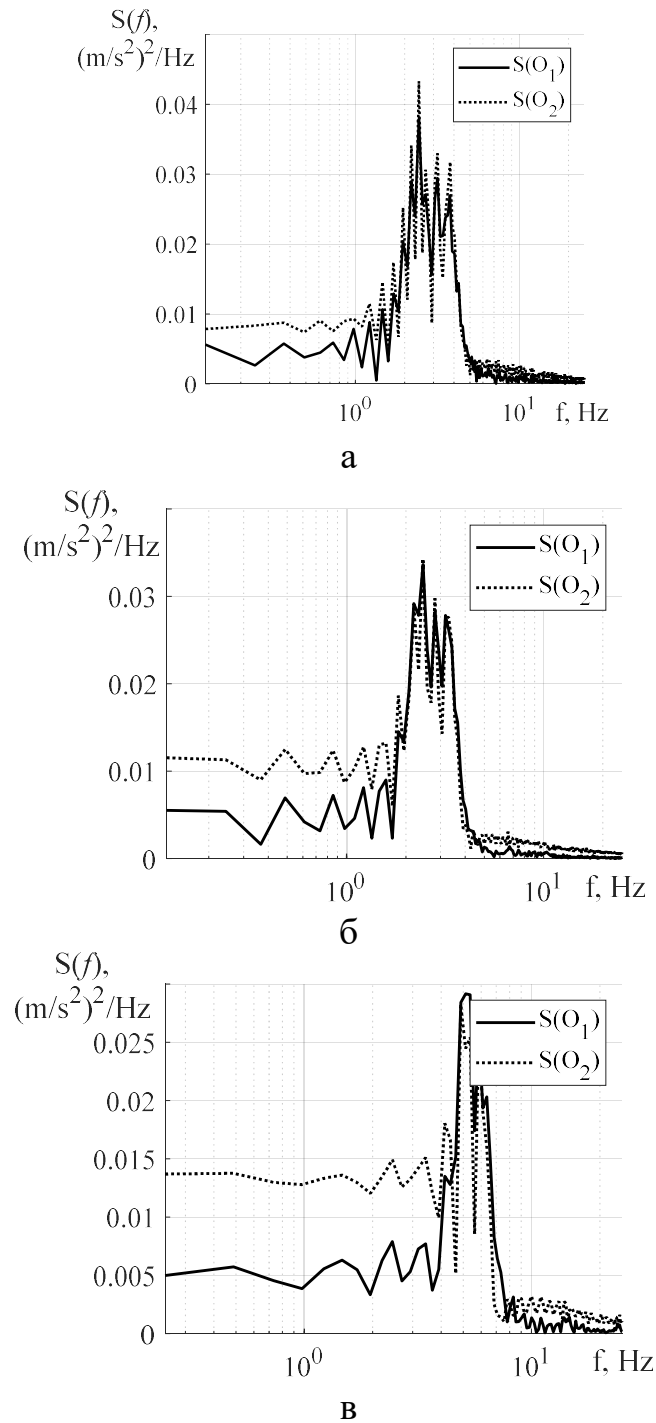


Рисунок 2.5 – Спектральні щільності траєкторій центрів мас трактора $S(O_1)$ та сівалки $S(O_2)$ (а – $v = 2,5$ м/с; $l_5 = 2$ м; $P_w = 0,10$ МПа; б – $v = 2,8$ м/с; $l_5 = 3$ м; $P_w = 0,10$ МПа; в – $v = 2,8$ м/с; $l_5 = 3$ м; $P_w = 0,12$ МПа)

Визначено, що максимальне значення відхилення центра мас трактора від прямолінійної траєкторії складає 0,125 м, а для інших конструктивних параметрів посівного МТА – 0,12 м. Розмах коливань центра мас трактора складає 0,12 м (при $v = 2,5$ м/с, $l_5 = 2$ м, $P_w = 0,10$ МПа). Збільшення швидкості

руху до 2,8 м/с та підвищення тиску в колесах трактора до 0,12 МПа приводять до зниження розмаху коливань рами трактора до 0,11 м. Розмах коливань центра мас сівалки знижується з 0,11 м (при $v = 2,5$ м/с, $l_5 = 2$ м, $P_w = 0,10$ МПа, до 0,08 м (при $v = 2,8$ м/с, $l_5 = 3$ м, $P_w = 0,12$ МПа). Максимальний розмах значення кута повороту рами трактора навколо вертикальної осі складає $5,8^\circ$ (при $v = 2,5$ м/с, $l_5 = 2$ м, $P_w = 0,10$ МПа). Розмах коливань кута повороту рами сівалки для даного випадку – $2,2^\circ$. Підвищення швидкості руху агрегату та збільшення довжини сніці сівалки приводить до зниження розмаху кута повороту трактора та сівалки до $2,8^\circ$ і $1,8^\circ$ відповідно (при $v = 2,8$ м/с, $l_5 = 3$ м, $P_w = 0,12$ МПа). Підвищення швидкості руху до 2,8 м/с, збільшення відстань від точки причепа сівалки до центру мас сівалки l_5 до 3 м, а також підвищення тиску в колесах трактора до 0,12 МПа позитивно впливає на прямолінійність руху елементів агрегату.

Траєкторії руху центрів мас трактора та сівалки в залежності від довжини механізму зчіпки сівалки. Розраховано спектральні щільності траєкторій руху центрів мас трактора та сівалки. Траєкторії руху елементів агрегату являють собою гармонійні коливання з періодом 20 м та розмахом 0,15 м. При збільшенні довжини механізму зчіпки сівалки розмах амплітуди зменшується до 0,11 м, період залишається незмінним для обох елементів агрегату, а коливання траєкторій центрів мас трактора та сівалки знаходяться в протифазі. Збільшення довжини механізму причіпу сівалки дозволяє знизити амплітуди коливання траєкторій центру мас на 0,05 м, що позитивно впливає на прямолінійність рядків посіву.

2.3 Забезпечення прямолінійності руху елементів посівного машинно-тракторного агрегату

Забезпечення автономної навігації МТА можливо через керування траєкторією руху його елементів і утриманні його на постійній відстані до сусіднього міждряддя. Незважаючи на те, що трактор та сільськогосподарське

знаряддя можуть мати різні схеми агрегування, більшість систем управління зосереджені на утриманні трактора на постійній відстані від сусідньої лінії руху. Мета автономної навігації, що забезпечує прямолінійність руху та рядків, полягає в тому, щоб утримувати траєкторію центру мас знаряддя на прямолінійній лінії руху або заданої траєкторії [126].

В роботі [127] порівняно методи автономної навігації та забезпечення прямолінійності руху агрегату. Методи відстеження шляху та керування напрямом руху МТА можна поділити на три групи: геометричний метод, закони кінематичного керування та метод оптимального керування.

Запропоновано метод оптимального керування напрямом руху (МОКНР) посівного МТА з метою забезпечення прямолінійності руху його елементів. Для дослідження МОКНР досліджено двох елементну динамічну модель МТА у складі колісного трактора та причіпної сівалки.

При складанні кінематичної моделі руху МТА передбачається, що ґрунт являється ідеальним середовищем та ковзання впливає тільки на передні керовані колеса. Складено кінематичну модель МТА рівняння руху якого мають вигляд:

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{y}_1 \\ \dot{\varphi}_1 \\ \dot{\delta} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} v_{O_{1x}} \cos \varphi_1 \\ v_{O_{1x}} \sin \varphi_1 \\ v_{O_{1x}} \frac{\tan \gamma}{l_2} \\ 0 \end{bmatrix}, \quad (2.25)$$

де x_1, y_1 – координати центра мас трактора;

φ_1 – кут повороту трактора навколо вертикальної осі;

δ – коефіцієнт бокового уводу коліс трактора;

γ – кут повороту керованих коліс трактора;

$v_{O_{1x}}$ – поступова швидкість руху трактора;

l_2 – колісна база трактора.

МОКНР та фільтр Калмана працюють в дискретному часі, тому рівняння (2.25) буде мати наступний вигляд:

$$\begin{bmatrix} x_1(t_{k+1}) \\ y_1(t_{k+1}) \\ \varphi_1(t_{k+1}) \\ \delta(t_{k+1}) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_1(t_k) + v_{O_{1x}}(t_k) \cos \varphi(t_k) T \\ y_1(t_k) + v_{O_{1x}}(t_k) \sin \varphi(t_k) T \\ \varphi(t_k) + v_{O_{1x}}(t_k) \frac{\tan \delta(t_k) \gamma(t_k)}{l_2} T \\ \delta(t_k) \end{bmatrix}, \quad (2.26)$$

де $t_{k+1} - t_k = T$ – період дискретизації, який складає $T = 10$ мс [46, 48].

Керовані колеса трактора описано як динамічні моделі першого порядку. Передбачається, що механізм рульового керування може реалізувати бажані закони керування з мінімальною похибкою. Механізм рульового керування описано наступним рівнянням [126]:

$$\begin{bmatrix} v_{O_{1x}}(t_{k+1}) \\ \gamma(t_{k+1}) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} k_v v_{O_{1x}}(t_k) + (1 - k_v) v_d(t_k) \\ k_\alpha \gamma(t_k) + (1 - k_\alpha) \gamma_d(t_k) \end{bmatrix}, \quad (2.27)$$

де k_v та k_α – динамічні коефіцієнти системи рульового керування трактора [127]; v_d та γ_d – бажані значення швидкості руху трактора та кута повороту керованих коліс.

Причіпна сівалка не має бокового уводу, тому динаміку сівалки у складі посівного МТА можна змодельовати лише за кутом між трактором та сівалкою θ . В такому випадку диференціальне рівняння кута між трактором та сівалкою має вигляд:

$$\dot{\theta} = \frac{-\gamma v_{O_{1x}} \sin(\theta + \varphi_2) + v_t (l_6 + l_5 \cos \varphi_2 + l_4 \cos(\theta + \varphi_2)) \tan \gamma - l_2 l_6 \dot{\gamma}_2}{l_2 (l_6 + l_5 \cos \varphi_2)}. \quad (2.28)$$

Диференціальне рівняння (2.28) в дискретному часі буде мати вигляд:

$$\theta(t_{k+1}) = \theta(t_k) + \dot{\theta}(t_k) T. \quad (2.29)$$

Кут повороту сівалки навколо вертикальної осі моделюється динамічною моделлю першого порядку в дискретному часі:

$$\varphi_2(t_{k+1}) = K_\gamma \varphi_2(t_k) + (1 - K_\gamma) \gamma_d(t_k), \quad (2.30)$$

де K_γ – коефіцієнт фільтра Калмана.

Положення сівалки для МОКНР описано наступною системою рівнянь:

$$\begin{bmatrix} x_2 \\ y_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_1 - l_4 \cos \varphi_1 - l_5 \cos(\theta - \varphi_1) - l_6 \cos(\theta + \varphi_2 - \varphi_1) \\ y_1 - l_4 \sin \varphi_1 + l_5 \sin(\theta - \varphi_1) + l_6 \sin(\theta + \varphi_2 - \varphi_1) \end{bmatrix}, \quad (2.31)$$

де x_2, y_2 – координати центра мас сівалки.

Якщо на сівалці розташований додатковий приймач GPS для підвищення точності керування напрямом руху тоді система рівнянь, що описує місце розташування приймача GPS має вигляд:

$$\begin{bmatrix} x_3 \\ y_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_2 + l_8 \cos(\theta + \varphi_2 - \varphi_1) - l_9 \sin(\theta + \varphi_2 - \varphi_1) \\ y_2 - l_8 \sin(\theta + \varphi_2 - \varphi_1) - l_9 \cos(\theta + \varphi_2 - \varphi_1) \end{bmatrix}, \quad (2.32)$$

де x_3, y_3 – положення приймача GPS;

l_8, l_9 – поперечна та повздовжня відстань від центру мас сівалки до антени приймача GPS.

Результуючий вектор стану загальної кінематичної моделі посівного МТА має вигляд:

$$\mathbf{x} = (x_1 \quad y_1 \quad \varphi_1 \quad \gamma \quad v_{O1x} \quad \gamma_1 \quad \theta \quad \varphi_2 \quad \dot{\varphi}_2 \quad x_2 \quad y_2)^T. \quad (2.33)$$

Загальний результуючий вектор керування має вигляд:

$$\mathbf{u} = (v_d \quad \gamma_d \quad \mu_d)^T. \quad (2.34)$$

Надалі динамічна модель посівного МТА буде задаватись у такому вигляді:

$$\mathbf{x}(t_{k+1}) = f(\mathbf{x}(t_k), \mathbf{u}(t_k)), \quad (2.35)$$

де f – функція, що включає в себе рівняння (2.25)–(2.32).

Так як в рівнянні (2.27) задаються v_d та γ_d (бажані значення швидкості руху трактора та кута повороту керованих коліс), то вектор керування $\mathbf{u}$ розраховується шляхом інтегрування.

Основна ідея МОКНР полягає в прогнозуванні майбутніх станів динамічної системи і мінімізації відхилень. Майбутній стан динамічної системи розраховується з виразу:

$$J(t_k) = \sum_{j=1}^M \|x(t_{k+j} | t_k) - r_x(t_{k+j})\|_Q^2 + \sum_{j=1}^M \|u(t_{k+j} | t_k) - r_u(t_{k+j})\|_{R_1}^2 + \sum_{j=1}^M \|\dot{u}(t_{k+j} | t_k)\|_{R_2}^2, \quad (2.36)$$

де M – розмір горизонту прогнозування;

$x(t_{k+j} | t_k)$ – прогнозований стан системи у майбутній момент часу t_{k+j} ;

r_x – еталонна траєкторія руху агрегату;

r_u – еталонна траєкторія для керування.

Q , R_1 та R_2 – симетричні додатні напіввизначені вагові матриці.

Таким чином задача оптимізації може бути сформульована наступним рівнянням:

$$\dot{u}^*(t_k \dots t_{k+M} | t_k) = \frac{\operatorname{argmin}_{\dot{u}} J(t_k)}{\dot{u}}, \quad (2.37)$$

де $U\dot{u}^*(t_k \dots t_{k+M} | t_k)$ – послідовність оптимальних керуючих значень у момент часу t_k .

Для фактичного контролю використовуються тільки перші контрольні значення, а оптимізація повторюється з новими оцінками стану на момент часу

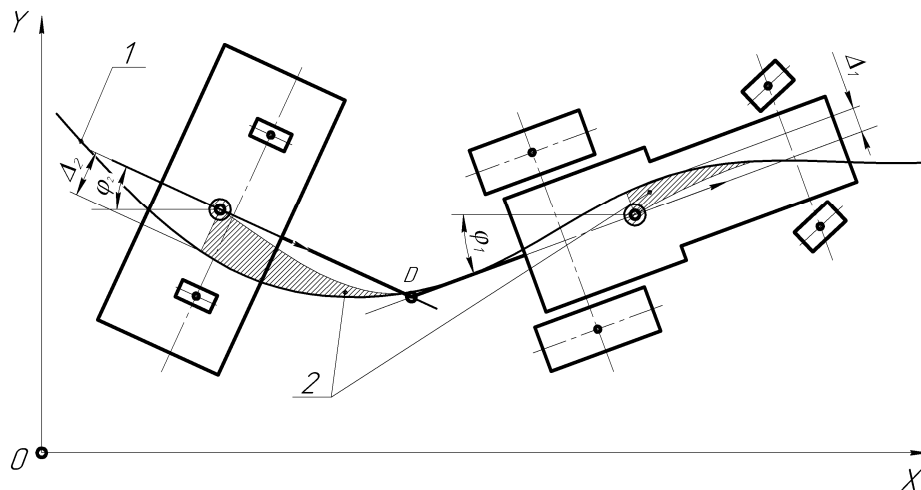
$t_k + 1$. З моделі системи (2.25)–(2.32) отримано обмеження задачі оптимізації, а обмеження станів та керуючих значень має вигляд:

$$\begin{aligned} x(t_{k+j+1} | t_k) &= \int \left(x(t_{k+j} | t_k), u(t_{k+j} | t_k) \right); \\ u(t_{k+j+1} | t_k) &= u(t_{k+j} | t_k) + \dot{u}(t_{k+j} | t_k)^T; \\ x_{\min} &\leq x(t) \leq x_{\max}, \forall t \in (t_k, t_{k+M}); \\ u_{\min} &\leq u(t) \leq u_{\max}, \forall t \in (t_k, t_{k+M}); \\ \dot{u}_{\min} &\leq \dot{u}(t) \leq \dot{u}_{\max}, \forall t \in (t_k, t_{k+M}); \end{aligned} \quad (2.38)$$

де $x_{\min}, x_{\max}$ – мінімальне і максимальне значення станів динамічної системи;
 $u_{\min}, u_{\max}$ – мінімальне і максимальне значення керуючих значень;
 $\dot{u}_{\min}, \dot{u}_{\max}$ – максимальні спадання і максимальні збільшення керуючих значень.

Простим способом застосування МОКНР є створення контролера відстеження траєкторії. У відстеженні траєкторії бажана траєкторія явно задається в функції вартості МОКНР (2.36).

На рис. 2.6 наведено схему відхилень елементів посівного МТА від ідеальної траєкторії руху.



1 – задана (ідеальна) траєкторія руху; 2 – зона відхилень елементів агрегату;
 Δ_1, Δ_2 – відхилення центрів мас трактора та сівалки від ідеальної траєкторії

Рисунок 2.6 – Схема відхилень елементів посівного машинно-тракторного агрегату від ідеальної траєкторії руху

Різниця між дійсною траєкторією руху та заданою (ідеальною) траєкторія руху визначаються Δ_1 і Δ_2 . Задана (ідеальна) траєкторія руху моделюється у вигляді полілінії.

Траєкторії r_x та r_u не є постійними і фіксованими в часі. Наступна точка траєкторії $r_x(t_{k+j})$ обчислюється на кожній ітерації, таким чином, що мінімізується відстань $x(t_{k+j} | t_k)$ від заданої траєкторії. $r_u(t_{k+j})$ обчислюється так, що відповідає позиції $r_x(t_{k+j})$.

Відстань між послідовними точками на шляху вважається постійною. Крім того, орієнтація трактора вздовж траєкторії та бажана швидкість і кути повороту розраховуються для кожної точки шляху. Спочатку визначається точка шляху P_i , яка є найближчою до поточного стану $x_{\{x_1, y_1\}}(t_{k+j} | t_k)$:

$$i = \operatorname{argmin}_i \left\| x_{\{x_1, y_1\}}(t_{k+j} | t_k) - P_i \right\|^2. \quad (2.39)$$

У процедурі пошуку передбачається, що локальний мінімум, який знайдено близько до мінімуму попереднього кроку часу, також є глобальним мінімумом.

Стан керованої системи не можна безпосередньо виміряти. Отримані вимірювання затримуються на якийсь конкретний проміжок часу. Крім того, керуючі виходи мають затримку, а виконавчі механізми мають інерцію та затримку. Контролеру МОКНР необхідна точна оцінка стану при впливі керуючих виходів на керовану систему.

Для оцінки стану контролеру МОКНР використовувався розширений фільтр Калмана (РФК). РФК відповідає стандартним методам оцінки динаміки машин [46, 48]. Загальний вигляд моделі кошторисної системи має вигляд:

$$\begin{aligned} \hat{x}(t_{k+1}) &= f_{est}(\hat{x}(t_k), u(t_k)) + w(t_k); \\ \hat{y}(t_k) &= h(\hat{x}(t_k)) + v_{Olx}(t_k), \end{aligned} \quad (2.40)$$

де f_{est} – модель оцінки системи РФК;

h – функція вимірювання РФК.

Відмінність від моделі прогнозування полягає в тому, що модель оцінки РФК включає в себе шум $w(t_k)$ і $v_{Olx}(t_k)$, як в рівнянні стану, так і в рівнянні вимірювання. Передбачається, що терміни шуму є незалежними і білими гауссовими шумами:

$$\begin{aligned} p(w(t_k)) &\sim N(0, Q(t_k)); \\ p(v(t_k)) &\sim N(0, R(t_k)), \end{aligned} \quad (2.41)$$

де $Q(t_k)$, $R(t_k)$ – коваріаційні матриці шумів у момент часу t_k .

Ще одна відмінність полягає в тому, що розрахунковий вектор станів включає в себе збільшені відкладені стани для отримання відкладених вимірювань:

$$\hat{x}(t_k) = [x(t_k) \ x(t_{k-1}) \ x(t_{k-2}) \ \dots \ x(t_{k-n})]^T, \quad (2.42)$$

де n – число відкладених станів РФК;

x – вектор стану системи (2.33).

Модель оцінки передбачає новий стан системи $x(t_{k+1})$ за допомогою моделі системи (2.35) і переміщує старі стани далі в межах вектора збільшених станів:

$$f_{est}(\hat{x}(t_k), u(t_k)) = [f(x(t_k) \ x(t_k)) \ x(t_{k-1}) \ \dots \ x(t_{k-n+1})]^T. \quad (2.43)$$

Модель вимірювання підбирає певні елементи з вектора доповненого стану так, що затримка відповідного вимірювання дорівнює істинній затримці, виміряній у системі:

$$h(\hat{x}(t_k)) = \begin{bmatrix} x_1(t_{k-\tau(x_1)}) \\ y_1(t_{k-\tau(y_1)}) \\ \varphi_1(t_{k-\tau(\varphi_1)}) \\ v_{O1x}(t_{k-\tau(O1x)}) \\ \gamma(t_{k-\tau(\gamma)}) \\ \theta(t_{k-\tau(\theta)}) \\ \gamma_d(t_{k-\tau(\gamma_d)}) \\ x_2(t_{k-\tau(x_2)}) \\ y_2(t_{k-\tau(y_2)}) \end{bmatrix}, \quad (2.44)$$

де τ – затримка відповідного вимірювання РФК.

Складність оцінки полягає в тому, щоб об'єднати глобальне вимірювання положення, отримане за допомогою GPS, і локальне вимірювання, отримане інерційним вимірювальним пристроєм (ІВП). Для цього траєкторія руху сівалки записується в пам'ять навігаційної системи.

Різниця між виміряними та розрахунковими відстанями показує, наскільки поточні та попередні оцінки відрізняються вбік на кут, перпендикулярний до поточному курсу сівалки (рис. 2.6).

Корекція обох оцінок вимагатиме повторного обчислення всіх записаних оцінок заново на кожному етапі оцінки. Оскільки це вимагатиме занадто багато часу на обчислення для виконання цього в режимі реального часу, за допомогою РФК коригується лише поточна оцінка. Рівняння корекції мають вигляд:

$$\begin{aligned} \Delta x_3 &= (L_{meas} - L_{est}) \cos(\theta - \beta - \gamma_t); \\ \Delta y_3 &= (L_{meas} - L_{est}) \sin(\theta - \beta - \gamma_t), \end{aligned} \quad (2.45)$$

де L_{est} – розрахункова відстань від центра мас сівалки до ідеальної (заданої) траєкторії руху;

L_{meas} – виміряна відстань за допомогою GPS.

Значення корекції використовуються безпосередньо в РФК та мають наступний вигляд:

$$\begin{aligned}x_{2meas}(t_k) &= h(\hat{x}(t_k))_{\{x_2\}} + \Delta x_3; \\y_{2meas}(t_k) &= h(\hat{x}(t_k))_{\{y_2\}} + \Delta y_3,\end{aligned}\tag{2.46}$$

де x_{2meas}, y_{2meas} – положення центра мас сівалки визначених GPS.

Попередніми дослідженнями встановлено, що точність вимірювання напрямку руху має вирішальне значення для точності відстеження траєкторії руху [127]. За допомогою GPS можна визначити напрямок руху трактора або сівалки, але в залежності від GPS-приймача точність може бути низькою (1–3 м), особливо при русі на низьких швидкостях. Крім того, коли МТА не рухається, не можна виміряти напрямок за допомогою лише одного GPS [126].

В роботі [128] досліджено систему керування, що складалась з недорогого GPS-приймача та ІВП які вимірювали траєкторії руху елементів агрегату. Положення трактора та причіпної машини оцінювали за допомогою розширеного фільтра Калмана. Така система змогла значно покращити точність керування МТА.

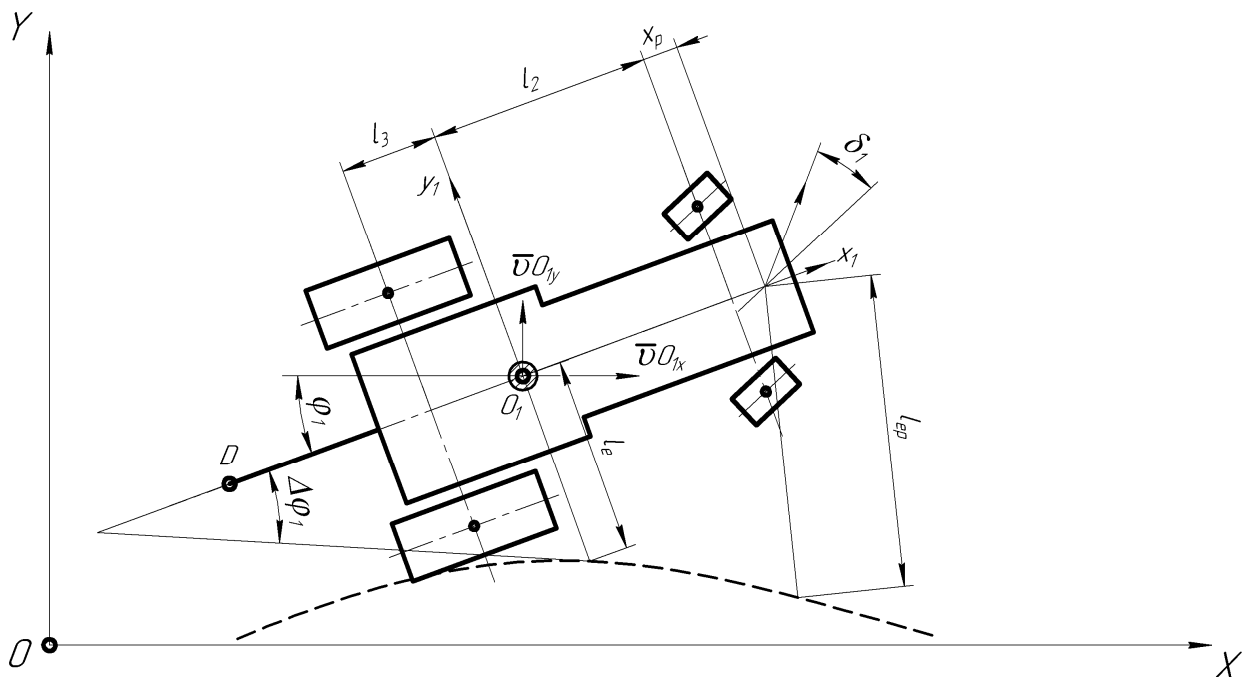
Запропонований метод оптимального керування напрямом руху посівного МТА дозволяє підвищити точність керування та прямолінійність руху елементів агрегату за рахунок точного визначення місця розташування GPS та обробкою даних за допомогою розширеного фільтра Калмана.

Результати показали, що МОКНР є можливим методом для реалізації відстеження та керування напрямом руху посівного МТА та здатний забезпечувати відхилення сівалки від прямолінійної траєкторії не більше 10 см при швидкості руху до 12 км/год.

2.4 Система керування напрямом руху посівного машинно-тракторного агрегату

Керування напрямом руху посівного МТА забезпечується зміною траєкторії руху трактора. На траєкторію руху трактора зазвичай негативно впливають невизначеності та перешкоди, особливо від нерівного ґрунту. Як основний виконавчий механізм керування напрямом руху трактора використовується електрогідравлічна система рульового керування [129].

Обґрунтування системи керування напрямом руху посівного машинно-тракторного агрегату потребує складання динамічної моделі плоско-паралельного руху трактора, що має два ступені свободи (рис. 2.7).



l_e – відстань від центра мас трактора до ідеальної (заданої) траєкторії руху;
 $\Delta\phi_1$ – похибка кута повороту трактора (похибка між дійсним кутом повороту трактора і бажаним кутом повороту); ϕ_d – бажаний кут повороту трактора

Рисунок 2.7 – Схема керування напрямом трактора за ідеальною (заданою) траєкторією руху

Прямолінійність руху посівного МТА потребує мінімізації відстані від центра мас трактора до ідеальної (заданої) траєкторії руху $l_e \rightarrow \min$ та похибки

кута повороту трактора $\Delta\varphi_1 \rightarrow \min$. Оскільки важко контролювати обидві помилки за допомогою лише одного керуючого впливу γ – кута повороту керованих коліс трактора, тому рівняння похибок будуть мати наступний вигляд [130]:

$$\begin{cases} \dot{l}_e = v_{O1y} \cos(\Delta\varphi_1) - v_{O1x} \sin(\Delta\varphi_1); \\ \dot{s} = v_{O1x} \cos(\Delta\varphi_1) + v_{O1y} \sin(\Delta\varphi_1); \\ l_{ep} = l_e + x_p \sin(\Delta\varphi_1); \\ \Delta\varphi_1 = \varphi_1 - \varphi_d, \end{cases} \quad (2.47)$$

де s – шлях пройдений МТА по заданій траєкторії руху.

Так як синуси кутів повороту трактора мають достатньо малі значення систему рівнянь (2.47) можна спростити до вигляду:

$$\begin{cases} \dot{l}_e = v_{O1y} - v_{O1x} \Delta\varphi_1; \\ l_{ep} = e + x_p \Delta\varphi_1; \\ \dot{l}_{ep} = e + x_p \Delta\varphi_1; \\ \Delta\dot{\varphi}_1 = \dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_d = \omega_1 - K\dot{s}. \end{cases} \quad (2.48)$$

Аналогічно можуть бути визначені перша та друга похідні шляху пройденого МТА по заданій траєкторії руху:

$$\dot{s} = v_{O1x} + v_{O1y} \Delta\varphi_1. \quad (2.49)$$

$$\ddot{s} = \dot{v}_{O1x} + \dot{v}_{O1y} \Delta\varphi_1 + v_{O1y} \Delta\dot{\varphi}_1. \quad (2.50)$$

Так як посівний МТА працює в польових умовах його колеса мають низький коефіцієнт зчеплення з опорною поверхнею в повздовжньому напрямі та суттєвий коефіцієнт бокового уводу [129] тому рівняння (2.47)–(2.48) можна перетворити у наступний вигляд:

$$\Delta\varphi_1 = \dot{\gamma} - \dot{K}\dot{s} - K\ddot{s}. \quad (2.51)$$

$$\ddot{l}_e = \dot{v}_{O1y} + \dot{v}_{O1x} \Delta\varphi_1 + v_{O1x} \Delta\dot{\varphi}_1. \quad (2.52)$$

$$\ddot{l}_{ep} = \ddot{l}_e + x_p \Delta \varphi_1. \quad (2.53)$$

$$= \dot{\nu}_{olx} - \dot{\nu}_{olx} \Delta \varphi_1 - \nu_{olx} (\gamma + K\dot{s}) + x_p (\dot{\gamma} - \dot{K}\dot{s} - K\ddot{s}). \quad (2.54)$$

Трактор досліджено як динамічну модель, що має дві ступені свободи та γ_1 , φ_1 мають відносно невеликі значення рівняння динаміки можна записати у такому вигляді:

$$\begin{cases} m(\nu_{olx}\dot{\varphi}_1 + \nu_{olx}\omega_1) = F_f + F_r; \\ I_z\omega_1 = l_2F_f - l_4F_r, \end{cases} \quad (2.55)$$

де F_f – повздовжня сила, що діє на передні колеса трактора;

F_r – повздовжня сила, що діє на задні колеса трактора.

Оскільки шини трактора безпосередньо контактують з нерівним профілем опорної поверхні, то повздовжні сили, що діють на передні та задні колеса трактора можна визначити з виразу:

$$\begin{cases} F_f = F_{df} + d_f(\bullet); \\ F_r = F_{dr} + d_r(\bullet), \end{cases} \quad (2.56)$$

де F_{df} , F_{dr} – ідеальні поздовжні сила передніх та задніх коліс трактора [129].

Оскільки поздовжні сили знаходиться в лінійній залежності від кута ковзання шини, то їх можна визначити з рівняння:

$$\begin{cases} F_{df} = C_f \alpha_f; \\ F_{dr} = C_r \alpha_r. \end{cases} \quad (2.57)$$

де α_{df} , α_{rf} – кути ковзання шин передньої та задньої осі трактора відповідно.

Кути ковзання можна розрахувати з виразу:

$$\begin{cases} \alpha_f = \varphi_1 + l_2 \frac{\omega}{v_{O1x}} - \delta_f; \\ \alpha_r = \varphi_1 - l_4 \frac{\omega}{v_{O1x}}. \end{cases} \quad (2.58)$$

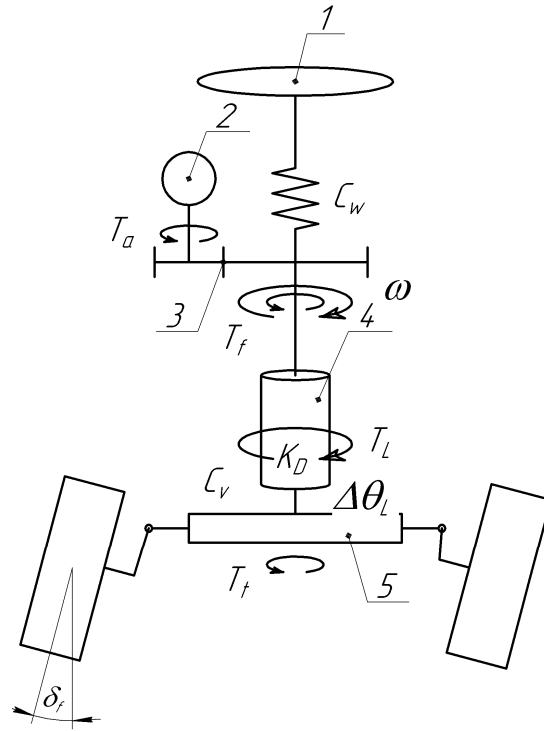
Оскільки нелінійні характеристики шин підчас виконання поворотів сильно впливають на керованість, особливо в польових умовах, необхідно враховувати невизначеність жорсткості коліс на поворотах, яку можна розрахувати з виразу:

$$\begin{cases} C_f = C_{f0} + \Delta_f; \\ C_r = C_{r0} + \Delta_r, \end{cases} \quad (2.59)$$

Системи автоматичного керування напрямом руху інтегруються у рульове керування трактора за допомогою додаткового електричного приводу у вигляді крокового електричного двигуна та передачі [46, 48, 93, 101].

Схему електрогідравлічної системи рульового керування трактора наведено на рис. 2.7.

Принцип роботи системи можна описати наступним чином. Електронний блок керування електропідсилювача керма отримує сигнал ідеального кута повороту керма та електричний двигун 2 створює необхідний крутний момент T_a . Крутний момент T_a передається через передачу 3 на рульову колонку трактора. Масло, що протікає через поворотний клапан, подається в гідроциліндр 4 та створюється додатковий момент, що діє на рульову колонку [131]. Крутний момент T_a та гідравлічна потужність F_L на виході гідроциліндра разом долають опір рульового управління T_r та внутрішнє тертя F_t , щоб змусити трактор змінити напрям руху слідкуючи за заданою траєкторією.



1 – рульове колесо трактора; 2 – електричний двигун електрогідравлічної системи рульового керування; 3 – зубчаста передача; 4 – гідроциліндр; 5 – рульова рейка

Рисунок 2.8 – Схема електрогідравлічної системи рульового керування трактора

Модель динаміки рульового управління описана рівнянням у вигляді [131]:

$$\frac{r_{\omega} i_p \eta}{2r \tan(\varphi + \rho_k)} T_a + r_{\omega} i_p \eta F_L - T_r - r_e F_f = \left(I_{\omega} + m_{\omega} i_{\omega} i_p \eta r_{\omega}^2 \right) \ddot{\delta}_f + \left(C_{\omega} + C_v m_{\omega} i_{\omega} i_p \eta r_{\omega}^2 \right) \dot{\delta}_f \quad (2.60)$$

Для того, щоб додатково встановити залежність між моментом електродвигуна та кутом повороту рульового колеса, необхідно додатково проаналізувати гідравлічний підсилювач керма, опір і його внутрішнє тертя:

$$F_L = P_L A_p \left[\left(\frac{Q_s - A_p \frac{dy_p}{dt}}{2C_d A_2} \right) - \left(\frac{Q_s + A_p \frac{dy_p}{dt}}{2C_d A_1} \right) \right] \frac{\rho}{2} A_p, \quad (2.61)$$

де A_1, A_2 – площа відкриття отвору, відповідно, яку можна розрахувати наступним чином:

$$A_1 = \begin{cases} W_2 L_2 + (L_1 - r_f \Delta \theta_L) W_1; \\ \Delta \theta_L < \frac{L_1}{r_f}; \\ (L_1 + L_2 - r_f \Delta \theta_L) W_1; \\ \frac{L_1}{r} \leq \Delta \frac{L_1 + L_2}{r_f}, \end{cases} \quad (2.62)$$

$$A_2 = \begin{cases} W_2 L_2 + (L_1 + r_f \Delta \theta_L) W_1; \\ \Delta \theta_L < \frac{L_1}{r_f}; \\ (L_1 + L_2 + r_f \Delta \theta_L) W_1; \\ \frac{L_1}{r} \leq \Delta \theta_L \leq \frac{L_1 + L_2}{r_f}, \end{cases} \quad (2.63)$$

де $\Delta \theta_L$ – кут повороту крутного моменту поворотного клапана гідроциліндра, який можна описати як:

$$\Delta \theta_L = \frac{T_a}{K_L}. \quad (2.64)$$

Поздовжньою силою опору кочення колеса можна знехтувати за умови, що різниця в навантаженні між лівим та правим колесами незначна. Однак, характеристики бокового уводу коліс приймаються лінійними. Таким чином, момент опору колеса, що створює момент на рульовій колонці, можна визначити через сили бічного уводу та моменту випрямлення, який утворюється силою тяжіння:

$$T_r = T_1 + T_2 = C_f \left(\varphi_1 + \frac{l_2 \omega_1}{v_{O1x}} - \delta f \right) (l_{tp} + l_{hp}) + \frac{G l_{nq}}{2} \sin(2\theta_k) \sin \delta_f. \quad (2.65)$$

В процесі моделювання системи рульового керування вплив крутного моменту тертя зазвичай ігнорується з метою спрощення моделі рульового управління. Однак у зв'язку з великою масою трактора та його умовами роботи сили

тертя, опору кочення та бокового уводу мають великий вплив на ефективність рульового керування, тому їх не можна ігнорувати при моделюванні [132]:

$$F_f \left[F_c + (F_s - F_c) e^{-(\dot{\delta}_f / \omega_s)^2} + K_v |\dot{\delta}_f| \right] \text{sgn}(\dot{\delta}_f). \quad (2.66)$$

Схема алгоритму роботи системи керування напрямом руху трактора у складі посівного машинно-тракторного агрегату наведено на рис. 2.9. Вхідними параметрами для алгоритму роботи системи керування напрямом руху є ідеальна (задана) траєкторія, модель слідкування та динаміка трактора. Модель слідкування за шляхом визначає відхилення трактора від ідеальної (заданої) траєкторії та надсилає ці дані до моделі слідкування за кутом повороту рульового колеса.

При роботі системи трактор буде слідувати за заданою траєкторією руху під дією крутного моменту, що створений рульовою колонкою T_s та опору зворотного зв'язку від керованих коліс трактора T_f . Система керування напрямом руху трактора працює в режимі реального часу зчитуючи інформацію з датчиків та утворюючи керуючий момент.

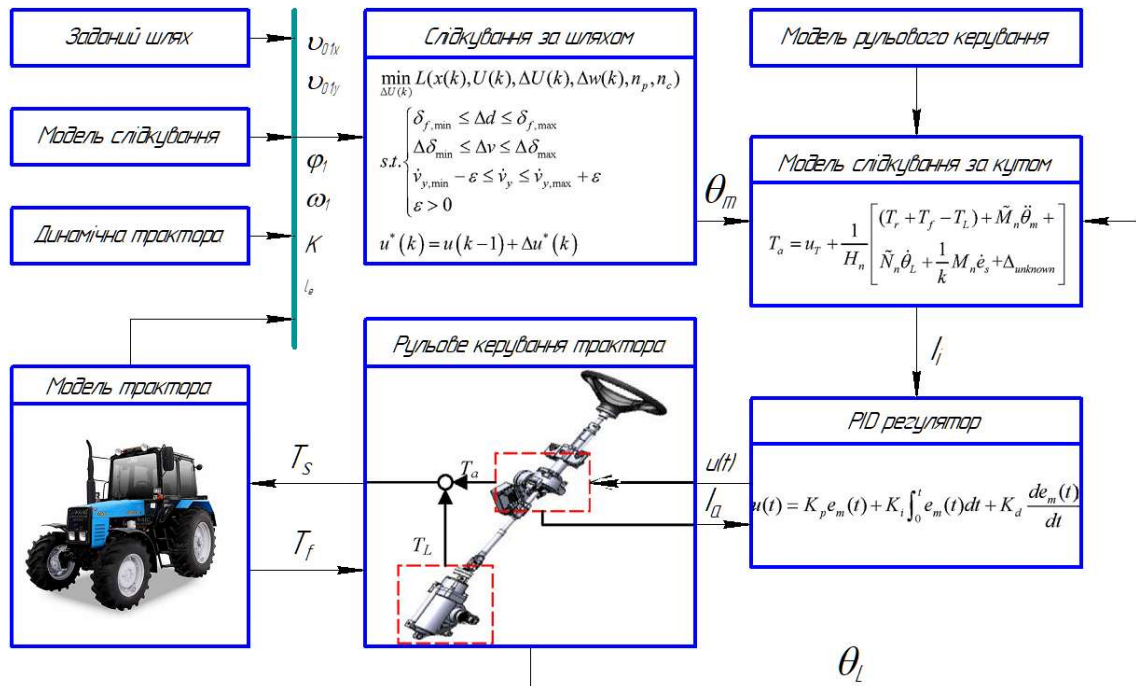


Рисунок 2.9 – Схема алгоритму роботи системи керування напрямом руху трактора у складі посівного машинно-тракторного агрегату

$$\left\{ \begin{aligned}
\dot{\varphi}_1 &= \left(\frac{l_2 C_f - l_4 C_r}{m v_{01x}^2} - 1 \right) \omega + \frac{C_f - C_r}{m v_{01x}} \varphi_1 - \frac{C_f}{m v_{01x}} \delta_f + d_1(\cdot); \\
\dot{\omega}_1 &= \frac{l_2^2 C_f - l_4^2 C_r}{I_z v_{01x}} \omega_1 + I_z v_{01x} + d_2(\cdot); \\
\Delta \dot{\varphi}_1 &= \omega - K v_{01x} + K v_{01y} \Delta \varphi_1; \\
\Delta \ddot{\varphi}_1 &= \frac{l_2^2 C_f - l_4^2 C_r}{I_z v_{01x}} \omega_1 + \frac{l_2 C_f - l_4 C_r}{I_z} \varphi_1 - \frac{l_2 C_f}{I_z} \delta_f + (\dot{K} v_{01y} + \dot{K} v_{01y}) \Delta \varphi_1 + \\
&+ K v_{01y} \Delta \dot{\varphi}_1 - (\dot{K} v_{01x} + \dot{K} v_{01y}) + d_2(\cdot); \\
\dot{l}_e &= v_{01y} + v_{01x} \Delta \varphi_1; \\
\ddot{l}_e &= v_{01y} + v_{01x} \Delta \varphi_1 + v_{01x} \Delta \dot{\varphi}_1; \\
\ddot{l}_{ep} &= (\dot{v}_{01x} + \dot{K} v_{01x} v_{01y} + x_p \dot{K} v_{01y} + K \dot{v}_{01y}) \Delta \varphi_1 - K v_{01y} \Delta \dot{\varphi}_1 + \\
&+ \left(v_{01x} + x_p \frac{l_2^2 C_f - l_4^2 C_r}{I_z v_{01x}} \right) \omega_1 + x_p \frac{l_2 C_f - l_4 C_r}{I_z} \varphi_1 + \dot{v}_{01y} - x_p \frac{l_2 C_f}{I_z} \delta_f - \\
&- (K v_{01x}^2 + x_p K v_{01x} + K \dot{v}_{01x}) + x_p d_2(\cdot),
\end{aligned} \right. \quad (2.67)$$

$$\text{де } d_1(\cdot) = \frac{d_f(\cdot) + d_r(\cdot)}{m v_{01x}}, \quad d_2(\cdot) = \frac{l_2 d_f(\cdot) - l_4 d_r(\cdot)}{I_z}.$$

У разі складних систем реакція системи керування напрямом руху замкнутого циклу стає недостатньою, що призводить до значних коливань станів рульового керування трактора. З метою усунення прогнозованої похибки та коливань станів системи модель відстеження траєкторії приведена до такого вигляду (2.67).

Рівняння стану будуть мати такий вигляд:

$$\begin{cases} \dot{x} = Ax + B_1 u + B_2 \omega; \\ y = Cx, \end{cases} \quad (2.68)$$

де $x = [\Delta \varphi_1 \quad \Delta \dot{\varphi}_1 \quad \varphi_1 \quad \omega \quad l_e \quad \dot{l}_e \quad \dot{l}_{ep}]^T$ – змінні стану;

$u = \delta_f$ – вхідні змінні.

Вхідні перешкоди та шуми мають вигляд:

$$\omega = \begin{bmatrix} d_1(\bullet) & d_2(\bullet) & -Kv_{01x} & d_2(\bullet) & v_{01y} & K_1 & K_2 \end{bmatrix}^T;$$

$$K_1 = -(K\dot{v}_{01x} + K\dot{v}_{01x}) + d_2(\bullet);$$

$$K_2 = \dot{v}_{01y}^2 - x_p \frac{l_2 C_f}{I_z} - (Kv_{01x}^2 + x_p Kv_{01x} + K\dot{v}_{01x}) + x_p d_2(\bullet).$$

Матриці коефіцієнтів станів A , B_1 , B_2 і C :

$$A = \begin{bmatrix} Kv_{01y} & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ \dot{K}v_{01y} + \dot{K}v_{01y} & Kv_{01y} & \frac{l_2 C_f - l_4 C_r}{J_1} & \frac{l_2^2 C_f - l_4^2 C_r}{J_1 v_{01x}} - 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{C_f + C_r}{m_1 v_{01x}} & \frac{l_2^2 C_f - l_4^2 C_r}{m_1 v_{01x}^2} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{l_2 C_f - l_4 C_r}{J_1} & \frac{l_2^2 C_f - l_4^2 C_r}{J_1 v_{01x}} - 1 & 0 & 0 & 0 \\ v_{01x} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \dot{v}_{01x} & v_{01x} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \dot{v}_{01x} + Kv_{01x} v_{01y} + x_p \dot{K}v_{01y} + \dot{K}v_{01y} & -Kv_{01y} & x_p \frac{l_2 C_f - l_4 C_r}{J_1} & v_{01x} + x_p \frac{l_2^2 C_f - l_4^2 C_r}{J_1 v_{01x}} & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix};$$

$$B_1 = \begin{bmatrix} 0 & -\frac{l_2 C_f}{I_z} & -\frac{C_f}{m v_{01x}} & -\frac{l_4 C_f}{I_z} & 0 & 0 & -x_p \frac{l_2 C_f}{I_z} \end{bmatrix}^T;$$

$$B_2 = [1 \ 1 \ 1 \ 1 \ 1 \ 1 \ 1]^T;$$

$$C = [1 \ 1 \ 1 \ 1 \ 1 \ 1 \ 1]^T;$$

Оскільки опорна поверхня створює нерівномірні умови на колеса та рульове керування трактора і спричиняють значні невизначеності в процесі керування напрямом руху, контролер повинен бути стійким до невизначеностей та збурень. У процесі виконання алгоритм (рис. 2.9) прогнозує майбутній результат через фіксовані проміжки часу на основі поточної моделі управління. Оптимальні результати контролю будуть отримані шляхом безперервної корекції параметрів моделі за допомогою

системи оцінок.

Модель простору станів системи (2.68) була перетворена до моделі у дискретному часові та має такий вигляд:

$$\begin{cases} x(k+1) = A_k x(k) + B_{k2} \omega(k); \\ y_k(k) = C_k x(k), \end{cases} \quad (2.69)$$

$$\text{де } A_k = e^{A T_s}, B_{k1} = \int_0^{T_s} e^{A \tau} d\tau \cdot B, B_{k2} = \int_0^{T_s} e^{A \tau} d\tau \cdot B, C_k = C.$$

Для простору стану у дискретному вигляді (2.69) з метою зменшення або усунення впливу статичної похибки на систему та полегшення розрахунку інтегрального члена рівняння перетворено у таку форму:

$$\begin{cases} \Delta x(k+1) = A \Delta x(k) + B_{k1} \Delta u(k) + B_{k2} \Delta \omega(k); \\ y_k(k) = C_k \Delta x(k) + y(k-1). \end{cases} \quad (2.70)$$

$$\text{де } \begin{cases} \Delta x(k) = x(k) - x(k-1); \\ \Delta u(k) = u(k) - u(k-1); \\ \Delta d(k) = \omega(k) - \omega(k-1). \end{cases}$$

Останнє вимірне значення обирається як початкова умова.

В процесі прогнозування не береться до уваги фактичний вихід і стан системи, тому що нічого насправді не відбувається, поки не надійде керуючий сигнал. Аналогічно, вимірювана інтерференція вважається постійною після часу k в процесі прогнозування:

$$\Delta d(k+1) = 0, i = 1, 2, \dots, n_p - 1. \quad (2.71)$$

Для подальшого підвищення швидкості обчислень вихід керування системи залишається незмінним, коли поточний час $k > n_c$:

$$\Delta u(k+1) = 0, i = n_c, n_c + 1, \dots, n_p - 1. \quad (2.72)$$

Таким чином, прогнозний вихід системи виражався як:

$$y_k(k+1|k) = C_k A^2 \Delta x(k) + C_k B_{k1} \Delta u(k) + C_k B_{k2} \Delta \omega(k) + y(k). \quad (2.73)$$

$$y_k(k+2|k) = (C_k A^2 + C_k A)kx(k) + (C_k AB_{k1} + C_k B_{k1})ku(k) + \\ + C_k B_{k1}ku(k+1) + (C_k AB_{k2} + C_k B_{k2})k\omega(k) + y(k), \quad (2.74)$$

$$y_k(k+n_c|k) = \sum_{i=1}^{n_c} C_k A^i kx(k) + \sum_{i=1}^{n_c} C_k A^{i-1} B_{k1} ku(k) + \\ + \sum_{i=1}^{n_c-1} C_k A^{i-1} B_{k1} ku(k+1) + \dots \\ + C_k B_{k1} ku(k+n_c-1) + \sum_{i=1}^{n_c-1} C_k A^{i-1} B_{k2} k\omega(k) + y(k), \quad (2.75)$$

$$y_k(k+n_p|k) = \sum_{i=1}^{n_p} C_k A^i \Delta x(k) + \sum_{i=1}^{n_p} C_k A^{i-1} B_{k1} \Delta u(k) + \\ + \sum_{i=1}^{n_p-1} C_k A^{i-1} B_{k1} \Delta u(k+1) + \dots \\ + \sum_{i=1}^{n_p-n_c+1} C_k A^{i-1} B_{k1} \Delta u(k+n_c-1) + \sum_{i=1}^{n_p} C_k A^{i-1} B_{k2} \Delta \omega(k). \quad (2.76)$$

Вихідний вектор прогнозування протягом n_p кроків та вхідний вектор протягом n_c кроків були визначені з рівняння:

$$Y_p(k+1|k) \stackrel{def}{=} \begin{bmatrix} y_k(k+1|k) \\ y_k(k+2|k) \\ \vdots \\ y_k(k+n_p|k) \end{bmatrix}_{n_p \times 1}. \quad (2.77)$$

$$\Delta U(k) \stackrel{def}{=} \begin{bmatrix} \Delta u(k) \\ \Delta u(k+1) \\ \vdots \\ \Delta u(k+n_c-1) \end{bmatrix}_{n_c \times 1}. \quad (2.78)$$

Прогнозовані виходи системи керування в межах прогнозованої часової області n_p визначаються з виразу:

$$Y_p(k+1|k) = S_x \Delta x(k) + I_y(k) + S_\omega \Delta \omega(k) + S_u \Delta U(k), \quad (2.79)$$

$$\text{де } S_x = \begin{pmatrix} C_k A \\ \sum_{i=1}^2 C_k A^i \\ M \\ \sum_{i=1}^{n_p} C_k A^i \end{pmatrix}_{n_p \times 1}, \quad I = \begin{pmatrix} I_{m \times m} \\ I_{m \times m} \\ \vdots \\ I_{m \times m} \end{pmatrix}_{n_p \times 1}, \quad S_\omega = \begin{pmatrix} C_k \\ \sum_{i=1}^2 C_k A^{i-1} \\ \vdots \\ \sum_{i=1}^{n_p} C_k A^{i-1} \end{pmatrix}_{n_p \times 1}.$$

При відстеженні траєкторії руху трактора слід захищати вхідні дані від невизначеностей та перешкод під час роботи в полі, а також інші показники, такі як: швидкість реакції, точність контролю кута повороту трактора навколо вертикальної осі, географічного місця розташування, витрати палива тощо. Таким чином, задача відстеження траєкторії руху трактора є багатоцільовою задачею оптимізації.

Точність керування напрямом руху трактора залежить від похибки кута повороту цільова функція якого має вигляд:

$$J_1 = \lambda |\Delta \varphi_1|^2 + \lambda_2 |l_e|^2. \quad (2.80)$$

Швидкість реакції на зміну ідеальної (заданої) траєкторії руху має комбіновану цільову функцію:

$$J_2 = \lambda_3 |\Delta \dot{\varphi}_1|^2 + \lambda_4 |\dot{l}_e|^2. \quad (2.81)$$

Ефективність процесу проходження траєкторії пов'язана з прогнозованою похибкою та описано функцією:

$$J_3 = \lambda_5 |\dot{l}_{ep}|^2. \quad (2.82)$$

Оскільки трактор працює в полі, нерівності опорної поверхні впливають на систему керування у вигляді невизначеностей та збурень, що погано позначиться на здатності відстеження:

$$J_4 = \lambda_6 |\Delta \omega|^2. \quad (2.83)$$

Оскільки сільськогосподарський трактор може споживати багато палива під час роботи в полі, економію палива необхідно враховувати в процесі виконання технологічної операції. Розрахунковий індекс економії палива має вигляд:

$$J_5 = \lambda_7 |\Delta \delta_f|^2 + \lambda_8 |\delta_f|^2. \quad (2.84)$$

Шляхом комплексного розгляду вищезазначених показників було визначено кінцеву цільову функцію:

$$L = J_1 + J_2 + J_3 + J_4 + J_5 = \lambda_1 |\Delta \phi_1|^2 + \lambda_2 |l_e|^2 + \lambda_3 |\Delta \dot{\phi}_1|^2 + \lambda_4 |l_e|^2 + \lambda_5 |\dot{l}_e|^2 + \lambda_6 |\Delta \omega|^2 + \lambda_7 |\Delta \delta_f|^2 + \lambda_8 |\delta_f|^2. \quad (2.85)$$

Коефіцієнт зчеплення коліс трактора з ґрунтом є частиною динамічного процесу внаслідок зміни властивостей ґрунту під час проходження шляху. Розгін сільськогосподарської техніки повинен відповідати умові обмеження коефіцієнту буксування та коефіцієнта зчеплення з ґрунтом. Отже, повинні бути задоволені наступні умови:

$$\sqrt{\dot{v}_{O1x}^2 + \dot{v}_{O1y}^2} \leq \mu g. \quad (2.86)$$

де $\dot{v}_{O1x}$, $\dot{v}_{O1y}$ – поздовжнє та поперечне прискорення трактора.

Враховуючи, що поздовжня швидкість трактора є сталою, то можна прийняти припущення, що $\dot{v}_{O1x} = 0$ та вираз (2.86) спростити до вигляду:

$$|\dot{v}_y| \leq \mu g. \quad (2.87)$$

Оскільки збурення від опорної поверхні на колеса трактора мають випадковий характер введено наступну умову обмеження:

$$\dot{v}_{O1y,\min} - \varepsilon \leq a_y \leq \dot{v}_{O1y,\max} + \varepsilon. \quad (2.88)$$

де $\dot{v}_{O1y,\min}$, $\dot{v}_{O1y,\max}$ – обмеження мінімального та максимального прискорення трактора в бічному напрямі;
 ε – регульований інтервал обмежень.

Швидкість керування була отримана шляхом отримання цільовою функцією мінімального значення, що задовольняє обмеження, яке можна показати як:

$$\min_{\Delta U(k)} L(x(k), U(k), \Delta\omega(k), n_p, n_c).$$

$$S.t. \begin{cases} \delta_{f,min} \leq \Delta d \leq \delta_{f,max} \\ \Delta\delta_{min} \leq \Delta v \leq \Delta\delta_{max} \\ \dot{v}_{y,min} - \varepsilon \leq \dot{v}_y \leq \dot{v}_{y,max} + \varepsilon \\ \varepsilon > 0 \end{cases} \quad (2.89)$$

Введено допоміжні змінні:

$$\rho = \begin{bmatrix} \lambda_y Y(k+1|k) \\ \lambda_u U(k+1|k) \\ \lambda_{ku} \Delta U(k+1|k) \\ \lambda_{k\omega} \Delta\omega(k+1|k) \end{bmatrix}. \quad (2.90)$$

Підставляючи вираз (2.79) в (2.90) отримаємо наступне рівняння:

$$\begin{aligned} \rho &= \begin{bmatrix} \lambda_y [S_x \Delta x(k) + Iy(k) + S_\omega \Delta\omega(k) + S_u \Delta U(k)] \\ \lambda_u U(k) \\ \lambda_{ku} \Delta U(k) \\ \lambda_{k\omega} \Delta\omega(k) \end{bmatrix} = \\ &= \begin{bmatrix} \lambda_y S_u \\ 0 \\ \lambda_{ku} \\ 0 \end{bmatrix} \Delta U + \begin{bmatrix} \lambda_y [S_x \Delta x(k) + Iy(k) + S_\omega \Delta\omega(k)] \\ \lambda_u U(k) \\ 0 \\ \lambda_{k\omega} \Delta\omega(k) \end{bmatrix} = Az + b, \end{aligned} \quad (2.91)$$

$$\text{де } z = \Delta U(k), \quad b = \begin{bmatrix} \lambda_y E_p(k+1|k) \\ \lambda_u U(k) \\ 0 \\ \lambda_{k\omega} \Delta\omega(k) \end{bmatrix},$$

$$E_p(k+1|k) = S_x \Delta x(k) + Iy(k) + S_\omega \Delta\omega(k).$$

Отже, оптимальне крайнє рішення має вигляд:

$$\begin{aligned} \min \rho_z^T \rho &= (Az - b)^T (Az - b); \\ z^* &= (A^T A)^{-1} A^T b. \end{aligned} \quad (2.92)$$

Оптимальна послідовність керування має наступний вигляд:

$$\Delta U^*(k) = (S_u^T \lambda_y^T \lambda_y S_u + \lambda_{ku}^T \lambda_{ku})^{-1}. \quad (2.93)$$

Таким чином, розв'язавши (2.93) для першого елемента, отримаємо:

$$\Delta u^*(k) = \begin{bmatrix} I_{n_p \times n_p} & 0 \dots 0 \end{bmatrix}_{1 \times n_c} \cdot U^*(k) = K_m E_p(k+1|k), \quad (2.94)$$

де $K_m \begin{bmatrix} I_{n_p \times n_p} & 0 \dots 0 \end{bmatrix}_{1 \times n_c} \cdot (S_u^T \lambda_y^T \lambda_y S_u + \lambda_{ku}^T \lambda_{ku})^{-1} S_u^T \lambda_y^T \lambda_y.$

Таким чином, кінцева швидкість регулювання куту повороту керма, може бути виражена як:

$$\delta_f^* = u^*(k) = u(k-1) + \Delta u^*(k). \quad (2.95)$$

Запропонована архітектура система керування напрямом руху посівного машинно-тракторного агрегату дозволяє з високою точністю відстежувати траєкторії руху враховуючи невизначеності та перешкоди від профілю опорної поверхні. Виконано синтез електрогідравлічної системи рульового керування з урахуванням невизначеностей та збурень параметрів. Максимальна похибка відстеження траєкторії руху трактора складає 1,1 % та 3 % відповідно при додаванні перешкод.

2.5 Підвищення точності визначення траєкторій руху елементів посівного машинно-тракторного агрегату

Траєкторії руху МТА по полю з високою просторовою і часовою роздільною здатністю являються найбільш ідеальними джерелами даних для розробки інноваційних моделей руху мобільних машин [133]. Під час руху МТА відбувається постійне визначення місця розташування за

допомогою різноманітних датчиків та систем, наприклад, таких, як GPS, інерційні вимірювальні пристрої тощо [46–48, 99–103]. Отримана інформація про траєкторію руху МТА від таких систем має значну кількість похибок у вимірюваннях [48, 99, 133]. Постійно зростаюча амплітуда шуму в процесі отримання даних (таких як швидкість і прискорення), необхідних для роботи систем автоматичного керування напрямом руху може призвести до ігнорування корисної інформації. Дані про траєкторії руху МТА являють собою серію дискретних позиційних розташувань у послідовних інтервалах часу.

Обробка даних з метою усунення шумів та похибок траєкторій руху є необхідним та важливим завданням в системах керування напрямом руху [133–135].

Вейвлет-перетворення (ВП) можна розглядати як продовження класичного перетворення Фур'є. У порівнянні з традиційним аналізом Фур'є, вони зосереджені на декількох масштабах і забезпечують кращу часово-частотну роздільну здатність. Безперервне ВП можна записати у вигляді:

$$C(a,b) = \int_{-\infty}^{+\infty} f(t) \psi_{a,b}^*(t) dt, \quad (2.96)$$

де $C(a, b)$ – безперервний коефіцієнт ВП;

$f(t)$ – безперервний сигнал,

* – комплексне спряження.

За допомогою перетворення (2.96) сигнал (траєкторія руху МТА) потім розкладається на ортогональні базисні функції, так звані «вейвлети». Вейвлети дійсно є будівельним блоком вихідного сигналу з різною частотою та часовим розташуванням [135].

Всі вейвлети виводяться з обраного материнського вейвлета за допомогою операторів трансляції a та розширення b :

$$\psi_{a,b}(t) = \frac{1}{\sqrt{a}} \psi \left[\frac{t-a}{b} \right]. \quad (2.97)$$

Перший оператор a керує рухом вейвлету в часовому вимірі, а другий b , відомий як масштаб, також керує часовим скороченням і розтягуванням материнського вейвлету. $\frac{1}{\sqrt{a}}$ – коефіцієнт нормалізації енергії за різними масштабами [135].

Варто зазначити, що базисні функції вейвлетів не були вказані в рівнянні (2.97), що є однією з головних відмінностей між ВП та іншими типами перетворень. Теорія, пов'язана з ВП, розглядає лише загальні характеристики вейвлету та визначає загальну основу для його проектування. Функція використовується як вейвлет тоді і тільки тоді, коли вона задовольняє двом наступним критеріям:

$$\int_{-\infty}^{+\infty} |\psi(t)|^2 dt < +\infty; \quad (2.98)$$

$$\int \frac{|\Psi(\omega)|^2}{\omega} dt < +\infty, \quad (2.99)$$

де $\psi(t)$ – материнський вейвлет;

$\Psi(\omega)$ – позначає перетворення Фур'є материнського вейвлета.

Для того, щоб можна було реконструювати сигнал без втрати інформації, повинні бути дотримані два найважливіші критерії: вейвлет повинен мати кінцеву енергію та умову допустимості. Це означає, що вейвлети повинні мати смугоподібний спектр із середнім значенням, що дорівнює нулю, і тому він повинен бути коливальним (як хвиля). Два материнські вейвлета Хаара та Сімлета наведено на рис. 2.10 [133].

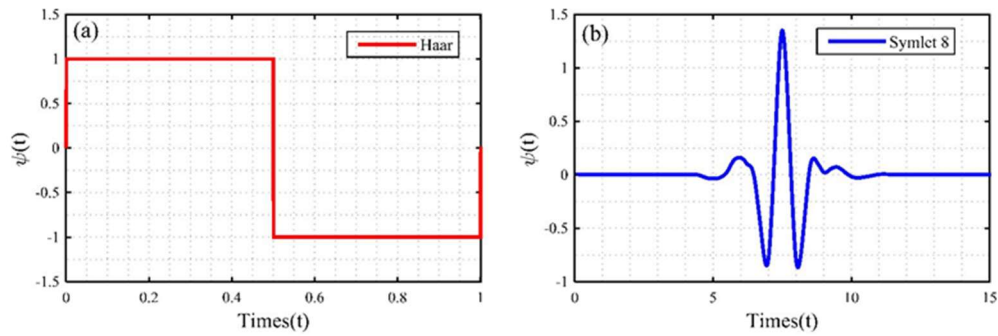


Рисунок 2.10 – Вейвлет Хаара (а) та вейвлет Сімлет (б).

На практиці безперервне ВП є надлишковим та неефективним через безперервну зміну параметрів трансляції та розширення. Щоб вирішити цю проблему, було введено дискретний вейвлет (ДВ), який не є безперервно масштабованим [135]. ВП зазвичай визначається у дискретних масштабах та дискретному часі шляхом вибору $a_j = 2^{-j}$ та $b_{jk} = 2^{-i}k$, в яких j та k керують масштабом та трансляцією вейвлетів:

$$\psi_{j,k}(t) = 2^{\frac{-j}{2}} \psi(2^{-j}t - k), \quad j, k \in \mathbb{Z}. \quad (2.100)$$

Тому будь-який довільний сигнал може бути реконструйований на основі підсумовування зважених функцій за допомогою коефіцієнтів ВП наступним чином:

$$f_j(t) = \sum_{j,k} C(j,k) \psi_{j,k}(t) \quad (2.101)$$

Дискретне вейвлет перетворення (ДВП) дозволяє проводити багатомаштабне розкладання сигналу [133, 136]. Така багатомаштабна особливість ДВП дозволяє розкласти сигнал на ряд шкал, кожна шкала представляє певну грубість досліджуваного сигналу. На будь-якому рівні сигнал розкладається на апроксимаційні і деталізаційні складові. Компонента наближення потім розкладається на компоненти наближення і деталізації, і цей процес переходить до рівня j . З математичної точки зору, сигнал $f(t)$ можна описати як:

$$f(t) = A_j(t) + \sum_{j \in Z} D_j(t);$$

$$A_j(t) = \sum_{k \in Z} c_{j,k} \varphi_{j,k}(t); \quad c_{j,k} = \langle f(t), \varphi_{j,k}(t) \rangle \quad (2.102)$$

$$D_j(t) = \sum_{k \in Z} d_{j,k} \psi_{j,k}(t); \quad d_{j,k} = \langle f(t), \psi_{j,k}(t) \rangle$$

де J – число рівнів дискретного вейвлета;

A_j, D_j – компоненти апроксимації і деталізації на рівні j ;

$c_{j,k}$ – позначає вейвлет-коефіцієнт компоненти апроксимації, що отримано через скалярний добуток сигналу $f(t)$ та масштабної функції $\varphi_{j,k}$ на рівні j -го, що дорівнює k .

$d_{j,k}$ – вейвлет-коефіцієнт деталізації D_j , який є скалярним добутком сигналу $f(t)$ і вейвлет-функції j .

Варто зауважити, що шкала (батько-вейвлет) концептуально схожа на функцію ковзного середнього і слідує загальній процедурі подачі сигналу. У той час як материнський вейвлет вказує на різницю між вихідним сигналом і середніми значеннями, які були отримані вейвлетом батька, комбінація вейвлетів батька і матері дає можливість одночасного аналізу низькочастотної та високочастотної складових сигналу в вейвлет-аналізі.

ВП використовується дослідниками через простоту та незначні обчислювальні витрати, а також одночасної спектральної та часової роздільної здатності. Наприклад, для реконструкції даних траєкторії транспортного засобу за допомогою ДВП виконується два кроки. Перш за все, виявляються та змінюються викиди даних про місцезнаходження, а потім усувається виявлений шум [135].

Підвищення точності керування напрямом руху посівного МТА, що досягається за рахунок встановлення на тракторі системи керування напрямом руху, потребує обробки даних сигналів дійсної траєкторії руху, прискорень,

кутових швидкостей, місця розташування тощо. Для фільтрації сигналів пропонується використовувати ДВП та розкладання сигналу на 5 рівнів [135].

Дискретне вейвлет-перетворення сигналу $x(t)$ визначається як:

$$DWT(j, k) = \frac{1}{\sqrt{|2^j|}} \int_{-\infty}^{+\infty} x(t) \psi\left(\frac{t - 2^j k}{2^j}\right) dt, \quad (2.103)$$

де ψ , a і b – вейвлет-функції, які називаються параметрами масштабування і зсуву.

Квадратурні дзеркальні фільтри використовуються для реалізації схеми шляхом пропускання сигналу через серію фільтрів низьких частот (ФНЧ) і високих частот (ФВЧ). Вихідний сигнал з фільтра низьких частот називається наближення (A), а вихід з фільтра високих частот називаються коефіцієнтами деталізації (D). Сигнали прискорень та кутових швидкостей рами трактора розкладено на 5 рівнів за допомогою вейвлета Daubechies 4 порядку (db4) в пакеті програм MatLab2021b. Структура вейвлет декомпозиції на кожному рівні з її деталізації показана на рис. 2.11.

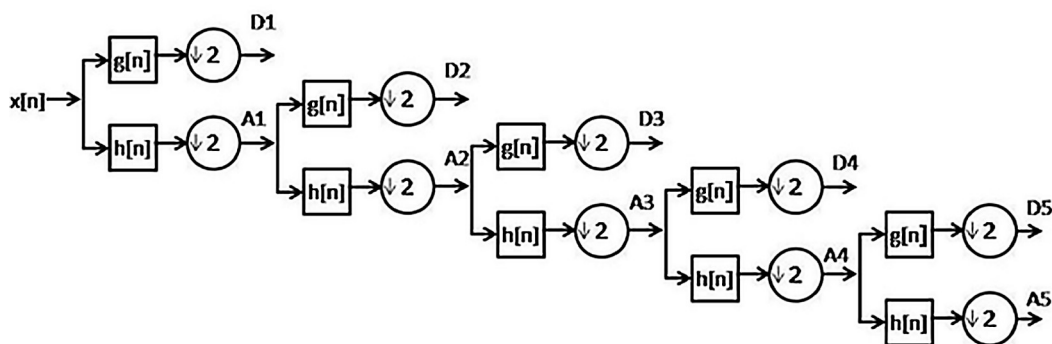


Рисунок 2.11 – Схема методу декомпозиція сигналу за допомогою дискретного вейвлет перетворення п'ятого рівня

На рис. 2.11 приведено схему декомпозиції сигналу на п'ять рівнів з отриманням коефіцієнтів наближення та деталізації A_1 , D_1 , A_2 , D_2 , A_3 , D_3 , A_4 , D_4 , A_5 і D_5 .

Виконано декомпозицію сигналів прискорень (рис. 2.12, а; 2.13, а; 2.14,

а) та кутових швидкостей (рис. 2.12, б; 2.13, б; 2.14, б) рами трактора на 5 рівнів. Прискорення та кутові швидкості вимірювались інерційним вимірювальним приладом (ІВП-1) (див. розд. 3.2, 3.3) який розташовувався на рамі трактора як найближче до центру мас. Компенсація місця розташування ІВП-1 відбувалась за методом описаним у роботах [46–48]. Незалежно були оброблені сигнали прискорень та кутових швидкостей для осей x , y та z .

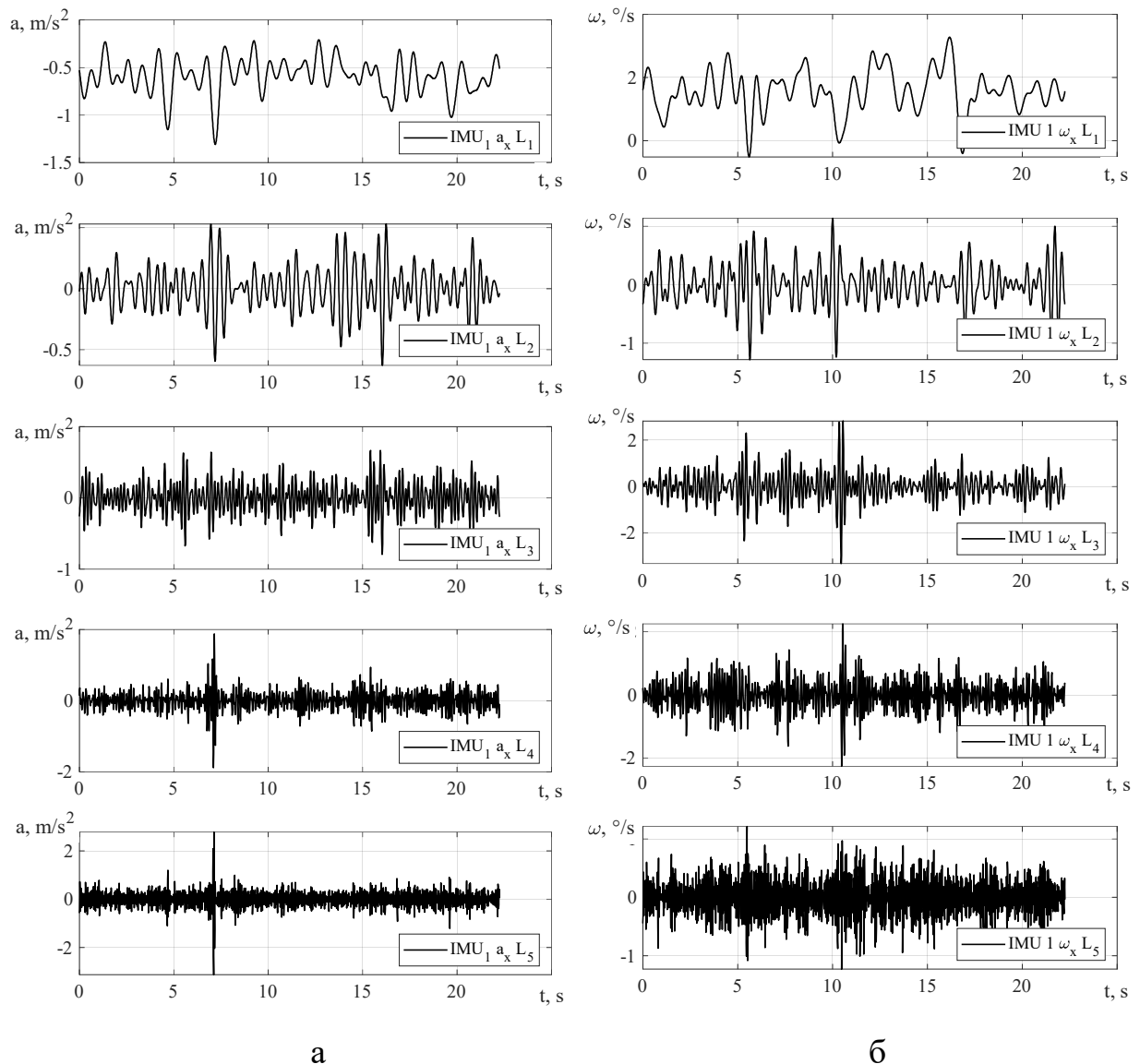


Рисунок 2.12 – Декомпозиція сигналу прискорень (а) та кутових швидкостей (б) центра мас рами трактора за допомогою декомпозиції дискретного вейвлет перетворення п'ятого рівня по осі x

Після обробки сигналу прискорення (вісь x) на 1 рівні розмах амплітуди склав $1,5 \text{ м/с}^2$ (рис. 2.12, а). Енергія коливань прискорень рами трактора

коливань для 1 рівня знаходиться в межах 0–1,25 Гц; для другого – 1,25–2,5 Гц; для третього – 2,5–12,5 Гц; четвертого – 12,5–25,0 Гц; п'ятого – 25,0–50,0 Гц. Максимальна частота обмежена частотою дискретизації вимірювальної системи динаміки та енергетики мобільних машин [46, 48].

Розмах амплітуди коливань кутової швидкості рами трактора складає 3,25 °/с для 1 рівня (рис. 2.12, б). Частоти коливань для 1–5 рівнів мають такі значення: 1 рівень – 0–1,5 Гц; для другого – 1,5–3,0 Гц; для третього – 3,0–10,0 Гц; четвертого – 10,0–30,0 Гц; п'ятого – 30,0–50,0 Гц.

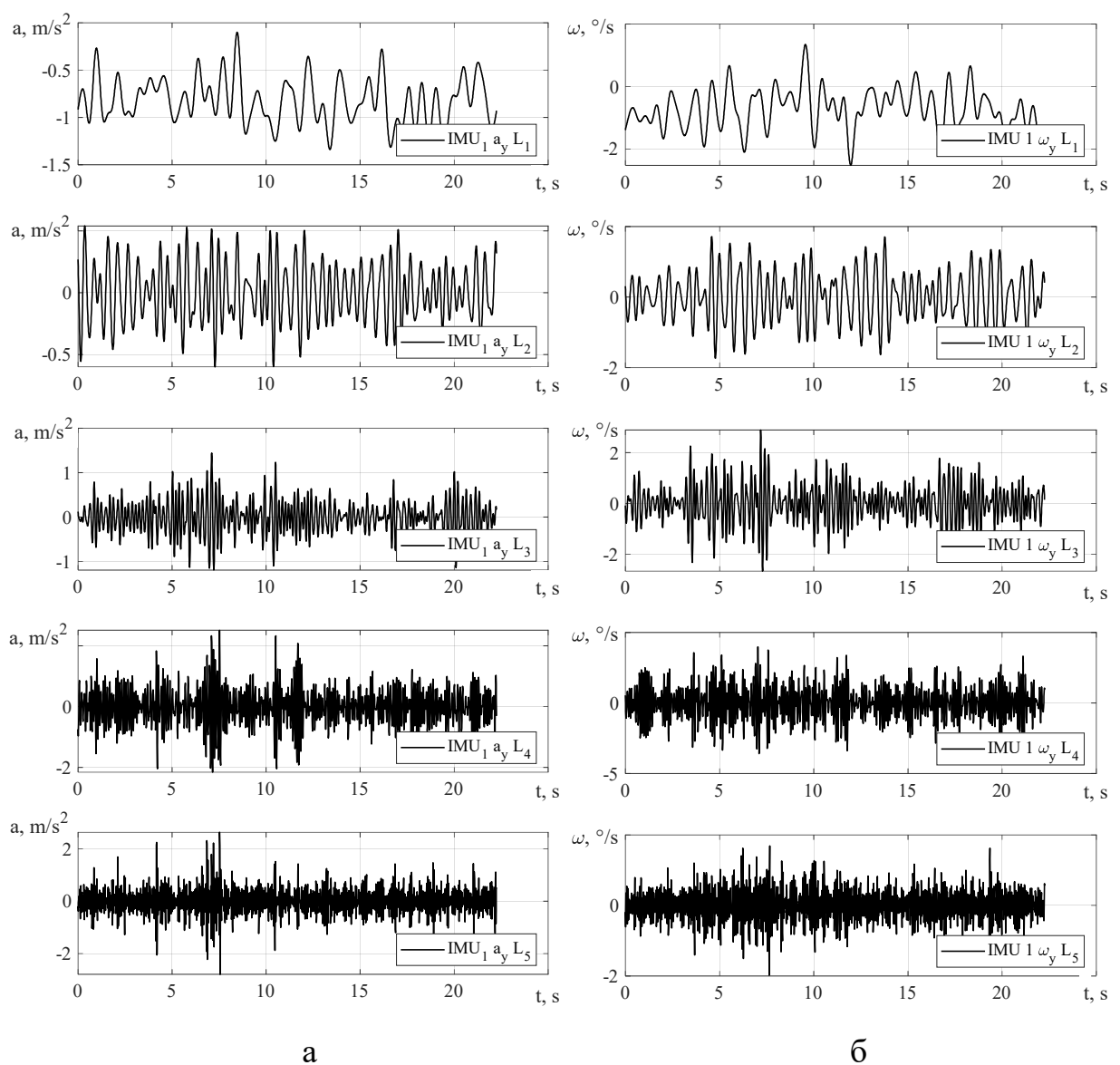


Рисунок 2.13 – Декомпозиція сигналу прискорень (а) та кутових швидкостей (б) центра мас рами трактора за допомогою декомпозиції дискретного вейвлет перетворення п'ятого рівня по осі y

Розмах коливань прискорень рами у бічному напрямі (вісь y) складає 2 м/с^2 (рис. 2.13, а) тобто більше ніж для осі x (рис. 2.12, а). Діапазони частот залишаються для 1–5 рівнів такі самі (рис. 2.12, а). Розмах коливань кутової швидкості обертання рами трактора по осі y складає $3,87^\circ/\text{с}$ (рис. 2.12, б).

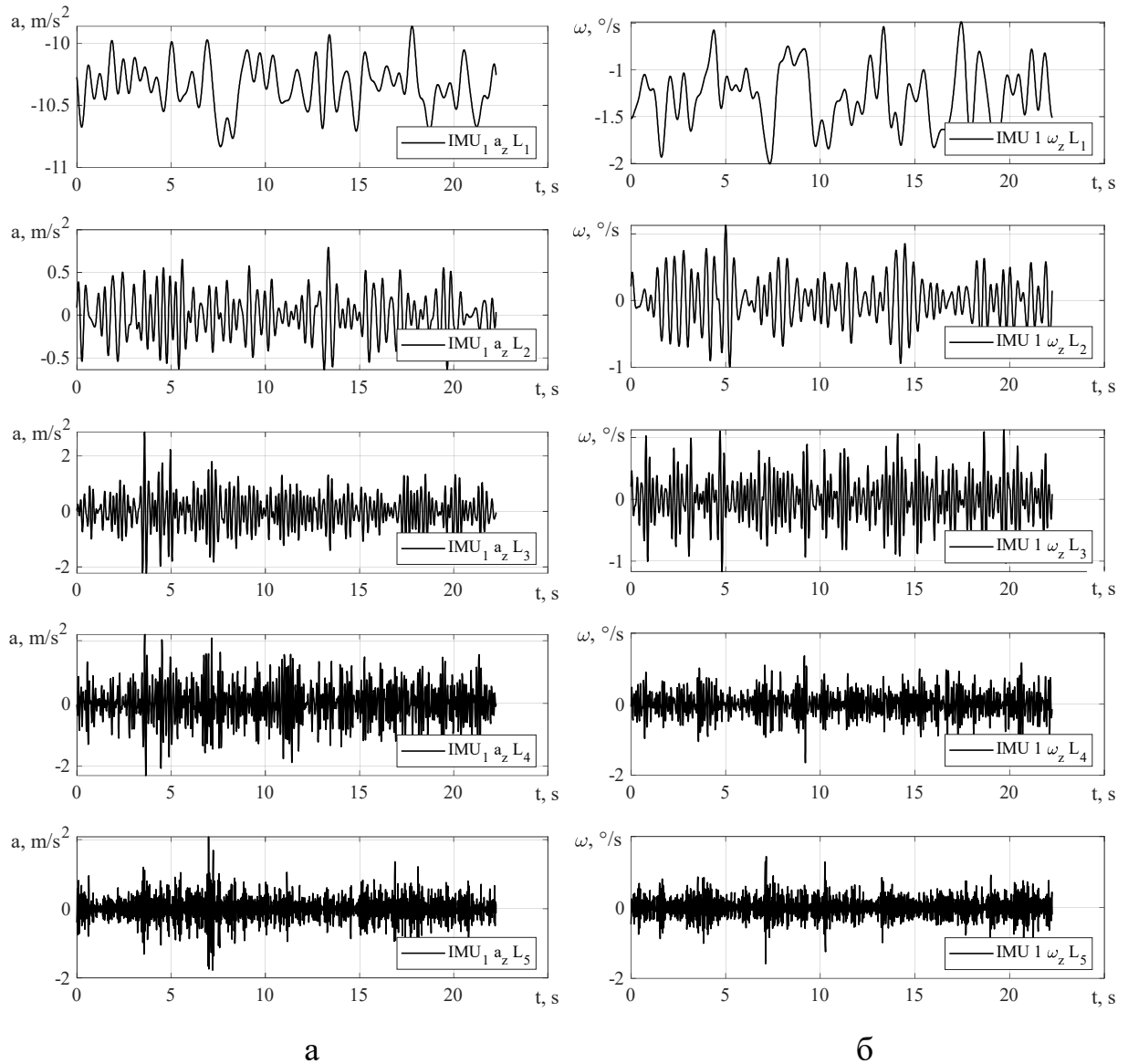


Рисунок 2.14 – Декомпозиція сигналу прискорень (а) та кутових швидкостей (б) центра мас рами трактора за допомогою декомпозиції дискретного вейвлет перетворення п'ятого рівня по осі z

Значення розмаху коливань прискорень рами трактора після декомпозиції по осі z складає $1,75$ (рис. 2.14, а). Діапазони частот залишаються для 1–5 рівнів такі самі (рис. 2.12, а). Розмах коливань кутової швидкості

обертання рами трактора по осі у складає 3,9 °/с (рис. 2.14, б).

Застосування ВП для обробки сигналів прискорень, кутових швидкостей, географічного місця розташування для системи керування напрямом руху дозволяє виключити негативний вплив шумів та вібрацій, що приводить до підвищення точності керування напрямом руху МТА.

2.6 Висновки по розділу

1. Обґрунтовано метод оцінки динаміки посівного МТА шляхом дослідження математичної моделі плоско-паралельного руху двохмасового агрегату з чотирма ступенями свободи. Теоретичні дослідження проведено на прикладі посівного машинно-тракторного агрегату у складі повнопривідного трактора класичної компоновки Б-1025.2 та сівалки Vega-8 W Profi виробництва ПАТ «Ельворті». При складанні математичної моделі використовується випадок руху по криволінійній траєкторії, яка відповідає дійсній траєкторії руху посівних агрегатів по полю. В процесі руху ведучими є передні та задні колеса трактора.

2. Відмінною рисою розробленої математичної моделі є те, що вона дозволяє проаналізувати траєкторії руху елементів агрегату, відхилення та частоти в залежності від керуючого впливу та конструкційних параметрів.

3. Теоретичні дослідження посівного МТА у складі трактора Б-1025.2 та сівалки Vega-8 W Profi проведено для трьох варіантів вихідних параметрів математичної моделі. В першому варіанті швидкість руху складала – $v = 2,5$ м/с; відстань від точки причепу сівалки до центру мас сівалки – $l_5 = 2$ м; тиск в колесах трактора – $P_w = 0,10$ МПа. У другому варіанті швидкість руху агрегату підвищено до $v = 2,8$ м/с; відстань від точки причепу сівалки до центру мас сівалки збільшено – $l_5 = 3$ м; тиск в колесах трактора – $P_w = 0,10$ МПа. В третьому варіанті підвищено тиск в колесах трактора до $P_w = 0,12$ МПа.

4. Математичним моделюванням визначено, що максимальне значення відхилення центра мас трактора від прямолінійної траєкторії складає 0,125 м,

а для інших конструктивних параметрів посівного МТА – 0,12 м. Розмах коливань центра мас трактора складає 0,12 м (при $v = 2,5$ м/с, $l_5 = 2$ м, $P_w = 0,10$ МПа). Збільшення швидкості руху до 2,8 м/с та підвищення тиску в колесах трактора до 0,12 МПа приводять до зниження розмаху коливань рами трактора до 0,11 м. Розмах коливань центра мас сівалки знижується з 0,11 м (при $v = 2,5$ м/с, $l_5 = 2$ м, $P_w = 0,10$ МПа, до 0,08 м (при $v = 2,8$ м/с, $l_5 = 3$ м, $P_w = 0,12$ МПа). Максимальний розмах значення кута повороту рами трактора навколо вертикальної осі складає $5,8^\circ$ (при $v = 2,5$ м/с, $l_5 = 2$ м, $P_w = 0,10$ МПа). Розмах коливань кута повороту рами сівалки для даного випадку – $2,2^\circ$. Підвищення швидкості руху агрегату та збільшення довжини снічі сівалки приводить до зниження розмаху кута повороту трактора та сівалки до $2,8^\circ$ і $1,8^\circ$ відповідно (при $v = 2,8$ м/с, $l_5 = 3$ м, $P_w = 0,12$ МПа). Підвищення швидкості руху до 2,8 м/с, збільшення відстань від точки причепа сівалки до центру мас сівалки l_5 до 3 м, а також підвищення тиску в колесах трактора до 0,12 МПа позитивно впливає на прямолінійність руху елементів агрегату.

5. Розраховано спектральні щільності траєкторій руху центрів мас трактора та сівалки. Траєкторії руху елементів агрегату являють собою гармонійні коливання з періодом 20 м та розмахом 0,15 м. При збільшенні довжини механізму зчипки сівалки розмах амплітуди зменшується до 0,11 м, період залишається незмінним для обох елементів агрегату, а коливання траєкторій центрів мас трактора та сівалки знаходяться в протифазі. Збільшення довжини механізму причіпу сівалки дозволяє знизити амплітуди коливання траєкторій центру мас на 0,05 м, що позитивно впливає на прямолінійність рядків посіву.

6. Забезпечення автономної навігації МТА можливо через керування траєкторією руху його елементів і утриманні його на постійній відстані до сусіднього міжряддя. Обґрунтовано метод оптимального керування напрямом руху посівного МТА з метою забезпечення прямолінійності руху його елементів. Запропонована архітектура системи керування напрямом руху

посівного МТА дозволяє з високою точністю відстежувати траєкторії руху враховуючи невизначеності та перешкоди від профілю опорної поверхні. Виконано синтез електрогідравлічної системи рульового керування з урахуванням невизначеностей та збурень параметрів. Максимальна похибка відстеження траєкторії руху трактора складає 1,1 % та 3 % відповідно при додаванні перешкод.

7. Визначено, що постійно зростаюча амплітуда шуму в процесі отримання даних (таких як швидкість і прискорення), необхідних для роботи систем автоматичного керування напрямом руху може призвести до ігнорування корисної інформації. Дані про траєкторії руху МТА являють собою серію дискретних позиційних розташувань у послідовних інтервалах часу. За допомогою дискретного вейвлет перетворення виконано декомпозицію сигналів прискорень та кутових швидкостей рами трактора на 5 рівнів вейвлетом Daubechies 4 порядку (db4). Застосування ВП для обробки сигналів прискорень, кутових швидкостей, географічного місця розташування для системи керування напрямом руху дозволяє виключити негативний вплив шумів та вібрацій, що приводить до підвищення точності керування напрямом руху МТА.

РОЗДІЛ 3

ПРОГРАМА ТА МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ПОСІВНОГО МАШИННО-ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТУ

Експериментальні дослідження являються найбільш важливою складовою частиною наукових досліджень. Експериментальне дослідження – це основний спосіб одержати нові наукові знання на які витрачаються значна частина трудових ресурсів. Експеримент являє науково поставлений досвід або спостереження явища в точно визначених умовах, що дозволяють стежити за його ходом, керувати ним, відтворювати його щораз при повторенні цих умов на який активно впливає дослідник [137].

3.1 Мета, предмет, об'єкт та задачі лабораторно-польових досліджень машинно-тракторного агрегату

Експериментальні дослідження посівного МТА ставлять за мету перевірку теоретичних передумов, спрямованих на оцінку коливань траєкторії елементів агрегату на його стійкість руху, прямолінійність, динаміку та енергетичні показники, а також для підтвердження адекватності розробленої математичної моделі динаміки посівного агрегату.

Предметом експериментальних досліджень є теоретичні та методологічні приклади взаємозв'язку коливань елементів посівного машинно-тракторного агрегату, оцінити коливання траєкторій елементів в залежності від динамічних та геометричних параметрів агрегату.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі задавання:

- розробити методику експериментальних досліджень із використанням вимірювальної системи;
- провести I серію досліджень для визначення впливу конструктивних параметрів агрегату на динаміку та коливання елементів а також з метою

оцінки техніко-економічних показників;

- провести II серію досліджень для визначення відмінностей у коливаннях висіваючих апаратів сівалки;

- провести аналіз даних експериментальних досліджень та порівняти з результатами теоретичних досліджень;

Об'єктом експериментальних досліджень було обрано посівний агрегат у складі трактора Б-1025.2 (виробник завод МТЗ, Республіка Білорусь) та сівалки Vega-8 W Profi (ПАТ «Ельворті», м. Кропивницький) (рис. 3.1).



Рисунок 3.1 – Загальний вигляд посівного агрегату у складі трактора Б-1025.2 (1) та сівалки Vega-8 W Profi (2)

Експериментальні дослідження проведено на полях площею 54 га Дослідного державного господарства «Кутузівки» Інституту сільського господарства Північного сходу Національної академії природничих наук [117, 118].

Сівба сумісних культур кукурудзи, сої та сорго, які висівались при дослідженнях, здійснювалась високопродуктивними сортами: кукурудзи «Соломинська 298 СР», сої – «Хуторяночка», які мали високу лабораторну схожість насіння: 98% та 94% [xxx]. Сорт сорго, який висівають сумісно з соєю мав назву «Самурай», насіння якого мало також високу лабораторну схожість – 98% [119, 120].

3.2 Опис вимірювальної системи динаміки та енергетики мобільних машин

Під час експериментальних досліджень посівного машинно-тракторного агрегату у складі трактора Б-1025.2 та сівалки Vega-8 W Profi використано вимірювальну систему динаміки та енергетики мобільних машин [46].

Вимірювальна система динаміки та енергетики мобільних машин (ВСДЕММ) відноситься до технічних засобів вимірювань при випробування, діагностування та експлуатаційного контролю. Вимірювальна система (ВС) призначена для визначення кінематичних, динамічних, потужнісних та енергетичних характеристик мобільних машин та їх елементів при дорожніх, польових і стендових випробуваннях [46].

Основними складовими частинами вимірювальної системи є (рис. 3.2):

- обчислювальний модуль вимірювальної системи;
- датчики вимірювальної системи;
- джерело живлення (літієва АКБ).

Обчислювальний модуль призначений для обробки, візуалізації та зберігання даних, що надходять із датчиків. Блок живлення дозволяє вимірювальній системі працювати автономно або отримувати живлення від бортової системи мобільної машини, що проходить експериментальні дослідження.

Загальний вигляд вимірювальної системи та датчиків наведено на рис. 3.2.



Рисунок 3.2 – Загальний вигляд вимірювальної системи та датчиків

Вимірювальна система призначена для визначення кінематичних, динамічних, потужнісних та енергетичних характеристик мобільних машин та їх елементів при дорожніх, польових і стендових випробуваннях [48].

Вона використовується для визначення динамічних та енергетичних властивостей вантажних і легкових автомобілів, автобусів і автопоїздів, тракторів, військової колісної і гусеничної техніки, а також їх елементів у процесі експлуатації, при проведенні автотехнічної експертизи і в інших випадках, що вимагають оперативного контролю стану машини.

ВС визначає лінійні прискорення та кутові швидкості обертання навколо осей симетрії мобільної машини, поступову швидкість, географічне положення, витрату палива, тягове зусилля, швидкості обертання коліс.

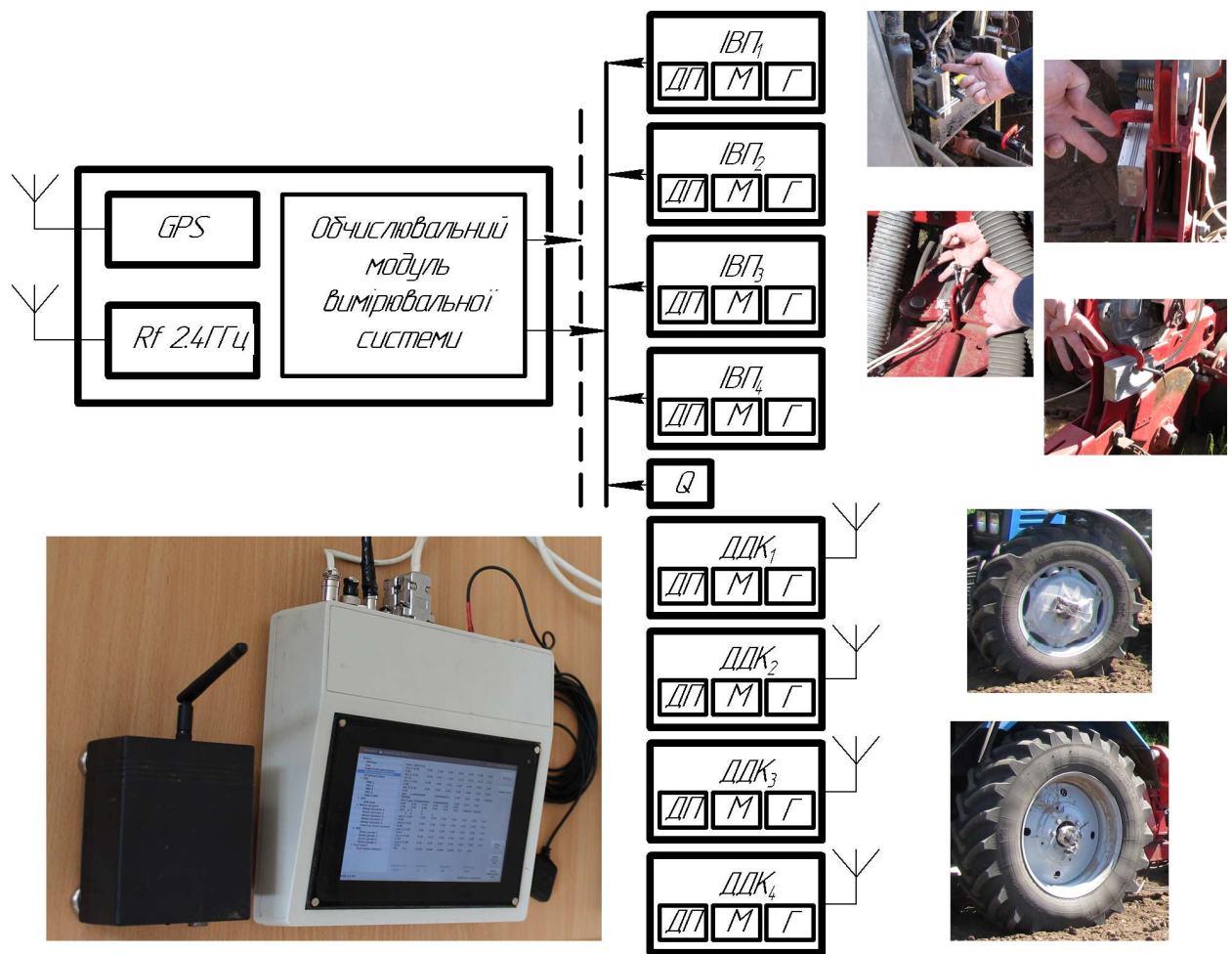
ВС забезпечує додаткові можливості:

- результати вимірювання відображаються в реальному часі на екрані обчислювального блока;
- збереження результатів вимірювання на зовнішньому носії інформації (USB Flash drive, USB HDD drive);
- можливість перегляду збережених результатів вимірювання.

ВС працює наступним чином: до обчислювального модуля 1 приєднуються необхідні в дослідженні датчики 2 (наприклад, інерційно-

вимірювальний пристрій), датчик тягового зусилля, гіроскоп тощо. Сигнали від датчиків 2 по кабелю надходять до обчислювального модуля, де відбувається їх перетворення (цифрова обробка), збереження або подальша відправка до комп'ютера. До обчислювального модуля 1 по двох кабелях надходить напруга від блоку живлення 2.

Структурну схему ВС, що встановлювалась під час експериментальних досліджень посівного МТА наведено на рис. 3.3.



ІВП1...ІВП4 – інерційний вимірювальний пристрій (1...4); ДП – датчик прискорення; М – магнітометр; Г – гіроскоп; Q – датчик витрати пального; ДДК1...ДДК4 – датчик динаміки колеса (1...4)

Рисунок 3.3 – Схема вимірювальної системи динаміки та енергетики мобільних машин

Кількість та типи датчиків, якими обладнується агрегат при випробуваннях, залежать від її виду і параметрів, що необхідно визначити.

Вимірювальна система може обладнуватись інерційними вимірювальними пристроями, що складаються з гіроскопів та датчиків прискорень, кількість яких залежить від кількості елементів мобільної машини або агрегату. Система може обробляти дані з восьми інерційних вимірювальних пристроїв [46, 48].

Дані із датчиків, що оброблені вимірювальною системою, можуть надсилатись на комп'ютер для подальшої обробки або зберігання. Отримання навігаційної інформації, траєкторії руху, швидкості та висоти над рівнем моря відбувається за допомогою навігаційного пристрою [46, 48].

Комунікація між датчиками, інерційно-вимірювальними пристроями та обчислювальним модулем відбувається по CAN-шині. Дана шина має декілька ступенів захисту, у тому числі від обриву сигнальних проводів [46, 48].

Живлення вимірювальної системи здійснюється від літєвої АКБ, що знаходиться в блоці живлення.

3.3 Розташування датчиків вимірювальної системи на машинно-тракторному агрегаті під час експериментальних досліджень

Під час проведення експериментальних досліджень посівного МТА у складі вимірювальної системи використовуються такі датчики:

- інерційно-вимірювальний пристрій (ІВП), який складається з мікроконтролера, акселерометра, гіроскопа та магнітометра й призначений для визначення прискорень, кутових швидкостей, напруження магнітного поля Землі, кутів орієнтації, вібрації, дійсної траєкторії руху в трьох площинах [46, 47];

- датчик динаміки колеса (ДДК), який складається з мікроконтролера, акселерометра, гіроскопа та магнітометра й призначений для визначення прискорень, кутових швидкостей, кутів орієнтації, вібрації, швидкості обертання колеса;

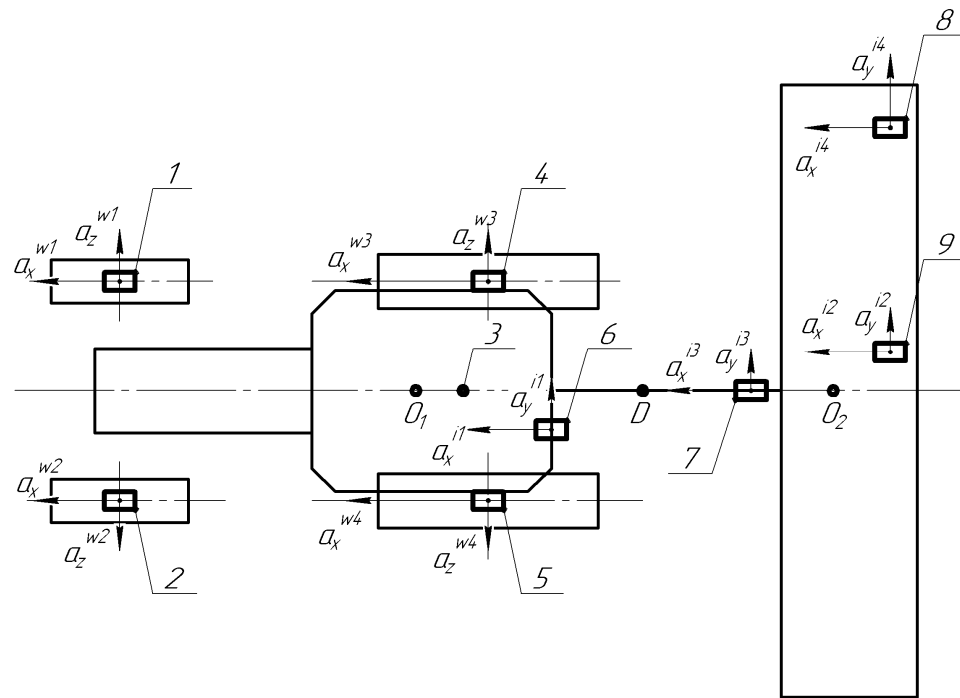
- датчик витрати палива, який складається з двох вимірювальних елементів, один з яких монтується у розрив паливної магістралі ДВЗ від

паливного баку до ДВЗ, а іншій – у зворотній (зливній);

– приймач GPS, який визначає дійсну швидкість руху агрегату, географічне положення, кут напрямку руху;

– датчик тягового зусилля, який розташовується між енергетичним засобом (трактором) та причіпною машиною і визначає тягове зусилля, що створюється останньою.

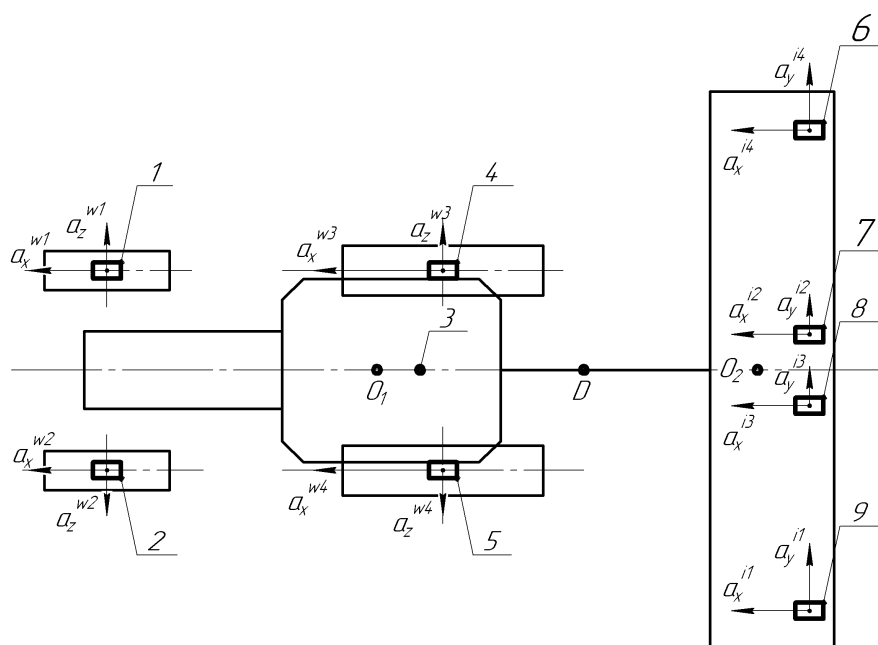
При I серії досліджень визначався вплив конструктивних параметрів агрегату на динаміку та коливання елементів а також з метою оцінки техніко-економічних показників. Розташування датчиків на посівному машинно-тракторному агрегаті під час експериментальних досліджень наведено на рис. 3.4).



1 – датчик динаміки колеса 1 (переднього правого колеса трактора); 2 – датчик динаміки колеса 2 (переднього лівого колеса трактора); 3 – антена приймача GPS; 4 – датчик динаміки колеса 3 (заднього правого колеса трактора); 5 – датчик динаміки колеса 4 (заднього лівого колеса трактора); 6 – інерційний вимірювальний пристрій 1; 7 – інерційний вимірювальний пристрій 3; 8 – інерційний вимірювальний пристрій 4; 9 – інерційний вимірювальний пристрій 2

Рисунок 3.4 – Схема розташування датчиків на посівному машинно-тракторному агрегаті під час експериментальних досліджень (I серія досліджень)

Датчик динаміки колеса 1 розташовувався на передньому правому колесі трактора. Датчик динаміки колеса 2 розташовувався на передньому лівому колесі трактора. Антена приймача GPS розташовувалась на даху трактора (у повздовжньо-горизонтальній площині в центрі мас трактора). Датчик динаміки колеса 3 розташовувався на задньому правому колесі трактора. Датчик динаміки колеса 4 – на задньому лівому колесі трактора. Інерційний вимірювальний пристрій 1 – на рамі трактора; інерційний ІВП-3 – на сніжці сівалки; ІВП-4 – на крайній (восьмій) секції сівалки; ІВП-2 – на четвертій секції сівалки.



1 – датчик динаміки колеса 1 (переднього правого колеса трактора); 2 – датчик динаміки колеса 2 (переднього лівого колеса трактора); 3 – антена приймача GPS; 4 – датчик динаміки колеса 3 (заднього правого колеса трактора); 5 – датчик динаміки колеса 4 (заднього лівого колеса трактора); 6 – інерційний вимірювальний пристрій 4; 7 – інерційний вимірювальний пристрій 2; 8 – інерційний вимірювальний пристрій 3; 9 – інерційний вимірювальний пристрій 1

Рисунок 3.5 – Схема розташування датчиків на посівному машинно-тракторному агрегаті під час експериментальних досліджень (II серія досліджень)

При II серії досліджень визначалися відмінності у коливаннях висіваючих

апаратів сівалки. Розташування датчиків на посівному машинно-тракторному агрегаті під час II серії експериментальних досліджень наведено на рис. 3.5.

На відміну від I серії досліджень своє розташування змінили виключно інерційно-вимірювальні пристрої. ІВП 1 розташовувався на рамі першого висіваючого апарату сівалки, ІВП-3 – на рамі четвертого висіваючого апарату; ІВП-2 – на рамі п'ятого; ІВП-4 – на рамі восьмого висіваючого апарату сівалки.

3.4 Методика проведення експериментальних досліджень

Програма експериментальних досліджень складалася з таких етапів:

- підготовка дослідного зразка посівного агрегату до експлуатації та виконання ТО;
- підготовка обладнання та вимірювальної системи для дослідження динаміки посівного агрегату;
- проведення I серії досліджень для визначення впливу конструктивних параметрів агрегату на динаміку та коливання елементів а також з метою оцінки техніко-економічних показників;
- проведення II серії досліджень для визначення відмінностей у коливаннях висіваючих апаратів сівалки;
- проведення техніко-економічної оцінки посівного МТА;
- обробка результатів експериментальних досліджень.

Підготовка дослідного зразка посівного МТА до експериментальних досліджень в польових умовах включає в себе наступні операції: перевірка його комплектності та правильності складання, налаштування висіваючих апаратів на задану норму висіву для посіву зернових культур та сідератів; Установка маркерів підключення сівалки до трактора та обкатка всього агрегату.

Перевірка правильності налаштування посівного МТА та технічного стану змонтованих на ньому механізмів, вузлів і робочих органів повинна проводитися на спеціальному майданчику, а весь агрегат повинен спиратися на опорні стійки. При цьому необхідно звертати увагу на: викривлення рами,

надійність кріплень робочих органів, приладів і механізмів; обертання пресових пристроїв; натяг ланцюга і розташування шестерень редуктор. Перекіс рами допускається не більше 10 мм, прогин балки для кріплення робочих органів допускається не більше 10 мм. Обертання колісного блоку має бути вільним, без радіального та осьового люфту.

Розташування робочих інструментів на рамі здійснюється за допомогою розмічальної рейки з наміченими лініями. Відстань між лініями розмітки відповідає заданій ширині міжрядь. Робочі інструменти опускаються на розмічальну рейку, на балці для кріплення робочих інструментів послаблюються кріплення робочого органу і поєднуються з лініями на розмітці.

Зірочки і шестерні окремих ланцюгів трансмісії сівалки повинні розташовуватися в одній площині. Зазор між вершиною зуба однієї шестерні і пов'язаним з нею затиском шестерні повинен бути забезпечений в межах 1,5-2 мм. При силі близько 100 Н прогин неробочої гілки ланцюга повинен бути в межах 10-12 мм.

Висівні апарати повинні бути встановлені для заданої норми висіву насіння зерна та сидератів. Норма висіву насіння на одиницю площі поля залежить від швидкості обертання змійовика дозуючого пристрою. Для установки норми висіву необхідно підібрати відповідне передавальне число від осі ходових коліс до валу дозуючого пристрою, встановити варіатор в потрібному положенні.

Щоб забезпечити можливість зміни швидкості при інокуляції, рекомендується спочатку встановити варіатор котушки дозуючого пристрою в середнє положення.

Для налаштування норми висіву слід встановити попередньо посівний МТА стаціонарно у наступному порядку:

– сівалку встановлюють на підставках так, щоб була можливість обертати опорно-ведуче колесо, що передає крутний момент на вал

дозуючого пристрою;

– розрахувати кількість обертів, що здійснюються колесом суміщеного агрегату на площі 100 м². Для цього спочатку визначається площа, оброблювана посівним агрегатом за один оборот опорного колеса. Ця площа розраховується без урахування ковзання опорного колеса по оброблюваній поверхні;

– насіннєвий матеріал (1/3 від загального обсягу зернового бункера) засипається в зерновий бункер комбінованого агрегату, а під робочими органами розстеляється полотно (покривний матеріал, брезент тощо). Для зручності розрахунку довжини оброблюваної площі на опорному колесі відзначають швидкість обертання опорного колеса, опорне колесо повертають на 3-4 обороти для заповнення приймального бункера ковшового елеватора посівним матеріалом. Опорне колесо посівного агрегату обертається на розраховане раніше число обертів. Збирають насіннєвий матеріал і визначають його вагу. Отримане значення множать на 100 і отримують фактичний посів насіннєвого матеріалу на 1 гектар. Опорне колесо слід обертати рівномірно, приблизно з такою ж частотою, з якою воно обертається під час обробітку ґрунту. При більш високих швидкостях руху посівного МТА пропорційно збільшується швидкість обертання коліс. Після установки норми висіву насіннєвого матеріалу проводиться пробний прохід посівного агрегату при певній довжині оброблюваної площі. Якщо виявляється різниця між розрахунковою і фактичною нормою висіву, її виправляють повторюючи процедуру.

Для польових досліджень посівного агрегату була обрана ділянка, що дозволила виконати програму його експериментальних досліджень. Була обрана ділянка для якої визначається тип ґрунту, рельєф, мікрорельєф, вологість і твердість ґрунту відповідно до ДСТУ ISO 16586:2005, ДСТУ 5095:2008, ДСТУ 5096:2008 [138–140].

При вивченні впливу швидкості посівного агрегату на його питомий опір

швидкість прототипу варіювалася в діапазоні 5-12 км/год за ДСТУ ISO 7256-2:2005 [141].

Для визначення енергетичних показників технологічного процесу сівби використовувалася «Вимірювальна система динаміки та енергетики мобільних машин» [46–48], призначена для вимірювання, аналізу, запам'ятовування та відображення параметрів, що визначають експлуатаційні та технологічні якості сільськогосподарської техніки.

У програму польових експериментальних досліджень посівного МТА входять дослідження, що проводять з метою:

- визначення впливу конструктивних параметрів агрегату на динаміку та коливання елементів а також з метою оцінки техніко-економічних показників;
- визначення відмінностей у коливаннях висіваючих апаратів сівалки;
- аналізу даних експериментальних досліджень та порівнянням з результатами теоретичних досліджень;

Всі перераховані вище експериментальні дослідження були проведені з використанням методів, наведених в монографіях написаних під керівництвом професора Р. В. Антощенкова [46, 47].

Методика лабораторних і польових досліджень розроблена на основі загальновідомих методів оцінки якості виконання технологічних процесів підготовки ґрунту і сівби зернових культур:

- ДСТУ 7323:2013 – Сівалки тракторні. Основні показники та характеристики [142];
- ДСТУ ISO 6720:2008 – Сільськогосподарські машини. Сівалки, садильні машини, розкидачі добрив і обприскувачі. Рекомендовані значення робочої ширини (ISO 6720:1989, IDT) [143];
- ДСТУ ISO 7256-1:2005 – Обладнання для сівби. Методи випробування. Частина 1. Сівалки однонасіннєві (сівалки точного висіву) (ISO 7256-1:1984, IDT) [144];

- ДСТУ ISO 7256-2:2005 – Обладнання для сівби. Методи випробування. Частина 2. Сівалки рядкові (ISO 7256-2:1984, IDT) [145];
- ДСТУ 7416:2013 – Сільськогосподарські та лісогосподарські трактори. Зусилля та опір тягові. Загальні вимоги [146];
- ДСТУ ГОСТ 7057-2003 – Трактори сільськогосподарські. Методи випробування (ГОСТ 7057-2001, IDT) [147].

Визначення енергетичних показників процесів підготовки ґрунту та сівби посівним МТА, проводилося за допомогою ВС, а для оцінки кількісних значень енергетичних показників була використана методика, основні положення якої описані в роботах [46–48]. Також за цими методиками проводилась обробка експериментальних даних в пакетах прикладних програм MatLab, Microsoft Office та DASys PC Suite.

3.5 Висновки по розділу

1. Експериментальні дослідження посівного МТА ставлять за мету перевірку теоретичних передумов, спрямованих на оцінку коливань траєкторії елементів агрегату на його стійкість руху, прямолінійність, динаміку та енергетичні показники, а також для підтвердження адекватності розробленої математичної моделі динаміки посівного агрегату. Об'єктом експериментальних досліджень було обрано посівний агрегат у складі трактора Б-1025.2 та сівалки Vega-8 W Profi (ПАТ «Ельворті», м. Кропивницький). Предметом експериментальних досліджень є теоретичні та методологічні приклади взаємозв'язку коливань елементів посівного МТА, оцінити коливання траєкторій елементів в залежності від динамічних та геометричних параметрів агрегату. Експериментальні дослідження проведено на полях площею 54 га Дослідного державного господарства «Кутузівки» Інституту сільського господарства Північного сходу Національної академії природничих наук. Виконувалась сівба сумісних культур кукурудзи, сої та сорго.

2. Для досягнення поставленої мети вирішено такі задавання: розроблено методику експериментальних досліджень із використанням вимірювальної системи; проведено I серію досліджень для визначення впливу конструктивних параметрів агрегату на динаміку та коливання елементів а також з метою оцінки техніко-економічних показників; провести II серію досліджень для визначення відмінностей у коливаннях висіваючих апаратів сівалки; провести аналіз даних експериментальних досліджень та порівняти з результатами теоретичних досліджень.

3. В експериментальних дослідженнях використано «Вимірювальну систему динаміки та енергетики мобільних машин», що відноситься до технічних засобів експлуатаційного контролю та діагностування, яка призначена для визначення кінематичних, динамічних, потужнісних та енергетичних характеристик мобільних машин та їх елементів при дорожніх, польових і стендових випробуваннях.

4. Розроблено методику проведення експериментальних досліджень посівного МТА з використанням «Вимірювальної системи динаміки та енергетики мобільних машин» яка складалася з таких етапів: підготовка дослідного зразка посівного агрегату до експлуатації та виконання ТО; підготовка обладнання та вимірювальної системи для дослідження динаміки посівного агрегату; проведення I серії досліджень для визначення впливу конструктивних параметрів агрегату на динаміку та коливання елементів а також з метою оцінки техніко-економічних показників; проведення II серії досліджень для визначення відмінностей у коливаннях висіваючих апаратів сівалки; проведення техніко-економічної оцінки посівного МТА; обробка результатів експериментальних досліджень.

РОЗДІЛ 4

РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ПОСІВНОГО МАШИННО-ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТУ

Експериментальні дослідження проведено для досягнення наступних завдань: визначення техніко-економічних показників МТА; підтвердження адекватності розробленої математичної моделі; визначення траєкторій руху трактора, сівалки та висіваючих апаратів, а також, техніко-експлуатаційні показники агрегату. Експериментальні дослідження проведено на МТА у складі трактора Б-1025.2 та сівалки Vega-8 W Profi [2].

4.1 Умови проведення експериментальних досліджень

Експериментальні дослідження проводились підчас весінньої сівби кукурудзи, сої та сорго. Показники стану ґрунту та якість передпосівного обробітку наведено у табл. 4.1.

Таблиця 4.1

Показники стану ґрунту та якість передпосівного обробітку при сумісних посівах кукурудзи та сої в весняний період

Найменування показників	Одиниці вимірів	Значення показників
Вологість ґрунту в шарах:		
0-5 см	%	21,4
5-10см	%	23,9
10-15см	%	22,9
Твердість ґрунту в шарах:		
0-5 см	МПа	1,1
5-10см	МПа	1,4
10-15см	МПа	1,7
Глибина передпосівного обробітку:		
середня	см	7,0
max	см	11,0
min	см	4,0

Показники стану ґрунту задовольняють умовам, що пред'являються до сівби зернових культур (табл. 4.1). Твердість ґрунту в шарах 0-5 см – 1,1 МПа; 5-10см – 1,4 МПа; 10-15 см – 1,7 МПа. Вологість ґрунту в шарах 0-5 см складала – 21,4 %; 5-10см – 23,9 %, 10-15см – 22,9%. Сівба виконувалась після передпосівного обробітку агрегатом ХТЗ-242К + культиватор Джон Дір на глибину 7–11 см.

Схема руху посівного МТА підчас експериментальних досліджень по полю наведена на рис. 4.1.

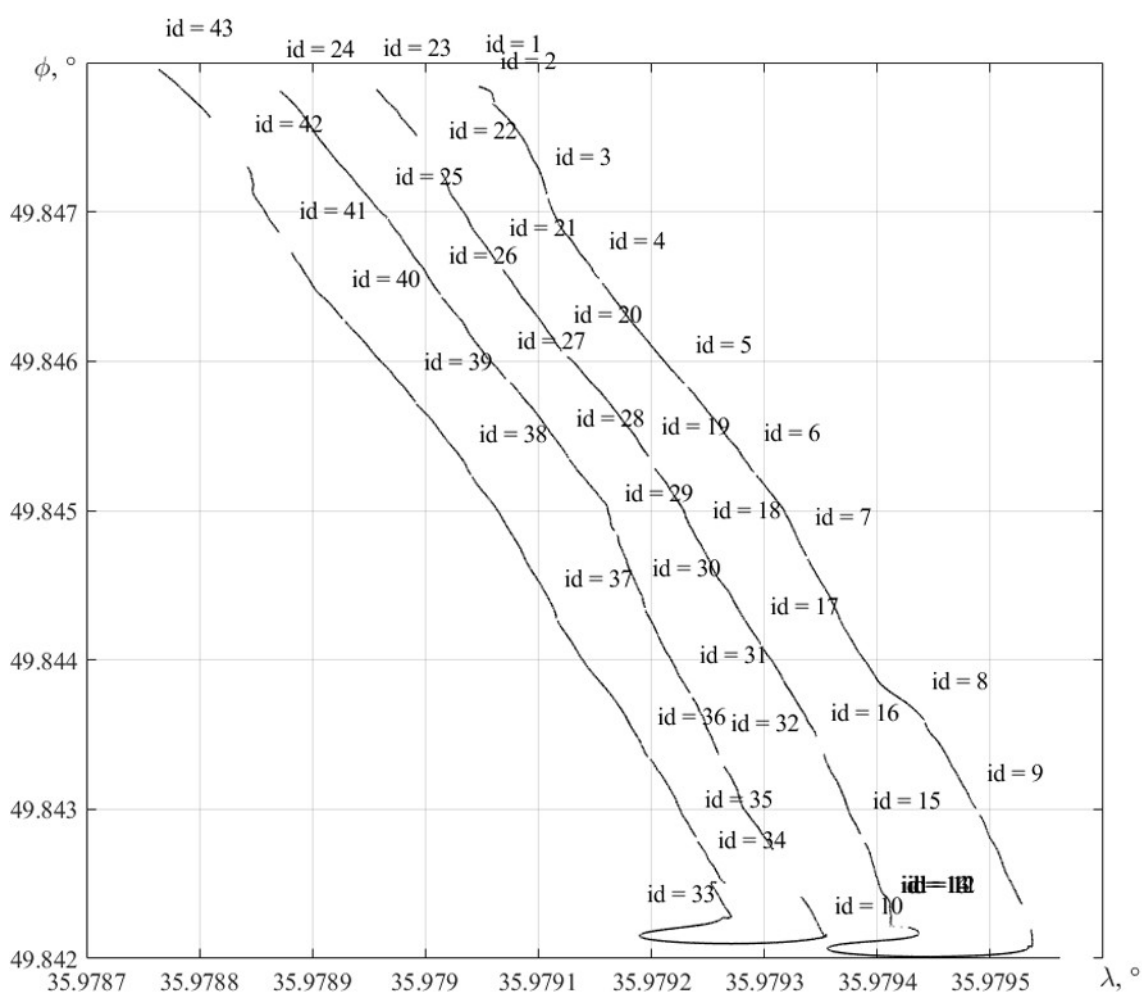


Рисунок 4.1 – Схема руху посівного агрегату по полю підчас експериментальних досліджень

Траєкторії руху посівного МТА визначались вимірювальною системою динаміки та енергетики мобільних машин за допомогою приймача GPS. Було проведено 44 серії замірів параметрів функціонування посівного МТА (рис. 4.1).

4.2 Експериментальні дослідження коливань елементів посівного машинно-тракторного агрегату

Експериментальні дослідження посівного машинно-тракторного агрегату, як сказано раніше поділено на дві серії досліджень. Першу серію досліджень проведено з метою визначення впливу конструктивних параметрів агрегату на динаміку та коливання елементів а також з метою оцінки техніко-економічних показників. Схему розташування датчиків ВС на посівному МТА під час I серії експериментальних досліджень наведено у розд. 3.3, рис. 3.4.

Визначено швидкість руху, прискорення елементів посівного агрегату та спектральні щільності амплітуд віброприскорень підчас I серії експериментальних досліджень (рис. 4.2–4.5).

На рис. 4.2 наведено швидкість руху посівного машинно-тракторного агрегату при I серії досліджень.

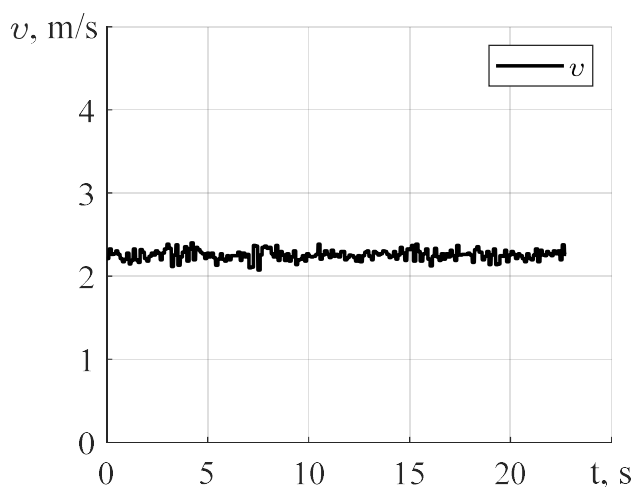


Рисунок 4.2 – Швидкість руху посівного машинно-тракторного агрегату при I серії досліджень ($v = 2,22$ м/с)

Середня швидкість руху посівного МТА при I серії досліджень складала $v_{\text{ср}} = 2,22$ м/с. При такій швидкості руху порівняно прискорення (рис. 4.3, а) та спектральні щільності амплітуд віброприскорень (рис. 4.3, б) елементів посівного МТА.

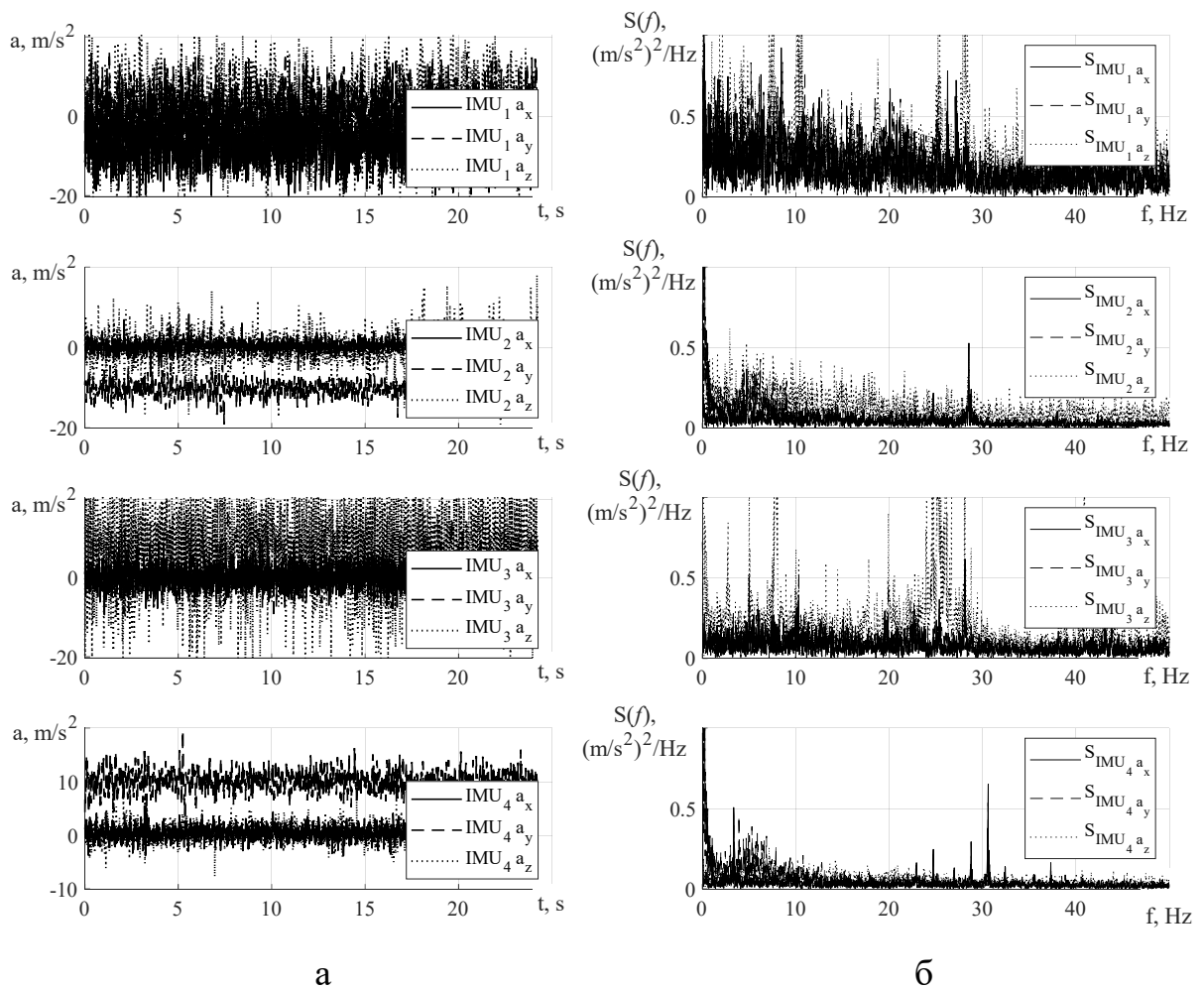


Рисунок 4.3 – Прискорення (а) та спектральні щільності амплітуд віброприскорень (б) елементів посівного машинно-тракторного агрегату при І серії досліджень ($v = 2,22$ м/с)

При швидкості руху 2,22 м/с найбільший розмах коливань мають прискорення, що визначені ІВП-1, який було встановлено на рамі трактора (рис. 4.3, а). Вібрації від двигуна, трансмісії та навіски негативно впливають на раму трактора і кабінку. Основні енергії коливань рами трактора знаходяться на частотах 8, 11, 20, 26, 27,5 та 41 Гц (рис. 4.3, б). Прискорення, що визначені ІВП-3, який розташовувався на сніці сівалки, мають високий розмах лише по осі у (у бічному напрямі) та складає 36 м/с^2 . Найбільші енергії коливань (вісь у) на сніці сівалки знаходяться на частотах 22,5–27,5 Гц та 42,5–45,5 Гц. Енергії коливань прискорень на висіваючих апаратах сівалки мають найбільші значення в поздовжньому напрямі (вісь x) в діапазонах частот 2,5–7,5 Гц, 25 Гц, 30 Гц.

На рис. 4.4 наведено швидкість руху посівного МТА при I серії досліджень середнє значення якої дорівнює $v_{cp} = 2,8$ м/с.

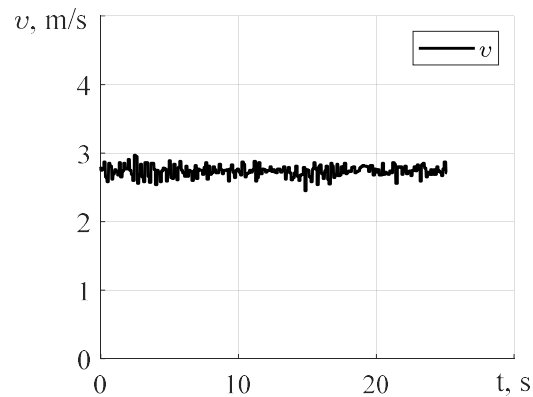


Рисунок 4.4 – Швидкість руху посівного машинно-тракторного агрегату при I серії досліджень ($v = 2,8$ м/с)

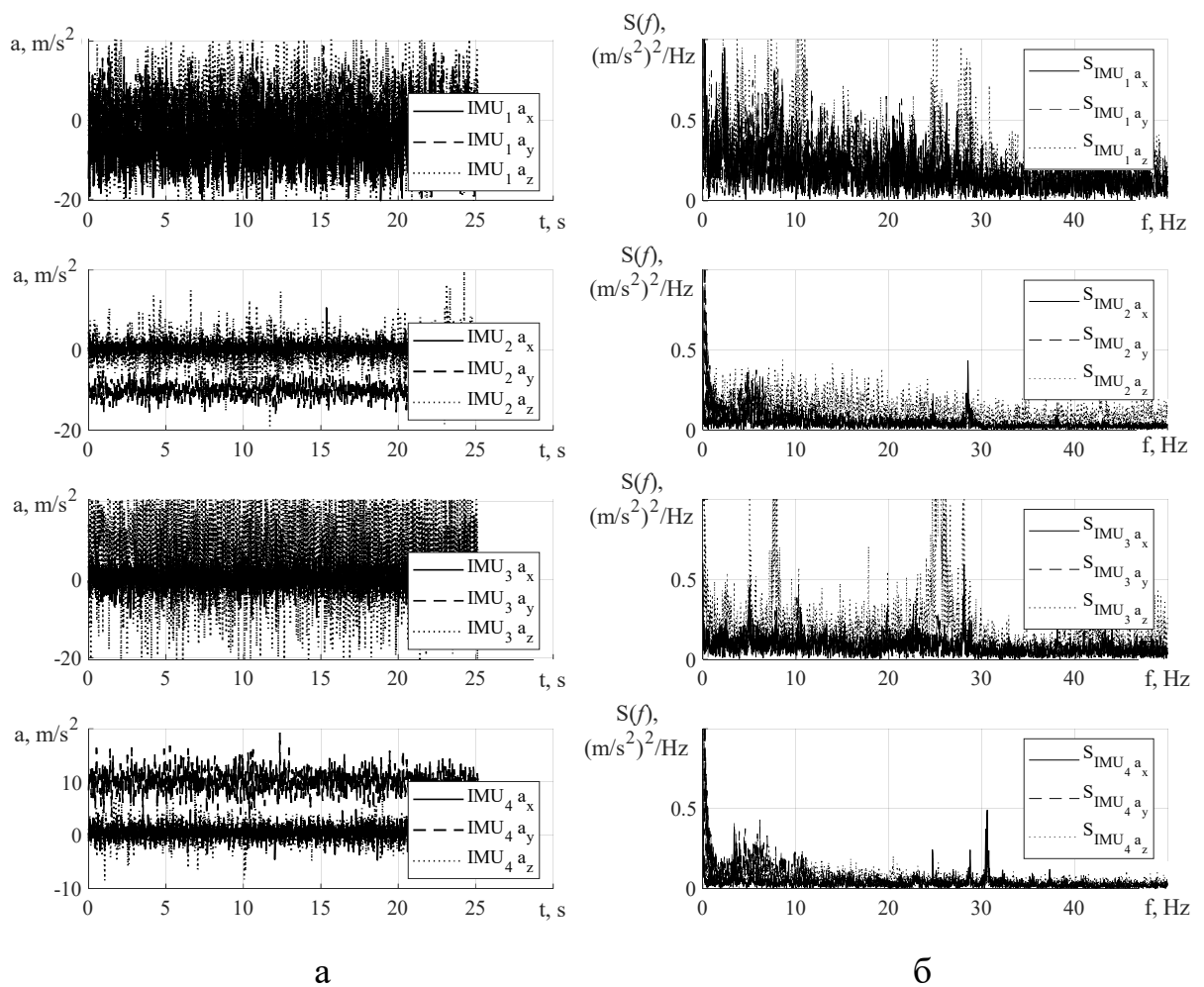


Рисунок 4.5 – Прискорення (а) та спектральні щільності амплітуд віброприскорень (б) елементів посівного машинно-тракторного агрегату при I серії досліджень ($v = 2,8$ м/с)

При швидкості руху 2,8 м/с найбільший розмах коливань також мають прискорення рами трактора. Збільшення швидкості руху до 2,8 м/с призвело до підвищення розмаху амплітуд прискорень рами трактора до 40 м/с^2 по трьом осям (x , y та z). Основні енергії коливань рами трактора знаходяться на частотах 2,5, 9, 12, 25–28 та 38–44 Гц (рис. 4.5, б). Прискорення сніці сівалки мають високий розмах лише по осі y (у бічному напрямі) та складають 40 м/с^2 . Найбільші енергії коливань (вісь y) на сніці сівалки знаходяться в діапазонах частот 8–9 Гц, 11 Гц, 22,5–29,5 Гц та 44,5–47,5 Гц. Енергії коливань прискорень на висіваючих апаратах сівалки мають найбільші значення в поздовжньому напрямі (вісь x) в діапазонах частот 3,0–8,0 Гц, 28–32 Гц.

Другу серію досліджень посівного МТА проведено з метою визначення відмінностей у коливаннях висіваючих апаратів сівалки. Схему розташування датчиків ВС на посівному МТА під час II серії експериментальних досліджень наведено у розд. 3.3, рис. 3.5.

Визначено швидкість руху посівного МТА при II серії досліджень (рис. 4.6).

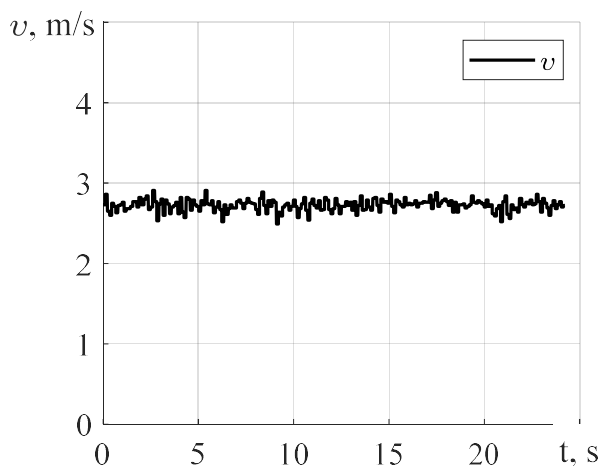


Рисунок 4.6 – Швидкість руху посівного машинно-тракторного агрегату при II серії досліджень ($v = 2,8 \text{ м/с}$)

Середнє значення швидкості руху посівного МТА при II серії досліджень складає – $v_{\text{ср}} = 2,8 \text{ м/с}$.

Визначено прискорення елементів посівного МТА та спектральні щільності амплітуд віброприскорень під час II серії експериментальних досліджень (рис. 4.7).

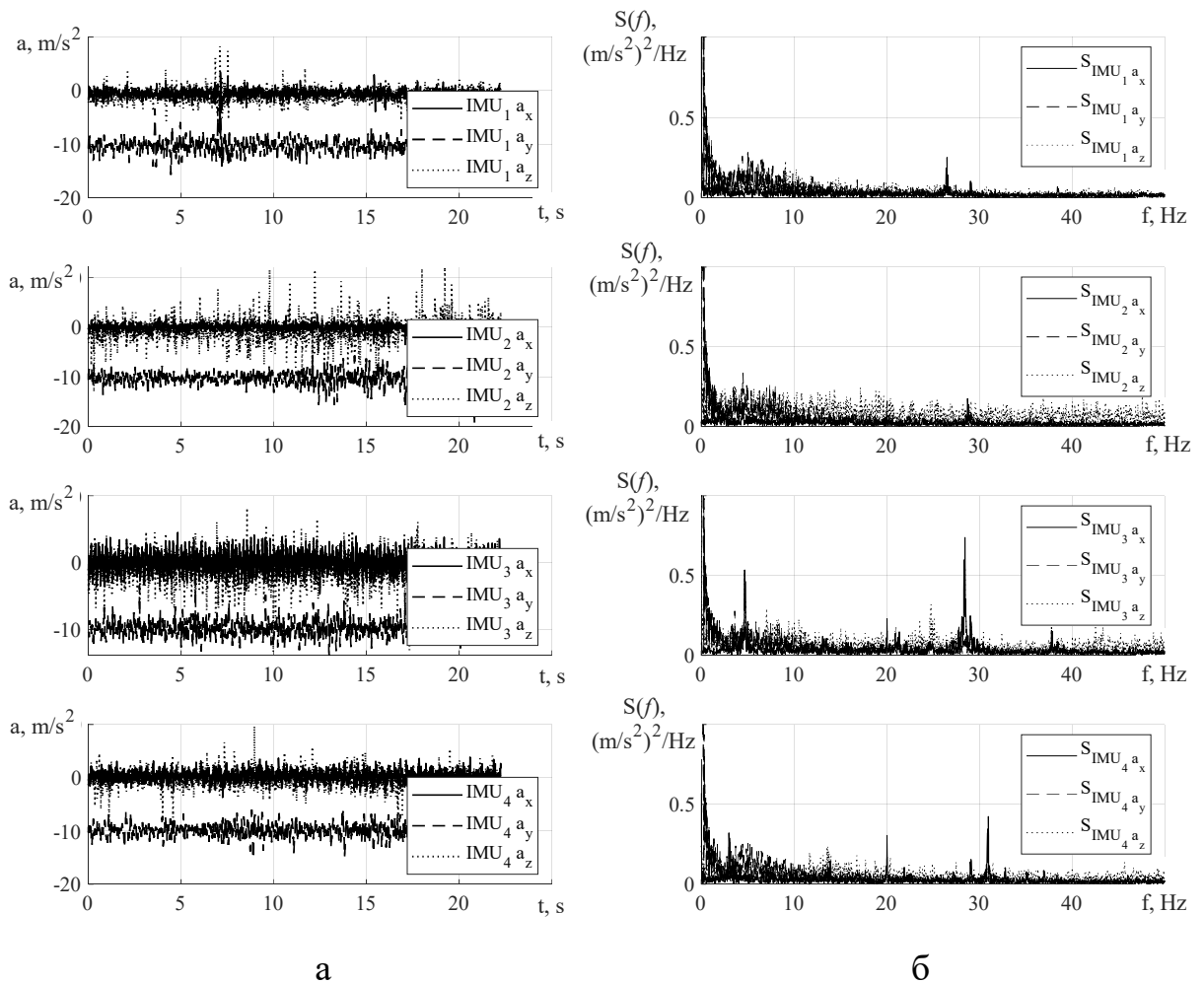


Рисунок 4.7 – Прискорення (а) та спектральні щільності амплітуд віброприскорень (б) елементів посівного машинно-тракторного агрегату при II серії досліджень ($v = 2,8$ м/с)

Найбільший розмах коливань прискорень має п'ятий висіваючий апарат сівалки і складає 7 м/с^2 (вісь x) (рис. 4.7, а) та найбільшу енергію енергії коливань – $0,75 (\text{м/с}^2)^2/\text{Гц}$ на частоті 28 Гц (рис. 4.7, б). Перший висіваючий апарат має найбільші енергії коливань на частотах 3–7 Гц, 27 Гц. П'ятий висіваючий апарат має найбільші енергії коливань на частотах 3–8 Гц, 28 Гц. Також цей висіваючий апарат має підвищену енергію віброприскорень майже по всьому спектру частот по осі y на рівні до $0,25 (\text{м/с}^2)^2/\text{Гц}$, що може свідчити про несправність кріплення рами висіваючого апарату до рами сівалки. Восьмий висіваючий апарат має найбільші енергії коливань на частотах 3 Гц, 5–7 Гц, 12 Гц, 20 Гц, 29 Гц, 32 Гц.

4.3 Адекватність математичної моделі динаміки посівного машинно-тракторного агрегату

Для перевірки адекватності математичної моделі динаміки посівного МТА проведено експериментальні дослідження при яких визначено кути повороту та траєкторії руху центрів мас трактора й сівалки і порівняно з теоретичними (отриманими під час математичного моделювання) для двох швидкостей руху 2,25 та 2,8 м/с. Траєкторії руху центрів мас досліджуваного агрегату є комплексним параметром оцінки адекватності математичної моделі руху [12, 46–48].

Порівняно траєкторії руху центрів мас трактора та сівалки визначені під час теоретичних досліджень і експериментальних досліджень при швидкості руху $v = 2,25$ м/с (рис. 4.8).

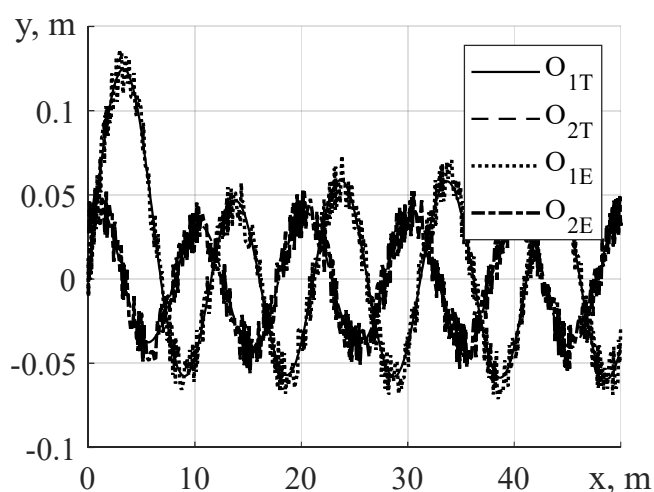


Рисунок 4.8 – Траєкторії руху центрів мас трактора та сівалки визначені під час теоретичних досліджень O_{1T} , O_{2T} та визначені під час експериментальних досліджень O_{1E} , O_{2E} при $v = 2,25$ м/с

Розмах амплітуди коливань траєкторій центрів мас трактора O_{1T} та сівалки O_{2T} складають 0,14 м і 0,10 м відповідно для теоретичних досліджень; для експериментальних $\Delta O_{1E} = 0,148$ м і $\Delta O_{2E} = 0,095$ м (рис. 4.8).

Додатково порівняно кути повороту центрів мас трактора та сівалки

навколо вертикальній осей визначені підчас теоретичних досліджень γ_{1T} , γ_{2T} та визначені підчас експериментальних досліджень при швидкості руху $v = 2,25$ м/с (рис. 4.9) за методологією, що показала ефективність у попередніх роботах [47, 123–125].

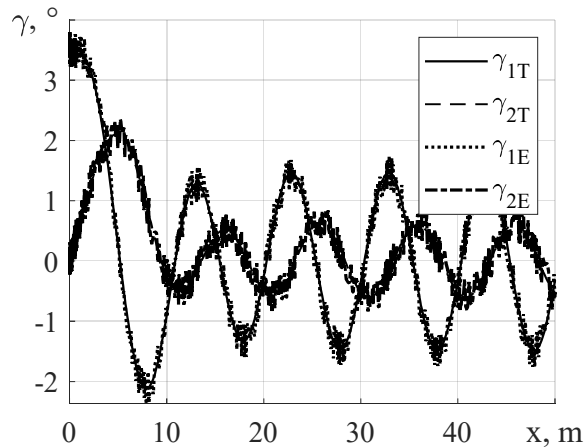


Рисунок 4.9 – Кути повороту центрів мас трактора та сівалки навколо вертикальній осей визначені підчас теоретичних досліджень γ_{1T} , γ_{2T} та визначені підчас експериментальних досліджень γ_{1E} , γ_{2E} при $v = 2,25$ м/с

Розмах амплітуди коливань кутів повороту центрів мас трактора γ_{1T} та сівалки γ_{2T} складають $3,05^\circ$ і $1,57^\circ$ відповідно для теоретичних досліджень; для експериментальних $\Delta\gamma_{1T} = 2,89^\circ$ і $\Delta\gamma_{2T} = 1,66^\circ$ (рис. 4.9).

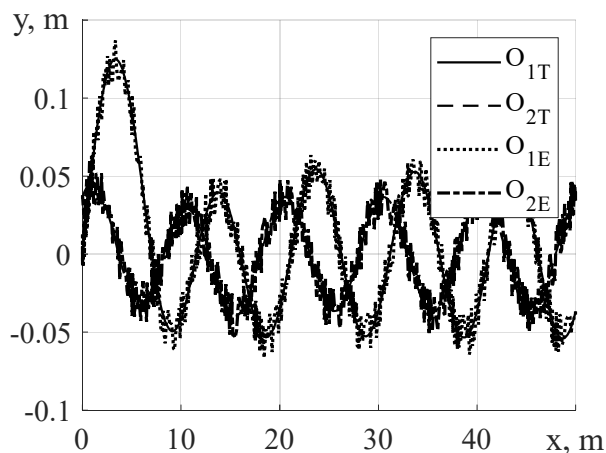


Рисунок 4.10 – Траєкторії руху центрів мас трактора та сівалки визначені підчас теоретичних досліджень O_{1T} , O_{2T} та визначені підчас експериментальних досліджень O_{1E} , O_{2E} при $v = 2,8$ м/с

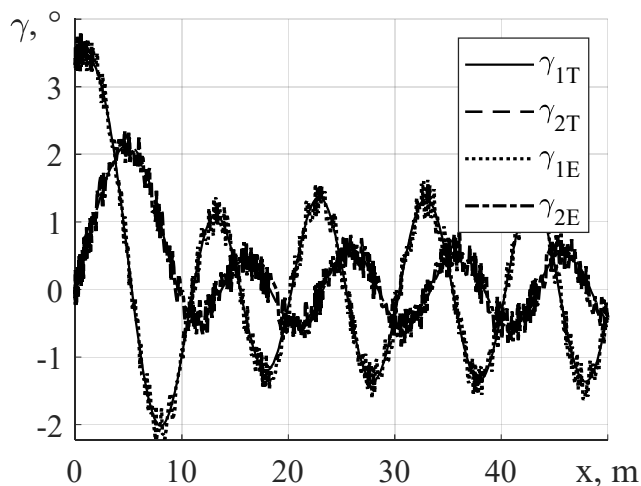


Рисунок 4.11 – Кути повороту центрів мас трактора та сівалки навколо вертикальній осей визначені підчас теоретичних досліджень $\gamma_{1Т}$, $\gamma_{2Т}$ та визначені підчас експериментальних досліджень $\gamma_{1Е}$, $\gamma_{2Е}$ при $v = 2,8$ м/с

Порівняно траєкторії руху та кути поворотів центрів мас трактора та сівалки при швидкості руху $v = 2,8$ м/с (рис. 4.10, 4.11). Розмах амплітуди коливань траєкторій центрів мас трактора $O_{1Т}$ та сівалки $O_{2Т}$ складають 0,12 м і 0,08 м відповідно для теоретичних досліджень; для експериментальних $\Delta O_{1Е} = 0,1276$ м і $\Delta O_{2Е} = 0,0858$ м (рис. 4.10). Розмах амплітуди коливань кутів повороту центрів мас трактора $\gamma_{1Т}$ та сівалки $\gamma_{2Т}$ складають $2,5^\circ$ і $1,25^\circ$ відповідно для теоретичних досліджень; для експериментальних $\Delta \gamma_{1Т} = 2,65^\circ$ і $\Delta \gamma_{2Т} = 1,32^\circ$ (рис. 4.11).

Перевірка адекватності математичної моделі динаміки посівного МТА виконано порівнянням траєкторій руху та кутів повороту елементів агрегату. Розбіжність між результатами, що отримані теоретично та експериментально, складає 6 %.

Експериментальними дослідженнями встановлено, що траєкторії руху елементів МТА являються коливаннями із сумами гармонік, параметри яких визначаються псевдовипадковим чином. Встановлено, що утворення зайвих гармонік в траєкторіях елементів МТА пов'язана з вібрацією працюючого двигуна, пробуксовкою ведучих коліс, особливостями мікрорельєфу поля і слабкою віброізоляцією сівалки від трактора.

4.4 Техніко-експлуатаційні показники посівного машинно-тракторного агрегату

Полеві дослідження посівного МТА у складі трактора Б-1025.2 та сівалки Vega-8 W Profi проведено у двох варіантах:

– базовий варіант (налаштування трактора та конструкція сівалки були заводськими);

– модернізований варіант (тиск в колесах трактора Б-1025.2 збільшений на 0,01 МПа та довжина снічі причіпної сівалки Vega-8 W Profi збільшена на 1 м).

Проведені експериментальні дослідження в Приватному сільськогосподарському підприємстві «Лілія» дозволили оцінити техніко-експлуатаційні показники посівного агрегату при двох серіях досліджень та двох варіантах (табл. 4.2).

Таблиця 4.2

Техніко-експлуатаційні показники посівного агрегату у складі трактора Б-1025 та сівалки Vega-8 W Profi

Найменування показника	Значення	
	Базовий варіант	Модернізований варіант
1	2	3
Марка машини	Б-1025 + Vega-8 W Profi	
Вид роботи	сівба	
Тип ґрунту за механічним складом	чорнозем суглинистий	
Рельєф	плаский	
Площа поля, га	95	
Довжина гону	1215	
Вологість ґрунту, %		
в шарах, см: 0-5 см	21,4	
5-10 см	23,9	
10-15 см	22,9	
Твердість ґрунту, МПа		
в шарах, см 0-5 см	0,48	
5-10 см	0,02	
10-15 см	0,81	

Ширина захвату:		
середня ширина захвату, см	560	560
середньоквадратичне відхилення, $\pm$ см	4,8	4,4
коефіцієнт варіації, %	7,2	6,8
Робоча швидкість, м/с	2,80	3,3
Продуктивність, га за 1 год. часу:		
основного	4,48	5,20
змінного	2,56	2,97
експлуатаційного	2,33	2,70
Експлуатаційно-технологічні коефіцієнти:		
технологічного обслуговування	0,86	0,86
надійності технологічного процесу	1,0	1,0
використання змінного часу	0,57	0,57
використання експлуатаційного часу	0,56	0,56
Витрата палива на одиницю виконаної роботи, кг/га	2,6	2,4

Оптимізація конструктивних параметрів посівного МТА дозволила покращити техніко-експлуатаційні показники (табл. 4.2). В модернізованому варіанті посівного МТА збільшена продуктивність на 15 % до 5,2 га/год; погектарна витрата палива знизилась на 0,2 кг/га (18 %) до 2,4 кг/га.

4.5 Висновки по розділу

1. Експериментальні дослідження проведено для досягнення наступних завдань: визначення техніко-економічних показників МТА; підтвердження адекватності розробленої математичної моделі; визначення траєкторій руху трактора, сівалки та висіваючих апаратів, а також, техніко-експлуатаційні показники агрегату. Експериментальні дослідження проведено на МТА у складі трактора Б-1025.2 та сівалки Vega-8 W Profi. Показники стану ґрунту задовольняють умовам, що пред'являються до сівби зернових культур. Твердість ґрунту в шарах 0-5 см – 1,1 МПа; 5-10см – 1,4 МПа; 10-15 см – 1,7 МПа. Вологість ґрунту в шарах 0-5 см складала – 21,4 %; 5-10см – 23,9 %, 10-15см – 22,9%. Сівба виконувалась після передпосівного обробітку агрегатом ХТЗ-242К + культиватор Джон Дір на глибину 7–11 см.

2. Встановлено, що при швидкості руху 2,22 м/с найбільший розмах коливань мають прискорення, що визначені ІВП-1, який було встановлено на рамі трактора. Вібрації від двигуна, трансмісії та навіски негативно впливають на раму трактора і кабіну. Основні енергії коливань рами трактора знаходяться на частотах 8, 11, 20, 26, 27,5 та 41 Гц. Прискорення, що визначені ІВП-3, який розташовувався на сніці сівалки, мають високий розмах лише по осі y (у бічному напрямі) та складає 36 м/с^2 . Найбільші енергії коливань (вісь y) на сніці сівалки знаходяться на частотах 22,5–27,5 Гц та 42,5–45,5 Гц. Енергії коливань прискорень на висіваючих апаратах сівалки мають найбільші значення в поздовжньому напрямі (вісь x) в діапазонах частот 2,5–7,5 Гц, 25 Гц, 30 Гц.

3. При швидкості руху 2,8 м/с найбільший розмах коливань також мають прискорення рами трактора. Збільшення швидкості руху до 2,8 м/с призвело до підвищення розмаху амплітуд прискорень рами трактора до 40 м/с^2 по трьом осям (x , y та z). Основні енергії коливань рами трактора знаходяться на частотах 2,5, 9, 12, 25–28 та 38–44 Гц. Прискорення сніці сівалки мають високий розмах лише по осі y (у бічному напрямі) та складають 40 м/с^2 . Найбільші енергії коливань (вісь y) на сніці сівалки знаходяться в діапазонах частот 8–9 Гц, 11 Гц, 22,5–29,5 Гц та 44,5–47,5 Гц. Енергії коливань прискорень на висіваючих апаратах сівалки мають найбільші значення в поздовжньому напрямі (вісь x) в діапазонах частот 3,0–8,0 Гц, 28–32 Гц.

4. Для перевірки адекватності математичної моделі динаміки посівного МТА проведено експериментальні дослідження при яких визначено кути повороту та траєкторії руху центрів мас трактора й сівалки і порівняно з теоретичними (отриманими під час математичного моделювання) для двох швидкостей руху 2,25 та 2,8 м/с. Розмах амплітуди коливань траєкторій центрів мас трактора O_{1T} та сівалки O_{2T} складають 0,14 м і 0,10 м відповідно для теоретичних досліджень; для експериментальних $\Delta O_{1E} = 0,148 \text{ м}$ і $\Delta O_{2E} = 0,095 \text{ м}$ (при швидкості руху $v = 2,25 \text{ м/с}$). Порівняно кути повороту центрів мас трактора та сівалки навколо вертикальний осей визначені під час

теоретичних досліджень γ_{1T} , γ_{2T} та визначені підчас експериментальних досліджень при швидкості руху $v = 2,25$ м/с. Розмах амплітуди коливань траєкторій центрів мас трактора O_{1T} та сівалки O_{2T} складають 0,12 м і 0,08 м відповідно для теоретичних досліджень; для експериментальних $\Delta O_{1E} = 0,1276$ м і $\Delta O_{2E} = 0,0858$ м (при $v = 2,8$ м/с). Розмах амплітуди коливань кутів повороту центрів мас трактора γ_{1T} та сівалки γ_{2T} складають $2,5^\circ$ і $1,25^\circ$ відповідно для теоретичних досліджень; для експериментальних $\Delta \gamma_{1T} = 2,65^\circ$ і $\Delta \gamma_{2T} = 1,32^\circ$ (при $v = 2,8$ м/с). Перевірка адекватності математичної моделі динаміки посівного МТА виконано порівнянням траєкторій руху та кутів повороту елементів агрегату. Розбіжність між результатами, що отримані теоретично та експериментально, складає 6 %.

5. Експериментальними дослідженнями встановлено, що траєкторії руху елементів МТА являються коливаннями із сумами гармонік, параметри яких визначаються псевдовипадковим чином. Встановлено, що утворення зайвих гармонік в траєкторіях елементів МТА пов'язана з вібрацією працюючого двигуна, пробуксовкою ведучих коліс, особливостями мікрорельєфу поля і слабкою віброізоляцією сівалки від трактора.

6. Польові дослідження посівного МТА у складі трактора Б-1025.2 та сівалки Vega-8 W Profi проведено у двох варіантах: базовий варіант (налаштування трактора та конструкція сівалки були заводськими); модернізований варіант (тиск в колесах трактора Б-1025.2 збільшений на 0,01 МПа та довжина сниці причіпної сівалки Vega-8 W Profi збільшена на 1 м). Проведені експериментальні дослідження в Приватному сільськогосподарському підприємстві «Лілія» дозволили оцінити техніко-експлуатаційні показники посівного агрегату при двох серіях досліджень та двох варіантах. Оптимізація конструктивних параметрів посівного МТА дозволила покращити техніко-експлуатаційні показники. В модернізованому варіанті посівного МТА збільшена продуктивність на 15 % до 5,2 га/год; погектарна витрата палива знизилась на 0,2 кг/га (18 %) до 2,4 кг/га.

РОЗДІЛ 5

ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДИСЕРТАЦІЙНОЇ РОБОТИ

5.1 Метод оцінки економічної ефективності розроблених методів покращення динаміки машинно-тракторного агрегату

Визначення техніко-економічної ефективності агрегату виконували за диференціальною оцінкою – методом послідовного порівняння абсолютних значень показників базового і порівнювального варіантів [3, 148, 149]. Визначено економічну ефективність посівного агрегату у складі трактора Б-1025.2 та сівалки Vega-8 W Profi в базовому та модернізованому варіанті.

Розрахунок економічної ефективності виконано у відповідності до ДСТУ 4397:2005 «Методи економічного оцінювання техніки на етапі випробувань» [148]. Вихідні дані вартості трактору, сільськогосподарської машини, паливно-мастильних матеріалів та інші розцінки прийняті такими, що діють в теперішній час.

Річний економічний ефект розраховано з виразу:

$$E_p = \left[(S_0 + E_n K_{y0}) - (S_1 + E_n K_{y1}) \right] W_1 T_1, \text{ тис. грн,} \quad (5.1)$$

де S_0, S_1 – експлуатаційні витрати базового та запропонованого варіанту, грн;

K_{y0}, K_{y1} – капіталовкладення на порівнювальні агрегати, грн/га;

E_n – нормативний коефіцієнт ефективності капіталовкладень;

W_1 – продуктивність за годину технологічного часу порівнювального агрегату, га/ч;

T_1 – нормативний річний виробіток порівнювального агрегату, год.

Експлуатаційні витрати розраховують по формулі:

$$S = Z + G + T_p + A, \text{ тис. грн,} \quad (5.2)$$

де Z – заробітна плата обслуговуючого персоналу, грн/га;

G – вартість паливо-мастильних матеріалів, грн/га;

T_p – витрати на поточний ремонт та технічне обслуговування, грн/га;

A – амортизаційні відрахування, грн/га.

Заробітна плата механізатора розраховується з виразу:

$$Z = \frac{Z_m N K_m}{W_1}, \text{ тис. грн.} \quad (5.3)$$

де Z_m – годинна тарифна ставка механізатора, грн/год;

N – кількість механізаторів;

K_m – коефіцієнт підвищення розцінок, надбавки за класність, за стаж, якість виконаної роботи та ін.

Вартість паливо-мастильних матеріалів, витрачених на одиницю роботи:

$$G = q \cdot C_n, \text{ тис. грн.} \quad (5.4)$$

де q – витрати палива, кг/га;

C_n – ціна палива, що включає вартість необхідних мастильних матеріалів, грн/кг.

Відрахування на поточний, капітальний ремонт та технічне обслуговування визначається з виразу:

$$T_p = \frac{1}{100W} \frac{BP}{T}, \text{ тис. грн.} \quad (5.5)$$

де W – продуктивність за годину технологічного часу, га/год;

B – балансова вартість трактора та сівалки, грн;

P – норма відрахувань на поточний ремонт та технічне обслуговування, %;

T – річне завантаження, год.

Амортизаційні відрахування:

$$A = \frac{1}{100W} \cdot \frac{B \cdot a_m}{T}, \text{ тис. грн.} \quad (5.6)$$

де a_m – норма амортизаційних відрахувань, %.

Необхідні капіталовкладення визначено з виразу:

$$K_y = \frac{1}{W} \cdot \frac{B}{T}, \text{ тис. грн.} \quad (5.7)$$

Термін окупності додаткових капіталовкладень визначено з формули:

$$T = \frac{B_1 - B_0}{E_p}, \text{ р.} \quad (5.8)$$

5.2 Результати оцінки економічної ефективності

Вихідні дані та результати розрахунку економічної ефективності посівного МТА у складі трактора Б-1025.2 та сівалки Vega-8 W Profi в базовому та модернізованому варіанті приведені в табл. 5.1 та 5.2.

Таблиця 5.1

Вихідні дані для розрахунку економічного обґрунтування

Найменування показника	Б-1025.2 + Vega-8 W Profi (базовий варіант)	Б-1025.2 + Vega-8 W Profi (модернізований варіант)
1	2	3
Продуктивність за годину технологічного часу, га/ч	4,48	5,2
Витрата палива, кг/га	2,6	2,4
Балансова вартість трактора, тис. грн	1500	1500
Балансова вартість сівалки, тис. грн	918	950
Кількість обслуговуючого персоналу, люд	1	1

Продовження табл. 5.1.

1	2	3
Річне завантаження агрегату на сівбі, год	400	400
Комплексна ціна палива, грн/кг	60	60
Норма відрахувань на поточний ремонт та обслуговування, %	11,5	11,5
Норма амортизаційних відрахувань, %	15	15

Таблиця 5.2

Результати розрахунку економічної ефективності

Найменування показника	Б-1025.2 + Vega-8 W Profi (базовий варіант)	Б-1025.2 + Vega-8 W Profi (модернізований варіант)
Вартість паливо-мастильних матеріалів, грн/га	156,00	144,00
Відрахування на поточний ремонт, технічне обслуговування, грн/га	2,27	1,98
Амортизаційні відрахування, грн/га	40,62	47,78
Відрахування на капіталовкладення, грн/га	1349,33	1177,88
Експлуатаційні витрати, грн/га	242,59	218,62
Річний економічний ефект, тис. грн		49926,00
Термін окупності додаткових капіталовкладень, р.		0,05

Таким чином, підвищення ефективності експлуатації посівного агрегату шляхом покращення його динамічних показників забезпечує річний економічний ефект на сівбі зернових культур 49926,00 грн з терміном окупності додаткових капіталовкладень 0,05 р.

ВИСНОВКИ

В дисертації наведено теоретичне узагальнення і нове вирішення науково-прикладної задачі, що виявляється у покращенні динамічних властивостей трактору у складі посівного агрегату шляхом зниження коливань елементів агрегату через обґрунтування конструктивних параметрів та режимів роботи. Це дозволило підвищити ефективність експлуатації через зниження коливань елементів агрегату у поздовжньо-горизонтальній площині.

На основі проведеного дослідження зроблені наступні висновки:

1. Проведеним узагальненням відомих досліджень встановлено, що залишається не вирішеною задача підвищення ефективності функціонування посівного агрегату за рахунок покращення динамічних властивостей та зниження коливань елементів у поздовжньо-горизонтальній площині. Підвищення швидкості руху МТА призводить до зниження якості сівби, до порушення агротехнічних вимог.

2. Вирішено науково-прикладну задачу, спрямовану на підвищення ефективності експлуатації посівного МТА та покращення динамічних властивостей трактору шляхом зниження коливань елементів агрегату через обґрунтування конструктивних параметрів та режимів роботи. За допомогою розробленої математичної моделі плоско-паралельного руху посівного МТА обґрунтовано взаємозв'язок динаміки, коливань елементів агрегату у поздовжньо-поперечній площині з конструктивними параметрами та режимами роботи. Обґрунтування параметрів посівного МТА дозволили підвищити швидкість на 2 км/год та збільшити продуктивність агрегату на 0,4 га/год, а розмах відхилень траєкторій елементів агрегату знизити на 0,05 м.

3. Теоретично досліджено вплив параметрів посівного МТА на динамічні показники. Встановлено, що траєкторії руху центрів мас трактора та сівалки в залежності від довжини механізму зчіпки сівалки. Розраховано спектральні щільності траєкторій руху центрів мас трактора та сівалки.

Траєкторії руху елементів агрегату являють собою гармонійні коливання з періодом 20 м та розмахом 0,15 м. При збільшенні довжини механізму зчіпки сівалки розмах амплітуди зменшується до 0,11 м, період залишається незмінним для обох елементів агрегату, а коливання траєкторій центрів мас трактора та сівалки знаходяться в протифазі. Збільшення довжини механізму причіпу сівалки дозволяє знизити амплітуди коливання траєкторій центру мас на 0,05 м, що позитивно впливає на прямолінійність рядків посіву.

4. Встановлено, що траєкторії руху елементів МТА являються коливаннями із сумами гармонік, параметри яких визначаються псевдовипадковим чином. Встановлено, що утворення зайвих гармонік в траєкторіях елементів МТА пов'язана з вібрацією працюючого двигуна, пробуксовкою ведучих коліс, особливостями мікрорельєфу поля і слабкою віброізоляцією сівалки від трактора.

5. За результатами експлуатаційно-технологічних досліджень МТА у складі трактора Б-1025.2 та сівалки Vega-8 W Profi встановлено, що зниження коливань елементів машинно-тракторних агрегатів у поздовжньо-горизонтальній площині приводить до збільшення продуктивності на 15 % до 5,2 га/год та зниження погектарної витрати палива на 0,2 кг/га (18 %) до 2,4 кг/га.

6. Перевірка адекватності математичної моделі динаміки посівного МТА виконано порівнянням траєкторій руху та кутів повороту елементів агрегату. Розбіжність між результатами, що отримані теоретично та експериментально, складає 6 %.

7. Розроблені заходи покращення динамічних показників посівного МТА на сівбі дозволити отримати економічний ефект у розмірі 49 тис. грн з терміном окупності додаткових капіталовкладень 0,05 р. Метод оцінки динаміки та коливань елементів посівного машинно-тракторного агрегату впроваджено у діяльність Харківської філії Державної наукової установи «Український науково-дослідний інститут прогнозування та випробування

техніки і технологій для сільськогосподарського виробництва ім. Леоніда Погорілого». Результати дослідження впроваджено на ПАТ «ХТЗ» з економічним ефектом 455 тис. грн, ТОВ «Торговий дім «ХТЗ»» з економічним ефектом 301 тис. грн. Результати роботи прийнято до використання у ПП «Агро-Глянь» та приватне сільськогосподарське підприємство «Лілія» і впроваджено у навчальний процес Державного біотехнологічного університету.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

Список публікацій, в яких опубліковано основні наукові результати дисертації:

1. Антощенко Р. В., Кусков М. А. До дослідження плоско-паралельного руху посівного машинно-тракторного агрегату. *Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів*, 2024. № 25. С. 291–305. <https://doi.org/10.37700/ts.2024.25.291-305>.
2. Кусков М. А. Експериментальні дослідження посівного машинно-тракторного агрегату у складі трактора та сівалки Vega-8 W Profi. *Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів*, 2025. № 26. С. 222–234. <https://doi.org/10.64165/ts.2025.26.222-234>.
3. Череватенко Г. І., Кусков М. А. Розрахунок економічної ефективності посівного та орного машинно-тракторних агрегатів. *Український журнал прикладної економіки та техніки*, 2025. Том 10. № 1. С. 395 – 398. <https://doi.org/10.36887/2415-8453-2025-1-68>.
4. Антощенко Р. В., Череватенко Г. І., Задорожний В. П., Світличний О. В., Кусков М. А. Дослідження динаміки повнопривідної тягово-транспортної машини. *Український журнал прикладної економіки та техніки*, 2023. Т. 7. № 3. С. 125–135. <https://doi.org/10.36887/2415-8453-2023-3-51>.
5. Калінін Є. І., Кусков М. А., Бельорін-Еррера О. М. Особливості повороту шарнірно-зчленованого трактора. *Сучасні інформаційні системи*, 2022. № 6(1). С. 30–33. <https://doi.org/10.26906/SUNZ.2022.1.021>.

Праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

6. Кусков М. А. Коливання траєкторій тракторів та сільськогосподарських машин. *XXI-й Міжнародний форум молоді «Молодь і індустрія 4.0 в XXI столітті»*. Збірка матеріалів форуму. Харків: ДБТУ, 2025. С. 233-234.

7. Кусков М. А., Бачура І. А., Ветренко А. Д. Підвищення ефективності експлуатації машинно-тракторного агрегату покращенням динаміки причіпної машини. *Матеріали науково-практичної конференції «Технічний прогрес в АПВ»*, 2024. С. 218 – 220.

8. Бойко Р. В., Кусков М. А., Антощенков Р. В. Розробка та оцінка системи напівактивної підвіски для тракторів. *Молодь і технічний прогрес в АПВ : матеріали Міжнар. наук.-практ. конф., Держ. біотехнол. ун-т, 23-24 листопада 2023 р. Харків, 2023. С. 321–322.*

Праці, які додатково відображають наукові результати дисертації:

9. Задорожний В. П., Кусков М. А., Антощенков Р. В. Розробка системи автоматичної керування трансмісією трактора. *Матеріали науково-практичної конференції «Молодь та технічний прогрес в АПВ»*, 2023. С. 340–343.

10. Калінін Є. І., Петров Р. М., Кусков М. А. Аналітичний огляд досліджень у галузі діагностування машин та їх систем в експлуатації. *Крамаровські читання : тези доп. IX Міжнар. наук.-техн. конф. з нагоди 115 річниці від дня народж. д-ра техн. наук, проф., чл.-кор. ВАСГНІЛ, віце-президента УАСГН Крамарова В. С. (1906-1987 рр.), 24-25 лют. 2022 р. Київ : НУБіП України, 2022. С. 388–390.*

Основні публікації

11. В. Адамчук, В. Булгаков, В. Надикто, В. Кюрчев, В. Камінський. Дослідження впливу ширини захвату машинно-тракторного агрегату на його експлуатаційні показники. *Вісник аграрної науки*, 2022. Вип. 100(10). С. 29–36. <https://doi.org/10.31073/agrovisnyk202210-04>.

12. В. Адамчук, В. Булгаков, В. Надикто, О. Троханяк, Т. Чорна. Теоретичне дослідження стійкості руху асиметричного посівного машинно-тракторного агрегату. *Вісник аграрної науки*, 2023. Вип. 101(5). С. 57–64. <https://doi.org/10.31073/agrovisnyk202305-08>.

13. Ditzler L., Breland T. A., Francis C., Chakraborty M., Singh D. K., Srivastava A., Eyhorn F., Groo, J. C. J., Six J., Decock C. Identifying viable nutrient

management interventions at the farm level: The case of smallholder organic Basmati rice production in Uttarakhand, India. *Agricultural Systems*, 2018. Vol. 161, PP. 61–71. <https://doi.org/10.1016/j.agsy.2017.12.010>.

14. Xiao Y., Han Y., Jia F., Liu H., Li G., Chen P., Meng X., Bai S. Experimental study of granular flow transition near the outlet in a flat-bottomed silo. *Biosystems Engineering*, 2021. Vol. 202, PP. 16–27. <https://doi.org/10.1016/j.biosystemseng.2020.11.013>.

15. Hu F., Xu C., Li H., Li S., Yu Z., Li Y., He X. Particles interaction forces and their effects on soil aggregates breakdown. *Soil and Tillage Research*, 2015. Vol. 147. P. 1–9. <https://doi.org/10.1016/j.still.2014.11.006>.

16. Zhang X., Yu S., Hu X., Zhang L. Study on rotary tillage cutting simulations and energy consumption predictions of sandy ground soil in a Xinjiang cotton field. *Computers and Electronics in Agriculture*, 2024. Vol. 217, 108646. <https://doi.org/10.1016/j.compag.2024.108646>.

17. Al-Shammary A. A. G., Al-Shihmani L. S. S., Fernández-Gálvez J., Caballero-Calvo A. Optimizing sustainable agriculture: A comprehensive review of agronomic practices and their impacts on soil attributes. *Journal of Environmental Management*, 2024. 364, 121487. <https://doi.org/10.1016/j.jenvman.2024.121487>.

18. Wang H., Yang L., Zhang D., Cui T., He X., Xiao T., Li H., Du Z., Xie C. Comparative investigation and evaluation of electric-drive seed-metering systems across diverse speed ranges for enhanced high-precision seeding applications. *Computers and Electronics in Agriculture*, 2024. 222, 108976. <https://doi.org/10.1016/j.compag.2024.108976>

19. Wang P., Yue M., Yang L., Luo X., He J., Man Z., Feng D., Liu S., Liang C., Deng Y., Huang H., Hu L. Design and Test of Intelligent Farm Machinery Operation Control Platform for Unmanned Farms. *Agronomy*, 2024. 14(4), PP. 804–812. <https://doi.org/10.3390/agronomy14040804>.

20. Tagar A. A., Gujjar M. A., Adamowski J., Leghari N., Soomro A. Assessment of implement efficiency and soil structure under different conventional

tillage implements and soil moisture contents in a silty loam soil. *CATENA*, 2017. 158. PP. 413–420. <https://doi.org/10.1016/j.catena.2017.07.017>.

21. Mileusnić Z. I., Petrović D. V., Đević M. S. Comparison of tillage systems according to fuel consumption. *Energy*, 2010. 35(1), PP. 221–228. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2009.09.012>.

22. І. В. Галич. Аналіз джерел вібрацій та коливань елементів машинно-тракторного агрегату. *Подільський вісник: сільське господарство, техніка, економіка*. 2019. Вип 30. С. 72–79. <https://doi.org/10.37406/2706-9052-2019-1-9>.

23. Naresh R., Singh N. K., Sachan P., Mohanty L. K., Sahoo S., Pandey S. K., Singh B. Enhancing Sustainable Crop Production through Innovations in Precision Agriculture Technologies. *Journal of Scientific Research and Reports*, 2024. 30(3). PP. 89–113. <https://doi.org/10.9734/jsrr/2024/v30i31861>.

24. Liu M., Li Y., Xu L., Wang Y., Zhao J. General modeling and energy management optimization for the fuel cell electric tractor with mechanical shunt type. *Computers and Electronics in Agriculture*, 2023. 213, PP. 108178. <https://doi.org/10.1016/j.compag.2023.108178>.

25. Zhao P., Gao X., Ju X., Yang P., Song Q., Huang Y., Zheng Z. Optimization of the front-mounted fertilizer pipe strip rotary tillage device by modeling the wide-seedbed characteristics and power consumption. *Computers and Electronics in Agriculture*, 2024. 227, 109624. <https://doi.org/10.1016/j.compag.2024.109624>.

26. Mykola Korchak. Substantiation of agrotechnical requirements for soil preparation for sowing grain crops. *International Science Journal of Engineering & Agriculture*. Vol. 1, No. 3, 2022, pp. 52-61. doi:10.46299/j.isjea.20220103.5.

27. Ancev T., Whelan B., McBratney A., Stafford J. V. Evaluating the benefits from precision agriculture: the economics of meeting traceability requirements and environmental targets. *Precision agriculture*, 2005. 5. PP. 985-992.

28. Godwin R. J., Wood G. A., Taylor J. C., Knight S. M., Welsh J. P.

Precision farming of cereal crops: a review of a six-year experiment to develop management guidelines. *Biosystems Engineering*, 2003. 84(4). PP. 375-391.

29. Bucci Giorgia, Bentivoglio Deborah, Finco Adele. Precision agriculture as a driver for sustainable farming systems: State of art in literature and research. *Quality – Access to Success*. 2018. 19. PP. 114-121.

30. Gebbers R., Adamchuk V. I. Precision agriculture and food security. *Science*, 2010. 327. PP. 828–831.

31. Backman J.; Oksanen T., Visala A. Navigation system for agricultural machines: Nonlinear model predictive path tracking. *Comput. Electron. Agric*, 2012, 82. PP. 32–43.

32. Kise M., Noguchi N., Ishii K., Terao H. Development of agricultural autonomous tractor with an RTK-GPS and a FOG. *In Proceedings of the IFAC Proceedings Series, Berkeley, CA, USA, 9–11 December, 2002*. PP. 99–104.

33. Scarfone A., Picchio R., del Giudice A., Latterini F., Mattei P., Santangelo E., Assirelli A. Semi-Automatic Guidance vs. Manual Guidance in Agriculture: A Comparison of Work Performance in Wheat Sowing. *Electronics*, 2021. 10(7). PP. 825–832. <https://doi.org/10.3390/electronics10070825>.

34. Nasritdinova Umida, Sultonov Xaitboy, Muratov Husan, Ankabaev Rahim, Ismatov Ulfat, Abdumajitov Avazjon. Application of geoinformation systems in the agricultural complex. *BIO Web of Conferences*, 2024. 105. 03005. 10.1051/bioconf/202410503005.

35. Ferhat G., Meroni Marco, Ajrouche Mounir, Fontaine Claude, Kragnes Lars. Some examples of landslide monitoring using Trimble equipment in Europe. *6th Joint International Symposium on Deformation Monitoring (JISDM)*, 2025. PP. 1–8.

36. Brandl Markus, Schmid Ralf, Weinbach Ulrich, Pagels Christian, Khayat Ramzi, Junker Stefan. GNSS navigation message authentication with the Trimble RTX GNSS correction service. *37th International Technical Meeting of the Satellite Division of The Institute of Navigation (ION GNSS+ 2024)*, 2024. PP. 35–85.

37. Lipiński A. J., Markowski P., Lipiński S., Pyra P. Precision of tractor

operations with soil cultivation implements using manual and automatic steering modes. *Biosystems Engineering*, 2016. 145, 22-28. DOI: 10.1016/j.biosystemseng.2016.02.008.

38. Oksanen T., Backman J. Implement Guidance model for ISO 11783 standard. *IFAC-Papers OnLine*, 2016. 49(16). PP. 33-38. DOI: 10.1016/j.ifacol.2016.10.007.

39. Baillie Craig, Lobsey Craig, Antille Diogenes, McCarthy Cheryl, Thomasson J. A review of the state of the art in agricultural automation. Part III: Agricultural machinery navigation systems. *ASABE Annual International Meeting. Detroit, Michigan*, 2018. PP. 1–9. DOI:10.13031/aim.201801591.

40. Oksanen T., Visala A. Coverage path planning algorithms for agricultural field machines. *Journal of Field Robotics*, 2009. 26(8). PP. 651–668. DOI: 10.1002/rob.20300.

41. Taylor R. K., Schrock M. D., Bloomfield J., Bora G., Brockmeier G. Dynamic testing of GPS receivers. *Transactions of the American Society of Agricultural Engineers*, 2004. 47(4). PP. 1017-1025. DOI: 10.13031/2013.16572.

42. O. BauChau, G. Damilano, N. Theron. Numerical integration of non-linear elastic multi-body systems. *Journal for Numerical Methods in Engineering*. 1995. V. 38. P. 2727-2751.

43. A. Shabana. Dynamics of Multibody Systems. New York, NY, Cambridge University Press, 2005. 393 p.

44. R. Schwerin. Multibody System Symulations. *Numerical Methods, Algorithms and Software*. Springer, 1999. 342 p.

45. James B. McConville. Introduction to Mechanical System Simulation Using Adams. SDC Publications, 2015. 152 p.

46. Антощенко Р. В. Динаміка та енергетика руху багатоелементних машинно-тракторних агрегатів: монографія. Харків: ХНТУСГ, 2017. 244 с.

47. Roman Antoshchenkov, Ivan Halych, Viktor Antoshchenkov, Anton Nykyforov, Liliia Kis-Korkishchenko, Halyna Cherevatenko, Dmytro Smitskov.

Measuring system of dynamics and energy of mobile machines: monograph. – Katowice: Wydawnictwo Uniwersytetu Śląskiego, 2024. 150 p. DOI: 10.54264/M040 ISBN 978-83-972085-7-5.

48. Антощенко Р. В., Галич І. В., Череватенко Г. І. Динаміка та енергетика руху машинно-тракторного агрегату з урахуванням профілю опорної поверхні: монографія. Харків: ДБТУ, 2024. 100 с. ISBN: 978-617-9113-76-6.

49. Антощенко Р. В., Тищенко Л. Н., Андреев Ю. М. К построению уравнений динамики многоэлементного машинно-тракторного агрегата. *Вібрації в техніці та технологіях*, 2015. № 3 (79). С. 69–79.

50. V. Bulgakov, S. Pascuzzi, S. Ivanovs, G. Kaletnik, V. Yanovich. Angular oscillation model to predict the performance of a vibratory ball mill for the fine grinding of grain. *Biosystems Engineering*, 2018. 171. P. 155–164.

51. Калінін Є.І. Частотний аналіз коливань гусеничних тракторів. *Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України*. 2018. №22(36). С. 86–91.

52. Артёмов М. П., Шуляк М. Л., Колеснік І. В., Козлов Ю. Ю. Вплив коливання швидкості руху СГА на надійність технологічної операції. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка*. Харків, 2015. Вип.163. С. 84–89.

53. Довжик М. Я. Татьяначенко Б. Я., Соларев А. А. Напряженно-деформированное состояние грунта под следом колеса транспортного средства. *Научно-технический прогресс в сельскохозяйственном производстве*. Минск: БГАТУ, 2013. С. 57–62.

54. J. Perumpral, J. Liljedahl, W. Perloff. A numerical method for predicting the stress distribution and soil deformation under a tractor wheel. *Journal of Terramechanics*. 1971. Vol. 8. P. 9–22.

55. Wang W., Wu K., Zhang Y., Wang M., Zhang C., Chen L. The Development of an Electric-Driven Control System for a High-Speed Precision Planter Based on the Double Closed-Loop Fuzzy PID Algorithm. *Agronomy*, 2022.

12(4). PP. 945–951. <https://doi.org/10.3390/agronomy12040945>.

56. An G., Zhong Z., Yang S., Yang L., Jin C., Du J., Yin X. EASS: An automatic steering system for agricultural wheeled vehicles using fuzzy control. *Computers and Electronics in Agriculture*, 2024. 217, 108544. <https://doi.org/10.1016/j.compag.2023.108544>.

57. Shabana A. A. Dynamics of Multibody Systems. 2nd ed. Cambridge University Press. Cambridge, 2003. 384 p.

58. Blundell M., Harty D. The Multibody System Approach to Vehicle Dynamics. Elsevier, 2004. 518 p.

59. Ungoren Ali. Y. An adaptive lateral preview driver model. *Vehicle System Dynamics*, April 2005. №43(4). P. 245–259. DOI: 10.1080/00423110412331290419.

60. Zahariev E., McPhee J. Stabilization of Multiple Constraints in Multibody Dynamics Using Optimization and a Pseudo-inverse Matrix. *Mathematical and Computer Modelling of Dynamical Systems*. 2003. Vol. 9. № 4. PP. 417–435.

61. Mraz L., Valášek M. Solution of three key problems for massive parallelization of multibody dynamics. *Multibody System Dynamics*. 2013. Vol. 29. Is. 1. PP. 21–39.

62. Polack Philip, Altché Florent, Novel Brigitte, de La Fortelle Arnaud. The kinematic bicycle model: A consistent model for planning feasible trajectories for autonomous vehicles. 2017. PP. 812–818. Doi:10.1109/IVS.2017.7995816.

63. Y. Gao, A. Gray, H. E. Tseng, F. Borrelli. A tube-based robust nonlinear predictive control approach to semiautonomous ground vehicles. *Vehicle System Dynamics*, 2014. vol. 52, no. 6. PP. 802–823.

64. G. Williams, P. Drews, B. Goldfain, J. M. Rehg, and E. A. Theodorou. Aggressive Driving with Model Predictive Path Integral Control. *IEEE International Conference on Robotics and Automation, Stockholm, Sweden*, 2016. PP. 1433–1440.

65. Peng Guanghan, Li Xinhai, Wang Hailing, Tan Huili. Bifurcation and phase transitions in car-following model integrating driver's characteristic and speed

limit on spiral slope roads. *Chaos, Solitons & Fractals*, 2024. 186. 115200. 10.1016/j.chaos.2024.115200.

66. Auat Cheein F. A., Scaglia G., Torres-Torriti M., Guivant J., Prado A. J., Arnò J., Escolà A., Rosell-Polo J. R. Algebraic path tracking to aid the manual harvesting of olives using an automated service unit. *Biosystems Engineering*, 2016. 142, PP. 117–132. <https://doi.org/10.1016/j.biosystemseng.2015.12.006>.

67. Bulgakov V., Adamchuk V., Nadykto V., Kyurchev V., Nozdrovický L. Theoretical Consideration of The Controllability Indicator of Machine-Tractor Unit Movement. *Acta Technologica Agriculturae*, 2017. 20(1), PP. 11–18. <https://doi.org/10.1515/ata-2017-0003>.

68. Zhang Quanyi, Qiu Henry. A dynamic path search algorithm for tractor automatic navigation. *Transactions of the ASAE*, 2004. Vol. 47. 56 p. doi:10.13031/2013.16027.

69. Etezadi Hamed, Eshkabilov Sulaymon. A Comprehensive Overview of Control Algorithms, Sensors, Actuators, and Communication Tools of Autonomous All-Terrain Vehicles in Agriculture. *Agriculture*, 2024. Vol. 14. 163. Doi:10.3390/agriculture14020163.

70. Лебедев А. Т. Научно-инновационные аспекты теории трактора. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка*. Харків, 2015. Вип. 156. С. 272–281.

71. Мельник В. І. Наукові основи екологічно ощадних технологій і технічних засобів для внесення рідких добрив та хімзахисту рослин: дис. ... докт. техн. наук: 05.05.11 / Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка. Харків, 2010. 516 с.

72. Надикто В. Т. Агрегатування як розділ землеробської механіки. *Техніка і технології АПК*. 2015. № 4. С. 11–14.

73. Адамчук В. В. Булгаков В. М., Надикто В. Т., Кюрчев В. М. Теоретичне обґрунтування типажу колісних сільськогосподарських тракторів для України. *Вісник аграрної науки*. 2017. №1. С. 43–47.

74. Артьомов М. П. Динамічна стабільність мобільних сільсько-господарських агрегатів: дис. ... докт. техн. наук: 05.05.11. Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка. Харків, 2014. 317 с.

75. Козаченко О. В. Ресурсозбереження в сільськогосподарських агрегатах при виконанні технологічних операцій у рослинництві: дис. ... докт. техн. наук: 05.05.11. Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка. Харків, 2006. 317 с.

76. Кюрчев В. М. Механіко-технологічні основи агрегування орно-просапних тракторів: дис. ... д-ра техн. наук: 05.05.11, Нац. акад. аграр. наук України, Нац. наук. центр "Ін-т механізації та електрифікації сіл. госп-ва". Глеваха, 2015. 440 с.

77. Пастухов В. І. Обґрунтування оптимальних комплексів машин для механізації польових робіт: дис. ... докт. техн. наук: 05.05.11. Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка. Харків, 2006. 374 с.

78. Самородов В. Б. Краснокутский В. М., Гриненко Г. Г. Оптимізація параметрів конструкцій колісних тракторів при агрегуванні змінним навісним обладнанням і в транспортному режимі для середнього фермерського господарства. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка*. Харків, 2018. Вип. 192. С. 118–123.

79. Є. Калінін., Ю. Колеснік., Ю. Козлов. Динаміка трактора як складної механічної системи типу просторової рами. *Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України*. 2021. Вип. 28 (42). С. 67 – 77.

80. Булгаков В. М., Адамчук В. В., Надикто В.Т., Ігнат'єв Є. І. Розроблення розрахункової математичної моделі асиметричного гичкозбирального агрегату. *Вісник аграрної науки*. 2021. Вип. 9. С. 39–47.

81. Артьомов М. П. До дослідження динаміки колісного сільськогосподарського машинно-тракторного агрегату. *Конструювання виробництва та експлуатація сільськогосподарських машин*. 2010. Вип. 40(1). С. 151–155.

82. Галич І. В., Антощенко Р. В., Антощенко В. М. До дослідження динаміки трактора з шарнірно-з'єднаною рамою і урахуванням нерівності опорної поверхні. *Інженерія природокористування*. Харків: ХНТУСГ. 2019. № 2 (12). С. 28–37.

83. Галич І. В., Антощенко Р. В., Антощенко В. М., Дюндик С. М., Жарко Ю. Г. Динаміка одинарних та здвоєних колісних систем трактора у вертикальному напрямку. *Інженерія природокористування*. Харків: ХНТУСГ. 2020. №4(18). С. 14–23.

84. Bulgakov V., Pascuzzi S., Nadykto V., Adamchuk V., Kaminskiy V., Kyurchev V., Santoro F. Effects of Tractor and Soil Parameters on the Depth of the Permanent Traffic Lanes in Controlled Traffic Farming Systems. *Applied Sciences*, 2022. 12(13). PP. 66–69. <https://doi.org/10.3390/app12136620>.

85. Volodymyr Bulgakov, Semjons Ivanovs, Volodymyr Kuvachov, Lucretia Popa, Igor Sivak, Oleksandra Trokhaniak, Yevhen Ihnatiev. Development of advanced methodology of experimental research on oscillation processes intensity for machine-tractor units. *Inmatech – Agricultural Engineering*. 2023. Vol 70. № 2. PP. 350–358.

86. Калінін Є. Аналіз динаміки транспортно – технологічних агрегатів як систем змінної маси. *Науковий журнал «Інженерія природокористування»*. 2020. Вип. 2(12). С. 38–43.

87. Dovzhyk M. Y., Sirenko Y. V., Kalnahuz A. M. Analysis of kinematics of movement of field units with all controlled wheels. *Bulletin of Sumy National Agrarian University. The Series: Mechanization and Automation of Production Processes*. 2022. Vol. 22. №48. P. 14–20. <https://doi.org/10.32845/msnau.2022.2.3>

88. Булгаков В. М., Кувачов В. П., Солоня О. В., Борис М. М.

Експериментальне дослідження інтенсивності коливань сільськогосподарських машинно-тракторних агрегатів. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2021. Вип. 3 (102). С. 24–33. <http://81.30.162.23/repository/getfile.php/30393.pdf>.

89. Lebedev A., Shuliak M., Lebedev S., Khalin S., Haidai T., Kholodov A., Pirogov V., Shaposhnyk V. Determining conditions for providing maximum traction efficiency of tractor as part of a soil tillage unit. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 2024. 1(1 (127)), PP. 6–14. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2024.297902>.

90. Zhang S., Ren W., Xie B., Luo Z., Wen C., Chen Z., Zhu Z., Li T. A combined control method of traction and ballast for an electric tractor in ploughing based on load transfer. *Computers and Electronics in Agriculture*, 2023. 207, 107750. <https://doi.org/10.1016/j.compag.2023.107750>.

91. Luo C., Wen C., Meng Z., Liu H., Li G., Fu W., Zhao C. Research on the Slip Rate Control of a Power Shift Tractor Based on Wheel Speed and Tillage Depth Adjustment. *Agronomy*, 2023. Vol. 13(2). PP. 281–286. <https://doi.org/10.3390/agronomy13020281>.

92. George T., Hawes C., Newton A., McKenzie B., Hallett P., Valentine T. Field Phenotyping and Long-Term Platforms to Characterise How Crop Genotypes Interact with Soil Processes and the Environment. *Agronomy*, 2014. Vol. 4(2). PP. 242–278. <https://doi.org/10.3390/agronomy4020242>.

93. Keskin M., Say S. M. Feasibility of low-cost GPS receivers for ground speed measurement. *Computers and Electronics in Agriculture*, 2006. Vol. 54(1). PP. 36–43. <https://doi.org/10.1016/j.compag.2006.07.001>.

94. Yao L., Yuan H., Zhu Y., Jiang X., Cao W., Ni J. Design and Testing of a Wheeled Crop-Growth-Monitoring Robot Chassis. *Agronomy*, 2023. 13(12). PP. 3043–3049. <https://doi.org/10.3390/agronomy13123043>.

95. Lochan K., Khan A., Elsayed I., Suthar B., Seneviratne L., Hussain I. Advancements in Precision Spraying of Agricultural Robots: A Comprehensive

Review. *IEEE Access*, 2024. 12. PP. 129447–129483.
<https://doi.org/10.1109/access.2024.3450904>.

96. Fontanelli D., Giannitrapani A., Palopoli L., Prattichizzo D. A passive guidance system for a robotic walking assistant using brakes. *In 2015 54th IEEE Conference on Decision and Control (CDC)*, 2015. PP. 829–834.

97. Zhenguo Zhang, He Jin, Li Hongwen, Wang Qingjie, Yang Wenchao, Wang Quanyu. Research progress of agricultural implement guidance systems. a review. *INMATEH Agricultural Engineering*, 2021. PP. 265-274.
 10.35633/inmateh-65-28.

98. Thomasson J. A., Baillie C. P., Antille D. L., McCarthy C. L., Lobsey C. R. A review of the state of the art in agricultural automation. Part II: On-farm agricultural communications and connectivity. *ASABE Annual International Meeting, Detroit, Michigan*, 2018. 8 p. doi:10.13031/aim.201801590.

99. Jack D. Seeder Tracking & Guidance for Precise Planting. *Ag Contractor*, 2017. Vol. 99. PP. 16–18.

100. Han S., He Y., Fang H. Recent development in automatic guidance and autonomous vehicle for agriculture: A Review. *Journal of Zhejiang University (Agriculture and Life Sciences)*, 2018. Vol. 44, Issue 4. PP. 381-391.

101. Li M., Imou K., Wakabayashi K., Yokoyama S. Review of research on agricultural vehicle autonomous guidance. *International Journal of Agricultural and Biological Engineering*, 2009. Vol. 2. Issue 3. p.1–10.

102. Perez Ruiz M., Upadhyaya S. GNSS in Precision Agricultural Operations. In *New Approach of Indoor and Outdoor Localization Systems*. Spain: Intech. 2012. 165 p. ISBN/ISSN. 978-953-51-0775-0.

103. Stehle T., Griepentrog H. W., Holpp M., Anken T. Study on a machine vision based guidance system for hoeing in row crops. *Land Technik AgEng*, 2015. PP.493-498.

104. Hu J., Gao L., Bai X., Li T., Liu X. Review of research on automatic guidance of agricultural vehicles. *Transactions of the Chinese Society of*

Agricultural Engineering, 2015. Vol. 31. Issue 10. PP. 1–10.

105. Li M., Imou K., Wakabayashi K., Yokoyama S. Review of research on agricultural vehicle autonomous guidance. *International Journal of Agricultural and Biological Engineering*, 2009. Vol. 2. Issue 3. P. 1–8.

106. Dong S., Yuan Z., Gu C., Yang F. Research on intelligent agricultural machinery control platform based on multi-discipline technology integration. *Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering*, 2017. Vol. 33. Issue 8. PP. 1–11.

107. Yu D., Peng F., Zeng Z., Zhang M., Yang W., Zang Y., He J., Huang Y., Wu Y. Vibrational Dynamics of Rice Precision Hole Seeders and Their Impact on Seed Dispensation Efficacy. *Agriculture*, 2024. Vol. 14(2). 324. PP. 1–16. <https://doi.org/10.3390/agriculture14020324>.

108. Liao Y.T., Qi T. X., Liao Q.X., Zeng R., Li C.L., Gao L.P. Vibration characteristics of pneumatic combined precision rapeseed seeder and its effect on seeding performance. *J. Jilin Univ. (Eng. Technol. Ed.)*, 2022. Vol. 52. PP. 1184–1196.

109. Wang Q., Zhu L.T., Li M.W., Huang D.Y., Jia H.L. Zhuang J. Vibration characteristics of corn no-tillage finger-type precision planter and its effect on seeding performance. *Trans. Chin. Soc. Agric. Eng.* 2019. Vol. 35. PP. 9–18.

110. Gu L.C., Guo L., Li H. Analysis of the vibration characteristics of three-point-hanging shovel type wheat planter frame. *Jiangsu Agric. Sci.* 2017. Vol. 45. PP. 214–216.

111. Xu L.Z., Li Y.M., Sun P.P. Vibration measurement and analysis of tracked-whole feeding rice combineharvester. *Trans. Chin. Soc. Agric. Eng.* 2014. Vol. 30. PP. 49–55.

112. Far J.J., Upadhyaya S.K. Development and field evaluation of a hydropneumatic planter for primed vegetable seeds. *Trans. ASAE*, 1994. Vol. 37. PP. 1069–1072.

113. Mf K., Lan Y., Chen C., Smith J.A. Opto-electronic sensor system for rapid evaluation of planter seed spacing uniformity. *Trans. ASAE*, 1998. Vol. 41.

PP. 237–245.

114. Niyamapa T., Salokhe V.M. Force and pressure distribution under vibratory tillage tool. *J. Terramechanics*, 2000. Vol. 37. PP. 139–150. [https://doi.org/10.1016/S0022-4898\(00\)00004-5](https://doi.org/10.1016/S0022-4898(00)00004-5).

115. Vu L., Zhang X., Walton O.R. A 3-D discrete-element method for dry granular flows of ellipsoidal particles. *Comput. Methods Appl. Mech. Eng*, 2000. Vol. 187. PP. 483–528.

116. Min Y.B., Kim S.T., Kwon H.D., Moon S.W., Kang D.H. Effect of the seed hopper vibration on the seeding performance of the vacuum suction nozzle seeder. *J. Biosyst. Eng*, 2008. Vol. 33. PP. 179–185.

117. В. І. Мельник, В. І. Пастухов, М. О. Циганенко, О. І. Анікеєв, В. В. Качанов. Нові можливості при сумісних посівах кормових культур. *Інженерія природокористування*, 2018. №2(10). С. 32– 36.

118. Мельник В. І. Результати досліджень роботи дослідного зразка спеціалізованої сівалки для сумісних посівів кормових культур / В.І. Мельник, В.І. Пастухов, М.В. Бакум, М.О. Циганенко, С.М. Скофенко, О.А. Романащенко, В.В. Качанов, Д.В. Крохмаль // *Інженерія природокористування*, 2019. № 3(13). 2019. С. 35–42. [https://doi.org/10.37700/enm.2019.3\(13\).35-42](https://doi.org/10.37700/enm.2019.3(13).35-42)

119. В. Мельник, В. Пастухов, М. Циганенко, О. Романащенко, В. Качанов, В. Пахненко. Сумісні посіви кормових культур з застосуванням нової спеціалізованої сівалки Vega-8. *Пропозиція*, 2019. №6. С. 18–22.

120. Viktor Melnyk, Mikola Artiymov, Mykhailo Tsyganenko, Oleksandr Romanashenko, Oleksandr Anikeev. Test results of co-seeding technology for forage production in mix-crop farming system. *Engineering for rural development*, 2021. Vol. 20. PP. 451–456.

121. Лебедев А. Т., Антощенков Р. В. Математична модель руху комбінованого посівного агрегату в складі трактора ХТЗ-150К-09 та сівалки прямої сівби АПП-6 при впливі оператора на рульове керування. *Системи*

обробки інформації, Х.: ХУПС, 2009. Вип. 3 (77). С. 135–138.

122. Лебедєв А.Т., Антощенко Р.В. Математична модель руху комбінованого посівного агрегату в складі трактора ХТЗ-150К-09 та сівалки прямої сівби АПП-6 при прямолінійному русі першої піврами трактора. *Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. Мелітополь: ТДАУ*, 2009. Вип. 9. Т. 1. С. 151–157.

123. I. Galych, R. Antoshchenkov, V. Antoshchenkov, I. Lukjanov, S. Diundik O. Kis. Study of the dynamics of the machine-tractor unit with taking into account the influence of the profile of the support surface. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2021. № 1. Vol. 7(109). P. 51–62.

124. Antoshchenkov, R., Halych, I., Nikiforov, A., Cherevatenko, H., Chyzhykov, I., Sushko, S., Ponomarenko, N., Diundi, S., Tsebriuk, I. Determining the influence of geometric parameters of the traction-transportation vehicle's frame on its tractive capacity and energy indicators. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 2022. 2 (7-116), pp. 60-61. DOI: 10.15587/1729-4061.2022.254688.

125. Volodymyr Bulgakov, Roman Antoshchenkov, Valerii Adamchuk, Ivan Halych, Yevhen Ihnatiev, Ivan Beloev, Semjons Ivanovs. Investigation of the tractor performance when ballasting its rear half-frame. *INMATEH –Agricultural Engineering*, 2022. Vol. 68. No. 3. PP. 533–542.

126. Snider J. M. Automatic Steering Methods for Autonomous Automobile Path Tracking. Technical Report CMU-RI-TR-09-08, Robotics Institute, Carnegie Mellon University, Pittsburgh, PA, USA, 2009. 202 p.

127. J. Backman, T. Oksanen, A. Visala. Navigation system for agricultural machines: Nonlinear Model Predictive path tracking, *Computers and Electronics in Agriculture*, 2012. Vol. 82. PP. 32–43. <https://doi.org/10.1016/j.compag.2011.12.009>.

128. Oksanen T., Linja M., Visala A. Low-cost positioning system for agricultural vehicles. *In: Proceedings of The IEEE International Symposium on*

Computational Intelligence in Robotics and Automation. CIRA, Espoo, Finland, 2005. PP. 297–302.

129. Guangfei Xu, Meizhou Chen, Xiangkun He, Huanxiao Pang, Hequan Miao, Peide Cui, Wenjun Wang, Peisong Diao, Path following control of tractor with an electro-hydraulic coupling steering system: Layered multi-loop robust control architecture, *Biosystems Engineering*, 2021. Vol. 209. PP. 282–299. <https://doi.org/10.1016/j.biosystemseng.2021.07.014>.

130. Ji X., He X., Lv C., Liu Y., Wu J. Adaptive-neural- network-based robust lateral motion control for autonomous vehicle at driving limits. *Control Engineering Practice*, 2018. Vol. 76. PP. 41–53. <https://doi.org/10.1016/j.conengprac.2018.04.007>.

131. He X., Liu Y., Lv C., Ji X., Liu Y. Emergency steering control of autonomous vehicle for collision avoidance and stabilisation. *Vehicle System Dynamics*, 2019. Vol. 57(8). PP. 1163–1187. <https://doi.org/10.1080/00423114.2018.1537494>.

132. De Wit C. C., Olsson H., Astrom K. J., Lischinsky P. A new model for control of systems with friction. *IEEE Transactions on Automatic Control*, 1995. 40(3). PP. 419–425. <https://doi.org/10.1109/9.376053>.

133. Mehdi Rafati Fard, Afshin Shariat Mohaymany, Matin Shahri, A new methodology for vehicle trajectory reconstruction based on wavelet analysis, *Transportation Research Part C: Emerging Technologies*, 2017. Vol. 74. PP. 150–167. <https://doi.org/10.1016/j.trc.2016.11.010>.

134. Treiber M., Kesting A. Microscopic calibration and validation of car-following models - a systematic approach. *Procedia Soc. Behav. Sci*, 2013. Vol. 80. PP. 922–939. <http://dx.doi.org/10.1016/j.sbspro.2013.05.050>.

135. Toledo T., Koutsopoulos H., Ben-Akiva M. Modeling integrated lane-changing behavior. *Transp. Res. Rec.: J. Transp. Res. Board* 2003. Vol. 1857. PP. 30–38. <http://dx.doi.org/10.3141/1857-04>.

136. Addison P.S. The Illustrated Wavelet Transform Handbook:

Introductory Theory and Applications in Science, Engineering, Medicine and Finance. 2002. Taylor & Francis.

137. Надикто В.Т. Основи наукових досліджень. Мелітополь: ТДАТУ, 2015. 268 с.

138. ДСТУ ISO 16586:2005. Якість ґрунту. Визначення об'ємної вологості ґрунту за відомою щільністю складення на суху масу. Гравіметричний метод (ISO 16586:2003, IDT). Вид. офіц. Чинний від 2008-01-01. К.: Держспоживстандарт України, 2007. 6 с.

139. ДСТУ 5095:2008. Якість ґрунту. Визначання повної вологоємності ґрунту методом насичення в циліндрах. Вид. офіц. Чинний від 2009-03-01. К.: Держспоживстандарт України, 2009. 4 с.

140. ДСТУ 5096:2008. Якість ґрунту. Визначання твердості ґрунту твердоміром Ревякіна. Вид. офіц. Чинний від 2009-03-01. К.: Держспоживстандарт України, 2009. IV. 4 с.

141. ДСТУ ISO 7256-2:2005. Обладнання для сівби. Методи випробування. Частина 2. Сівалки рядкові (ISO 7256-2:1984, IDT). Чинний від 01.07.2007. К.: Держспоживстандарт України, 2007. 10 с.

142. ДСТУ 7323:2013. Сівалки тракторні. Основні показники та характеристики. Чинний від 2014-01-01. Київ: Мінекономрозвитку України, 2014. III, 11 с.

143. ДСТУ ISO 6720:2008. Сільськогосподарські машини. Сівалки, садильні машини, розкидачі добрив і обприскувачі. Рекомендовані значення робочої ширини (ISO 6720:1989, IDT). Чинний від 2011-01-01. Київ: УкрНДНЦ, 2018. IV, 3 с.

144. ДСТУ ISO 7256-1:2005. Сівалки однонасіннєві (сівалки точного висіву) (ISO 7256/1-1984, IDT). Чинний від 2007-07-01. К.: [б.в.], 2008. IV, 15 с.

145. ДСТУ ISO 7256-2:2005. Сівалки рядкові (ISO 7256/2-1984, IDT). Чинний від 2007-07-01. К.: [б.в.], 2008. IV, 14 с.

146. ДСТУ 7416:2013. Сільськогосподарські та лісгосподарські

трактори. Зусилля та опір тягові. Загальні вимоги. Чинний від 2014-07-01. Київ: Мінекономрозвитку України, 2014. III, 3 с.

147. ДСТУ ГОСТ 7057-2003. Трактори сільськогосподарські. Методи випробування (ГОСТ 7057-2001, IDT). Чинний від 01.07.2003. К.: [б.в.], 2008. IV, 12 с.

148. ДСТУ 4397:2005. Сільськогосподарська техніка. Методи економічного оцінювання техніки на етапі випробування. Введено в дію 01.01.2006 р. Київ: Держспоживстандарт України, 2005. 16 с.

149. Лабатюк Ю. М. Техніко-економічна ефективність застосування ярусного глибокорозпушувача. *Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин* : загальнодерж. міжвід. наук.-техн. зб. Кіровоград: КНТУ, 2013. Вип. 43. Ч. 1. С. 304–310.

ДОДАТКИ

Додаток А Технічні та масо-геометричні характеристики трактору Б-1025.2

Трактор Б-1025.2 (рис. А.1) призначений для виконання різних сільськогосподарських робіт з навісними, напівнавісними та причіпними машинами та знаряддями, вантажно-розвантажувальних робіт, робіт на транспорті, в рослинництві, тваринництві та садівництві. Особливості трактора: передній ведучий міст з планетарно-циліндричними редукторами, коробка передач механічна, синхронізована, гідронавісна система з силовим регулятором.



Рисунок А.1 – Загальний вигляд трактора Б-1025.2

Потужність, к.с. / кВт – 104,7 (107,4) / 77,0 (79,0). Колісна формула – 4К4. Виконання кабіни – Кабіна КК / тент-каркас. Коробка передач – синхронізована. Число передач вперед / назад – 16/8.

На задні колеса Б-1025.2 встановлюються робочі багатодискові гальма двох типів: сухі або мокрі. Система має роздільний педальний привід і дозволяє гальмувати ліву або праву сторону, що дозволяє зменшити радіус розвороту. Гальмо стоянки також впливає на задні колеса, механізм сухий дисковий приводиться в дію важелем, розташованим під правою рукою оператора.

Трактор обладнаний гідрооб'ємним кермовим керуванням з шестеренним насосом, що розвиває тиск 14 МПа. У системі використовується насос-дозатор героторного типу, показник постійної об'ємної складової, якого

знаходиться на рівні 160 см³. Як виконавчий пристрій використовується гідроциліндр і рульова трапеція.

Таблиця А.1

Технічні характеристики трактора Б-1025.2

Параметри	Б-1025.2
Двигун	
Тип	4-х циліндровий з турбонаддувом
Потужність, к.с. / кВт	104,7 (107,4) / 77,0 (79,0)
Марка	Д-245/Д-245С
Екологічний стандарт	Stage 0/Stage I
Питома витрата палива, г / (кВт · год)	236,00+3/244,00+5
Максимальний крутний момент, Н·м	385,5/385
Трансмісія	
Коробка передач	синхронізована
Муфта зчеплення	фрикційна однодискова постійно-замкнутого типу
Число передач вперед / назад	16/8
Задній ВВП, хв-1	540/1000
Гідросистема	
Вантажопідйомність заднього навісного пристрою на осі підвісу, кг, не менше	4200
Максимальний тиск, Мпа	20-2
Об'ємна подача насоса при номінальній частоті обертання колінчастого вала дизеля, л / хв, не менше	56
Ємність бака гідросистеми, л	25,5 ± 0,5
Ходова система	
Тип	колісна
Колісна формула	4К4
Шини	
передні	360/70R24; 11,2R24
задні	15,5R38; 18.4R34; 9.5R42; 11,2R42
Інші характеристики	
Гальма / гальма причепа	Сухі (мокрі)
Маса максимально допустима, кг	8000
Кліматичне виконання	У1/Т1
Мінімальна та максимальна швидкість вперед / назад, км / год	Min 2,3/4,1; Max 36,6/17,2
Реверс редуктора	механічний

Кабіна, ергономіка робочого місця та електрообладнання. Трактор Б-1025.2 має оновлений зовнішній вигляд. На машині встановлена кабіна сучасного дизайну, виготовлена зі сталевго каркаса, що несе, облицювальних панелей і панорамного скління. До складу робочого місця оператора входять такі елементи: регульоване сидіння з пневмогідроамортизатором; рульова колонка з колесом та підрульовим перемикачем; комбінація приладів з тахоспідометром, блоком контрольних ламп та індикаторів. Педалі: управління блокуванням диференціала заднього моста, муфтою зчеплення, акселератора, правого та лівого гальма. Важелі гальма стоянки, перемикач передач і діапазонів. Рукоятки керування висновками гідросистеми та валу відбору потужності.

Бортова мережа однопровідна, номінальна напруга – 12 В, живлення змішане – акумулятор та генератор. Електроустаткування представлено приладами зовнішнього та внутрішнього освітлення, стартером та двигуном вентиляційно-опалювальної установки.

Таблиця А.2

Масово-геометричні параметри трактора Б-1025.2

Параметр	Позначення	Значення	Роз.
Маса	m	4060	кг
Приведений момент інерції	J_1	5536	кг · м ²
Колія передніх коліс	l_1	1,4	
Колія задніх коліс	l_3	1,4	
Відстань від центру мас до осі передніх коліс	l_2	1,2	м
Відстань від центру мас до осі задніх коліс	l_3	1,56	м
Відстань від центру мас до навіски	l_4	1,7	м
Радіус коліс	r_k	0,8	м
Жорсткість шин	C_w	$2 \cdot 10^5$	Н · м ⁻¹
Приведена податливість шин	k_w	19000	Н · м

Додаток Б Технічні та масо-геометричні характеристики сівалки Vega-8 W Profi



Рисунок Б.1 – Сівалка Vega-8 W Profi

Сівалка Vega-8 W Profi – це спеціалізована сівалка розроблена на базі серійної пневматичної сівалки «Vega-8» виробництва ПАТ «Ельворті» (м. Кропивницький), яка дозволяє висівати декілька просапних культур з міжряддям 70 см. На відміну від «Vega-8», спеціалізована сівалка для сумісних посівів кормових культур має оригінальний здвоєний висіваючий апарат на кожному з 8-ми рядків, що дозволяє висівати в кожному рядку по дві культури, а при необхідності висівати вісім пар різних культур в межах захвату сівалки. Спеціалізована сівалка оснащена системою контролю за процесом висіву по кожному з восьми рядків, та пристроями, які покращують стан ґрунту та прикочують засіяні рядки.

Пневматична сівалка призначена для точного висіву за мінімальною технологією обробітку ґрунту. Забезпечує посів насіння кукурудзи, соняшнику, сої та інших просапних культур з одночасним внесенням мінеральних добрив і коткуванням ґрунту в засіяних рядках.

Сівалка забезпечує: підвищення продуктивності за рахунок можливості збільшення швидкості посіву до 15 км/год без втрати якості висіву насіння; підвищення рівномірності норми висіву під час роботи з електроприводом. Норма висіву не залежить від швидкості та прослизання коліс, що унеможливорює просіви; збільшення точності та діапазону налаштування норм висіву. Електропривід дає змогу налаштовувати різні норми висіву в широкому діапазоні під певні культури; економія часу під час зміни культури та переналаштування норм висіву. Легке та плавне регулювання на планшеті з кабіни трактора; підвищення врожайності до 17% за рахунок використання комплектації PROAFP.

На сівалках VEGA PROFІ встановлена електронна система контролю, яка контролює проліт насіння в кожному сошнику, швидкість руху і передає інформацію на монітор, встановлений у кабіні трактора. Це дозволяє вести точний облік засіяної площі.

Встановлений електропривод та програмне забезпечення дозволяють виконувати функції за допомогою планшета з кабіни трактора: індивідуальне автоматичне відключення секцій; порядковий контроль змінної норми висіву насіння; компенсація на поворотах кутової швидкості обертання кожного висівного апарату; ручний або автоматичний контроль норми висіву насіння за Rx картами завдань; контроль якості висіву насіння у вигляді гістограм; формування звітів по картах фактичного внесення з виділенням кольором проблемних ділянок; регулювання швидкості обертання електродвигуна здійснюється: ручним введенням необхідних параметрів, сигналом сторонніх GPS-приймачів, сигналом радарів швидкості.

Таблиця Б.1

Технічна характеристика сівалки Vega 8 W Profi

Параметр	Значення	Розмірність
Тип агрегату	напівпричіпний	—
Ширина захвату	5,6	м
Робоча швидкість	до 15	км/год
Кількість рядів	8	шт.
Продуктивність	до 8,3	га/год
Глибина посіву	40-100	мм
Ширина міжрядь	700	мм
Норма внесення для добрив	23,5-245,4	кг/га
Сумарний об'єм бункерів для насіння	416 (52x8)	л (дм ³)
Сумарний об'єм бункерів для добрив	720 (180x4)	л (дм ³)
Габаритні розміри, при транспортуванні	8000 x 2670 x 3500	мм
Габаритні розміри, в робочому стані	2530 x 6980 x 1550	мм
Агрегатується з тракторами потужністю	>100	к.с.
Маса	3570	кг

Таблиця Б.2

Масово-геометричні параметри сівалки Vega 8 W Profi

Параметр	Позначення	Значення	Роз.
Маса	m	2770	кг
Приведений момент інерції	J_x	2488	кг · м ²
Відстань від центру мас до осі коліс	l_1	0,65	м
Колія коліс	b	5,8	м
Відстань від центру мас до передньої точки приєднання обладнання (навіски): по осі x	hf_x	1,56	м
по осі y	hf_y	0	м
по осі z	hf_z	-0,5	м
Відстань від центру мас до вісі коліс по осі z	hra_z	-0,5	м
Радіус коліс	$r_1 = r_2$	0,35	м
Жорсткість шин	$Cw_{x11} = Cw_{x12}$	$2 \cdot 10^5$	Н · м ⁻¹
Приведена податливість шин	$kw_{x11} = kw_{x12}$	19000	Н · м

Додаток В Результати теоретичних досліджень динаміки посівного машинно-тракторного агрегату в залежності від конструктивних параметрів та режимів роботи

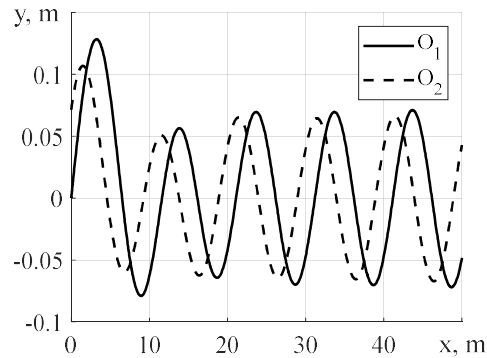


Рисунок Д.1 – Траєкторії руху центрів мас трактора та сівалки ($v = 2,5$ м/с, $l_5 = 2$ м, $P_w = 0,10$ МПа)

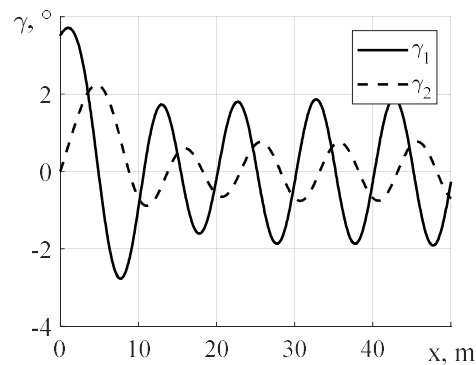


Рисунок Д.2 – Залежності кутів повороту центрів мас трактора та сівалки від пройденого шляху ($v = 2,5$ м/с, $l_5 = 2$ м, $P_w = 0,10$ МПа)

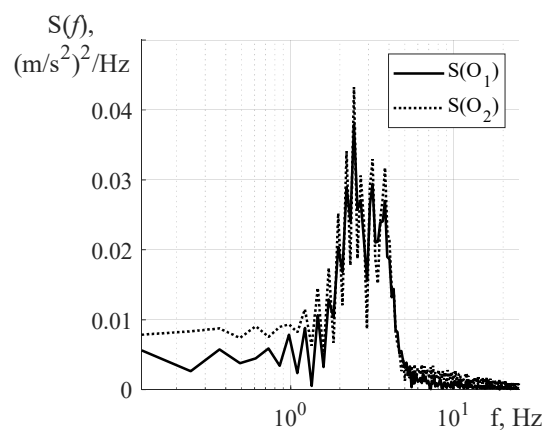


Рисунок Д.3 – Спектральні щільності траєкторій центрів мас трактора $S(O_1)$ та сівалки $S(O_2)$ ($v = 2,5$ м/с, $l_5 = 2$ м, $P_w = 0,10$ МПа)

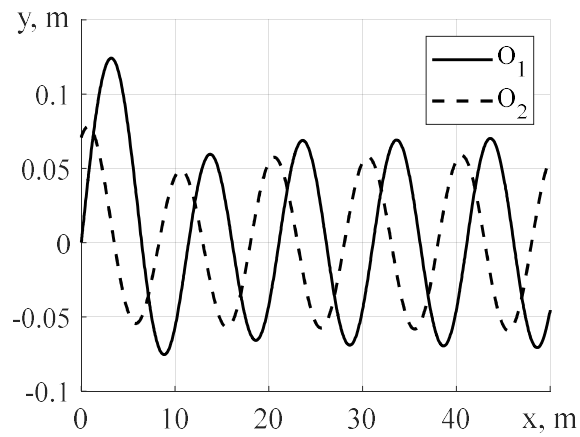


Рисунок Д.4 – Траєкторії руху центрів мас трактора та сівалки
($\nu = 2,5$ м/с, $l_5 = 3$ м, $P_w = 0,10$ МПа)

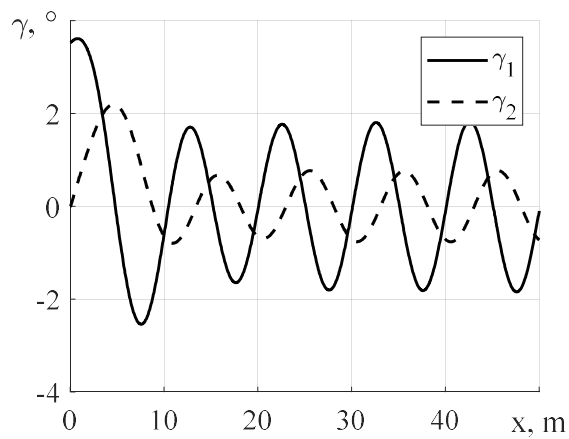


Рисунок Д.5 – Залежності кутів повороту центрів мас трактора та сівалки від пройденого шляху ($\nu = 2,5$ м/с, $l_5 = 3$ м, $P_w = 0,10$ МПа)

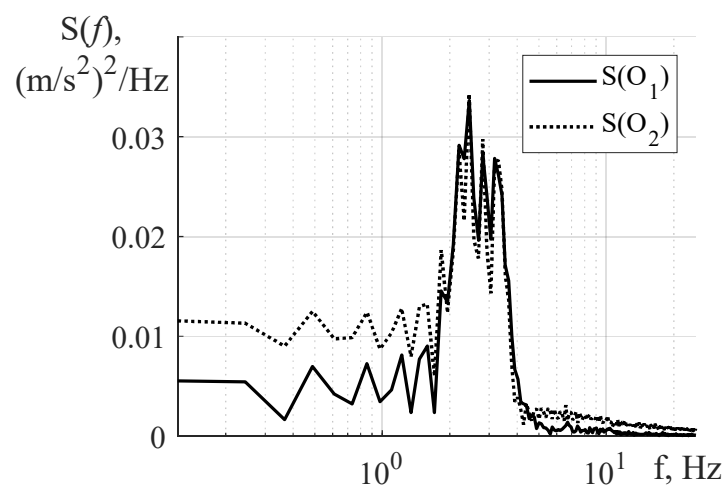


Рисунок Д.6 – Спектральні щільності траєкторій центрів мас трактора $S(O_1)$ та сівалки $S(O_2)$ ($\nu = 2,5$ м/с, $l_5 = 3$ м, $P_w = 0,10$ МПа)

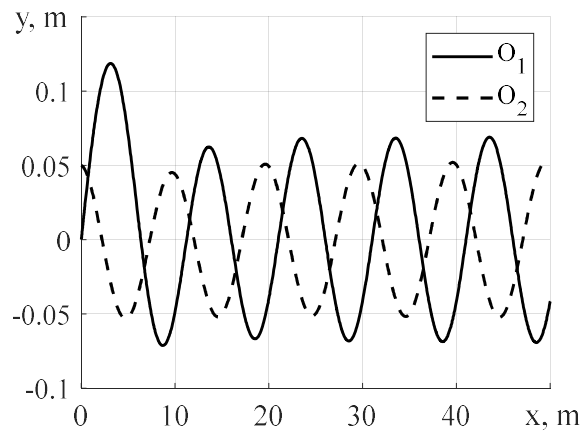


Рисунок Д.7 – Траєкторії руху центрів мас трактора та сівалки
($\nu = 2,5$ м/с, $l_5 = 4$ м, $P_w = 0,10$ МПа)

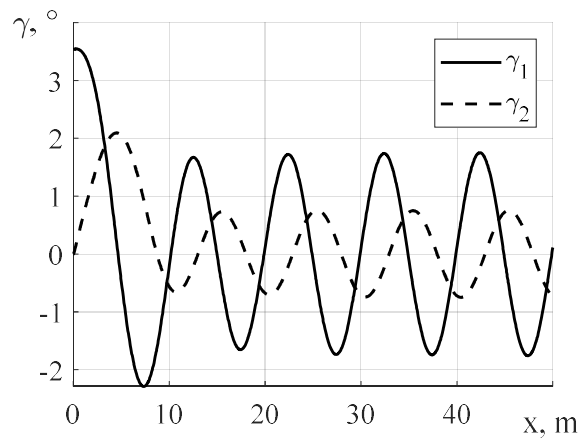


Рисунок Д.8 – Залежності кутів повороту центрів мас трактора та сівалки від пройденого шляху ($\nu = 2,5$ м/с, $l_5 = 4$ м, $P_w = 0,10$ МПа)

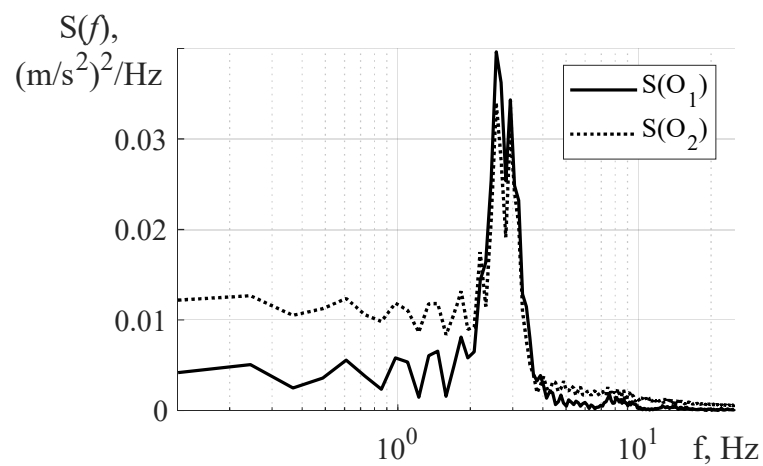


Рисунок Д.9 – Спектральні щільності траєкторій центрів мас трактора $S(O_1)$ та сівалки $S(O_2)$ ($\nu = 2,5$ м/с, $l_5 = 4$ м, $P_w = 0,10$ МПа)

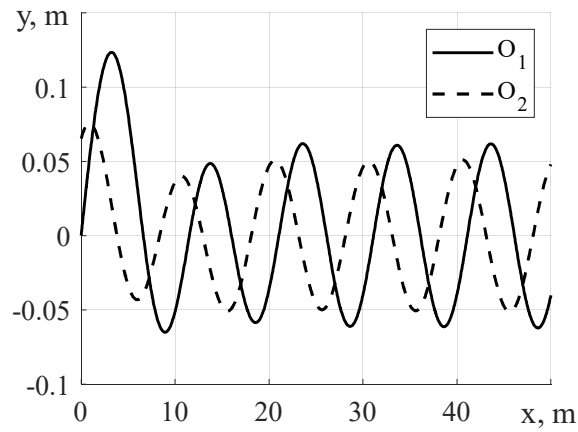


Рисунок Д.10 – Траєкторії руху центрів мас трактора та сівалки
($\nu = 2,8$ м/с, $l_5 = 3$ м, $P_w = 0,10$ МПа)

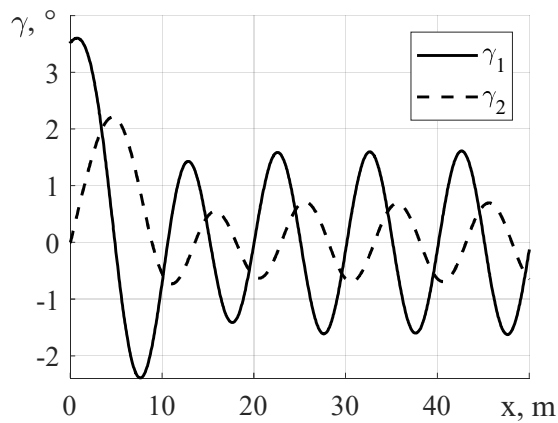


Рисунок Д.11 – Залежності кутів повороту центрів мас трактора та сівалки від пройденого шляху ($\nu = 2,8$ м/с, $l_5 = 3$ м, $P_w = 0,10$ МПа)

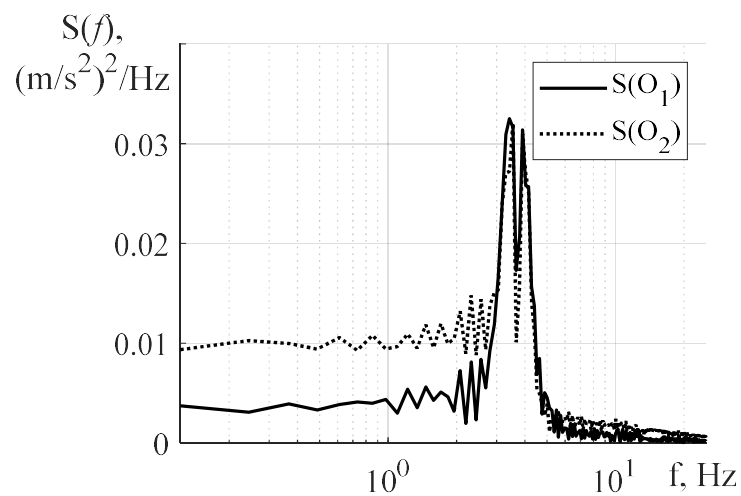


Рисунок Д.12 – Спектральні щільності траєкторій центрів мас трактора $S(O_1)$ та сівалки $S(O_2)$ ($\nu = 2,8$ м/с, $l_5 = 3$ м, $P_w = 0,10$ МПа)

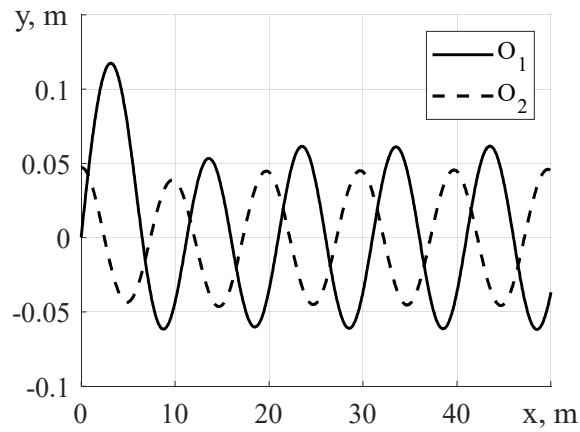


Рисунок Д.13 – Траєкторії руху центрів мас трактора та сівалки
($v = 2,8$ м/с, $l_5 = 4$ м, $P_w = 0,10$ МПа)

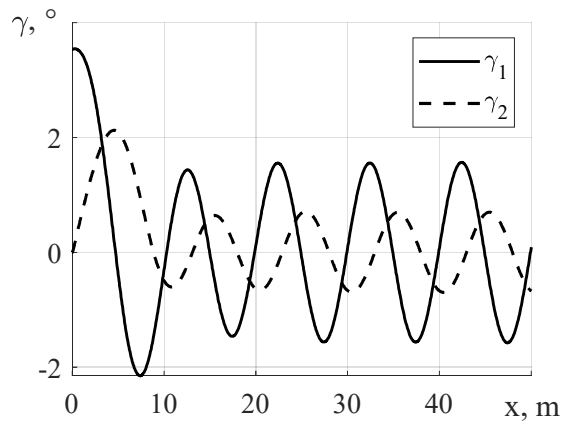


Рисунок Д.14 – Залежності кутів повороту центрів мас трактора та сівалки від пройденого шляху ($v = 2,8$ м/с, $l_5 = 4$ м, $P_w = 0,10$ МПа)

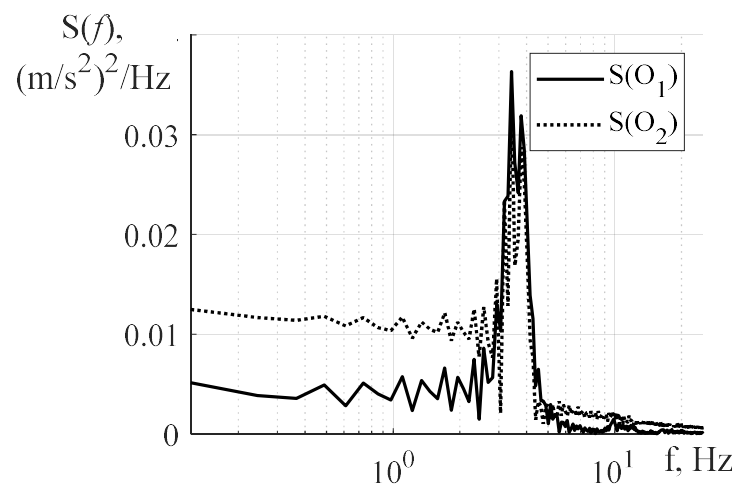


Рисунок Д.15 – Спектральні щільності траєкторій центрів мас трактора $S(O_1)$ та сівалки $S(O_2)$ ($v = 2,8$ м/с, $l_5 = 4$ м, $P_w = 0,10$ МПа)

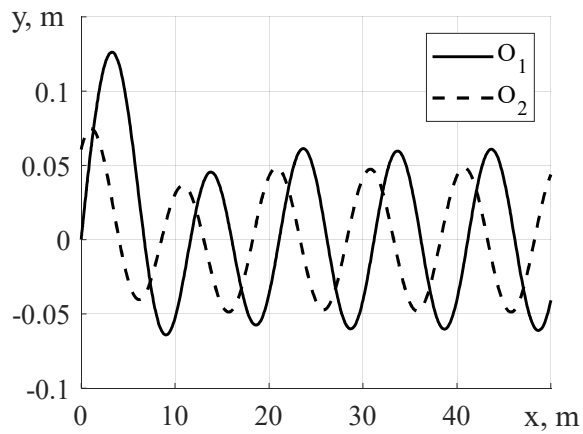


Рисунок Д.16 – Траєкторії руху центрів мас трактора та сівалки
($v = 2,8$ м/с, $l_5 = 3$ м, $P_w = 0,12$ МПа)

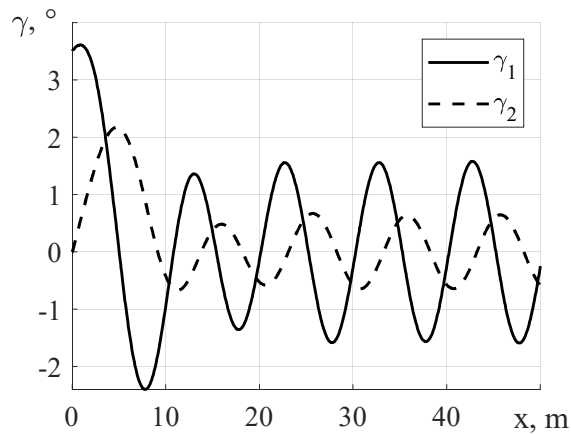


Рисунок Д.17 – Залежності кутів повороту центрів мас трактора та сівалки від пройденого шляху ($v = 2,8$ м/с, $l_5 = 3$ м, $P_w = 0,12$ МПа)

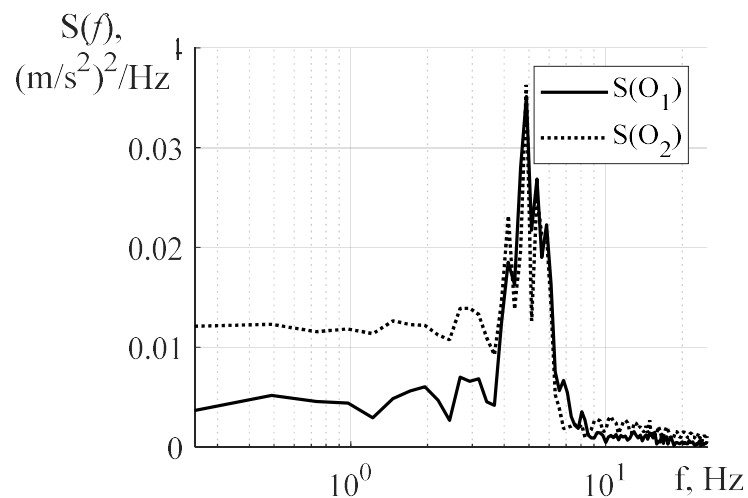


Рисунок Д.18 – Спектральні щільності траєкторій центрів мас трактора $S(O_1)$ та сівалки $S(O_2)$ ($v = 2,8$ м/с, $l_5 = 3$ м, $P_w = 0,12$ МПа)

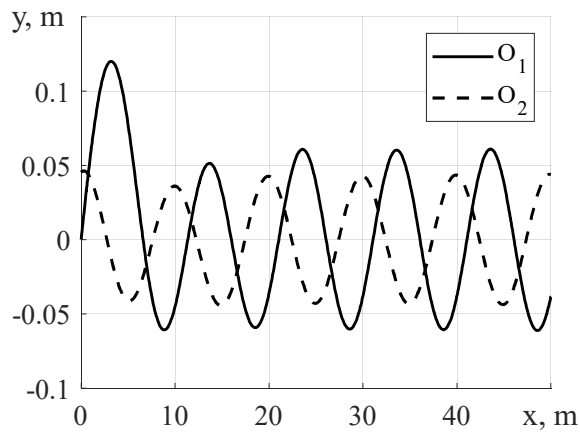


Рисунок Д.19 – Траєкторії руху центрів мас трактора та сівалки
($\nu = 2,8$ м/с, $l_5 = 4$ м, $P_w = 0,12$ МПа)

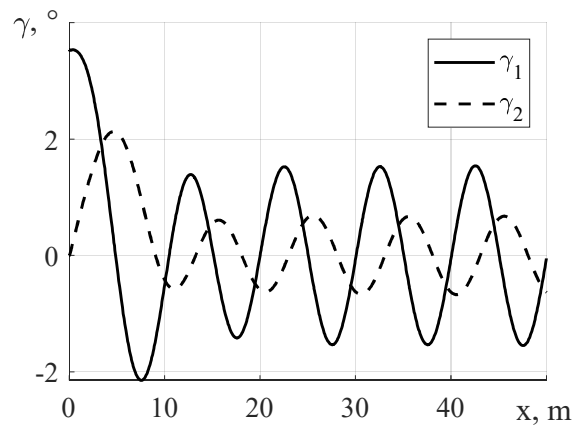


Рисунок Д.20 – Залежності кутів повороту центрів мас трактора та сівалки від пройденого шляху ($\nu = 2,8$ м/с, $l_5 = 4$ м, $P_w = 0,12$ МПа)

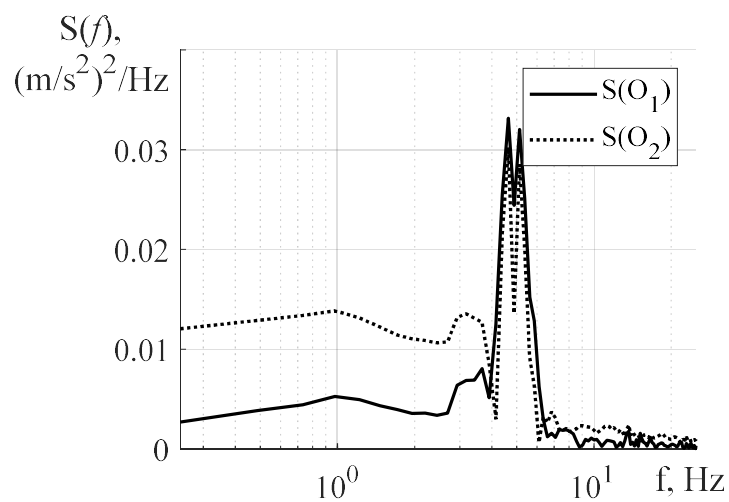


Рисунок Д.21 – Спектральні щільності траєкторій центрів мас трактора $S(O_1)$ та сівалки $S(O_2)$ ($\nu = 2,8$ м/с, $l_5 = 4$ м, $P_w = 0,12$ МПа)

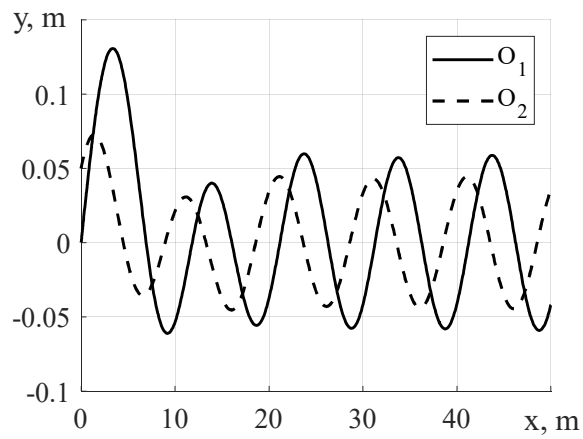


Рисунок Д.22 – Траєкторії руху центрів мас трактора та сівалки
($\nu = 2,8$ м/с, $l_5 = 3$ м, $P_w = 0,14$ МПа)

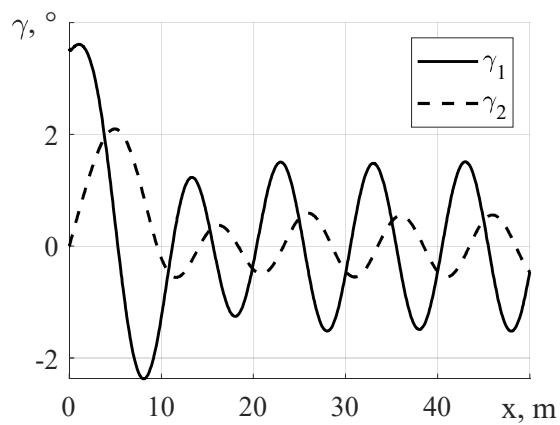


Рисунок Д.23 – Залежності кутів повороту центрів мас трактора та сівалки від пройденого шляху ($\nu = 2,8$ м/с, $l_5 = 3$ м, $P_w = 0,14$ МПа)

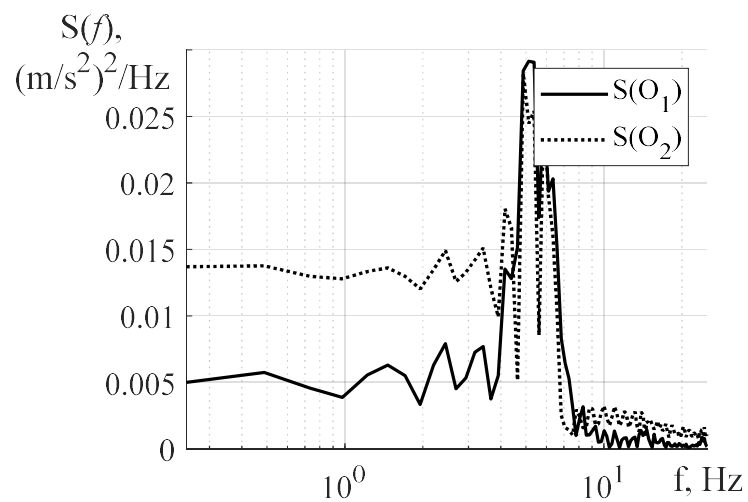


Рисунок Д.24 – Спектральні щільності траєкторій центрів мас трактора $S(O_1)$ та сівалки $S(O_2)$ ($\nu = 2,8$ м/с, $l_5 = 3$ м, $P_w = 0,14$ МПа)

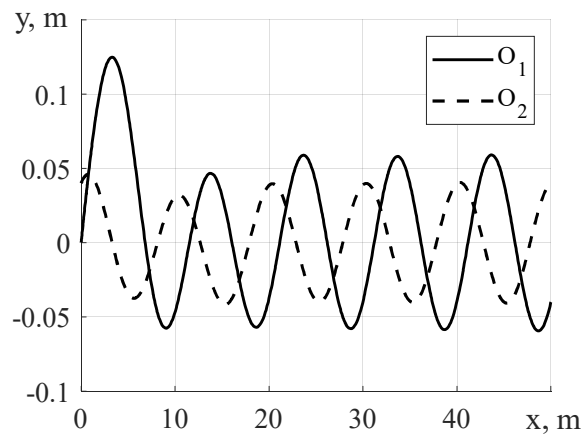


Рисунок Д.25 – Траєкторії руху центрів мас трактора та сівалки
($\nu = 2,8$ м/с, $l_5 = 4$ м, $P_w = 0,14$ МПа)

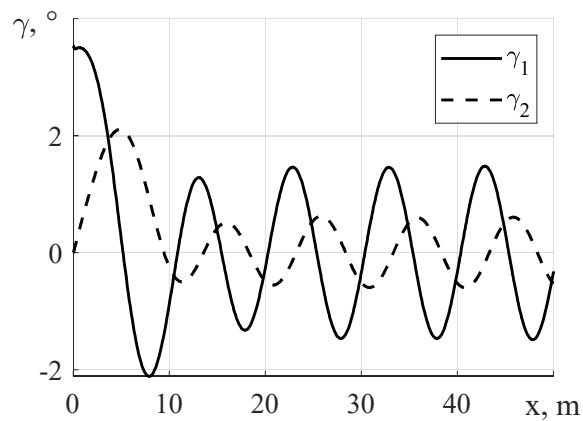


Рисунок Д.27 – Залежності кутів повороту центрів мас трактора та сівалки від пройденого шляху ($\nu = 2,8$ м/с, $l_5 = 4$ м, $P_w = 0,14$ МПа)

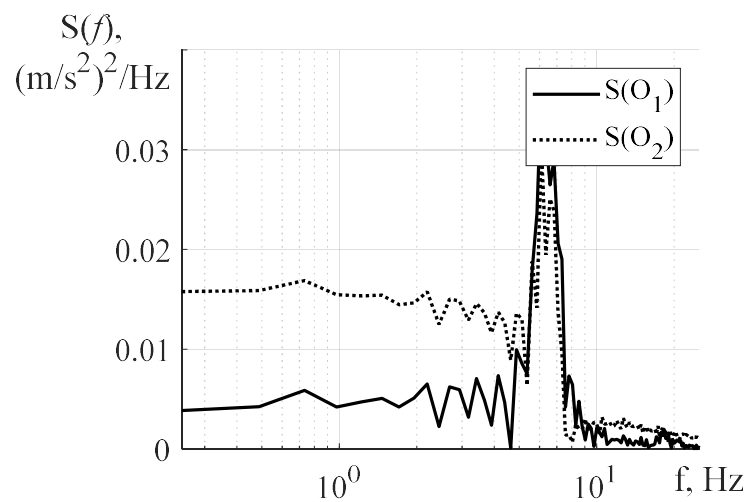


Рисунок Д.28 – Спектральні щільності траєкторій центрів мас трактора $S(O_1)$ та сівалки $S(O_2)$ ($\nu = 2,8$ м/с, $l_5 = 4$ м, $P_w = 0,14$ МПа)

Додаток Д Акти впровадження результатів дослідження



Харківський
тракторний
завод

ПРИВАТНЕ АКЦІОНЕРНЕ ТОВАРИСТВО
"ХАРКІВСЬКИЙ ТРАКТОРНИЙ ЗАВОД"
просп. Героїв Харкова, 275, м. Харків, Україна, 61007
тел.: +38 057 7275900

**Висновок**

про використання ПАТ «Харківський тракторний завод»
результатів дисертаційної роботи *Кускова Микити Андрійовича*,
що подається на здобуття наукового ступеня доктора філософії

При проведенні дослідно-конструкторських і науково-дослідних робіт з удосконалення колісних тракторів серії ХТЗ-160К/240К прийняті до впровадження у виробництво наступні результати дисертаційної роботи Кускова М. А., яка представлена на здобуття наукового ступеня доктора філософії:

- метод оцінки динаміки посівного машинно-тракторного агрегату у складі трактора класичної компоновки та причіпної сільськогосподарської машини;
- метод оцінки коливань та вібрацій елементів посівного машинно-тракторного агрегату у складі трактора класичної компоновки та причіпної сівалки.

Коротка характеристика виконаної роботи. Коливання елементів машинно-тракторних агрегатів в процесі роботи призводять до відхилення від прямолінійного поступального руху і залежить від їх механічних параметрів, швидкості руху, форми робочих органів та інших специфічних умов. Відхилення від прямолінійного поступального руху та коливання елементів агрегату призводять до порушення агротехнічних вимог, що пред'являються до обробітку ґрунту та сівки. Проблема зниження коливань елементів машинно-тракторних агрегатів у поздовжньо-горизонтальній площині, що впливають на прямолінійність руху та якість виконання технологічних операцій є актуальною та перспективною для виробників сільськогосподарської техніки. Зниження коливань елементів машинно-тракторних агрегатів у поздовжньо-горизонтальній площині може приводити до покращення тягових показників на 10-15% та зниження питомої витрати палива на 10-12%.

Висновок по впровадженню. Запропоновані Кусковим М. А. методи оцінки коливань та вібрацій елементів посівного машинно-тракторного агрегату у складі трактора класичної компоновки та причіпної сівалки мають практичну цінність при виробництві й модернізації тракторів серії ХТЗ-160К/ХТЗ-240К.

Економічний ефект від впровадження результатів дисертаційної роботи у виробничий процес ПАТ «Харківський тракторний завод» склав 455 тис. грн.

Примітка: цей висновок не є підставою для фінансової відповідальності та взаємних фінансових розрахунків.

Головний конструктор
ПАТ «ХТЗ»

Дмитро Каптенков



Товариство з обмеженою відповідальністю
«Торговий дім ВАТ «Харківський тракторний завод»
61007, Україна, м. Харків, пр. Героїв Харкова, 275
тел./факс: +38 057 715 13 14
e-mail: torgxtz@xtz.com.ua



Висновок

про використання **ТОВ «Торговий дім «Харківський тракторний завод»»**

результатів дисертаційної роботи **Кускова Микити Андрійовича**,

що подається на здобуття наукового ступеня доктора філософії

ТОВ «Торговий дім «Харківський тракторний завод»» при гарантійному та пост-гарантійному обслуговуванні колісних тракторів серії ХТЗ-160К/ХТЗ-240К використовує наступні результати дисертаційної роботи Кускова М. А., яка представлена на здобуття наукового ступеня доктора філософії:

– розрахунок динаміки посівного машинно-тракторного агрегату у складі трактора класичної компоновки та причіпної сільськогосподарської машини;

– розрахунок впливу коливань та вібрацій елементів посівного машинно-тракторного агрегату у складі трактора класичної компоновки та причіпної сівалки.

Коротка характеристика виконаної роботи. Найважливішим завданням сільськогосподарського виробництва є забезпечення подальшого зростання продуктивності праці шляхом збереження високої якості виконання сільськогосподарських робіт. Коливання елементів машинно-тракторних агрегатів в процесі роботи призводять до відхилення від прямолінійного поступального руху та негативно впливають на продуктивність та врожайність. Зниження коливань елементів машинно-тракторних агрегатів у поздовжньо-горизонтальній площині може приводити до покращення тягових показників на 10-15% та зниження питомої витрати палива на 10-12%.

Висновок по впровадженню. Запропоновані Кусковим М. А. методи розрахунку коливань та вібрацій елементів посівного машинно-тракторного агрегату у складі трактора класичної компоновки та причіпної сівалки мають практичну цінність при використанні тракторів серії ХТЗ-160К/ХТЗ-240К.

Економічний ефект від впровадження результатів дисертаційної роботи у виробничий процес ПАТ «Харківський тракторний завод» склав 301 тис. грн.

Примітка: цей висновок не є підставою для фінансової відповідальності та взаємних фінансових розрахунків.

Директор



Олексій КОЛЕСНІК

МІНІСТЕРСТВО АГРАРНОЇ ПОЛІТИКИ ТА ПРОДОВОЛЬСТВА УКРАЇНИ**ХАРКІВСЬКА ФІЛІЯ ДЕРЖАВНОЇ НАУКОВОЇ УСТАНОВИ «УКРАЇНСЬКИЙ
НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ ІНСТИТУТ ПРОГНОЗУВАННЯ ТА ВИПРОБУВАННЯ
ТЕХНІКИ І ТЕХНОЛОГІЙ ДЛЯ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОГО ВИРОБНИЦТВА
ІМЕНІ ЛЕОНІДА ПОГОРІЛОГО»****(Харківська філія УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого)**

61040, м. Харків, вул. Велика Панасівська (Котлова), 236,

тел./факс. (057) 712-90-72;

E-mail: hfukrndipvt@gmail.com**АКТ**

про впровадження результатів закінченої дисертаційної роботи

Кускова Микити Андрійовича,

що подається на здобуття наукового ступеня доктора філософії

При виконанні науково-дослідних робіт Харківською філією Державної наукової установи «Український науково-дослідний інститут прогнозування та випробування техніки і технологій для сільськогосподарського виробництва ім. Леоніда Погорілого» використовуються наступні результати дисертаційної роботи аспіранта Державного біотехнологічного університету Кускова М. А.:

– метод оцінки динаміки посівного машинно-тракторного агрегату у складі трактора класичної компоновки та причіпної сільськогосподарської машини;

– метод оцінки коливань елементів посівного машинно-тракторного агрегату у складі трактора класичної компоновки та причіпної сівалки.

Директор, канд. техн. наук



Сергій ЛЕБЕДЄВ

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

ДЕРЖАВНИЙ БІОТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ



Проректор з наукової роботи ДБТУ

Валерій МИХАЙЛОВ

2025 р.



Директор ПСП «Лілія»

Олександр РІЗУНЕНКО

2025 р.

А К Т

ВПРОВАДЖЕННЯ НАУКОВО-ДОСЛІДНОЇ РОБОТИ У ВИРОБНИЦТВО

Замовник директор Приватного сільськогосподарського підприємства «Лілія»Різуненко Олександр Андрійович

Цим актом підтверджується, що результати роботи, яку виконано на тему: **«Підвищення ефективності експлуатації посівного агрегату шляхом покращення його динамічних показників»**

на кафедрі надійності та міцності машин і споруд імені В.Я. Аніловича
впроваджені в Приватному сільськогосподарському підприємстві «Лілія».

1. Вид впроваджених результатів: роботи по підвищенню ефективності експлуатації посівного агрегату шляхом покращення його динамічних показників.
2. Характеристика масштабу впровадження: універсальне.
3. Форма впровадження: розроблені методи підвищення ефективності експлуатації посівного агрегату шляхом покращення його динамічних показників через зниження коливань елементів.
4. Новизна результатів науково-дослідних робіт: якісно-нові.
5. Дослідно-промислова перевірка: виконана в ПСП «Лілія» в березні 2025 р.
6. Впроваджені: в виробництво сільськогосподарської продукції ПСП «Лілія».
7. Річний економічний ефект: очікуваний від впровадження в проєкт складає 325 тис. грн.
8. Соціальний і науково-технічний ефект: полягає у підвищенні ефективності використання посівних машинно-тракторних агрегатів, обґрунтуванні оптимальних режимів агрегаткування та експлуатації, складу машинно-тракторного парку, що приводить до покращення умов праці, структури управління.

ВІД ВИКОНАВЦЯ

Керівник роботи

(підпис)

Роман АНТОЩЕНКОВ

(Ім'я Прізвище)

Відповідальний виконавець

(підпис)

Микита КУСКОВ

(Ім'я Прізвище)

ВІД ПІДПРИЄМСТВА

(підпис)

Олександр РІЗУНЕНКО

(Ім'я Прізвище)

ДОВІДКА

щодо соціального ефекту від впровадження результатів дисертаційного дослідження на тему: «Підвищення ефективності експлуатації посівного агрегату шляхом покращення його динамічних показників»

Соціальний ефект від впровадження результатів дисертаційного дослідження на тему: «Підвищення ефективності експлуатації посівного агрегату шляхом покращення його динамічних показників» полягає у підвищенні ефективності використання посівних машинно-тракторних агрегатів, обґрунтуванні оптимальних режимів агрегування та експлуатації, складу машинно-тракторного парку, що приводить до покращення умов праці, структури управління.

Директор



Олександр РІЗУНЕНКО

УКРАЇНА

Приватне підприємство «Агро-Глянь»
64440: с. Бердянка, вул. Лесі Українки, буд. 62
Берестинський район, Харківська область
Код ЄДРПОУ 00707722, E-mail: frz08@ukr.net

ДОВІДКА

щодо впровадження результатів дисертаційного дослідження
Кускова Микити Андрійовича на тему: «Підвищення ефективності
експлуатації посівного агрегату шляхом покращення його динамічних
показників»

Надані наукові результати дослідження, які складають наукову новизну дисертаційного дослідження Кускова М. А., становлять практичну цінність для перспективної діяльності ПП «Агро-Глянь».

Розроблені в роботі методи підвищення ефективності експлуатації посівного агрегату шляхом покращення його динамічних показників через зниження коливань елементів впроваджено у виробництво сільськогосподарської продукції ПП «Агро-Глянь».

Науково-технічний ефект полягає у підвищенні ефективності використання посівних машинно-тракторних агрегатів, обґрунтуванні оптимальних режимів агрегування та експлуатації, складу машинно-тракторного парку, що приводить до покращення умов праці, структури управління.

Річний економічний ефект від впровадження результатів дисертаційного дослідження у виробництво сільськогосподарської продукції складає 256 тис. грн.

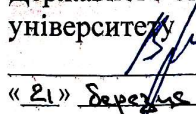
Примітка: цей акт не є підставою для фінансової відповідальності та взаємних фінансових розрахунків.

Генеральний директор



Іван ГЛЯНЬ

ПОГОДЖЕНО

Проректор з наукової роботи
Державного біотехнологічного
університету Валерій МИХАЙЛОВ
«21» березня 2025 р.

ЗАТВЕРДЖУЮ

Проректор з науково-педагогічної роботи
Державного біотехнологічного
університету Максим СЕРІК
«21» березня 2025 р.**АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ**
результатів науково-дослідних, дослідно-конструкторських і
технологічних робіт в освітній процес закладів вищої освітиЗамовник: Державний біотехнологічний університетКомісія у складі: проректора з науково-педагогічної роботи канд. техн. наук, доцента Серіка Максима Леонідовича та керівника навчального відділу Кашперської Анастасії Іванівни.Дійсним актом підтверджується, що результати: дисертаційної роботи Кускова Микити Андрійовича на тему: «Підвищення ефективності експлуатації посівного агрегату шляхом покращення його динамічних показників»виконаної на кафедрі надійності та міцності машин і споруд імені В. Я. Аніловичавиконуваної впродовж 2022-2025 роківвпроваджені в учбовий процес спеціальностей 208 Агроінженерія, 133 Галузеве машинобудування та 274 Автомобільний транспорт1. Вид впроваджених результатів: метод оцінки динаміки посівного машинно-тракторного агрегату; метод оцінки впливу коливань елементів посівного машинно-тракторного агрегату на техніко-експлуатаційні показники; математична модель динаміки посівного агрегату.2. Форма впровадження: методи, теорії, математичні моделі.3. Новизна результатів науково-дослідних робіт: теоретичними дослідженнями встановлено вплив динаміки посівного машинно-тракторного агрегату на тягово-енергетичні показники; встановлено вплив коливань елементів агрегату на тягово-енергетичні показники.

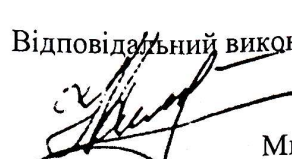
4. Перелік курсів і дисциплін, у рамках яких викладені результати НДР:

– для студентів спеціальності 208 Агроінженерія – в лекційній курс «Мехатроніка», загальним обсягом 180 год., у розділі «Вимірювальні системи динаміки машин», лекційній курс «Мехатроніка машин та агрегатів» загальним обсягом 180 год., у розділі «Оцінка динаміки мехатронних машинно-тракторних агрегатів».– для студентів спеціальності 133 Галузеве машинобудування та 274 Автомобільний транспорт – в лекційній курс «Основи мехатроніки» загальним обсягом 180 год., у розділі «Мехатронні вимірювальні системи», лекційній курс «Мехатроніка машин та агрегатів» загальним обсягом 180 год., у розділі «Оцінка динаміки мехатронних машинно-тракторних агрегатів».5. Соціальний і науково-економічний ефект: впроваджені методи, теорії та математичні моделі у учбовий процес дозволяють сформулювати у студентів наочне уявлення про фізику процесів функціонування машинно-тракторних агрегатів.

Керівник

 Роман АНТОЩЕНКОВ
«21» березня 2025 р.

Відповідальний виконавець

 Микита КУСКОВ
«21» березня 2025 р.