

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

Кваліфікаційна наукова  
праця на правах рукопису

**Галич Іван Васильович**

УДК 631.3.06-752

**ДИСЕРТАЦІЯ**

**ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ  
МАШИННО-ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТУ  
ЗНИЖЕННЯМ КОЛИВАНЬ ЕЛЕМЕНТІВ**

05.05.11 – машини і засоби механізації  
сільськогосподарського виробництва

13 – механічна інженерія

Подається на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

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

\_\_\_\_\_ І. В. Галич

Науковий керівник: Антощенко Роман Вікторович, доктор  
технічних наук, професор

Харків – 2021 р.

## АНОТАЦІЯ

*Галич І. В.* Підвищення ефективності експлуатації машинно-тракторного агрегату зниженням коливань елементів. – На правах рукопису.

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

Ступінь універсальності сучасних тракторів та машинно-тракторних агрегатів (МТА) постійно підвищується. Кожен сучасний агрегат повинен бути пристосований до виконання все більшого числа різноманітних сільськогосподарських, тягових, транспортних та інших операцій, тому все більш складними стають їх конструкції. Для підвищення продуктивності енергоємність енергетичного засобу (ЕЗ) постійно збільшується, підвищуються швидкості руху агрегатів. Це призводить до збільшення динамічної навантаженості деталей та елементів МТА, підвищення рівня коливань та вібрацій. Динамічні навантаження та коливання елементів МТА викликають переущільнення ґрунту, що ускладнює пророщування рослин і призводить до зниження родючості ґрунтів. Окрім цього, дані коливання призводять до порушення агротехнічних вимог, створення несприятливих умов вирощування рослин (порушується глибина обробітку ґрунту, закладення насіння та ін.), знижують тягово-зчіпні властивості ЕЗ, погіршують умови праці оператора, зменшують його працездатність, надають шкідливий вплив на роботу механізмів, викликаючи їх передчасний знос. Для зменшення коливань елементів МТА та відповідного зниження їх негативного впливу механізатори навмисно знижують робочу швидкість руху, що призводить до погіршення тягово-енергетичних показників.

Таким чином, дослідження з підвищення ефективності машинно-тракторного агрегату шляхом зниженням коливань елементів баластуванням

та застосуванням здвоєних колісних систем є актуальною та перспективною науково-прикладною задачею.

Метою дослідження є підвищення ефективності МТА шляхом зниження коливань елементів через баластування енергетичного засобу та застосування здвоєних колісних систем.

Задачі дослідження: проаналізувати джерела коливань елементів МТА та способи їх зниження; теоретично дослідити вплив профілю опорної поверхні й коливань в тривимірному просторі на динаміку МТА; провести теоретичний аналіз впливу баластування та різних типів колісних систем на тягово-енергетичні показники енергетичного засобу МТА; обґрунтувати структуру та алгоритм функціонування датчика динаміки колеса енергетичного засобу МТА; експериментально довести адекватність розробленої математичної моделі динаміки МТА, що враховує висоту профілю опорної поверхні та коливання в тривимірному просторі.

Об'єктом дослідження є процес руху МТА, його зв'язок з профілем опорної поверхні, баластуванням та типом колісних систем.

Предметом дослідження є закономірності впливу профілю опорної поверхні, коливань елементів МТА та баластування енергетичного засобу на динамічні та тягово-енергетичні показники.

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 ССКА «КиДиМ», MatLab, Microsoft Office та DASys PC Suite.

**Наукова новизна одержаних результатів** полягає в тому, що вперше: встановлено взаємозв'язок динаміки МТА та форми профіля опорної поверхні з

урахуванням коливань елементів в тривимірному просторі, що дозволив визначити проєкції швидкостей та кути орієнтації елементів агрегату; визначено залежності тягово-енергетичних показників функціонування енергетичних засобів МТА та типу колісних систем з урахуванням баластування. Отримали подальший розвиток: метод формування математичних моделей просторового руху багатоелементних МТА на базі ЕЗ з шарнірно-з'єднаною компоновкою, що на відміну від відомих враховує динаміку колеса та баластування.

Удосконалено розрахунок теоретичної тягової характеристики трактора, що на відміну від відомих враховує тип колісних систем та баластування.

Метод оцінки коливань елементів МТА та ефективності баластування енергетичних засобів передано на ПАТ «ХТЗ» та використовується при проведенні дослідно-конструкторських і науково-дослідних робіт з удосконалення колісних тракторів серії ХТЗ-240К. Методологію визначення оптимального баластування енергетичних засобів МТА впроваджено у ТОВ «Українське конструкторське бюро трансмісій і шасі» ІГ УПЕК. Прийнятий до використання у ТОВ «ХарківАгро-2000» та селянське (фермерське) господарство «Кристина» метод оцінки баластування колісних енергетичних засобів, що дозволив провести раніше ранньовесняні польові роботи, збільшити продуктивність МТА на 12,5 % та зменшити погектарну витрату палива на 8,2%. Результати дослідження впроваджено у навчальний процес Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка.

В дисертації наведено теоретичне узагальнення і нове вирішення науково-прикладної задачі, що виявляється в підвищенні ефективності експлуатації машинно-тракторного агрегату зниженням коливань елементів. Це дозволило підвищити продуктивність агрегату через баластування енергетичного засобу та застосування здвоєних колісних систем.

Проведеним узагальненням відомих досліджень встановлено, що залишається не вирішеною задача зниження коливань елементів багатоелементного МТА у тривимірному просторі застосуванням здвоєних

колісних систем та баластуванням з урахуванням профілю опорної поверхні. Підвищення продуктивності МТА призводить до збільшення динамічної навантаженості елементів агрегату, підвищення рівня коливань та вібрацій. Коливання елементів агрегатів, які виникають при виконанні технологічних операцій, призводять до порушення агротехнічних вимог, знижують тягово-зчіпні властивості ЕЗ.

Вирішено науково-прикладну задачу, спрямовану на підвищення ефективності експлуатації МТА в складі енергетичного засобу шарнірно-з'єднаної компоновки та напівпричіпної сівалки. За допомогою розробленої математичної моделі руху МТА обґрунтовано взаємозв'язок динаміки та форми профіля опорної поверхні з урахуванням коливань елементів в тривимірному просторі, що дозволила визначити проекції швидкостей та кути орієнтації елементів агрегату. Закономірності відрізняються від відомих врахуванням типу колісних систем та баластування ЕЗ.

Рух елементів МТА супроводжується коливальними процесами. Розмах коливань кута повороту рами ЕЗ навколо осі  $x$  складає 0,07 рад, період – 0,63 с; коливання навколо осі  $y$  мають вигляд затухаючих, розмах яких складає 0,03 рад з періодом 0,66 с. Найбільша енергія амплітуди віброприскорень рами ЕЗ у вертикальному напрямі спостерігається на частоті 15,9 Гц зі значенням  $2,188 \text{ (м/с}^2\text{)}^2\text{/Гц}$ ; друга гармоніка  $S_{az1}(23,44) = 0,386 \text{ (м/с}^2\text{)}^2\text{/Гц}$ ; третя –  $S_{az1}(35,3) = 0,144 \text{ (м/с}^2\text{)}^2\text{/Гц}$  та четверта –  $S_{az1}(42,87) = 0,24 \text{ (м/с}^2\text{)}^2\text{/Гц}$ . Найбільша енергія амплітуди віброприскорень рами сівалки у вертикальному напрямі спостерігається на частоті 15,9 Гц зі значенням 0,539; друга гармоніка  $S_{az2}(23,44) = 0,107 \text{ (м/с}^2\text{)}^2\text{/Гц}$ ; третя –  $S_{az2}(35,3) = 0,031 \text{ (м/с}^2\text{)}^2\text{/Гц}$  та четверта –  $S_{az2}(42,87) = 0,059 \text{ (м/с}^2\text{)}^2\text{/Гц}$ .

Встановлення на задню півраму ЕЗ баласту масою 1500 кг приводить до зниження спектральної щільності амплітуд віброприскорень центра мас трактора у вертикальному напрямі на 0,12, 0,04, 0,16, 0,021  $\text{(м/с}^2\text{)}^2\text{/Гц}$  для частот 15,9, 23,4, 35,3, 42,8 Гц. Спектральна щільність амплітуд віброприскорень центра мас сівалки знижується на 0,051, 0,01, 0,0045, 0,0058  $\text{(м/с}^2\text{)}^2\text{/Гц}$ .

Підвищення маси ЕЗ на 1500 кг приводить до зниження буксування коліс з 5,9 до 1,8 % при  $P_{кр} = 13000$  Н, з 33,5 до 10,3 % при  $P_{кр} = 32000$  Н та з 41,8 до 15,9 % при  $P_{кр} = 35300$  Н. Максимальна тягова потужність ЕЗ на одинарних колесах без баласту 121 кВт досягається при швидкості 12 км/год; тягова потужність ЕЗ на одинарних колесах з баластом 122 кВт – при швидкості  $v = 15$  км/год; ЕЗ на здвоєних колесах без баласту розвиває максимальну тягову потужність 121 кВт при  $v = 14,5$  км/год.

Точність визначення буксування коліс ЕЗ розробленим датчика динаміки колеса складає 1%. Датчик обладнано трьохосьовими магнітометром, акселерометром та гіроскопом. Розроблено метод динамічного тарування датчику динаміки колеса який полягає в обертанні його навколо трьох осей з трьома кутовими швидкостями.

За результатами експлуатаційно-технологічних досліджень МТА у складі ХТЗ-242К.20 + Vega-8 Profi встановлено, що застосування здвоєних коліс на тракторі приводить до підвищення швидкості руху на 4,1 %, зниження витрати палива на 0,5 кг/га. Баластування – приводить до підвищення швидкості на 5,2 %, зниження витрати палива на 0,6 кг/га. Визначено, що розбіжність між експериментальними значеннями спектральних щільностей амплітуд віброприскорень центру мас трактора у вертикальному напрямі та теоретичними не перевищує 11 %.

Застосування здвоєних колісних систем забезпечує річний економічний ефект на сівбі – 50730 грн з терміном окупності додаткових капіталовкладень 0,68 р. Баластування трактора вагою 1500 кг забезпечує річний економічний ефект – 64260 грн з окупністю додаткових капіталовкладень – 0,23 р. Результати дослідження впроваджено на ПАТ «ХТЗ» з економічним ефектом 932 тис. грн та ТОВ «Українське конструкторське бюро трансмісій і шасі» Індустріальної групи УПЕК. Прийняті до використання у ТОВ «ХарківАгро-2000» та селянське (фермерське) господарство «Кристина». Впроваджено у навчальний процес Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка.

**Список публікацій, в яких опубліковано основні наукові результати дисертації:**

1. 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. Vol. 1, № 7 (109). P. 51–62.

2. Галич І. В., Антощенко Р. В. До аналізу впливу коливань елементів машинно-тракторного агрегату на динамічні та експлуатаційні показники. *Науковий журнал «Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів»*. Харків, №9. 2017. С 103-107.

3. Шаповалов Ю. К., Мельник В. І., Антощенко Р. В., Антощенко В. М., Кісь В. М., Циганенко М. О., Качанов В. В., Галич І. В. Результати експериментальних досліджень тягової динаміки трактора ХТЗ-242К. *Інженерія природокористування*. Харків: ХНТУСГ. 2018. №1(9). С. 6–15.

4. Шаповалов Ю. К., Мельник В. І., Антощенко Р. В., Антощенко В. М., Кісь В. М., Галич І. В., Никифоров А. О., Богданович С. А., Лук'яненко О. В. Результати експериментальних досліджень тягової динаміки чотирьох гусеничного трактора ХТЗ-280Т. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка*. Харків, 2018. Вип. 190. 2018. С. 243–250.

5. I. Galych. Results of experimental researches of tractor fluctuations KhTZ-242K.20. *ТЕКА. Commission and energetics in agricultures*. Lublin-Rzeszow. 2018. Vol 18. № 4.

6. 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.

7. Мельник В. І., Антощенко Р. В., Антощенко В. М., Кісь В. М., Галич І. В. Результати експериментальних досліджень тягової динаміки трактора ХТЗ-243К. *Вісник Харківського національного технічного*

*університету сільського господарства імені Петра Василенка*. Харків, 2019. Вип. 198. 2019. С. 181–187.

8. Галич І. В. Аналіз джерел вібрацій та коливань елементів машинно-тракторного агрегату. *Подільський вісник*. Кам'янець-Подільський, 2019, Вип. 30. С. 72–79.

9. І. В. Галич, Р. В. Антощенко, В. М. Антощенко, С. М. Дюндик, Ю. Г. Жарко. Динаміка одинарних та здвоєних колісних систем трактора у вертикальному напрямку. *Інженерія природокористування*. Харків: ХНТУСГ. 2020. №4(18). С. 14–23.

*Праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:*

10. Галич І. В. Підвищення ефективності експлуатації сільськогосподарських агрегатів зниженням коливань його елементів. *Сучасні проблеми землеробської механіки: матеріали XXI міжнар. наук. конф.* (м. Харків, 17-18 жовтня 2020 року). Харків: ХНТУСГ, 2020. С. 231–232.

11. Галич І. В. Аналіз джерел коливань машинно-тракторних агрегатів. *Аграрна наука та освіта в умовах євроінтеграції: збірник наукових праць міжнар. наук.-практ. конф. Ч.2. (20-21 березня 2019 р., м. Кам'янець-Подільський)*. Тернопіль: Крок, 2019. С. 16–17.

12. Антощенко Р. В., Галич І. В. Дослідження коливань елементів машино-тракторного агрегату. *Експлуатаційна та сервісна інженерія: зб. тез доп. міжнар. наук.-практ. конф.*, м. Харків, 15-16 жовтня 2020 р. ХНТУСГ, С. 92–93.

13. Сурядний В.О., Галич І.В., Антощенко В.М., Антощенко Р.В. Тягова динаміка трактора ХТЗ-243К. «Молодь і технічний прогрес в АПВ» *Інноваційні розробки в аграрній сфері: матеріали міжнар. наук.-практ. конф.* (м. Харків, 12-13 квітня 2018 року). Харків: ХНТУСГ, Том 2, 2018. С. 15.

14. Корсун А.О., Тюпа Д.В., Колодяжний І.О., Антощенко Р.В., Галич І.В. Вимірювальна система динаміки та енергетики мобільних машин. *Сучасні проблеми взаємозамінності та стандартизації у машинобудуванні: матеріали VII всеукраїнської наук.-практ. конф. молодих учених і здобувачів вищої освіти*. м. Миколаїв, 24-26 квітня 2019 року. Миколаїв: МНАУ. 2019. С 46-57.



*Праці, які додатково відображають наукові результати дисертації:*

15. Пат. 128467 Україна, МПК G01P 3/44 (2006.01) G01P 15/14 (2013.01) G01V 7/00. Спосіб для визначення динаміки колеса мобільної машини / Мельник В. І., Антощенко Р. В., Антощенко В. М., Галич І. В., Кашин Д. В.; заявник Антощенко Р. В., Антощенко В. М. – № у 2017 12480; заяв. 15.12.2017; надрук. 25.09.2018, Бюл. № 18.
16. Україна: ринок сільськогосподарської техніки. Аналіз та перспективи / Р. В. Антощенко, В. М. Антощенко, І. В. Галич, В. В. Антощенкова, О. С. Козлов. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка*. Харків: ХНТУСГ, 2019. Вип. 198. С. 194-200.
17. Антощенко В. Н., Антощенко Р. В., Галич І. В., Кулик О. Ю. Мехатронне мотор-колесо. *Матеріали Всеукраїнської науково-практичної конференції «Автомобільний транспорт в аграрному секторі: проектування, дизайн та технологічна експлуатація»*. Харків: ХНТУСГ. 2018. С. 56–57.
18. Дюндик С. М., Кісь В. М., Галич І. В., Обґрунтування методу дослідження динаміки автомобіля спеціального призначення. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка*. Харків, 2019. Вип. 198. С. 292–300.
19. R. Antoshchenkov, A. Nikiforov, I. Galych, V. Tolstolutskyi, V. Antoshchenkova, S. Diundik. Solution of the system of gas-dynamic equations for the processes of interaction of vibrators with the air. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. Vol. 2, № 7 (104). 2020. P. 67–73.

## ABSTRACT

*I. Galych.* Increasing the efficiency of the operation of machine-tractor units by reducing the vibrations of its elements. – Manuscript.

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

The degree of versatility of modern tractors and machine-tractor units (MTU) continually increases. Every modern unit must be adapted to perform an increasing number of different agricultural, traction, transport and other operations. Therefore, their designs are becoming increasingly complex. To increase productivity, the energy consumption of energy means (EM) is constantly increasing, increasing the speed of units. This leads to an increase in the dynamic load of parts and elements of the unit, increasing the level of oscillations and vibrations. Dynamic loads and oscillations of MTU elements cause soil compaction, which complicates plant germination and leads to reduced soil fertility. In addition, these fluctuations lead to a violation of agrotechnical requirements, the creation of unfavorable conditions for growing plants (the depth of soil cultivation, seed embedding, etc. is violated), Reduces the traction and coupling properties of the tractor, worsen the working conditions of the operator, reduce his efficiency, have a harmful effect on work mechanisms, causing their premature wear. To reduce the oscillations of the elements of the MTU and the corresponding reduction of their negative impact, mechanics deliberately reduce the operating speed, which leads to a deterioration of traction and energy performance.

Thus, research to increase the efficiency of the machine-tractor unit by reducing the oscillations of the elements by ballasting and the use of dual wheel systems is an urgent and promising scientific and applied task. The aim of the study is to increase the efficiency of MTU by reducing the oscillations of the elements through the ballasting of the power vehicle and the use of dual wheel systems.

Research objectives: to analyze the sources of oscillations of the MTU elements and ways to reduce them; theoretically investigate the influence of the profile of support surface and vibrations in three-dimensional space on the dynamics of the MTU; to conduct a theoretical analysis of the impact of ballasting and different types of wheel systems on the traction and energy performance of the MTU; substantiate the structure and algorithm of functioning of the wheel dynamics sensor of the MTU energy means; experimentally prove the adequacy of the developed mathematical model of MTU dynamics, taking into account the height of the support surface profile and oscillations in three-dimensional space.

The object of the study is the process of MTU movement, its connection with the profile of the support surface, ballasting and the type of wheel systems.

The subject of the research is the regularities of the influence of the support surface profile, oscillations of the MTU elements and ballasting of the energy means on the dynamic and traction-energy indicators.

The paper uses the methods of classical mechanics, analysis and synthesis, mathematical modeling, mathematical statistics, solving systems of nonlinear differential equations. Numerical methods have been used to solve the mathematical model of MTU dynamics. Experimental studies were conducted using physical modeling and tests performed in farms and laboratory conditions. Mathematical modeling, theoretical research and processing of research results were performed using software SSKA "KiDiM", MatLab, Microsoft Office and DASys PC Suite.

The scientific novelty of the obtained results is that for the first time: the relationship between the dynamics of MTU and the shape of the support surface profile taking into account the oscillations of the elements in three-dimensional space, which allowed to determine the velocity projections and orientation angles of the unit; the dependences of traction-energy indicators of MTU energy means functioning and type of wheel systems taking into account ballasting are determined.

Further developed: a method of forming mathematical models of spatial motion of multi-element MTU on the basis of energy means with a hinged connection, which, unlike the known ones, takes into account the dynamics of the wheel and ballasting.

The calculation of the theoretical traction characteristics of the tractor has been improved, which, in contrast to the known ones, takes into account the type of wheel systems and ballasting.

The method of estimating the oscillations of MTU elements and the efficiency of ballasting of energy means is transferred to PJSC "KhTZ" and is used in research and development and research work to improve wheeled tractors series KhTZ-240K. The methodology for determining the optimal ballasting of MTU power assets has been implemented in the Ukrainian Design Bureau of Transmissions and Chassis LLC of UPEC Industrial Group. The method of estimating ballasting of wheeled energy means, which allowed to carry out earlier early spring field works, to increase productivity of MTU by 12,5% and to reduce per hectare fuel consumption by 8.2%, was accepted for use in LLC KharkivAgro-2000 and peasant farm "Christina". The results of the research were introduced into the educational process of Petro Vasylenko Kharkiv National Technical University of Agriculture.

In the dissertation the theoretical generalization and the new decision of a scientific and applied problem which is shown in increase of efficiency of operation of the machine - tractor unit by decrease in fluctuations of elements is resulted. This allowed to increase the productivity of the unit due to ballasting of the energy means and the use of dual wheel systems.

The generalization of the known researches established that the problem of reduction of oscillations of elements of multielement MTU in three-dimensional space by application of double wheel systems and ballasting taking into account a profile of a basic surface remains unsolved. Increasing the productivity of MTU leads to an increase in the dynamic load of the elements of the unit, increasing the level of oscillations and vibrations. Fluctuations of elements of units which arise at performance of technological operations, lead to infringement of agrotechnical requirements, reduce traction-coupling properties of energy means.

The scientific and applied problem aimed at increasing the efficiency of MTU operation as a part of the power means of the hinged connection and the semi-trailer seeder. With the help of the developed mathematical model of MTU motion the

interrelation of dynamics and shape of the profile of the bearing surface is substantiated taking into account the oscillations of the elements in three-dimensional space, which allowed to determine the velocity projections and orientation angles of the unit elements. The regularities differ from those known by taking into account the type of wheel systems and ballasting of the EM.

The movement of MTU elements is accompanied by oscillatory processes. The range of oscillations of the angle of rotation of the frame EM around the x-axis is 0.07 rad, the period – 0.63 s; oscillations around the y-axis have the form of attenuation, the amplitude of which is 0.03 rad with a period of 0.66 s. The highest energy of the amplitude of vibration accelerations of the EM frame in the vertical direction is observed at a frequency of 15.9 Hz with a value of  $2.188 \text{ (m/s}^2\text{)}^2\text{/Hz}$ ; second harmonic  $S_{az1}(23.44) = 0.386 \text{ (m/s}^2\text{)}^2\text{/Hz}$ ; third -  $S_{az1}(35.3) = 0.144 \text{ (m/s}^2\text{)}^2\text{/Hz}$  and fourth -  $S_{az1}(42.87) = 0.24 \text{ (m/s}^2\text{)}^2\text{/Hz}$ .

Installation on the rear half frame of the ballast weighing 1500 kg leads to a decrease in the spectral density of the amplitudes of the vibration accelerations of the center of mass of the tractor in the vertical direction by 0.12, 0.04, 0.16, 0.021  $\text{(m/s}^2\text{)}^2\text{/Hz}$  for frequencies 15.9, 23.4, 35.3, 42.8 Hz. The spectral density of the amplitudes of the vibration accelerations of the center of mass of the drill is reduced by 0.051, 0.01, 0.0045, 0.0058  $\text{(m/s}^2\text{)}^2\text{/Hz}$ .

Increasing the weight of the EM by 1500 kg leads to a decrease in wheel slip from 5.9 to 1.8% at  $P_{kp} = 13000 \text{ N}$ , from 33.5 to 10.3% at  $P_{kp} = 32000 \text{ N}$  and from 41.8 to 15.9% at  $P_{kp} = 35300 \text{ N}$ . The maximum traction power of EM on single wheels without ballast of 121 kW is reached at a speed of 12 km/h; traction power of the EM on single wheels with a ballast of 122 kW – at a speed of  $v = 15 \text{ km/h}$ ; EM on twin wheels without ballast develops a maximum traction of 121 kW at  $v = 14.5 \text{ km/h}$ .

The accuracy of determining the slip of the wheels of the EM developed the sensor of the dynamics of the wheel is 1%. The sensor is equipped with a three-axis magnetometer, accelerometer and gyroscope. A method of dynamic calibration of the wheel dynamics sensor has been developed, which consists in its rotation around three axes with three angular velocities.

According to the results of operational and technological studies of MTU in the composition of KhTZ-242K.20 + Vega-8 Profi it is established that the use of twin wheels on the tractor leads to an increase in speed by 4.1%, reducing fuel consumption by 0.5 kg/ha. Ballasting – leads to an increase in speed by 5.2%, reducing fuel consumption by 0.6 kg/ha. It is determined that the difference between the experimental values of the spectral densities of the amplitudes of the vibration accelerations of the center of mass of the tractor in the vertical direction and the theoretical does not exceed 11%.

The use of dual wheel systems provides an annual economic effect on sowing 50730 UAH with a payback period of additional investment of 0.68 y. Ballasting of a tractor weighing 1500 kg provides an annual economic effect – 64260 UAH with a payback period of additional investment – 0.23 y.

The results of the study were implemented at PJSC "KhTZ" with an economic effect of UAH 932 thousand and LLC "Ukrainian Design Bureau of Transmissions and Chassis" of the UPEC Industrial Group. Accepted for use in LLC "KharkivAgro-2000" and peasant (farmer) farm "Christina". Introduced into the educational process of Petro Vasylenko Kharkiv National Technical University of Agriculture.

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

1. 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. Vol. 1, № 7 (109). P. 51–62.

2. Galych I., Antoschenkov R. Analysis of the impact of fluctuations elements tractor unit for dynamic and operational performance. *Technical service of agro-industrial, forest and transport complexes*. Kharkiv, №9. 2017. pp. 103-107.

3. Shapovalov Y., Melnik V., Antoshchenkov R., Antoshchenkov V., Kis V., Tsyganenko M., Kachanov V., Galych I. Results of experimental researches of traction dynamics of the KhTZ-242K tractor. *Environmental engineering*. Kharkiv, №1 (9). 2018. pp. 6–15.

4. Shapovalov Y., Melnik V., Antoshchenkov R., Antoshchenkov V., Kis V., Galich I., Nikiforov A., Bogdanovich S. Lukyanenko O. Results of experimental researches of traction dynamics of four crawler tractor KhTZ-280T. *Bulletin of the Petro Vasylenko KhNTUSG*. Kharkiv, Issue. 190. 2018. pp. 243–250.
5. I. Galych. Results of experimental researches of tractor fluctuations KhTZ-242K.20. *TEKA. Commission and energetics in agricultures*. Lublin-Rzeszow, Vol 18. 2018. № 4.
6. Galych I., Antoshchenkov R., Antoshchenkov V. To study the dynamics of a tractor with a hinged frame and taking into account the unevenness of the support surface. *Environmental engineering*. Kharkiv, № 2 (12). 2019. pp. 28–37.
7. Melnyk V., Antoshchenkov R., Antoshchenkov V., Kis V., Galych I. The results of experimental studies of traction dynamics of the tractor KhTZ-243K. *Bulletin of the Petro Vasylenko KhNTUSG*. Kharkiv, Issue. 198. 2019. pp. 181–187.
8. Galych I. Analysis of sources of vibration and oscillations of the elements of the machine-tractor unit. *Podolsk Herald*. Kamenets-Podolsky, Issue. 302019. pp. 72–79.
9. I. Galych, R. Antoshchenkov, V. Antoshchenkov, C. Dyundik, Y. Zharko. Dynamics of single and double wheel systems of a tractor in the vertical direction. *Environmental engineering*. Kharkiv, №4 (18). 2020. pp. 14–23.
10. Galych I. Improving the efficiency of operation of agricultural units by reducing the fluctuations of its elements. *Modern problems of agricultural mechanics: materials of the XXI International. Science. conf.* (Kharkiv, October 17-18, 2020). Kharkiv: KhNTUSG, 2020. pp. 231–232.
11. Galych I. Analysis of sources of oscillations of machine-tractor units. *Agricultural science and education in the context of European integration: a collection of scientific papers intern. scientific-practical conf. Part 2.* (March 20-21, 2019, Kamyanets-Podilsky). Ternopil: Krok, 2019. pp. 16–17.
12. Antoshchenkov R., Galych I. Investigation of oscillations of the elements of the MTU. *Operational and service engineering: coll. thesis add. international scientific-practical Conf.*, Kharkiv, October 15-16, 2020, KhNTUSG, pp. 92–93.

13. Suryadny V., Galych I., Antoshchenkov V., Antoshchenkov R. Traction dynamics of the KhTZ-243K tractor. "Youth and technical progress in APV" *Innovative developments in the agricultural sector: materials intern. scientific-practical conf.* (Kharkiv, April 12-13, 2018). Kharkiv: KhNTUSG, Volume 2, 2018. p. 15.
14. Korsun A., Tyupa D., Kolodyazhny I., Antoshchenkov R., Galych I. Measuring system of dynamics and energy of mobile machines. *Modern problems of interchangeability and standardization in mechanical engineering: materials of the VII All-Ukrainian scientific-practical. conf. young scientists and graduates.* Mykolayiv, April 24-26, 2019. Mykolayiv: MNAU. 2019. pp. 46–57.
15. Pat. 128467 Ukraine, IPC G01P 3/44 (2006.01) G01P 15/14 (2013.01) G01V 7/00. Method for determining the dynamics of the wheel of a mobile machine / Melnyk V., Antoshchenkov R., Antoshchenkov V., Galych I., Kashin D. № u 2017 12480; application. 15/12/2017; print. 25/09/2018, Bull. № 18.
16. Ukraine: the market of agricultural machinery. Analysis and prospects / R. Antoshchenkov, V. Antoshchenkov, I. Galych, V. Antoshchenkova, O. Kozlov. *Bulletin of the Petro Vasylenko KhNTUSG.* Kharkiv: KhNTUSG, Issue. 198. 2019. pp. 194-200.
17. Antoshchenkov V., Antoshchenkov R., Galych I., Kulik O. Mechatronic motor wheel. *Proceedings of the All-Ukrainian scientific-practical conference "Road transport in the agricultural sector: design, engineering and technological operation"*. Kharkiv: KhNTUSG. 2018. pp. 56–57.
18. Dyundyk S., Kis V., Galych I., Substantiation of the method of studying the dynamics of a special purpose vehicle. *Bulletin of the Petro Vasylenko KhNTUSG.* Kharkiv, Issue. 198. 2019. pp. 292–300.
19. R. Antoshchenkov, A. Nikiforov, I. Galych, V. Tolstolutskyi, V. Antoshchenkova, S. Diundik. Solution of the system of gas-dynamic equations for the processes of interaction of vibrators with the air. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies.* Vol. 2, № 7 (104). 2020. pp. 67–73.



## ЗМІСТ

ВСТУП .....	20
РОЗДІЛ 1 СТАН ПРОБЛЕМИ ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ МАШИННО-ТРАКТОРНИХ АГРЕГАТІВ З УРАХУВАННЯМ КОЛИВАНЬ ЙОГО ЕЛЕМЕНТІВ .....	25
1.1 Аналіз досліджень в області динаміки систем тіл і вібронавантажених конструкцій колісних машин .....	27
1.2 Аналіз джерел коливань елементів машинно-тракторного агрегату .....	31
1.3 Вплив профілю опорної поверхні на динаміку елементів агрегату .....	37
1.4 Способи зниження коливань машинно-тракторних агрегатів .....	43
1.5 Висновки по розділу та обґрунтування напряму дослідження .....	47
РОЗДІЛ 2 ЕФЕКТИВНІСТЬ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ТА ДИНАМІКА МАШИННО-ТРАКТОРНИХ АГРЕГАТІВ З УРАХУВАННЯМ ПРОФІЛЮ ОПОРНОЇ ПОВЕРХНІ Й КОЛИВАНЬ В ТРИВИМІРНОМУ ПРОСТОРИ.....	49
2.1 Метод оцінки динаміки енергетичного засобу з урахуванням впливу профілю опорної поверхні .....	50
2.2 Динаміка просторового руху машинно-тракторного агрегату з урахуванням впливу профілю опорної поверхні .....	60
2.3 Оцінка впливу профілю опорної поверхні на динаміку машинно- тракторного агрегату .....	66
2.4 Динаміка одинарних та здвоєних коліс трактора у вертикальному напрямі .....	71
2.5 Метод оцінки впливу типу рушіїв, тиску повітря в шинах та баластування на динаміку трактора .....	76
2.6 Оцінка впливу баластування на динаміку трактора та тягову характеристику .....	80

2.7 Оцінка впливу тиску повітря в шинах колісного трактора на динаміку .....	90
2.8 Висновки по розділу .....	96
<b>РОЗДІЛ 3 ПРОГРАМА ТА МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ЛАБОРАТОРНО-ПОЛЬОВИХ ДОСЛІДЖЕНЬ.....</b>	<b>99</b>
3.1 Мета, об'єкт та задачі лабораторно-польових досліджень.....	99
3.2 Структура вимірювальної системи .....	101
3.3 Методика проведення експериментальних досліджень.....	103
3.4 Метод динамічного тарування датчику динаміки колеса.....	105
3.5 Градування електронного динамометру.....	110
3.6 Висновки по розділу .....	113
<b>РОЗДІЛ 4 РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ МАШИННО-ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТУ .....</b>	<b>115</b>
4.1 Техніко-експлуатаційні показники посівного машинно-тракторного агрегату .....	115
4.2 Визначення спектральної щільності тягового опору сівалки.....	117
4.3 Дослідження впливу швидкості руху та тягового зусилля на коливання трактора.....	120
4.4 Експериментальна оцінка впливу типу рушіїв та баластування на тягові показники трактора.....	124
4.5 Перевірка адекватності математичної моделі динаміки.....	128
4.6 Впровадження результатів дослідження у виробництво .....	129
4.7 Висновки по розділу .....	131
<b>РОЗДІЛ 5 ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДИСЕРТАЦІЙНОЇ РОБОТИ.....</b>	<b>134</b>
5.1 Метод оцінки економічної ефективності застосування здвоєних шин та баластування.....	134
5.2 Результати оцінки економічної ефективності застосування здвоєних шин та баластування .....	136
<b>ВИСНОВКИ.....</b>	<b>138</b>

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	141
ДОДАТКИ.....	157
Додаток А. Технічні та масо-геометричні характеристики тракторів ХТЗ-242К та ХТЗ-243К .....	158
Додаток Б. Технічна та масо-геометричні характеристики сівалки Vega-8 Profi виробництва ПАТ «Ельворті».....	163
Додаток В. Метод формування кінематичних зв'язків математичної моделі динаміки просторового руху трактора та агрегату з урахуванням впливу профілю опорної поверхні.....	166
Додаток Г. Код програми для дослідження динаміки машинно- тракторного агрегату .....	172
Додаток Д. Спектральні щільності амплітуд віброприскорень піврам трактора ХТЗ-242К.....	178
Додаток Е. Патент 128476. Спосіб для визначення динаміки колеса мобільної машини.....	184
Додаток Ж. Акти впровадження результатів дисертаційного дослідження .....	193

## ВСТУП

**Актуальність теми.** Ступінь універсальності сучасних тракторів та машинно-тракторних агрегатів (МТА) постійно підвищується. Кожен сучасний агрегат повинен бути пристосований до виконання все більшого числа різноманітних сільськогосподарських, тягових, транспортних та інших операцій, тому все більш складними стають їх конструкції. Для підвищення продуктивності енергоємність енергетичного засобу (ЕЗ) постійно збільшується, підвищуються швидкості руху агрегатів. Це призводить до збільшення динамічної навантаженості деталей та елементів МТА, підвищення рівня коливань та вібрацій. Динамічні навантаження та коливання елементів МТА викликають переущільнення ґрунту, що ускладнює пророщування рослин і призводить до зниження родючості ґрунтів. Окрім цього, дані коливання призводять до порушення агротехнічних вимог, створення несприятливих умов вирощування рослин, знижують тягово-зчіпні властивості ЕЗ, погіршують умови праці оператора, зменшують його працездатність. Для зменшення коливань елементів МТА та відповідного зниження їх негативного впливу механізатори навмисно знижують робочу швидкість руху, що призводить до погіршення тягово-енергетичних показників.

Таким чином, дослідження з підвищення ефективності машинно-тракторного агрегату шляхом зниженням коливань елементів баластуванням та застосуванням здвоєних колісних систем є актуальною та перспективною науково-прикладною задачею.

**Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.** Робота виконана у відповідності до Закону України «Про стимулювання розвитку вітчизняного машинобудування для агропромислового комплексу» N 5478-VI (5478-17) від 06.11.2012 р.; постанови Кабінету Міністрів України № 556 від 23.08.2016 р. «Про затвердження переліку пріоритетних тематичних напрямів наукових досліджень і науково-технічних розробок на період до 2020 року»; до розробленого плану дій затвердженого Міністерством аграрної політики та продовольства України «Стратегічні напрями розвитку сільського

господарства України на період до 2020 року»; спрямована на реалізацію Проекту ЄС «Підтримка впровадження сільськогосподарської та продовольчої політики в Україні»; регіональної програми «Стратегія сталого розвитку Харківської області до 2020 року».

Робота є частиною науково-дослідних держбюджетних тем: «Розробка нових енергозберігаючих, екологічно безпечних технологій і функціонально стабільних машинно-технологічних систем та організаційно-нормативних заходів, які підвищують ефективність механізованого виробництва сільськогосподарської продукції, поліпшують охорону праці та забезпечують збереження біоресурсів, покращення природокористування» (ДР № 0109U006633, 2009-2014 рр.); «Розробка функціонально-стабільних 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 № 0118U003318, 2017-2022 рр.).

**Мета дослідження:** підвищення ефективності МТА шляхом зниження коливань елементів через баластування енергетичного засобу та застосування здвоєних колісних систем.

**Задачі дослідження:**

- проаналізувати джерела коливань елементів машинно-тракторних агрегатів та способи їх зниження;
- теоретично дослідити вплив профілю опорної поверхні й коливань в тривимірному просторі на динаміку МТА;
- провести теоретичний аналіз впливу баластування та різних типів колісних систем на тягово-енергетичні показники енергетичного засобу МТА;
- обґрунтувати структуру та алгоритм функціонування датчика динаміки колеса енергетичного засобу МТА;
- експериментально довести адекватність розробленої математичної моделі динаміки МТА, що враховує висоту профілю опорної поверхні та коливання в тривимірному просторі.

**Об'єкт дослідження:** процес руху МТА, його зв'язок з профілем опорної поверхні, баластуванням та типом колісних систем.

**Предмет дослідження:** закономірності впливу профілю опорної поверхні, коливань елементів МТА та баластування енергетичного засобу на динамічні та тягово-енергетичні показники.

**Методи дослідження:** в роботі використано методи класичної механіки, аналізу та синтезу, математичного моделювання, математичної статистики, розв'язку систем нелінійних диференційних 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 ССКА «КиДиМ», MatLab, Microsoft Office та DASys PC Suite.

#### **Наукова новизна одержаних результатів.**

*Вперше:*

- встановлено взаємозв'язок динаміки МТА та форми профіля опорної поверхні з урахуванням коливань елементів в тривимірному просторі, що дозволив визначити проекції швидкостей та кути орієнтації елементів агрегату;
- визначено залежності тягово-енергетичних показників функціонування енергетичних засобів МТА та типу колісних систем з урахуванням баластування.

*Отримав подальший розвиток:*

- метод формування математичних моделей просторового руху багатоелементних МТА на базі ЕЗ з шарнірно-з'єднаною компоновкою, що на відміну від відомих враховує динаміку колеса та баластування.

*Удосконалено:*

- розрахунок теоретичної тягової характеристики трактора, що на відміну від відомих враховує тип колісних систем та баластування.

### **Практичне значення одержаних результатів.**

Метод оцінки коливань елементів МТА та ефективності баластування енергетичних засобів передано на ПАТ «ХТЗ» та використовується при проведенні дослідно-конструкторських і науково-дослідних робіт з удосконалення колісних тракторів серії ХТЗ-240К. Методологію визначення оптимального баластування енергетичних засобів МТА впроваджено у ТОВ «Українське конструкторське бюро трансмісій і шасі» ІГ УПЕК. Прийнятий до використання у ТОВ «ХарківАгро-2000» та селянське (фермерське) господарство «Кристина» метод оцінки баластування колісних енергетичних засобів, що дозволив провести раніше ранньовесняні польові роботи, збільшити продуктивність МТА на 12,5 % та зменшити погектарну витрату палива на 8,2%. Результати дослідження впроваджено у навчальний процес Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка.

**Особистий внесок здобувача.** Основні результати досліджень дисертаційної роботи, що виносяться на захист, одержано самостійно та викладено у роботах [1–19]. У наукових роботах, що опубліковані у співавторстві, автору належать такі результати: теоретично досліджено вплив опорної поверхні, вібрації та коливань на динаміку агрегату [1, 2, 12]; теоретично визначено динамічні та енергетичні показники функціонування тракторів ХТЗ-242К та ХТЗ-280Т [3, 4, 13]; обґрунтовано теоретичні методи оцінки впливу профілю опорної поверхні на динаміку трактора [6, 7, 9]; запропоновано структуру датчика динаміки колеса [10]; виконано аналіз ринку тракторів [16]; запропоновано конструкцію мотор-колеса для трактора [17]; застосовано метод оцінки впливу опорної поверхні [18, 19].

**Апробація результатів дисертації.** Основні результати дисертації доповідалися, обговорювалися і отримали позитивні оцінки на міжнародно-практичних та науково-технічних конференціях (МНПК, МНТК): МНТК «Технічний прогрес в АПВ» (Харків, ХНТУСГ, 2017-2019 рр.); Всеукраїнська НПК «Автомобільний транспорт в аграрному секторі: проектування, дизайн та

технологічна експлуатація» (Харків, 24-25 травня 2018 р.); МНПК «Інноваційні розробки в аграрній сфері» (Харків, ХНТУСГ, 28-29 листопада 2018 р., 12-13 грудня 2019 р.); МНПК «Аграрна наука та освіта в умовах євроінтеграції» (Кам'янець-Подільський, ПДАТУ, 20-21 березня 2019 р.); МНПК «Молодь і технічний прогрес в АПВ» (Харків, ХНТУСГ, 4 квітня 2019 р.); Всеукраїнська НПК «Оптимізація технічних та технологічних систем агровиробництва» (Харків, ХНТУСГ, 18-19 квітня 2019 р.); VII всеукраїнська НПК молодих учених і здобувачів вищої освіти «Сучасні проблеми взаємозамінності та стандартизації у машинобудуванні» (Миколаїв, МНАУ, 24-26 квітня 2019 р.); The 1st International scientific and practical conference «Problems and Innovations in Science» (London, Great Britain, 4-5 травня 2020); МНПК студентів, аспірантів та молодих вчених «Експлуатаційна та сервісна інженерія» (Харків, ХНТУСГ, 15-16 жовтня 2020 р.); XXI МНК «Сучасні проблеми землеробської механіки» присвяченої 90-річчю Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка та 120-й річниці з дня народження академіка Петра Мефодійовича Василенка (Харків, 17-18 жовтня 2020 р.).

В повному обсязі дисертаційна робота обговорювалась та схвалена на науковому семінарі «Землеробська механіка» (Харків, 03 березня 2021 р.).

**Публікації.** Основні результати дисертаційної роботи опубліковано в 19 наукових працях, у тому числі: 9 статей у спеціалізованих наукових виданнях України (з них 1 стаття у виданні, що включено до міжнародної наукометричної бази даних Scopus); 1 публікація у закордонному виданні; 5 тез у збірниках доповідей наукових конференцій, отримано 1 патент.

**Структура і обсяг роботи.** Дисертація складається зі вступу, 5 розділів, висновків, списку використаних джерел і додатків. Повний обсяг дисертації складає 197 сторінок, у тому числі 7 додатків на 39 сторінках. Обсяг основного тексту дисертації становить 140 сторінок, 45 рисунків та 5 таблиць. Список використаних джерел нараховує 129 найменувань на 17 сторінках.



## РОЗДІЛ 1

### СТАН ПРОБЛЕМИ ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ МАШИННО-ТРАКТОРНИХ АГРЕГАТІВ З УРАХУВАННЯМ КОЛИВАНЬ ЙОГО ЕЛЕМЕНТІВ

Багаторічний розвиток мобільних енергетичних засобів показав, що одні параметри тракторів високої потужності стрімко розвиваються, однак інші практично не змінюються протягом тривалого періоду часу [16, 20].

До першої групи відносяться параметри, що визначають енергетичні та економічні показники тракторів, що впливають на їх продуктивність (експлуатаційна потужність двигуна, питома конструкційна маса, питома витрата палива двигуном, максимальна транспортна швидкість, число передач); параметри, що визначають характеристику навісної системи (вантажопідйомність, максимальний тиск в гідросистемі); ергономічні параметри (рівень шуму на робочому місці і рівень зовнішнього шуму, зручності розміщення органів управління і приладів контролю за роботою систем і агрегатів) [21–23].

До числа інших відносяться параметри, що пов'язані з агротехнікою (база, колія, мінімальний радіус повороту, дорожній просвіт); компоновальні і тягово-динамічні параметри (коефіцієнт статичного розподілу маси по осях трактора, тяговий ККД).

В умовах жорсткої конкуренції вдосконалення потужних сільськогосподарських тракторів йде в напрямку поліпшення їх споживчих якостей. При цьому в тракторобудуванні спостерігаються три основні тенденції [20, 24–26].

Перша – основним типом сільськогосподарських тракторів залишаються колісні трактори, обсяг виробництва яких значно більший, ніж гусеничних.

Друга – тракторобудівні фірми основну продукцію випускають великими серіями. Це уніфіковані сімейства тракторів різних типорозмірів колісної формули 4К4б і 4К4а з широким діапазоном потужностей двигунів та масою.

Третя тенденція – постійне зростання потужності тракторних двигунів. У формуванні цієї тенденції вирішальну роль зіграли постійно зростаючий дефіцит висококваліфікованої робочої сили і підвищення витрат на оплату праці трактористів; прагнення господарств до підвищення продуктивності і економічної ефективності ведення сільгоспвиробництва.

До інших не менш важливих факторів слід віднести формування сільгосп підприємств з великими розмірами ріллі, впровадження нових агротехнологій, скорочення термінів проведення польових операцій, зменшення кількості проходів сільгосптехніки з метою зниження ущільнення ґрунту за рахунок застосування багатофункціональних широкозахватних агрегатів [27].

Практично всі тракторобудівні фірми (Claas, Case IH, Fendt, John Deere, New Holland) зарубіжних країн в останні роки приділяють значну увагу вдосконаленню своєї продукції [28, 29]. Найбільшу частку при цьому складають наймасовіші трактори: універсальні колісні повнопривідні класичної компоновки 4К4а середньої (з 60 до 280 к.с.), а також високою (понад 280 к.с.) потужності, які складають більше 95% в обсязі нових моделей тракторів, здатних виконувати поряд з просапними роботи загального призначення, що відповідають їх тяговим можливостям енергоємності [30].

Колісні трактори компонувальної схеми 4К4б, інтегральні трактори і трактори, що мають гусеничну ходову систему випускаються в основному тільки з двигуном високої потужності, а їх кількість на ринку не перевищує відповідно 2,5; 0,5; 2% від загальної кількості нових тракторів. Проте вдосконалення даних моделей також приділяють достатньо уваги, хоча сфера їх застосування більш вузька, оскільки використовуються вони тільки на роботах загального призначення [30].

Наразі зберігається тенденція створення енергонасичених тракторів тягового класу 4,0 і вище як закордонними, так і вітчизняними виробниками. Такі трактори у складі МТА здатні виконувати просапні роботи та роботи загального призначення, тобто підвищується ступінь універсальності.

Кожен сучасний трактор або агрегат повинен бути пристосований до виконання все більшого числа різноманітних сільськогосподарських, тягових, транспортних та інших операцій, тому все більш складними стають їх конструкції. Підвищення експлуатаційної ефективності тракторів та машинно-тракторних агрегатів досліджували Агєєв Л. Е., Василенко П. М., Кацигін В. В., Кіртбая Ю. К., Кравчук В. І., Ксеневич І. П., Кутьков Г. М. [24], Лебедєв А. Т. [25, 26], Медведєв М. І., Мельник В. І. [31], Надикто В. Т. [32, 33], Погорілий Л. В. [34] та ін.

Підвищення продуктивності вимагає збільшення енергоємності тракторів, підвищення швидкості руху агрегатів. Це призводить до збільшення динамічної навантаженості деталей та елементів тракторів і агрегатів, підвищення рівня коливань і вібрацій. Динамічні та вібраційні навантаження негативно впливають як на виконання агротехнічних вимог, так і на вузли й деталі трактора або агрегату. Проблеми покращення продуктивності та взаємозв'язок з динамікою досліджувались Авдєєвим В. М., Адамчуком В. В. [35], Андрєєвим Ю. М. [36], Артёмовим М. П. [37], Козаченко О. В. [38], Кюрчевим В. М. [39], Пастуховим В. І. [40], Подригало М. А., Рославцевим А. В., Самородовим В. Б. [41], Werner R., Shabana A. A., Blundell M. та ін.

### 1.1 Аналіз досліджень в області динаміки систем тіл і вібронавантаженості конструкцій колісних машин

Однією з перших робіт, де було представлено систематичне викладення технології побудови моделей механічних систем твердих тіл, включаючи алгоритми формування та рішення рівнянь руху механічної системи, була монографія Віттенбурге [42].

У теорію і практику дослідження випадкових коливань складних механічних систем, в вивчення питань структурної та статистичної динаміки істотний внесок внесли І. І. Артоболевський, К. В. Фролов, А. А. Хачатуров, Д. Бендат і А. Пірсол, О. BauChau, А. Shabana, R. Schwerin [43–48] та ряд інших дослідників.

Широкі можливості моделювання і динамічного аналізу колісних машин як багатоланкових, багатокомпонентних, нелінійних механічних систем відкриває застосування сучасних програмних комплексів. Найбільшу популярність серед них отримали закордонні ADAMS [49], DADS [50], AUTOSIM [51], а також ФРУНД [52], «Універсальний механізм» [53], PRADIS [54], Euler [55], ССКА «КиДиМ [56, 57] та ін.

Питанням аналізу вібронавантаженості конструкцій колісних машин, визначенню параметрів, як складних коливальних систем на основі сучасних методів моделювання, приділяли особливу увагу Я. С. Агейкин [58], В. Я. Анілович, І. Б. Барський, Е. Д. Львов, А. А. Хачатуров, А. Elliot [59], G. Schade [60] та ін.

У сфері динамічного аналізу та обґрунтування напрямів удосконалення систем віброзахисту людини-оператора, вивчення біомеханічних властивостей тіла людини відомі роботи Р. В. Ротенберга, А. В. Макаричева, Д. А. Линника [61], М. J. Griffin [62] та ін.

Проблемами моделювання колісних машин, адекватного врахування пружнодемпфіруючих характеристик шин у складі динамічних моделей присвятили свої праці Вольская Н. С. [63], Сиротин, П. В. [64], Носков Н. К., Трояновская І. П. [65], Балакина Е. В. [66], Подригало М. А. [67], Золотаревська Д. І. [68] та ін.

У роботах [69–72] формування диференціальних рівнянь руху базується на застосуванні рівнянь Лагранжа II-го роду та абсолютних координат [73]. Можливість застосування явних методів інтегрування диференціальних рівнянь з виключенням рішення нелінійних систем диференціальних рівнянь щодо змінних стану, забезпечується представленням рівнянь кінематичних зв'язків у других похідних.

Для довільної механічної системи тіл рівняння руху являють собою сукупність рівнянь, що описують вільні рухи твердих і пружних тіл, а також рівнянь зв'язків з допомогою відповідних кінематичних пар, з урахуванням сил

і моментів від пружнодемпфіруючих елементів, що з'єднують тіла (початкові умови:  $\mathbf{q}(0) = \mathbf{q}_0$ ;  $\dot{\mathbf{q}}(0) = \dot{\mathbf{q}}_0$ ):

$$\begin{cases} \mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{A}^T \boldsymbol{\lambda} = \mathbf{f}(\dot{\mathbf{q}}, \mathbf{q}, t); \\ \mathbf{A}\ddot{\mathbf{q}} = \mathbf{s}(\dot{\mathbf{q}}, \mathbf{q}), \end{cases} \quad (1.1)$$

де  $\mathbf{M}$  – матриця, що включає в себе матриці інерції окремих тіл, і представляє собою матрицю інерції системи;  $\mathbf{A}$  – матриця розмірністю  $(k \times n)$ , де  $k$  – число зв'язків, що містить змінні коефіцієнти рівнянь кінематичних зв'язків;  $\mathbf{q}$  – вектор, що включає узагальнені координати механічної системи і має розмірність  $n$ ;  $\boldsymbol{\lambda}$  – вектор, що включає множники Лагранжа, що визначають реакції у відповідних кінематичних парах;  $\mathbf{s}(\dot{\mathbf{q}}, \mathbf{q})$  – вектор, що містить праві частини рівнянь зв'язків;  $\mathbf{f}(\dot{\mathbf{q}}, \mathbf{q}, t)$  – вектор зовнішніх зусиль, що складається з сил навантажень, сил і моментів від пружнодемпфіруючих елементів, а також гіроскопічних сил.

Система диференціальних рівнянь другого порядку (1.1) є однією з форм запису в механіці рівнянь Лагранжа 1-го роду.

В динаміці твердого тіла його рух представляється у вигляді сукупності поступального руху центру мас і обертань щодо центру мас. Рівняння руху вільного (без урахування кінематичних зв'язків) твердого тіла мають вигляд:

$$\begin{cases} \mathbf{m}\ddot{\mathbf{r}}_C = \sum_{i=1}^{k_F} \mathbf{F}_i; \\ \mathbf{I}\dot{\boldsymbol{\omega}}_C = \sum_{i=1}^{k_F} [(\mathbf{B}^T \mathbf{F}_i) \times \mathbf{r}_i] + \sum_{i=1}^{k_M} \mathbf{M}_{ei} + [\mathbf{K} \times \boldsymbol{\omega}_C], \end{cases} \quad (1.2)$$

де  $\mathbf{F}_i$  – представлений в нерухомій системі координат  $X, Y, Z$  тривимірний вектор зовнішніх зусиль, прикладених до відповідного патрубка твердого тіла;  $k_F$  – загальне число зовнішніх сил, прикладених до твердого тіла;  $\mathbf{m}$  – матриця мас твердого тіла, що має діагональний вигляд;  $\mathbf{r}_C = (X, Y, Z)^T$  – вектор, що включає в себе координати центру мас твердого тіла;  $\boldsymbol{\omega}_C = (\omega_x, \omega_y, \omega_z)^T$  –

вектор, що включає проєкції кутової швидкості твердого тіла на осі  $x, y, z$  жорстко пов'язаної з тілом рухомої системи координат;  $\mathbf{I} = \text{diag}(I_x, I_y, I_z)$  – матриця, що має діагональний вигляд і включає в себе головні центральні моменти інерції твердого тіла;  $\mathbf{B}$  – матриця поворотів, необхідна для перетворення заданого в рухомій системі координат вектор в нерухому систему координат;  $\mathbf{r}_i$  – радіус-вектор, проведений з початку системи координат  $x, y, z$  в точку прикладання до твердого тіла сили;  $\mathbf{M}_{ei}$  – тривимірний вектор, що включає зовнішні моменти, прикладені до точки твердого тіла і задані у системі координат  $x, y, z$ ;  $k_M$  – загальне число діючих на тіло зовнішніх моментів;  $\mathbf{K}$  – кінетичний момент твердого тіла;  $\mathbf{K} \times \boldsymbol{\omega}_C$  – вектор моментів від гіроскопічних сил.

Зокрема, рівняння руху системи двох твердих тіл, не беручи до уваги рівнянь зв'язків, обумовлених наявністю певних кінематичних пар, можна представити таким чином [74]:

$$\mathbf{M}_C \ddot{\mathbf{Q}}_C = \mathbf{f}(\dot{\mathbf{Q}}_C, \mathbf{Q}_C, t), \quad (1.3)$$

де  $\mathbf{M}_C$  – матриця інерції системи, складена з матриць інерції відповідних тіл;  $\mathbf{Q}_C$  – для системи, представлені двома твердими тілами проєкції векторів швидкостей центрів мас першого і другого твердих тіл та компоненти векторів, що включають проєкції кутових швидкостей першого і другого твердих тіл на осі  $x, y, z$  жорстко пов'язаної з відповідним тілом рухомої системи координат;  $t$  – час.

Для багатоеlementної механічної системи із просторовим рухом ланок рівняння динаміки представляються у вигляді [75–77]:

$$\sum_{i=1}^n \left\{ \tilde{\mathbf{W}}_{C_i}^T m_i \vec{a}_{C_i} + \tilde{\mathbf{W}}_{\omega_i}^T \left( [\tilde{\mathbf{J}}_i] \cdot \vec{\varepsilon}_i + \vec{\omega}_i \times [\tilde{\mathbf{J}}_i] \cdot \vec{\omega}_i \right) \right\} - \tilde{\mathbf{W}}_P^T \mathbf{P} = 0, \quad (1.4)$$

де  $n$  – число твердих тіл у моделі;  $m_i$ ,  $[\tilde{\mathbf{J}}_i]$ ,  $\vec{a}_{C_i}$ ,  $\vec{\omega}_i$ ,  $\vec{\varepsilon}_i$  – маса, тензор інерції, прискорення центра мас, кутова швидкість і кутове прискорення  $i$ -го тіла;  $\tilde{\mathbf{W}}_P$

– диференціальна структура елементів моделі;  $\tilde{W}_G$ ,  $\tilde{W}_\omega$  – 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 багатоелементних (багатомасових) механічних систем і визначаючи вплив взаємного розташування елементів зручно використовувати систему рівнянь (1.4) та методологію описану у роботах [75–77] на відміну від методів (1.1)–(1.3), що розглядались у роботах [69–73]. Метод формування рівнянь динаміки знайшов відображення у роботах по дослідженню автомобілів [18] та періодичних коливань повітряного потоку [19].

Проблеми, що пов'язані із дослідженнями динаміки багатоелементних машин та агрегатів з урахуванням коливань у трьохвимірному просторі залишаються недостатньо дослідженими.

## 1.2 Аналіз джерел коливань елементів машинно-тракторного агрегату

Показники трактора як динамічної системи у великій мірі залежать від того, як окремі елементи цієї системи пристосовані для роботи в умовах коливальних дій [10–12]. Для усунення негативного впливу коливальних процесів були проведені численні дослідження впливу встановлення пружних елементів і демпфіруючих пристроїв в різних місцях трактора [78, 79]. Змінена конструкція дозволяє зменшити вплив змінних навантажень на весь трактор або на окремі його вузли.

Встановлено, що впровадження у сільськогосподарське виробництво енергонасиченої техніки призводить до зниження родючості ґрунту через розпилення та переущільнення рушіями, що погіршує агроекологічні показники [80]. Виконано аналіз впливу вібрацій двигуна та трансмісії на остов трактора [81–85]. Визначено гармоніки коливань, що утворені двигуном трактора в роботі [81]. Попередніми дослідженнями виконано дослідження впливу пружних стоек робочих органів на трактор [85].

При виконанні технологічних операцій у трансмісії та ходовій частині трактора вібрації/коливання викликають постійні порушення просторового розташування та законів руху деталей, внаслідок чого в їх матеріалі накопичуються втомні пошкодження. Вібрації двигуна призводять до погіршення показників паливної економічності. Вібрація деталей ходової частини погано впливає на структуру оброблюваного ґрунту, що знижує врожайність. Вібраційні навантаження впливають на працездатність і здоров'я оператора. Постійна довготривала дія вібрацій призводить до підвищення стомлюваності і збільшення кількості помилок в керування, що в підсумку позначається на продуктивності агрегатів [86, 87].

Джерела коливань остова трактора можна розділити на дві групи:

- 1) зовнішні джерела збуджень (нерівності шляху, нерівномірність дії крюкової сили тяги, нерівномірність дії моменту опору на ВВП та ін.);
- 2) внутрішні джерела збурень (неврівноважені сили інерції двигуна, циклічно діючі газові сили і моменти двигуна, зачеплення зубів шестерень і кінематичні збурення від карданної передачі в трансмісії, перемотування ланцюгової гусениці в ходовій системі гусеничних тракторів та ін.).

При русі трактора частота впливу нерівностей ґрунтового фону на ходову частину (та раму) визначається через швидкість руху трактора  $v$  та відстань між сусідніми нерівностями  $l_n$ :

$$f_n = \frac{v}{l_n}, \text{ Гц} \quad (1.5)$$

В табл. 1.1 наведено аналіз частот впливу на трактор різноманітних агрофонів при різній швидкості руху.

Аналіз табл. 1.1 показує, що збурюючі частоти мають широкий діапазон від одиниць до декількох десятків Герц. Практично до 50-80 Гц має місце суцільний спектр збурень від нерівностей шляху.



Таблиця 1.1 – Аналіз частот впливу на трактор різноманітних агрофонів

Швидкість руху МТА, км/год (м/с)	Частота збурень, Гц							
	грунтова дорога	поле з під цукроих буряків	Поле з під соняшнику	поле з під картоплі	Поле з під кукурудзи	Рух поперек борозни	стерня колосових	
4 км/год (1,1 м/с)	0,55-1,1	2,4	1,8	1,57	1,2	3,1-3,6	7,2	
5 км/год (1,4 м/с)	0,7-1,4	3,1	2,3	2	1,5	4-4,7	9,4	
6 км/год (1,66 м/с)	0,8-1,7	3,7	2,8	2,4	1,85	4,7-5,5	11	
7 км/год (1,94 м/с)	0,97-1,9	4,3	3,2	2,8	2,16	5,5-6,48	12,5	
8 км/год (2,2 м/с)	1,1-2,2	4,9	3,7	3,17	2,47	6,3-7,4	14,8	
9 км/год (2,5 м/с)	1,25-2,5	5,5	4,16	3,57	2,77	7,1-8,3	16,5	
12 км/год (3,3 м/с)	1,6-3,3	7,4	5,5	4,7	3,7	9,5-11,1	22	
15 км/год (4,2 м/с)	2-4	9,3	7	6	4,7	12-14	28	
30 км/год (8,4 м/с)	4-8	18,6	14	12	9,4	24-28	56	
45 км/год (12,6 м/с)	16-12	27,9	21	18	14,1	36-42	84	

На рис. 1.1 наведено залежності частоти збурення коливань гусеничного трактора від швидкості руху з урахуванням кроку гусеничного ланцюга.

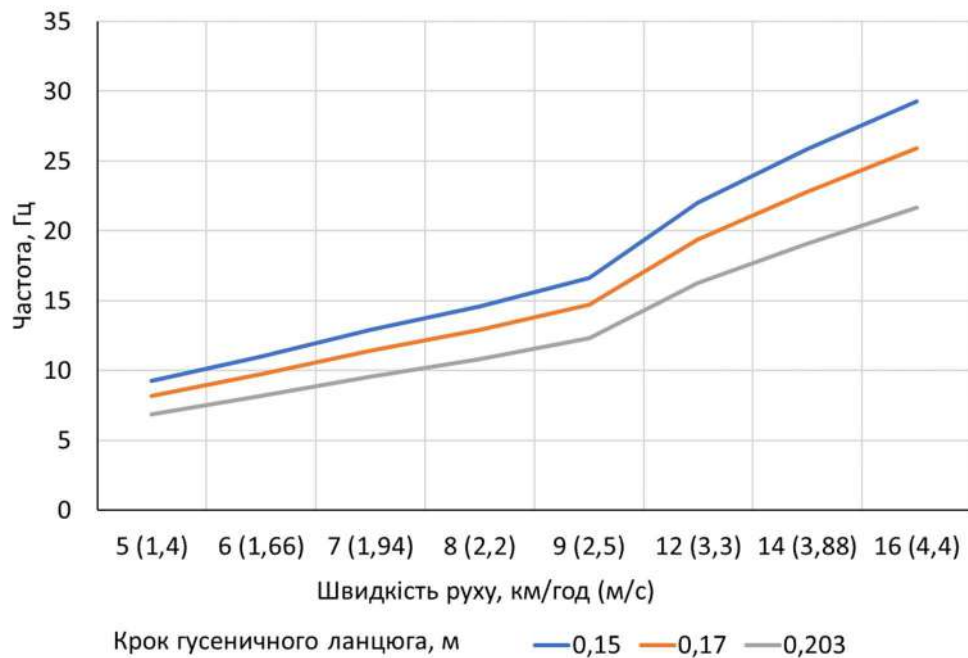


Рисунок 1.1 – Залежність частоти збурення коливань гусеничного трактора від швидкості руху з урахуванням кроку гусеничного ланцюга

Через удари при укладанні трака гусениці на ведуче колесо ці збурення через опорні підшипники ведучих коліс безпосередньо передаються на остов і викликають його коливання що мають широкий спектр (рис. 1.1). Ці збурення корпусних деталей і рами вільно доходять до опор кабіни. У колісного трактора такі збурення відсутні.

Розглядаючи зовнішні джерела збудження необхідно звернути увагу на нерівномірність дії крюкової сили тяги [88]. Експериментальними дослідженнями визначено спектральні щільності крюкового зусилля трактора ХТЗ-150К під час культивуації по дискованому полю та парі (рис. 1.2) [89]. Основна енергія спектру знаходиться в межах від 0 до 1 Гц, а друга гармоніка – 2,5-3,5 Гц.

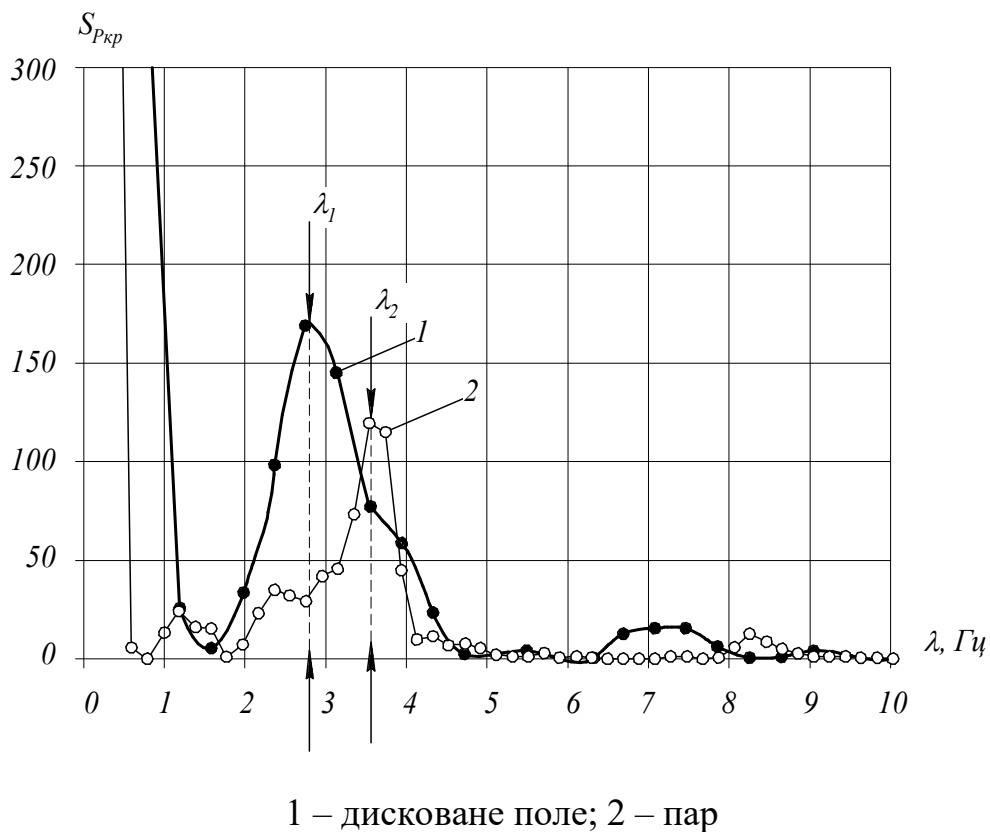


Рисунок 1.2 – Спектральні щільності крюкового зусилля трактора ХТЗ-150К під час культивуації

Друга гармоніка спектральної щільності (рис. 1.3) при швидкості руху МТА  $v = 11$  км/год трактора тягового класу 50 кН, має досить високі

амплітудно-частотні характеристики, що генеруються віброприскоренням робочого органу з пружною стійкою, які можна визначити з виразу [85]:

$$a = \frac{A_{p_{кр}}}{C_i} \cdot \lambda_i^2 \quad (1.6)$$

де  $A_{p_{кр}}$  – амплітуда коливання крюкового зусилля;  $C_i$  – жорсткість пружного елемента стійки робочого органу;  $\lambda_i$  – частота періодичної складової спектра.

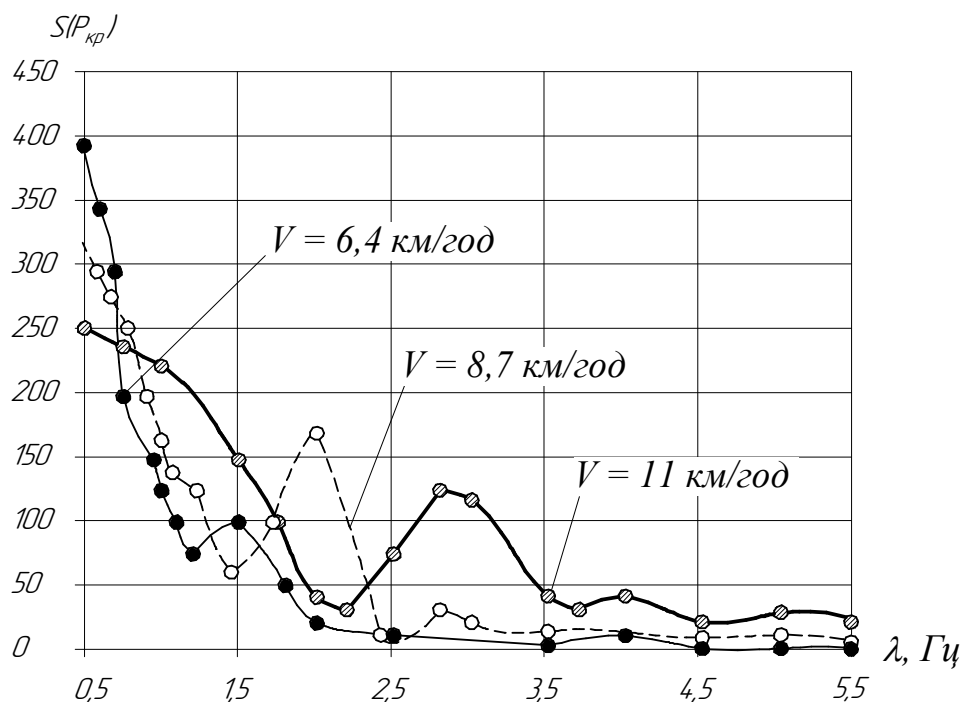


Рисунок 1.3 – Спектральні щільності крюкового зусилля трактора класу 50 кН

Таким чином, сільськогосподарські машини з робочими органами із пружними стійками генерують віброприскорення, що впливають на тяговий опір та створюють коливання остову трактора.

Тракторні двигуни внутрішнього згорання є джерелом підвищеної вібрації навіть при повній їх врівноваженості [79, 81, 85, 89, 90]. Ці вібрації передаються на остов як через опори двигуна, так і через трансмісію і ведучі колеса [87]. Найбільшу інтенсивність у двигуна, як правило, мають невідновжені сили інерції першого і другого порядків, що в діапазоні частот

обертання сучасних тракторних ДВЗ від  $n_{\min} = 900$  до  $n_{\max} = 2400$  об/хв, мають смугу частот від  $f_{\min} = \frac{n_{\min}}{60}$  Гц до  $f_{\max} = \frac{2n_{\max}}{60}$  Гц. Такий же порядок має і частота збурень від нерівномірності дії крутного моменту двигуна. Дійсно, для чотиритактного двоциліндрового двигуна за два оберти колінчастого вала крутний момент передається два рази. Кожен оберт колінчастого вала супроводжується зміною моменту на ньому і, відповідно, зміною реакцій на опорах двигуна [91]. Частота їх зміни  $f$  в загальному вигляді визначається зі співвідношення:

$$f_{\text{ДВЗ}} = \frac{(n \cdot m)}{30k}, \text{ Гц} \quad (1.7)$$

де  $n$  – число обертів колінчастого вала двигуна за хвилину;  $m$  – число циліндрів;  $k$  – тактність двигуна.

Тракторні двигуни мають, як правило, двох, чотирьох або шестициліндрові чотиритактні двигуни, тому основна частота збурень від нерівномірності крутного моменту (перша гармоніка) складе від 15 до 120 Гц [81, 85, 87].

Збурення, що передаються остову від трансмісії, виникають внаслідок нерівноваженості обертових мас (зубчасті колеса, вали, шківів), нерівномірності обертання валів через кінематику карданних передач, а також зачеплення зубів шестерень.

Частотний діапазон збурень визначається частотою обертання валів трансмісії  $n_t$ , а для шестерень – числом їх зубів  $z_{\text{ш}}$ :

$$f_t = \frac{(n_t z_{\text{ш}})}{60}, \text{ Гц} \quad (1.8)$$

Первинний вал коробки передач, що обертається зі швидкістю колінчастого валу двигуна, має частоти від  $f_{\min} \approx 200$  Гц до  $f_{\max} \approx 800$  Гц. Частоти для вищої транспортної передачі складають від 400 до 1600 Гц. Частотний діапазон збурень кінцевої передачі знижується до частот 30-150 Гц.

Таким чином, спектр частот збурень остова трактора лише від основних гармонік знаходиться від 0 до 800 Гц. Залишається актуальним завданням аналіз спектральної щільності цих збурень.

### 1.3 Вплив профілю опорної поверхні на динаміку елементів агрегату

Існує два методи аналітичного опису мікропрофілю опорної поверхні. Перший – представлення мікропрофілю у вигляді періодичних функцій. Метод розроблено акад. В. Н. Болтінським. Другий – представлення мікропрофіля як стаціонарної випадкової функції і завдання його кореляційною функцією і спектральною щільністю. Такий спосіб знайшов відображено у роботах Д. А. Чудакова, В. В. Гуськова, Р. В. Ротенберга, А. А. Силаєва, І. Б. Барського та ін.

Представлення мікропрофілю у вигляді періодичних функцій дозволило вирішити ряд завдань динаміки машин [92–94]. Відпрацьованість математичного апарату, наочність отриманих рішень, великий досвід застосування методів розрахунку, простота відтворення періодичних функцій в лабораторних умовах роблять більш прийнятним аналітичний опис мікропрофілю.

Однак, слід зазначити, що реальні сільськогосподарські фони не являють собою функції, близькі до періодичних, їх мікропрофіль носить випадковий характер. При визначенні допустимих швидкостей МТА, що рухаються по різним видам доріг, необхідно виходити з реальних умов руху і мікропрофіль розглядати як випадкову функцію часу, задану відповідними статистичними характеристиками. Найбільш повною статистичною характеристикою мікропрофілю є інтегральний і диференціальний закони розподілу [95].

Для практичних розрахунків мікропрофілі сільськогосподарських фонів досить повно описуються кореляційною функцією і спектральною щільністю, які характеризують мікропрофіль в часовій та частотних характеристиках [96, 97].

Для більш точної апроксимації можна застосовувати вирази вигляду [96]:

$$Q(l) = A_0 e^{-\alpha_0 |l|} (1 - \alpha_0 |l|) + \sum_{i=1}^m A_i e^{-\alpha_i |l|} \left( \cos \beta_i l + \frac{\alpha_i}{\beta_i} \sin \beta_i |l| \right), \quad (1.9)$$

або поліномом, що має вигляд [97]:

$$Q(l) = \sum_{i=1}^m A_i e^{-\alpha_i |l|} \cos \beta_i l, \quad (1.10)$$

де  $m$  – число членів полінома.

Стаціонарність реалізацій випадкового процесу опису мікропрофілю необхідно перевіряти за допомогою критерію серій. Така методика приведена у роботах І. С. Нагорського, Дж. Бендата, Л. Пірсола [45] та ін.

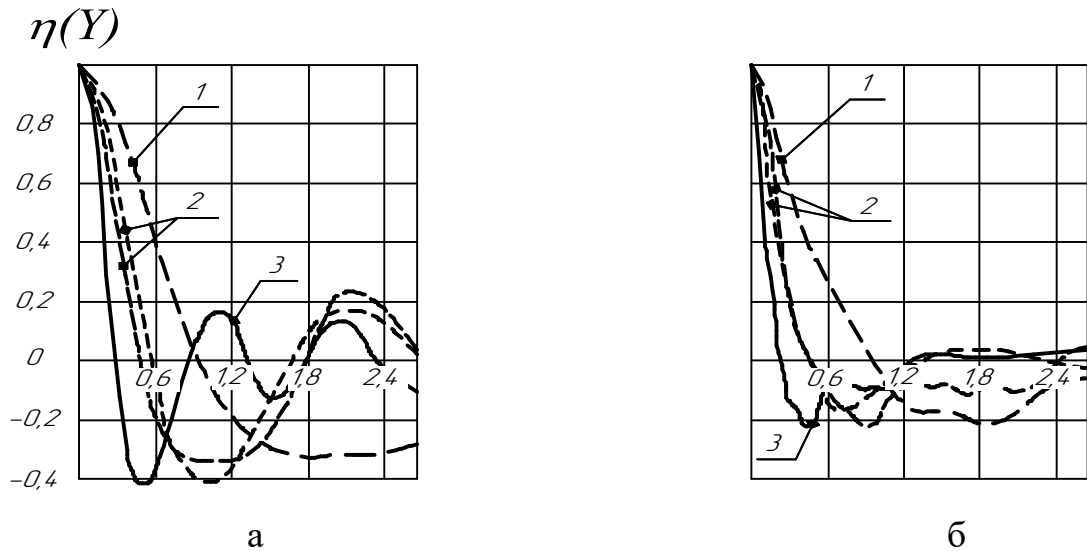
При дослідженні плавності ходу тракторів вплив може характеризуватися нерівностями під лівими і правими, під передніми і задніми колесами. У цьому випадку вводять взаємні кореляційні функції [98, 99], які характеризують зв'язок між впливами лівих і правих, передніх і задніх коліс.

Спектральна щільність впливу мікропрофілю може бути виражена через кореляційну функцію за допомогою прямого функціонального перетворення Фур'є:

$$S(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} Q(\tau) e^{-i\omega\tau} d\tau. \quad (1.11)$$

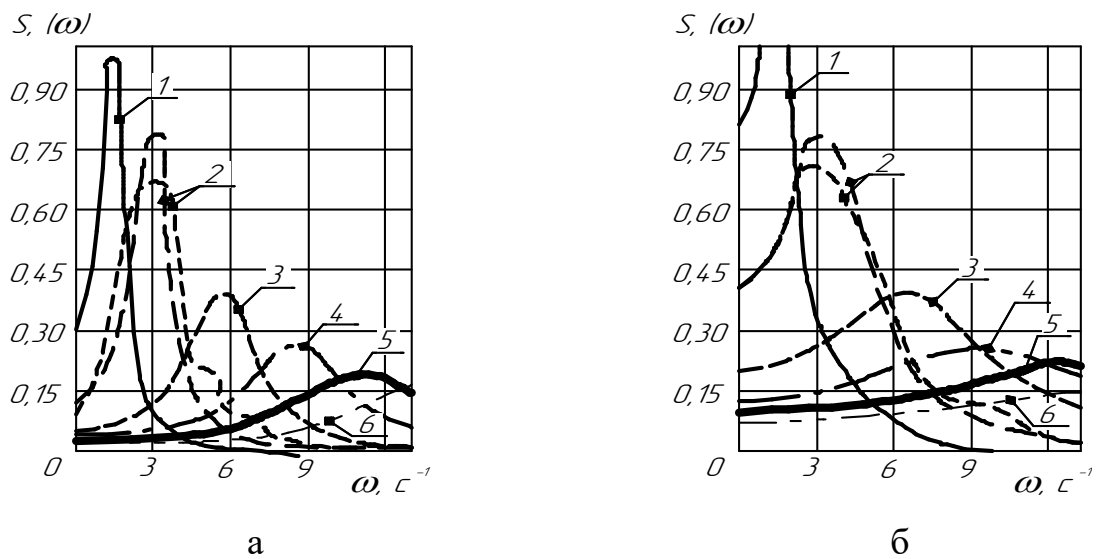
На рис. 1.4, а, б та 1.5, а, б наведено нормовані кореляційні функції і спектральні щільності впливу мікропрофілю доріг на машину при різних швидкостях руху.

Аналіз нормованих кореляційних функцій та спектральних щільностей показує, що найбільші значення спектральної щільності доріг відповідають частотам до  $8 \text{ с}^{-1}$ . Зі збільшенням швидкості впливу спектри частот розтягуються, а час кореляції і значення максимумів спектральної щільності зменшуються. Впливи, що обумовлені мікропрофілем дороги, носять випадковий характер і можуть бути апроксимовані з достатньою точністю експоненційно-косинусоїдальними виразами (1.9)–(1.11).



а – ґрунтова дорога; б – шосе; 1 –  $v = 1$  м/с; 2 –  $v = 2$  м/с; 3 –  $v = 4$  м/с;  
 — — розрахункові криві; - - - - експериментальні

Рисунок 1.4 – Нормовані кореляційні функція впливу дороги на машину для різних швидкостей руху

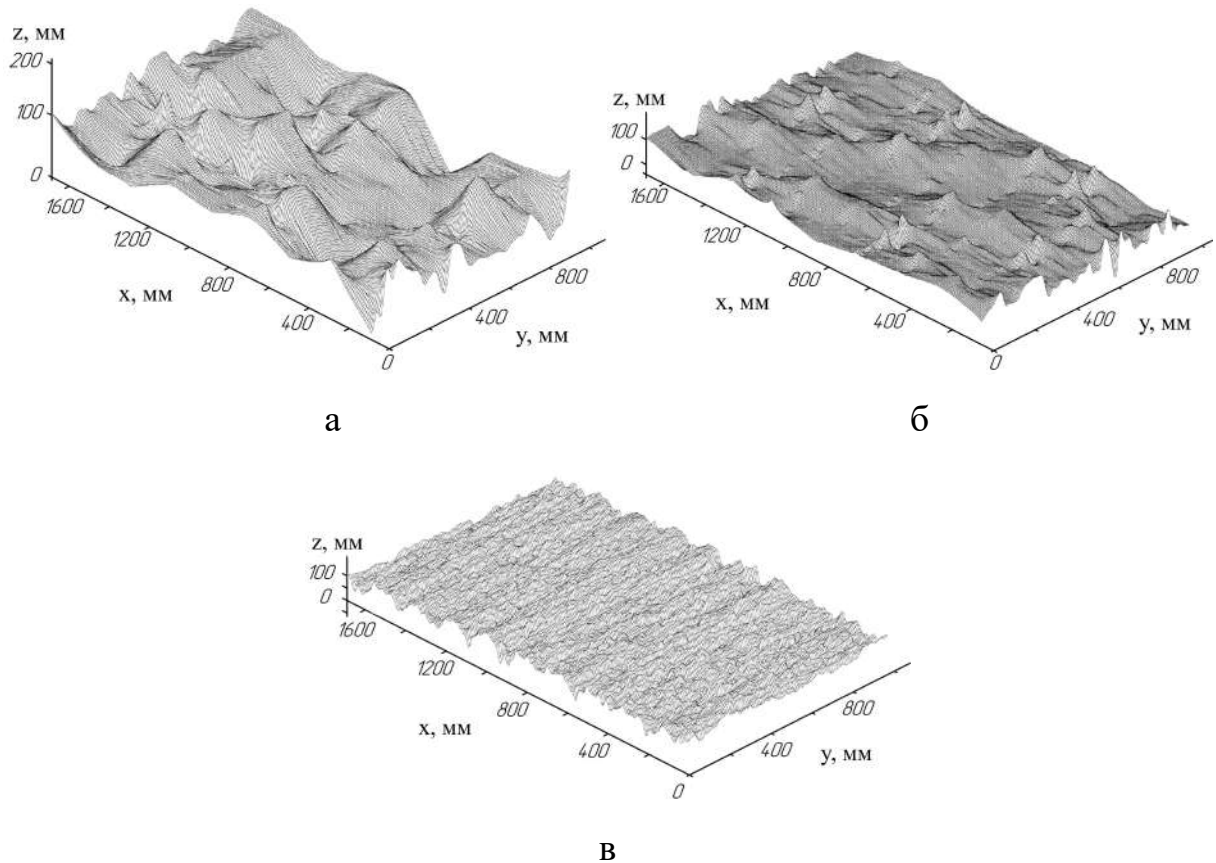


а – ґрунтова дорога; б – шосе; 1 –  $v = 1$  м/с; 2 –  $v = 2$  м/с; 3 –  $v = 4$  м/с;  
 4 –  $v = 6$  м/с; 5 –  $v = 8$  м/с; 6 –  $v = 10$  м/с;  
 — — розрахункові криві; - - - - експериментальні

Рисунок 1.5 – Нормовані спектральні щільності впливу дороги на машину для різних швидкостей руху

В роботі Kheiralla A. [100] профіль опорної поверхні представлено як DEM («цифрову модель рельєфу») (рис. 1.6).

Форму профілю визначено у точці відбору проб на полі після операції обробки дисковим плугом (рис. 1.6, а), дисковою бороною після дискового плуга (рис. 1.6, б), обертовою фрезою після дискового плуга (рис. 1.6, в).



а – дисковим плугом; б – дисковою бороною після дискового плуга;  
в – обертовою фрезою після дискового плуга

Рисунок 1.6 – Цифрова модель профілю поверхні ґрунту після обробки:

Основним джерелом виникнення коливань рами є мікронерівності профілю поля, які мають випадковий характер [95]. Плавність руху транспортних засобів розглядається на основі теорії ймовірності, спектрального і кореляційного аналізу випадкових процесів [82]. В якості критеріїв плавності руху використовуються максимальні значення прискорень характерної точки підресореної маси, середньоквадратичні значення прискорень, вид амплітудно-частотної характеристики системи або передавальної функції від впливів поля до точки [86]. Дослідження коливань елементів агрегатів наведено у роботах Аніловича В. Я., Артоболевського І. І., Булгакова В. М. [101, 102], Калініна Є. І [103], Шуляка М. Л. [104].



Коливання трактора, що виникають при виконанні технологічних операцій разом з навісним та причіпним обладнанням, пов'язаних з вирощуванням сільськогосподарських культур, призводять до порушення агротехнічних вимог для створення сприятливих умов зростання рослин (глибина обробітку ґрунту, закладення насіння та ін.), знижують тягово-зчіпні властивості трактора, погіршують умови праці водія, зменшують його працездатність, надають шкідливий вплив на роботу механізмів, викликаючи їх передчасний знос. Підвищення тягово-зчіпних властивостей та зменшення ущільнюючої дії рушіїв на ґрунт відображено у роботах Горячкіна В.П., Савочкіна В.А., Золотаревської Д. І. [27], Кушнар'ова А. С., Скотникова В. А., Солар'ова О. О. [105], Perumpral J. [106], Rytka J. [107] та ін.

Існуючі в рослинництві технології по вирощуванню польових культур супроводжуються багаторазовими проходами техніки по полю: комбайнів, тракторів, сільськогосподарських машин та автомобілів. Це призводить до підвищеного механічного впливу ходових систем на ґрунт. Сумарна площа слідів рушіїв при вирощуванні сільськогосподарських культур перевищує площу поля приблизно в два рази, від 6 до 20 разів піддається ущільненню 10–12% площі поля, від 1 до 6 разів – 65–80%, і тільки лише 10–15% площі не піддається впливу. Доведено, що збільшення щільності ґрунту з 1,0-1,2 г/см<sup>3</sup> до 1,5-1,6 г/см<sup>3</sup> супроводжується зниженням врожаю зернових до 20%, картоплі до 27%, зниженням ефективності застосування добрив до 40% і збільшенням до 18% сумарних витрат палива [109].

Кушнар'ов А. С. розробив математична модель, що об'єднує щільність ґрунту і врожайність сільськогосподарських культур:

$$Q = 1 - \left( a_1 (\rho_{\text{опт}} - \rho)^2 + a_2 (\rho_{\text{опт}} - \rho) \right), \quad (1.12)$$

де  $Q$  – урожай в частинах від максимального врожаю при  $\rho_{\text{опт}}$ ;  $\rho_{\text{опт}}$  – оптимальна щільність складання, г/см<sup>3</sup>;  $\rho$  – поточне значення щільності ґрунту, г/см<sup>3</sup>;  $a_1$ ,  $a_2$  – емпіричні коефіцієнти, що характеризують чутливість сільськогосподарської культури на зміну щільності ґрунту.

За ступнем негативного впливу ходових систем на щільність ґрунту трактори умовно можна розташувати у наступний ряд (рис 1.7).

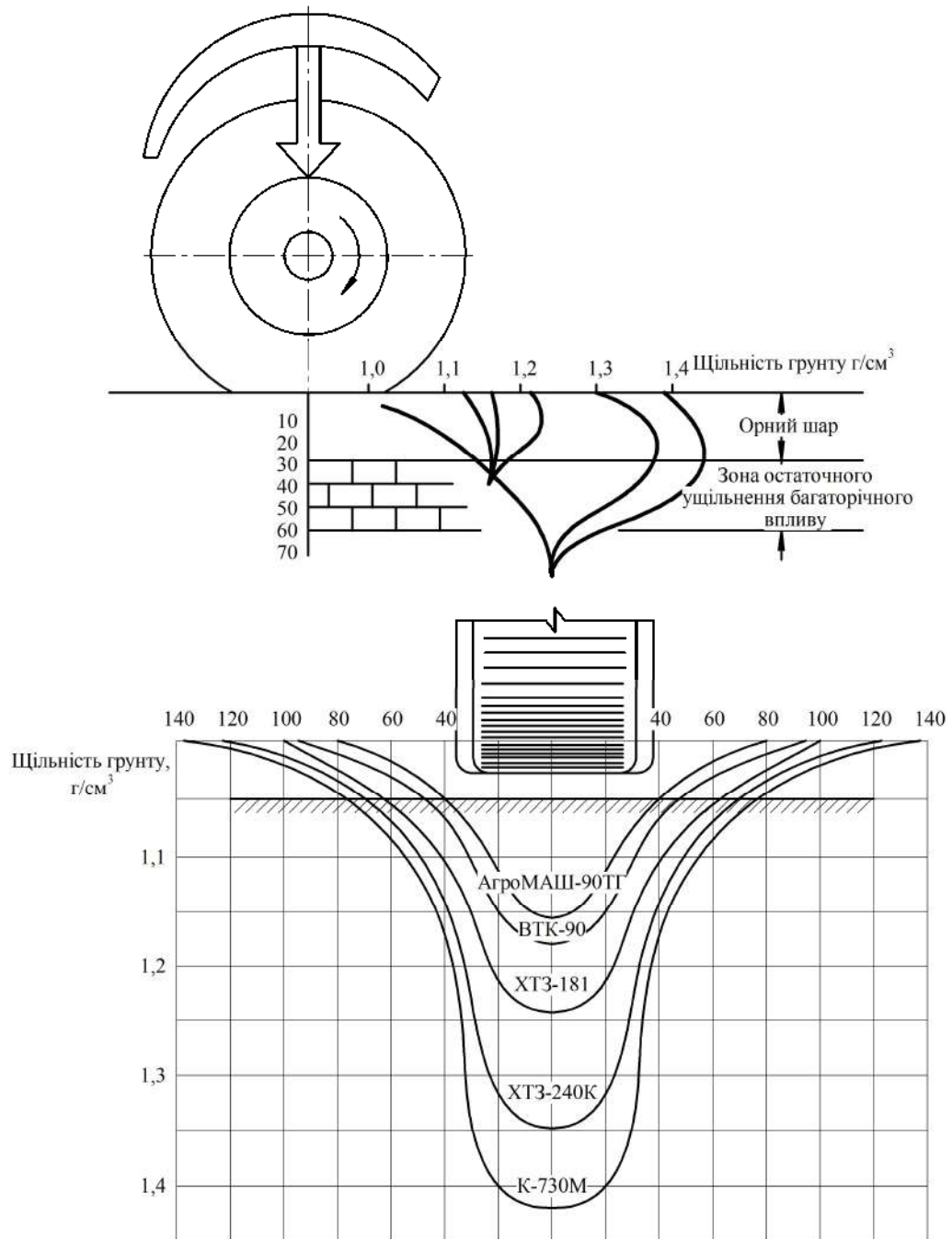


Рисунок 1.7 – Вплив рушіїв тракторів на ґрунт

Для зниження тиску на ґрунт існує ряд конструктивних і технологічних прийомів: обґрунтування раціональної опорної поверхні рушіїв гусеничних тракторів, встановлення здвоєних коліс, застосування аркових шин і шин низького тиску, заміна колісного рушія на гусеничний з трикутним обводом,

застосування резино-армованої гусениці, застосування перспективних технологій (пряма сівба, технологічна колія та ін.) або створення принципово нового трактора.

#### 1.4 Способи зниження коливань машинно-тракторних агрегатів

Коливання елементів машинно-тракторних агрегатів, що утворюються переліченими вище джерелами збуджень [95], призводять до погіршення виконання агротехнічних вимог через непрямолінійність траєкторії руху, переущільнення ґрунту та ін. Для зниження коливань тракторів та сільськогосподарських машин обґрунтовано такі заходи: застосування пружних елементів в трансмісії тракторів [79, 85, 89, 108]; активна навіска з пневмогідролічним пружним елементом [109]; пружне кріплення робочих органів сільгоспмашин; встановлення демпфуючих елементів між рамами [83]; застосування здвоєних/строєних коліс; баластування тощо.

Так як вертикальні коливання призводять до переущільнення родючого шару ґрунту що здійснюють потужні трактори [80], то до ефективних засобів зниження тиску на родючий шар відноситься встановлення на них здвоєних коліс [109, 110] (рис. 1.8). Величина середнього тиску ходових систем тракторів на ґрунт показує, що обладнання здвоєними колесами значно знижує рівень впливу рушіїв на ґрунт і наближає його до рівня, що відповідає агротехнічним вимогам.



Рисунок 1.8 – Трактори зі здвоєними колесами

Зі збільшенням маси трактора повинна збільшуватися і площа контакту колеса (гусениці) з поверхнею поля таким чином, щоб знизити тиск на ґрунт або зберегти на допустимому рівні.

Для технологічної адаптації, зниження коливань елементів колісних тракторів та підвищення їх продуктивності рекомендується встановлювати баласт (рис. 1.9) [112].

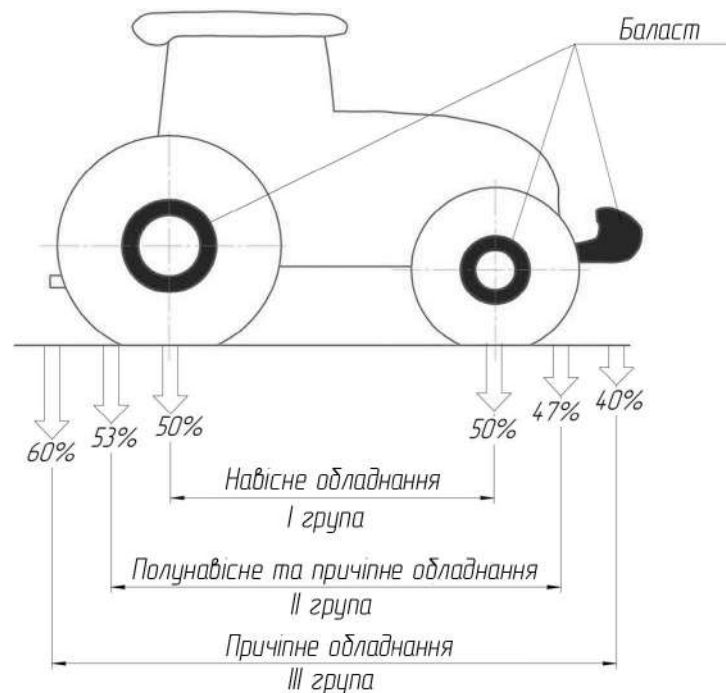


Рисунок 1.9 – Схема баластування колісного трактора

Баластування тракторів здійснюється в основному установкою знімних баластних вантажів попереду остова трактора на спеціальній кронштейні і на дисках задніх коліс, а також додаткового комплексу передніх і задніх коліс або тільки задніх. В окремих випадках на деяких моделях (Terrion 5280, Terrion 7360), вантажі встановлюються також на дисках передніх коліс [113].

Зниження негативного впливу коливань елементів агрегатів узагальнено у роботі Сидорова М. В. [114]. Обґрунтовано місця можливого встановлення в тракторі пружних елементів і демпфіруючих пристроїв (рис. 1.10).

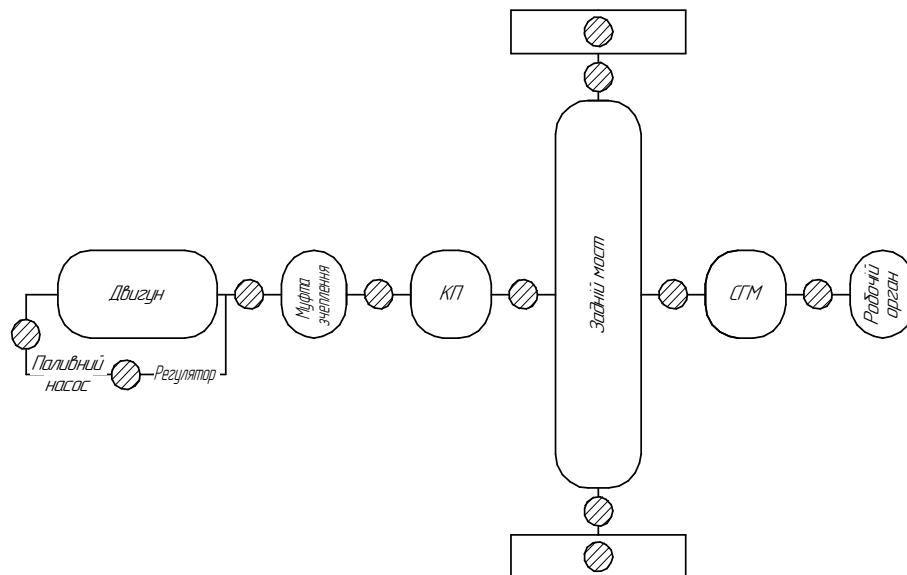


Рисунок 1.10 – Місця можливого встановлення в тракторі пружних елементів та демпфіруючих пристроїв

Наприклад, використання пружної зчипки на орному агрегаті дозволило знизити коливання тягового опору і підвищити середню швидкість руху [114]. Наявність пружних елементів в зчипному пристрої покращує динаміку розгону МТА: мінімальні обороти двигуна в період рушання і розгону підвищуються в середньому на 5-15% в порівнянні з жорсткою зчипкою.

Застосування демпфіруючих елементів в трансмісії сільськогосподарського трактора наведено у роботі Нехорошева Д. А. [115]. Це дозволило знизити крутильні коливання з боку двигуна і досягти зменшення динамічних навантажень в трансмісії. Застосування еластичного елемента на валу зчеплення дозволило на сталому режимі роботи агрегату стабілізувати навантаження, знизило витрату палива на 5,7% та збільшити продуктивність на 4%.

Для зниження коливань остова трактора агрегатованого з сільськогосподарською машиною розроблено та досліджено систему активного демпфування (рис. 4) [109].

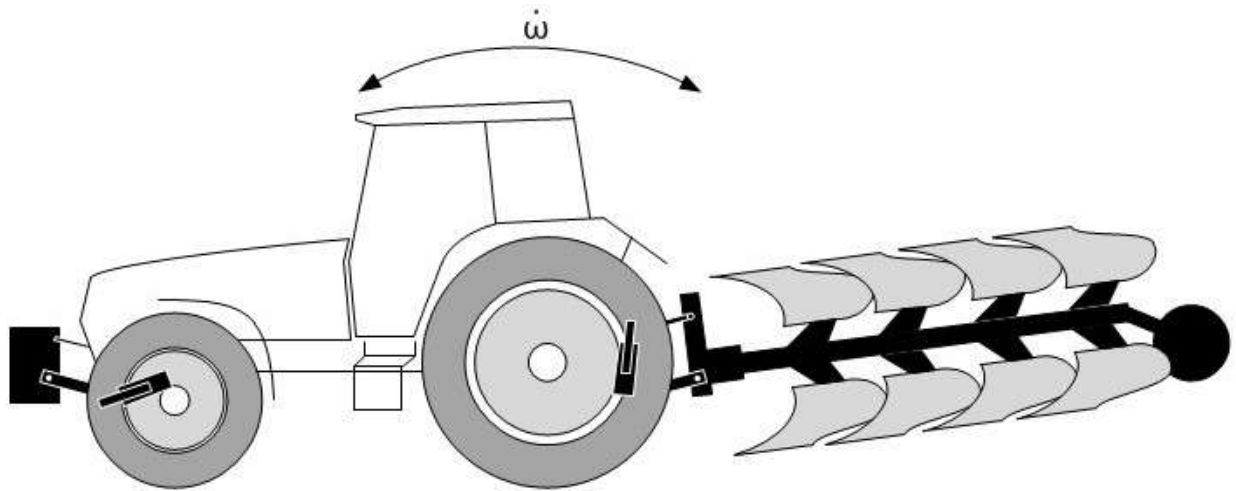
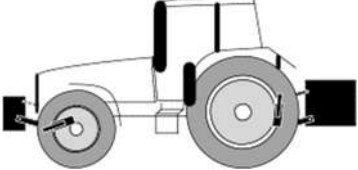
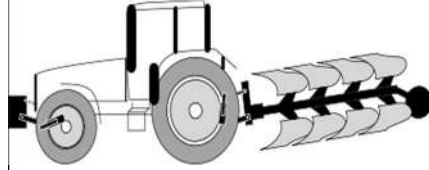


Рисунок 1.11 – Схема кутового переміщення трактора з переднім баластом та плугом

Середньоквадратичне кутове прискорення для двох режимів роботи системи (включено\вимкнено) наведено в табл. 1.2.

Таблиця 1.2 – Середньоквадратичне кутове прискорення остова трактора

Дослід				
	$\dot{\omega}$ , рад/с <sup>2</sup>			
	–	з системою активного демпфування	–	з системою активного демпфування
№ 1	0,386	0,305	0,431	0,289
№ 2	0,429	0,301	0,416	0,277
№ 3	0,452	0,295	0,431	0,282
№ 4	0,392	0,298	0,412	0,284
№ 5	0,384	0,313	0,418	0,281
Середнє значення	0,409	0,303	0,422	0,283
Зниження, %		25%		32%

Експериментальні дослідження проведено для трактора з баластом, що був розташований на передній та задній навісках трактора. Встановлено, що у трактора з баластом, який розташований на передній та задній навісках, застосування системи активного демпфірування знижує середньоквадратичне

кутове прискорення остова на 25 %. Для другої конфігурації отримано зменшення на 32 %.

Таким чином, проаналізовані заходи зниження коливань елементів машинно-тракторних агрегатів дозволяють суттєво покращити продуктивність, знизити витрату палива й динамічні навантаження.

### 1.5 Висновки по розділу та обґрунтування напряму дослідження

Проблеми підвищення ефективності експлуатації МТА вирішували Агєєв Л. Е., Василенко П. М., Кацигін В. В., Кіртбая Ю. К., Кравчук В. І., Ксеневич І. П., Кутьков Г. М., Лебедев А. Т., Медведев М. І., Мельник В. І., Надикто В. Т., Погорілий Л. В. та ін. Проблеми підвищення продуктивності та взаємозв'язок з динамікою МТА вирішувались Авдєєвим В. М., Адамчуком В. В., Андрєєвим Ю. М., Артьомовим М. П., Козаченком О. В., Кюрчевим В. М., Пастуховим В. І., Подригало М. А., Рославцевим А. В., Самородовим В. Б., Werner R., Shabana A. A., Blundell M. та ін. Встановлено, що підвищення продуктивності вимагає збільшення енергоємності тракторів, підвищення швидкості руху агрегатів та призводить до збільшення динамічної навантаженості елементів МТА, підвищення рівня коливань і вібрацій. Залишається не вирішеною задача зниження коливань елементів МТА при збільшенні енергоємності ЕЗ.

Дослідження коливань елементів МТА наведено у роботах Аніловича В. Я., Артоболевського І. І., Булгакова В. М., Калініна Є. І., Шуляка М. Л. та ін. Визначено, що основним джерелом виникнення коливань рами є нерівності профілю поля, які мають випадковий характер. Вплив профілю опорної поверхні на динаміку елементів МТА, враховуючи рух у тривимірному просторі, недостатньо досліджено.

Вирішення задач підвищення тягово-зчіпних властивостей ЕЗ та зменшення ущільнюючої дії рушіїв на ґрунт відображено у роботах Горячкіна В. П., Савочкіна В. А., Золотаревської Д. І., Клімова А. В., Кушнарьова А. С., Соларьова О. О. та ін. Встановлено, що коливання елементів агрегатів які

виникають при виконанні технологічних операцій, призводять до порушення агротехнічних вимог, знижують тягово-зчіпні властивості ЕЗ, погіршують умови праці оператора.

Узагальненням результатів відомих досліджень встановлено, що залишається не вирішеною задача зниження коливань елементів багатоелементного МТА у тривимірному просторі застосуванням здвоєних колісних систем та баластуванням з урахуванням профілю опорної поверхні.

Тому для вирішення науково-прикладного завдання підвищення ефективності експлуатації машинно-тракторних агрегатів зниженням коливань його елементів необхідно провести дослідження динаміки МТА, оцінити вплив профілю опорної поверхні, баластування та здвоєних колісних систем.



## РОЗДІЛ 2

### ЕФЕКТИВНІСТЬ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ТА ДИНАМІКА МАШИННО-ТРАКТОРНИХ АГРЕГАТИВ З УРАХУВАННЯМ ПРОФІЛЮ ОПОРНОЇ ПОВЕРХНІ Й КОЛИВАНЬ В ТРИВИМІРНОМУ ПРОСТОРИ

В процесі роботи машинно-тракторні агрегати піддаються впливу безлічі зовнішніх факторів, що призводять до зміни вертикальних навантажень на ходову частину та двигун. Наприклад, це неоднорідності фізико-механічних властивостей оброблюваного ґрунту, нерівності дорожнього полотна, нерівномірність тягового опору з боку агрегатованої сільськогосподарської машини. Ці впливи носять, випадковий характер і описуються випадковими функціями. Крім того, сам машинно-тракторний агрегат, його двигун або трансмісія також є джерелами коливань та вібрацій.

Конструкція енергетичного засобу МТА включає в себе велику кількість інерційних мас, з'єднаних валами, зчепленням, пружними муфтами та іншими пружними елементами з різною тангенціальною жорсткістю [116]. Ці деталі конструкції утворюють складні інерційно-пружно-дисипативні коливальні системи, взаємодія яких здійснюється за допомогою пружних і дисипативних елементів [73, 75, 103].

Пружні елементи мають здатність накопичувати потенційну енергію. Пружні властивості мають всі пружинні елементи конструкції та пневматичні шини – колеса, що піддаються радіальній та тангенціальній деформаціям.

Дисипативні елементи мають властивість дисипації (розсіювання) енергії. Дисипація енергії відбувається за рахунок розсіювання тепла, викликаними силами внутрішнього тертя, що виникають від тертя поверхонь деталей конструкції або гідравлічним (в'язкісним) тертям рідини об стінки гідросистеми внаслідок механічної роботи.

Скласти найбільш повну динамічну модель трактора або агрегату з високою достовірністю досить складно. Розрахунок вертикальних прискорень та динамічних навантажень в системі «агрегат-трактор-трансмісія-двигун-

остов» виконується через дослідження спрощеної динамічної моделі ідеалізованого трактора або агрегату. В такому випадку, замість реального МТА приймається еквівалентна йому в динамічному відношенні розрахункова схема (фізична модель), до складу якої входять інерційні маси, які замінюють окремі рухомі маси, пружні елементи, та елементи що характеризують податливість деталей трансмісії [79, 89, 103].

Для теоретичних досліджень і розрахунків коливань елементи трактора та агрегату схематизуються та спрощуються з урахуванням того, що елементи які мають незначний вплив на поведінку колівальної системи в цілому не враховуються [89].

МТА є складною системою для аналізу, тому для її спрощення приводять всі жорсткості пружних зв'язків, моменти інерції і коефіцієнти демпфірування до одного елемента зазвичай до колінчастого валу двигуна [75, 77, 117].

Для визначення коефіцієнтів демпфірування в механічних системах зазвичай використовуються емпіричні результати, які засновані на спостереженнях за затухаючими коливаннями [118].

Математичні моделі технічних об'єктів повинні відображати фізичні властивості об'єктів, при цьому моделі повинні бути якомога спрощеними, але такі математичні моделі повинні бути адекватними. Модель вважається адекватною, якщо відображає результати з прийнятною точністю або узгодженістю теоретичного та експериментального результатів.

Відповідно, розробка математичної моделі МТА є складним завданням і неминуче пов'язане з ідеалізацією досліджуваного об'єкта.

## 2.1 Метод оцінки динаміки енергетичного засобу з урахуванням впливу профілю опорної поверхні

Дослідження динаміки ЕЗ з шарнірно-з'єднаною рамою, що враховують нерівності опорної поверхні потребують складання кінематичних схем, динамічних та математичних моделей досліджуваної машини.

При складанні математичних моделей ЕЗ та агрегату були прийняті наступні припущення:

1. Елементи МТА досліджено, як абсолютно тверді тіла та весь агрегат симетричний щодо поздовжньої площини.

2. Коливальні процеси в МТА створюються нерівностями (профілем) опорної поверхні та неоднорідностями фізико-механічних властивостей ґрунту.

3. Не враховувалися процеси, які відбуваються в гідроприводі рульового керування:

– втрати тиску в гідросистемі через знос трибоз'єднань елементів гідроприводу;

– фізіологічні особливості організму оператора внаслідок втоми, тощо.

4. Не враховуються процеси, які відбуваються в трансмісії.

5. Не враховувалися динамічні характеристики двигуна в процесі розгону та гальмування агрегату.

6. Бічні зусилля на шинах обмежені зчепленням коліс з опорною поверхнею.

Виконано теоретичні дослідження для трактора шарнірно-з'єднаної компоновки серії ХТЗ-240К виробництва ПАТ «ХТЗ».

Розв'язання проблеми динаміки трактора та МТА з урахуванням коливань в трьох вимірному просторі потребує складання кінематичної схеми (рис. 2.1) та динамічної моделі трактора з шарнірно-з'єднаною рамою (рис. 2.2) [1, 6].

Метод побудови математичної моделі динаміки МТА, як багатоелементного (багатомасового) агрегату довільних структур, докладно розглянуто у роботах [75–77]. Існуючий метод базується на складанні кінематичних зв'язків між елементами агрегату та автоматичного формування рівнянь динаміки.

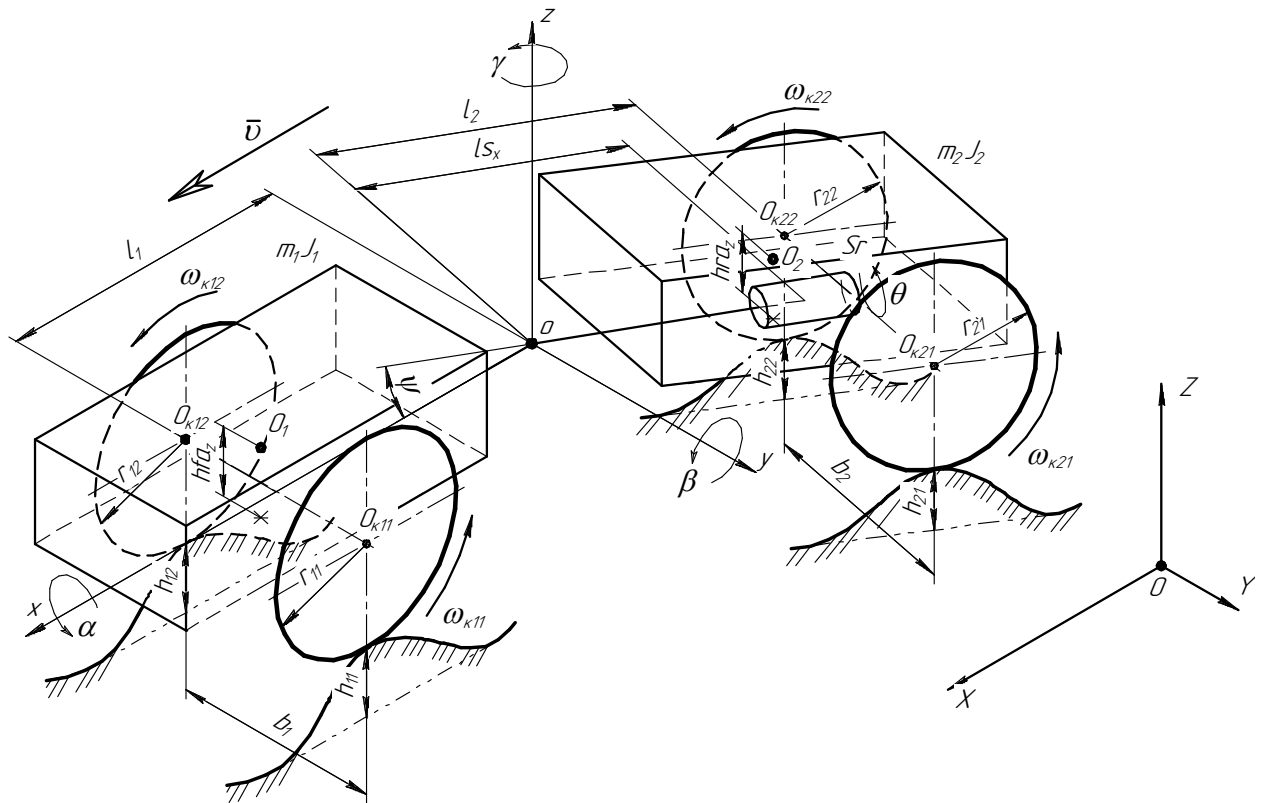


Рисунок 2.1 – Кінематична схема трактора з шарнірно-з'єднаною рамою

На схемах (рис. 2.1, 2.2) та математичній моделі динаміки трактора та МТА використано такі позначення:

- $XOYZ$  – глобальна система координат;
- $хоуз$  – зв'язана система координат;
- т.  $o$  – центр мас трактора;
- т.  $O$  – центр глобальної системи координат;
- $\alpha, \beta, \gamma$  – кути повороту трактора навколо відповідних осей  $x, y, z$ ;
- $m_1, m_2$  – маса першої та другої піврами трактора;
- $J_{1x}, J_{1y}, J_{1z}, J_{2x}, J_{2y}, J_{2z}$  – приведені моменти інерції першої та другої піврами трактора щодо відповідних осей;
- $v$  – поступальна швидкість руху;
- $\psi$  – кут зламу піврам трактора;
- $h_{11}, h_{12}, h_{21}, h_{22}$  – висота профілю опорної поверхні для переднього лівого, переднього правого, заднього лівого, заднього правого коліс;
- $l_1$  – відстань від центра мас до осі передніх коліс;

- $l_2$  – відстань від центра мас до осі задніх коліс;
- $b_1, b_2$  – колія передніх та задніх коліс;
- $hfa_z, hra_z$  – відстань від центра мас трактора до осі передніх і задніх коліс по осі  $z$ ;
- $r_{11}, r_{12}, r_{21}, r_{22}$  – радіус переднього лівого, переднього правого, заднього лівого, заднього правого колеса;
- $P_{k11}, P_{k12}, P_{k21}, P_{k22}$  – дотична сила тяги на передньому лівому, передньому правому, задньому лівому, задньому правому колесах;
- $M_{k11}, M_{k12}, M_{k21}, M_{k22}$  – крутний момент на передньому лівому, передньому правому, задньому лівому, задньому правому колесах;
- $P_{f11}, P_{f12}, P_{f21}, P_{f22}$  – сила опору коченню переднього лівого, переднього правого, заднього лівого, заднього правого коліс;
- $P_{\delta11}, P_{\delta12}, P_{\delta21}, P_{\delta22}$  – сила бічного відведення переднього лівого, переднього правого, заднього лівого, заднього правого коліс;
- $C_{u11}, C_{u12}, C_{u21}, C_{u22}$  – приведена жорсткість шини переднього лівого, переднього правого, заднього лівого, заднього правого коліс;
- $k_{u11}, k_{u12}, k_{u21}, k_{u22}$  – приведений коефіцієнт демпфування шини переднього лівого, переднього правого, заднього лівого, заднього правого коліс.

В якості керуючого впливу на трактора прийнято кут зламу піврам трактора  $\psi$ .

Без урахування неголономних зв'язків рама трактора має, як тверде тіло, 6 ступенів свободи та 6 незалежних швидкостей  $\dot{X}, \dot{Y}, \dot{Z}, \omega_x, \omega_y, \omega_z$ . З урахуванням кута  $\psi$  та неголономного зв'язку, як миттєвого центра швидкостей у площині  $xu$ , кількість незалежних швидкостей стає 4 –  $\dot{X}, \dot{Y}, \dot{Z}, \omega_y$ .

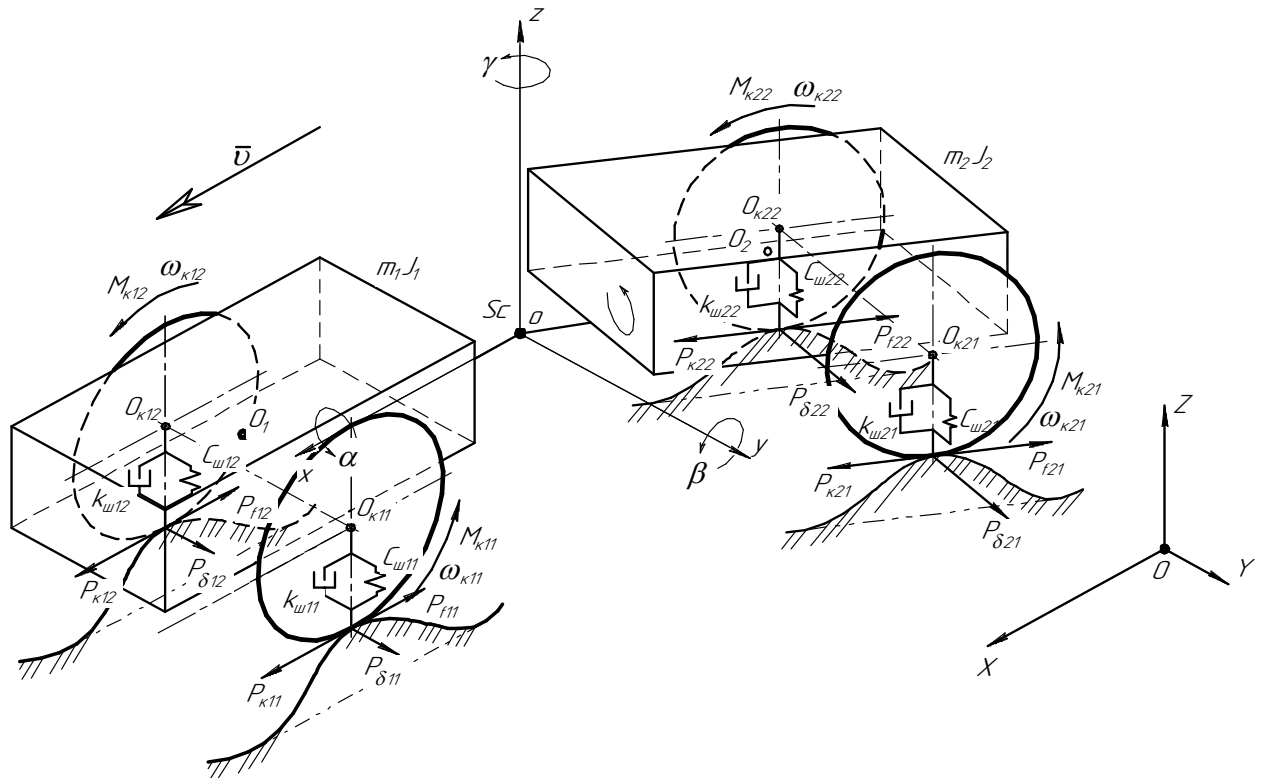


Рисунок 2.2 – Динамічна модель трактора з шарнірно-з'єднаною рамою

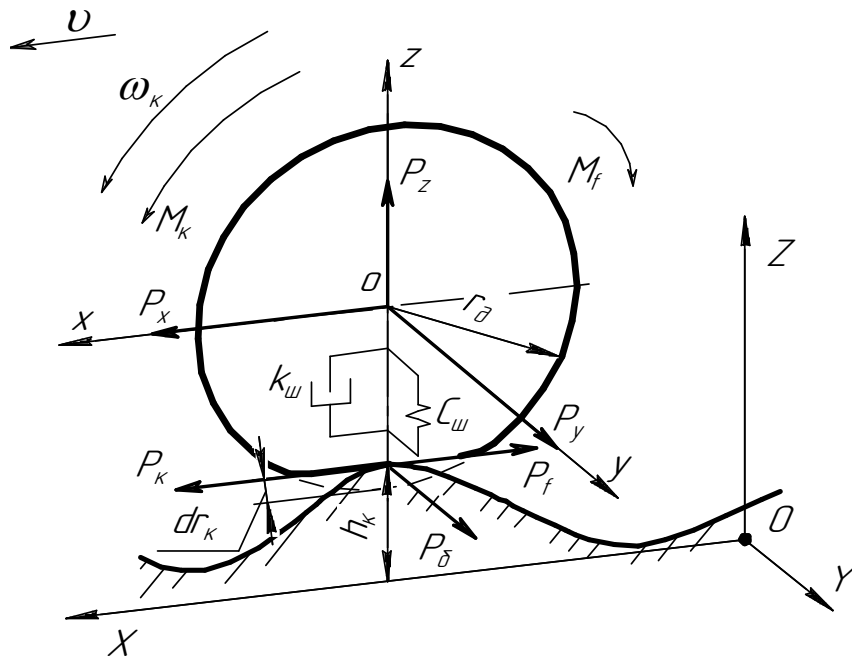
Розглядаючи випадок руху трактора без буксування та з урахуванням обертання коліс число ступенів свободи зростає ще на 4. Формула визначення кутової швидкості обертання коліс без урахування буксування має вигляд:

$$\omega_{ij} = \frac{v_{C_{ij}xy}}{Z_{C_{ij}}}, \quad (2.1)$$

де  $Z_{C_{ij}}$  – апліката центра мас колеса в абсолютній системі координат.

Рух трактора у складі машинно-тракторного агрегату по полю під час виконання технологічних операцій виробництва продукції рослинництва супроводжується буксуванням ведучих коліс [37, 81, 119]. Буксування коліс трактора знаходиться у межах від 0 до 15%, тому необхідно його враховувати при дослідженнях динаміки МТА. На буксування впливає багато факторів такі, як навантаження на колесо [3, 7, 13, 17], момент [120] та тиск в шині [121], тому перераховані впливи також необхідно враховувати.

Складено динамічну модель колеса, що враховує перелічені вище фактори та таку модель наведено на рис. 2.3.



$XOYZ$  – глобальна (нерухлива) система координат;  $xoyz$  – зв'язана система координат;  $\omega_k$  – кутова швидкість обертання;  $v$  – поступова швидкість руху;  $h_k$  – висота профілю ґрунту;  $r_d$  – динамічний радіус колеса;  $dr_k$  – динамічна деформація колеса у вертикальному напрямі;  $P_x, P_y, P_z$  – сили, що діють на колесо прикладені до його центра;  $P_k$  – дотична сила тяги;  $M_k$  – крутний момент;  $P_f, M_k$  – сила та момент опору кочення;  $P_\delta$  – сила бічного уводу;  $k_w$  і  $C_w$  – податливість та жорсткість шини у вертикальному напрямі

Рисунок 2.3 – Динамічна модель колеса

Модель колеса може використовувати постійний коефіцієнт опору кочення або залежність від тиску і швидкості [121, 122]. Сила опору кочення дорівнює нулю, коли нормальна сила, що діє на поверхні колеса-дороги, менше або дорівнює нулю [123, 124].

Для динамічної моделі колеса, що враховує сталий коефіцієнт опору коченню, залежність сили опору кочення має вигляд:

$$P_f = \mu F_z, \quad (2.2)$$

де  $\mu$  – коефіцієнт опору коченню.

Якщо коефіцієнт опору коченню має гіперболічну форму, що виключає розрив при  $v=0$ , коефіцієнт опору коченню розраховується з виразу:

$$\mu = \mu_0 \tanh\left(\frac{v}{v_{\max}}\right), \quad (2.3)$$

де  $\mu_0$  – асимптотичний коефіцієнт опору коченню;  $v_{\max}$  – максимальна швидкість руху колеса.

Однак використаємо модель колеса, що враховує залежності від тиску та швидкості, тоді залежність сили опору кочення прийме вигляд:

$$P_f = \left(\frac{P}{P_0}\right)^\alpha \left(\frac{P_z}{P_{z0}}\right)^\beta P_{z0} \cdot (A + B|v| + Cv^2), \quad (2.4)$$

де  $P, P_0$  – дійсний та номінальний тиск у шині;  $P_z, P_{z0}$  – дійсне та номінальне навантаження на колесо;  $\alpha, \beta, A, B, C$  – апроксимуючі коефіцієнти.

Враховуючи формули (опору кочення) (2.3), (2.4) та кочення колеса без буксування (2.1) складено математичну модель колеса, що має вигляд:

$$\begin{cases} J_{kij} \dot{\omega}_{kij} = M_{kij} - r_{dij} \left( P_{kij} - \left(\frac{P_{ij}}{P_{0ij}}\right)^\alpha \left(\frac{P_{zij}}{P_{z0ij}}\right)^\beta P_{z0ij} \cdot (A + B|v_{Cij}| + Cv_{Cij}^2) \right), \\ \omega_{kij} = \frac{v_{Cij,xy}}{r_{dij} \delta_{kij}}, \\ r_{dij} = r_{kij} - dr_{kij}. \end{cases} \quad (2.5)$$

Залежність буксування колеса від сили тяги на гаку трактора отримана експериментально (див. розд. 4.4) [3, 5] та має вигляд:

$$\delta = a_0 P_k^n + a_1 P_k^{n-1} + \dots + a_n, \quad (2.6)$$

де  $P_k$  – тягове зусилля на гаку трактора;  $a_1, a_2, \dots, a_n$  – коефіцієнти поліному;  $n$  – порядок поліному.

Експериментальними дослідженнями тракторів серії ХТЗ-240К визначено, що залежність буксування від сили тяги на гаку трактора (2.6) може мати порядок від 3 до 5 ( $n = 3 \dots 5$ ) [3–5].

Висоту профілю опорної поверхні задано для лівого та правого борта колісного трактора задано окремо, як функції від часу:



$$\begin{aligned}
h_{11} &= h_{\text{л}}(t); \\
h_{12} &= h_{\text{п}}(t); \\
h_{21} &= h_{\text{л}}(t + \Delta t); \\
h_{22} &= h_{\text{п}}(t + \Delta t); \\
\Delta t &= \frac{l}{v},
\end{aligned} \tag{2.7}$$

де  $h_{\text{л}}(t)$ ,  $h_{\text{п}}(t)$  – функція висоти профілю опорної поверхні для лівого та правого борта трактора;  $l$  – база трактора;  $v$  – швидкість руху.

Розроблена математична модель колеса (2.5) враховує буксування  $\delta_{\text{к}}$  та його залежність від дотичної сили  $P_{\text{к}}$  на колесі, а також  $dr_{\text{к}}$  динамічну деформацію колеса у вертикальному напрямі, що розраховується програмно під час досліджень [36, 57, 75].

Геометричні та кінематичні властивості динамічної моделі описано як узагальненими координатами і узагальненими швидкостями:

$$\mathbf{q} = \{q_1, q_2, \dots, q_s\}; \quad \dot{\mathbf{q}} = \{\dot{q}_1, \dot{q}_2, \dots, \dot{q}_s\}, \tag{2.8}$$

так і узагальненими координатами та псевдошвидкостями:

$$\boldsymbol{\pi} = \{\pi_1, \pi_2, \dots, \pi_m\}; \quad \dot{\boldsymbol{\pi}} = \{\dot{\pi}_1, \dot{\pi}_2, \dots, \dot{\pi}_m\}. \tag{2.9}$$

Трактор, як двомасова динамічна система (рис. 2.1, 2.2) має просторовий рух ланок, тому рівняння динаміки представлено у вигляді рівнянь Апеля [1]:

$$\sum_{i=1}^n \left\{ \tilde{\mathbf{W}}_{C_i}^T m_i \vec{a}_{C_i} + \tilde{\mathbf{W}}_{\omega_i}^T \left( [\tilde{\mathbf{J}}_i] \cdot \vec{\varepsilon}_i + \vec{\omega}_i \times [\tilde{\mathbf{J}}_i] \cdot \vec{\omega}_i \right) \right\} - \tilde{\mathbf{W}}_P^T \mathbf{P} = 0, \tag{2.10}$$

де  $n$  – число твердих тіл у досліджуваній моделі;  $m_i$ ,  $[\tilde{\mathbf{J}}_i]$ ,  $\vec{a}_{C_i}$ ,  $\vec{\omega}_i$ ,  $\vec{\varepsilon}_i$  – маса, тензор інерції, прискорення центра мас, кутова швидкість і кутове прискорення  $i$ -го тіла;  $\tilde{\mathbf{W}}_{C_i}$ ,  $\tilde{\mathbf{W}}_{\omega_i}$  – структурні матриці відповідно радіус-векторів центрів мас і кутових швидкостей тіл, формули для яких наведено нижче;  $\mathbf{W}_P$  – структурна матриця силових елементів.

Метод формування рівнянь динаміки багатоелементних МТА з довільним розташуванням елементів підтвердив свою ефективність [75, 76].

Вектори  $\vec{a}_{C_i}$  задано в абсолютній системі координат, а вектори  $\vec{\omega}_i, \vec{\varepsilon}_i$  – у пов’язаних із тілами системах координат (звичайно з осями – головними осями інерції). Структурні матриці  $\tilde{\mathbf{W}}_{C_i}, \tilde{\mathbf{W}}_{\omega_i}$  формуються через матрицю геометричних елементів  $\mathbf{G}$ :

$$\tilde{\mathbf{W}}_{C_i}^u = \frac{\partial \vec{r}_{C_i}}{\partial \mathbf{\pi}} = \frac{\partial \vec{v}_{C_i}}{\partial \dot{\mathbf{\pi}}} = \mathbf{W}_{C_i}^u \mathbf{G}, \quad (2.11)$$

$$\tilde{\mathbf{W}}_{\omega_i}^u = \frac{\partial \vec{\omega}_i^{(i)}}{\partial \dot{\mathbf{\pi}}} = \mathbf{W}_{\omega_i}^u \mathbf{G} \quad (2.12)$$

Також кінематичні параметри  $\vec{a}_{C_i}, \vec{\omega}_i, \vec{\varepsilon}_i$  програмно сформовано автоматично за геометричними і диференціальними структурами:

$$\ddot{\vec{r}}_{C_i} = \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial \vec{r}_{C_i}}{\partial \mathbf{q}} \dot{\mathbf{q}} + \frac{\partial \vec{r}_{C_i}}{\partial t} \right) = \frac{d}{dt} \left[ \mathbf{W}_{C_i}^u (\mathbf{G} \dot{\mathbf{\pi}} + \boldsymbol{\gamma}) + \frac{\partial \vec{r}_{C_i}}{\partial t} \right] = \tilde{\mathbf{W}}_{C_i}^u \ddot{\mathbf{\pi}} + \dots, \quad (2.13)$$

$$\vec{\omega}_i^{(i)} = \mathbf{W}_{\omega_i}^u \dot{\mathbf{q}} = \tilde{\mathbf{W}}_{\omega_i}^u \dot{\mathbf{\pi}} + \dots, \quad (2.14)$$

$$\vec{\varepsilon}_i^{(i)} = \frac{d}{dt} (\tilde{\mathbf{W}}_{\omega_i}^u \dot{\mathbf{\pi}} + \dots) = \tilde{\mathbf{W}}_{\omega_i}^u \ddot{\mathbf{\pi}} + \dots \quad (2.15)$$

Матриця  $\mathbf{G}$  у транспонованому вигляді є загальним співмножником та відповідно для випадку просторового руху динамічної моделі трактора одержано рівняння у вигляді:

$$\mathbf{G}^T \left( \sum_{i=1}^n \left\{ \mathbf{W}_{C_i}^{uT} m_i \vec{a}_{C_i} + \mathbf{W}_{\omega_i}^{uT} \left( [\vec{J}_i^{(i)}] \cdot \vec{\varepsilon}_i^{(i)} + \vec{\omega}_i^{(i)} \times [\vec{J}_i^{(i)}] \cdot \vec{\omega}_i^{(i)} \right) \right\} - \mathbf{W}_P^T \mathbf{P} \right) = 0. \quad (2.16)$$

Рівняння динаміки неголономної системи отримано лінійною комбінацією рівнянь динаміки голономної системи з коефіцієнтами, взятими з лінійної форми [36]. Для чисельного інтегрування систему загальних диференціальних рівнянь (СЗДР) (2.16) перетворено до нормальної форми Коші в псевдокоординатах  $\mathbf{q}$  та  $\mathbf{v}$ :

$$\begin{cases} \dot{\mathbf{q}} = \mathbf{G}\mathbf{v} + \mathbf{g} \\ \dot{\mathbf{v}} = \mathbf{M}^{-1}\mathbf{F} \end{cases} \quad (2.17)$$

де  $\mathbf{M} = \sum_{i=1}^n \left\{ \mathbf{W}_{C_i}^T m_i \mathbf{W}_{C_i} + \mathbf{W}_{\omega_i}^T [\vec{J}_i] \mathbf{W}_{\omega_i} \right\}$  – матриця інерції системи;  $\mathbf{F}$  – вектор-матриця узагальнених сил системи.

Початковими умовами для системи (2.17) є значення узагальнених координат і незалежних узагальнених швидкостей (псевдошвидкостей) у початковий момент часу:

$$\mathbf{q}|_{t=0} = \mathbf{q}_0, \quad \boldsymbol{\pi}|_{t=0} = \boldsymbol{\pi}_0.$$

Динамічна модель трактора (рис. 2.1, 2.2) має чотири узагальнених координати, тобто чотири ступені свободи та 6 незалежних координат із залежними варіаціями. Вектор узагальнених координат  $\dot{\mathbf{q}}$  та вектор незалежних координат із залежними варіаціями у формі Коші мають вигляди:

$$\dot{\mathbf{q}} = \begin{bmatrix} X^T \\ Y^T \\ Z^T \\ \beta^T \end{bmatrix}^T; \quad \dot{\mathbf{v}} = \begin{bmatrix} \alpha^T \\ \gamma^T \\ \omega_{\kappa 11} \\ \omega_{\kappa 12} \\ \omega_{\kappa 21} \\ \omega_{\kappa 22} \end{bmatrix}^T, \quad (2.18)$$

де  $X^T, Y^T, Z^T$  – повздовжня, поперечна та вертикальна координата центра мас трактора;  $\beta^T$  – кут повороту центра мас трактора навколо осі  $Y$ ;  $\omega_{\kappa 11}, \omega_{\kappa 12}, \omega_{\kappa 21}, \omega_{\kappa 22}$  – кутові швидкості обертання коліс трактора (переднього лівого, переднього правого, заднього лівого, заднього правого).

Математична модель динаміки трактора з шарнірно-з'єднаною рамою, що враховує рух коліс по профілю опорної поверхні та коливань елементів рами в трьох вимірному просторі має вигляд:

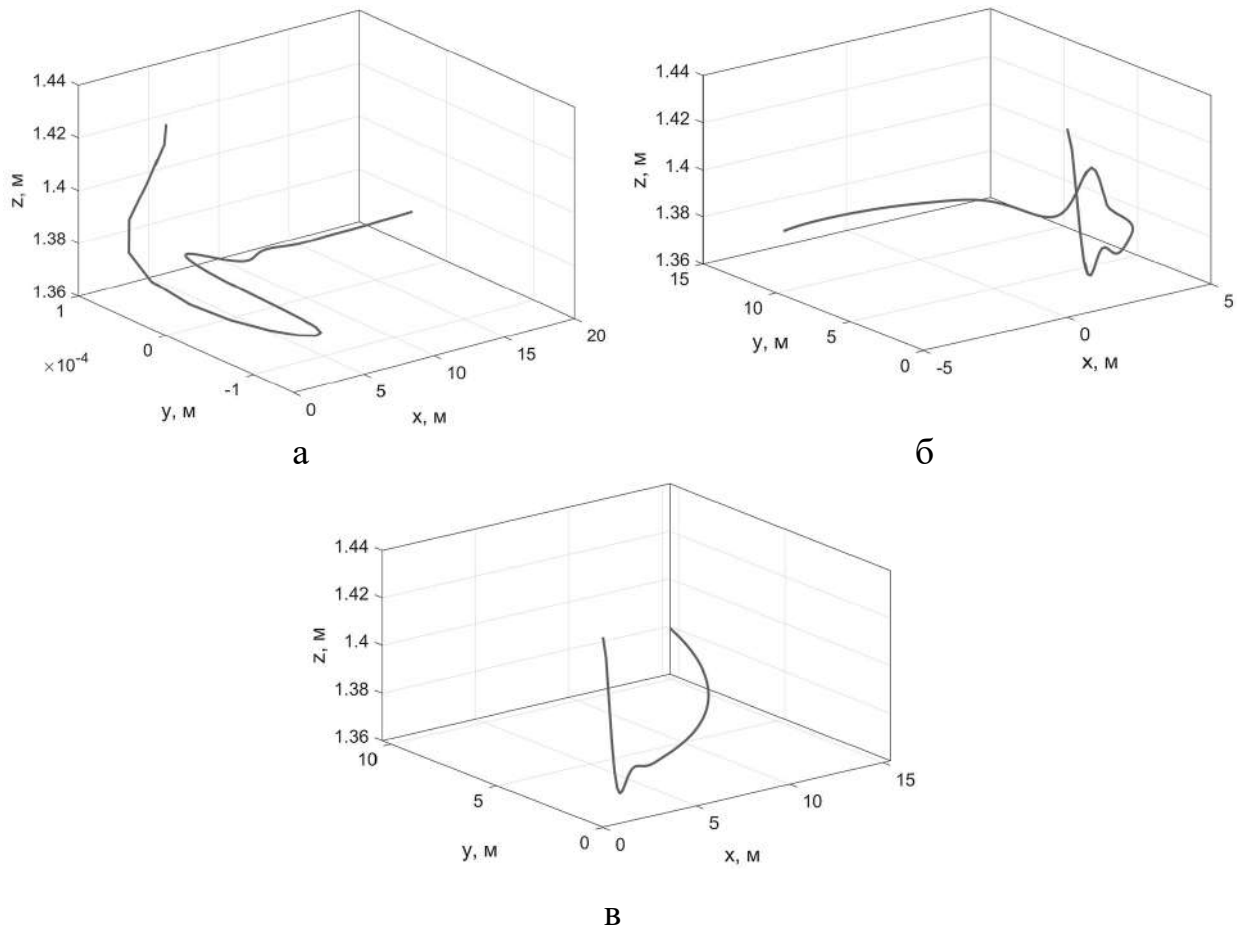
$$\left\{ \begin{array}{l}
\dot{X}^T = f_1(\mathbf{G}, \mathbf{g}, \mathbf{M}, \mathbf{F}); \\
\dot{Y}^T = f_2(\mathbf{G}, \mathbf{g}, \mathbf{M}, \mathbf{F}); \\
\dot{Z}^T = f_3(\mathbf{G}, \mathbf{g}, \mathbf{M}, \mathbf{F}); \\
\beta^T = f_4(\mathbf{G}, \mathbf{g}, \mathbf{M}, \mathbf{F}); \\
\dot{\alpha}^T = \frac{a^T \dot{X}^T + b^T \dot{Y}^T + c \dot{Z}^T - \beta^T (d^T \cos \gamma^T + \sin \gamma^T)}{\cos \gamma^T - d^T \sin \gamma^T}; \\
\dot{\gamma}^T = \alpha^T \beta^T + v B_x^T \frac{\operatorname{tg} \gamma^T}{l^T}; \\
J_{\kappa ij} \dot{\omega}_{\kappa ij} = M_{\kappa ij} - r_{\text{дij}} \left( P_{\kappa ij} - \left( \frac{P_{ij}}{P_{0ij}} \right)^\alpha \left( \frac{P_{zij}}{P_{z0ij}} \right)^\beta P_{z0ij} \cdot (A + B |v_{Cij}| + C v_{Cij}^2) \right); \\
\omega_{\kappa ij} = \frac{v_{Cij,xy}}{(r_{\kappa ij} - dr_{\kappa ij}) \delta_{\kappa ij}}; \\
h_{11} = h_{\text{п}}(t); \\
h_{12} = h_{\text{п}}(t); \\
h_{21} = h_{\text{п}}(t + \Delta t); \\
h_{22} = h_{\text{п}}(t + \Delta t),
\end{array} \right. \quad (2.19)$$

де  $f_i$  – функції від векторів-матриць;  $\mathbf{G}$  – розраховано з виразу (2.16);  $\mathbf{g}$ ,  $\mathbf{M}$ ,  $\mathbf{F}$  – розраховано з формули (2.17);  $i = 1, \dots, 4$  – номер узагальненої координати.

Розв'язано систему лінійних диференційних рівнянь (2.16)–(2.18) методом Краута [56] за допомогою ССКА «КиДиМ» [57] та чисельно – в MatLab/GNU Octave [14].

2.2 Динаміка просторового руху машинно-тракторного агрегату з урахуванням впливу профілю опорної поверхні

Виконано теоретичне дослідження руху трактора ХТЗ-242К.20 з постійною швидкістю руху  $v=2,8$  м/с та заданому куті зламу піврам  $0, 0,15$  та  $0,45$  рад. Вихідні дані для розрахунку математичної моделі наведено у додат. А. Профіль опорної поверхні прийнятий рівним без нахилу до горизонту  $h_{11}(t) = h_{12}(t) = h_{21}(t) = h_{22}(t) = 0$ . Теоретично розраховано траєкторії руху трактора (рис 2.4).



а –  $\psi = 0$  рад; б –  $\psi = 0,15$  рад; в –  $\psi = 0,45$  рад

Рисунок 2.4 – Траєкторія руху трактора при заданому куті зламу піврам трактора та швидкості руху  $v = 2,8$  м/с

На початку руху трактора присутній перехідний процес, що виявляється у зниженні по вертикалі положення центра мас трактора на 0,03-0,05 м через деформацію коліс (рис. 2.4). При прямолінійному русі висота центру мас трактора змінюється від 1,44 м до 1,39 м, розмах коливань по осі у складає  $1,46 \cdot 10^{-4}$  м (рис. 2.4, а). При встановленому куті зламу піврам трактора 0,15 та 0,45 рад висота центру мас трактора змінюється від 1,44 м до 1,38 м (рис. 2.4, б-в).

Виконаємо дослідження динаміки просторового руху трактора та МТА з урахуванням впливу профілю опорної поверхні. З аналізу попередніх досліджень [63, 78, 79, 94] висоту профілю опорної поверхні можна описати поліномом вигляду:

$$h_{ij} = \sum_{k=1}^m A_{ijk} \sin(\omega_{ijk} t + \varphi_{ijk}), \quad (2.20)$$

де  $k$  – порядковий номер гармоніки;  $m$  – кількість гармонік;  $ij$  – порядковий номер колеса;  $A_{ijk}$  – амплітуда  $ij$ -колеса  $k$ -гармоніки профілю опорної поверхні;  $\omega_{ijk}$  – частота  $ij$ -колеса  $k$ -гармоніки профілю опорної поверхні;  $\varphi_{ijk}$  – фаза  $ij$ -колеса  $k$ -гармоніки профілю опорної поверхні.

За результатами експериментальних досліджень профіль поверхні поля після оранки, що описується поліномом (2.20), зображено на рис. 2.5.

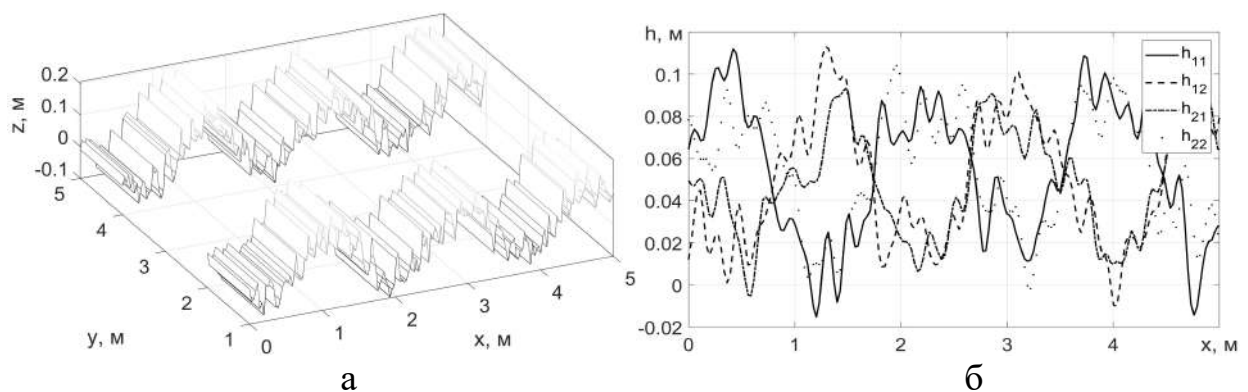


Рисунок 2.5 – Форма профілю опорної поверхні (а) та залежність висоти профілю опорної поверхні від часу (поле після оранки)

На рис. 2.5, а зображено форму профілю опорної поверхні для окремих бортів трактора та наведено залежність висоти профілю опорної поверхні  $h_{11}$ ,  $h_{12}$ ,  $h_{21}$ ,  $h_{22}$  від часу для чотирьох коліс трактора (рис. 2.5, б).

Розмах коливань висоти профілю опорної поверхні для поля після оранки складає 0,135 м, медіана – 0,0503 м, а середньоквадратичне відхилення дорівнює  $\bar{x} = 0,03$  (рис. 2.5).

Спектральна щільність висоти профілю опорної поверхні має дві гамоніки: одна з частотою 1,5 Гц зі значенням 0,03 та друга – 0,004 на частоті 15,6 Гц (рис. 2.6).

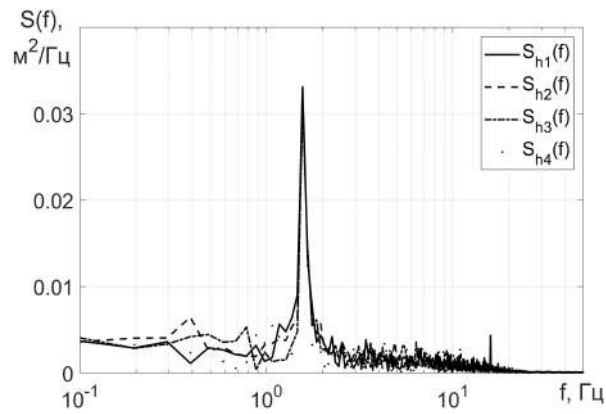


Рисунок 2.6 – Спектральна щільність профілю опорної поверхні (поле після оранки)

Профіль поля підготовленого під посів, що математично описаний поліномом для кожного колеса трактора наведено на рис. 2.7. Для цього профілю також розраховано спектральну щільність висоти профілю опорної поверхні (рис. 2.8).

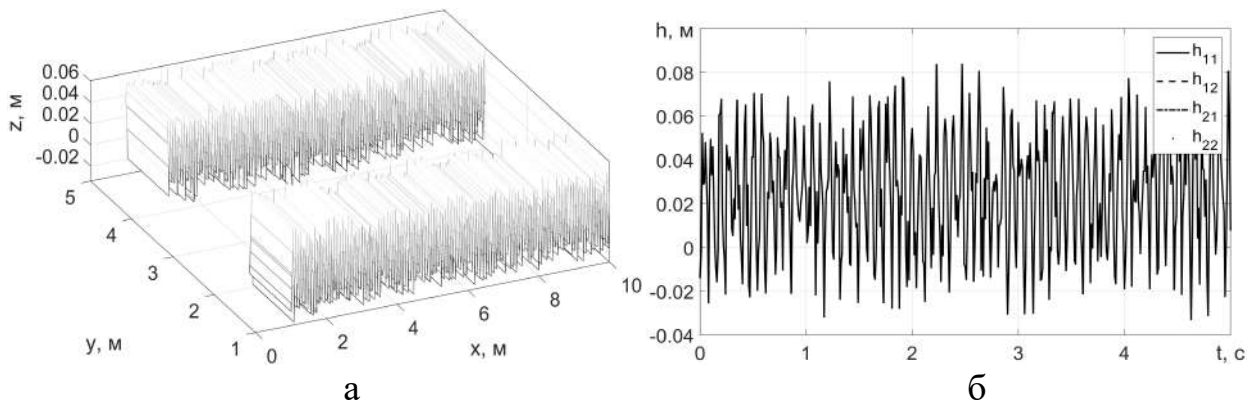


Рисунок 2.7 – Форма профілю опорної поверхні (а) та залежність висоти профілю опорної поверхні від часу (поле підготовлене під сівбу)

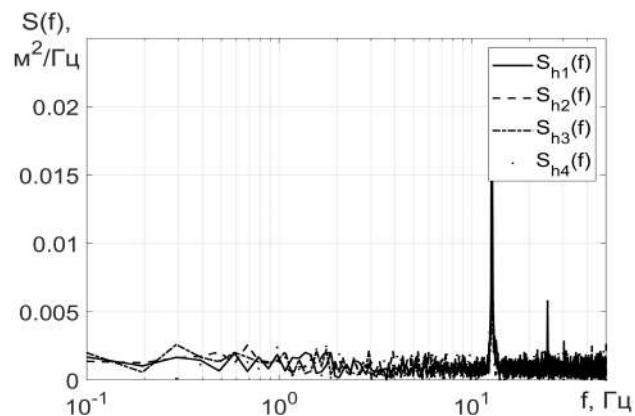


Рисунок 2.8 – Спектральна щільність висоти профілю опорної поверхні (поле підготовлене під сівбу)

На рис. 2.7 наведено розмах коливань висоти профілю опорної поверхні для поля підготовленого під посів й складає 0,115 м, медіана – 0,0252 м, а середньоквадратичне відхилення дорівнює  $\bar{x} = 0,025$ . Спектральна щільність висоти профілю опорної поверхні має дві гамоніки: одна з частотою 12,7 Гц зі значенням 0,02 та друга – 0,004 на частоті 24,8 Гц (рис. 2.8).

Для випадку руху одиночного трактора (без агрегатованої сільськогосподарської машини) отримано залежності кутів повороту (орієнтації) (рис. 2.9, а) та проєкцій швидкостей зв'язаної системи координат трактора  $xuzo$  (рис. 2.9, б); залежності швидкостей обертання коліс трактора (рис. 2.10, а) та їх динамічних радіусів (рис. 2.10, б) від часу; спектральну щільність амплітуди віброприскорення зв'язаної системи координат трактора  $xuzo$  у вертикальному напрямі (рис. 2.11) при масі трактора (без баласту)  $m_T = 8600$  кг та швидкості руху  $v = 2,8$  м/с.

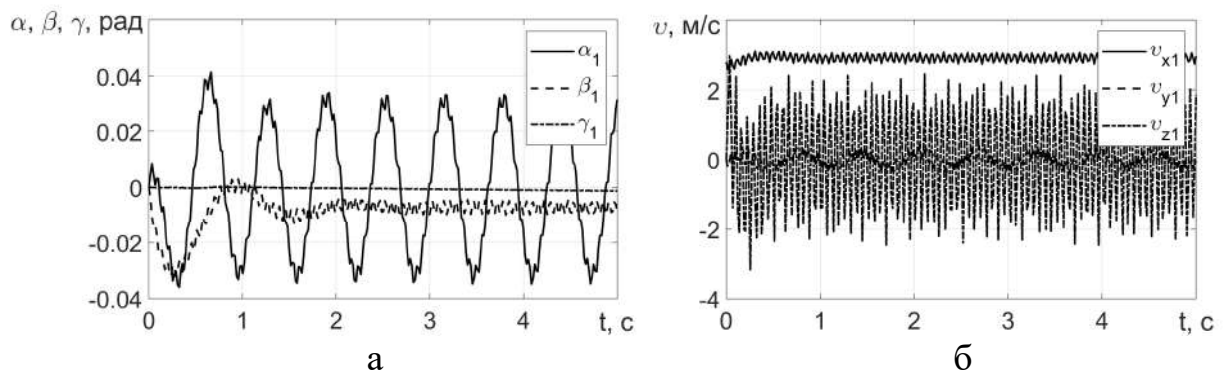


Рисунок 2.9 – Залежності кутів повороту (орієнтації) (а) та проєкцій швидкостей центру мас (б) трактора до відповідних осей від часу

Рух трактора супроводжується коливаннями рами навколо осі  $x$  (рис. 2.9, а). Розмах коливань кута повороту рами навколо осі  $x$  складає 0,07 рад, а період складає 0,63 с. Коливання рами трактора навколо осі  $y$  мають вигляд затухаючих, розмах яких складає 0,03 рад з періодом 0,66 с. При прямолінійному русі кут повороту рами навколо осі  $z$  є постійним і дорівнює нулю.

Швидкість руху трактора у повздовжньому напрямі (по осі  $x$ ) відповідає агротехнічній швидкості руху при сівбі  $v_x = 2,8$  м/с (рис. 2.9, б). Розмах коливань швидкості у вертикальному напрямі (по осі  $z$ ) значно більше ніж у



поперечному (по осі  $y$ ) та відповідно дорівнює 4,4 м/с і 0,41 м/с, а їх період складає – 0,63 с. Визначено, що форма профілю опорної поверхні найбільш впливає на швидкість руху рами трактора у вертикальному напрямі.

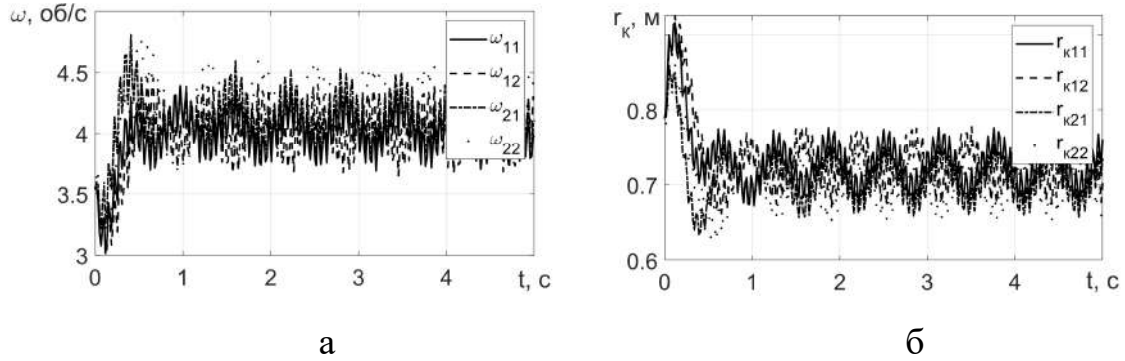


Рисунок 2.10 – Залежності швидкостей обертання коліс трактора (а) та їх динамічних радіусів (б) від часу

Необхідно зазначити, що профіль опорної поверхні має безпосередній вплив на рушії трактора. Колеса трактора можна представити як динамічні моделі з пружними та демпфіруючими елементами, які мають безпосередній вплив на динаміку. Середня швидкість обертання коліс 4,15 об/с. Розмах коливань швидкостей обертання коліс складає 0,625 об/с (рис. 2.10, а).

Колеса трактора також піддаються впливу коливального характеру. Динамічний радіус коліс має розмах коливань 0,11 м, найбільший значення радіусу дорівнює 0,75 м, а найменше – 0,68 м (рис. 2.10, б).

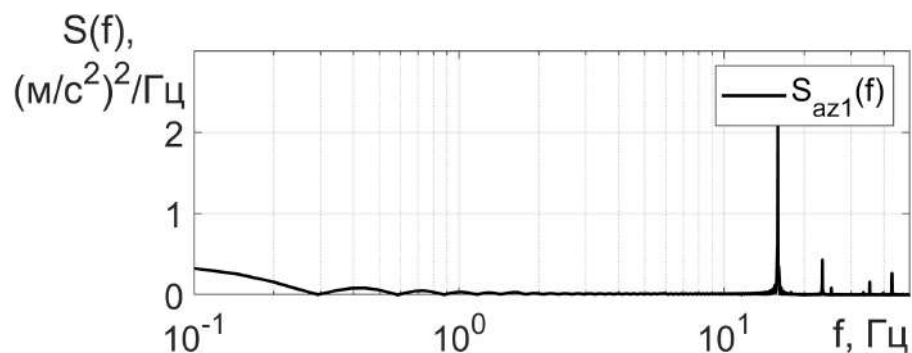


Рисунок 2.11 – Спектральна щільність амплітуди віброприскорення центра мас трактора у вертикальному напрямі

Найбільша енергія амплітуди віброприскорень рами трактора у вертикальному напрямі спостерігається на частоті 15,9 Гц зі значенням 2,188; друга гармоніка  $S_{az1}(23,44) = 0,386$ ; третя –  $S_{az1}(35,3) = 0,144$  та четверта –  $S_{az1}(42,87) = 0,24$  (рис. 2.11).

### 2.3 Оцінка впливу профілю опорної поверхні на динаміку машинно-тракторного агрегату

Дослідимо вплив профілю опорної поверхні на динаміку машинно-тракторного агрегату в складі трактора ХТЗ-242К та сівалки Vega-8 Profi виробництва ПАТ «Ельворті». Технічні характеристики сівалки наведено у додат. Б.

Складено динамічну модель, що наведено на рис. 2.12.

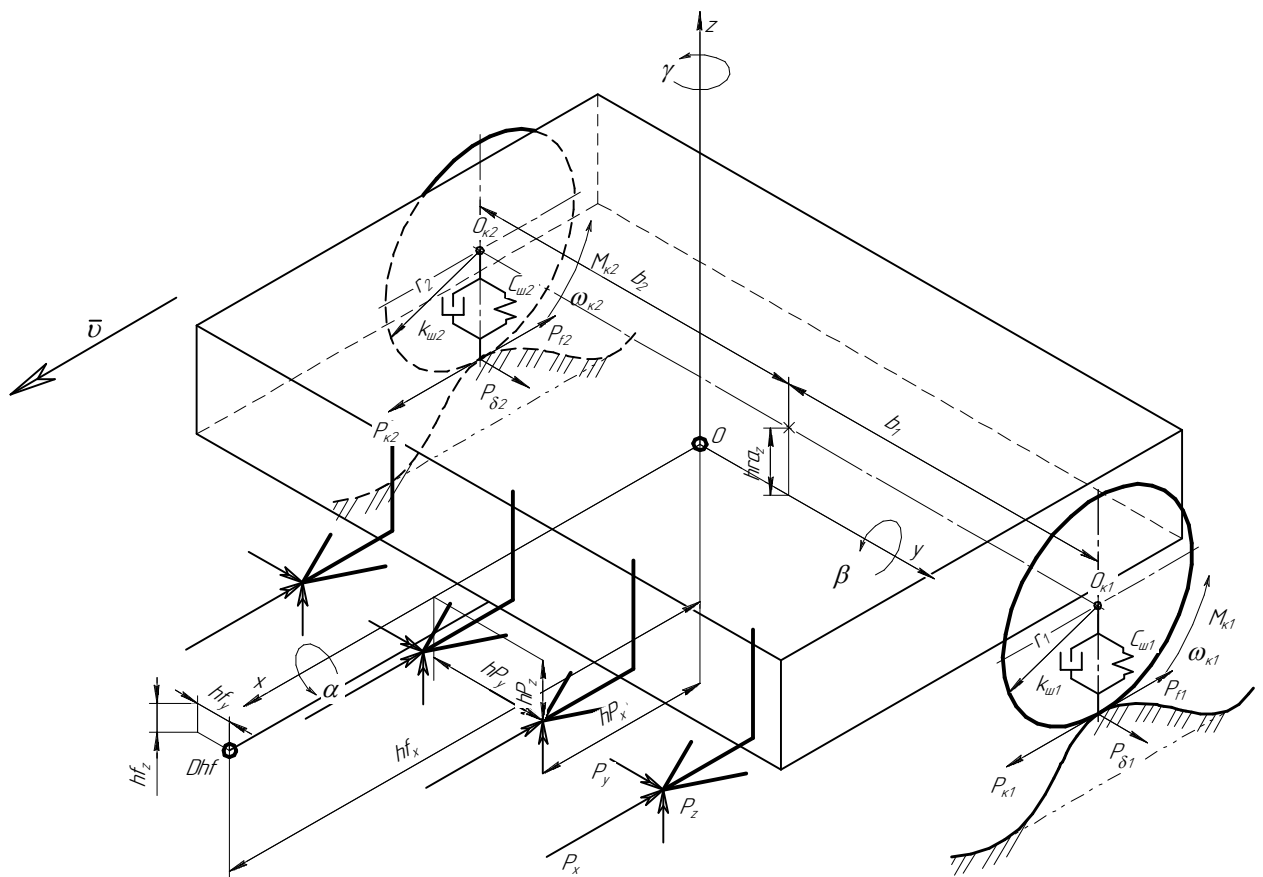


Рисунок 2.12 – Динамічна модель сівалки

Переважна більшість позначень рис. 2.12 співпадають з рис. 2.1 та рис. 2.2, решта позначень наведено нижче:

$b_1, b_2$  – відстань від центру мас сівалки до центру коліс;

$hP_x, hP_y, hP_z$  – відстані від центра мас до рівнодіючої сили опору ґрунту;

$P_x, P_y, P_z$  – проекції сили опору ґрунту на відповідні осі.

Динамічна модель агрегату складається з двох динамічних моделей трактора (рис. 2.1, 2.2) та сівалки (рис. 2.9) з'єднаних послідовно між собою т.  $Dhr$  трактора та т.  $Dhf$  сівалки (рис. 2.10) [1]. Модель МТА має чотири узагальнених координати, тобто чотири ступені свободи та 6 незалежних координат із залежними варіаціями. Вектор узагальнених координат  $\dot{\mathbf{q}}$  та вектор незалежних координат із залежними варіаціями у формі Коші мають вигляди:

$$\dot{\mathbf{q}} = \begin{bmatrix} X^T \\ Y^T \\ Z^T \\ \beta^T \\ \alpha^C \\ \beta^C \\ \gamma^C \end{bmatrix}^T ; \quad \dot{\mathbf{v}} = \begin{bmatrix} \alpha^T \\ \gamma^T \\ \omega_{\kappa 11}^T \\ \omega_{\kappa 12}^T \\ \omega_{\kappa 21}^T \\ \omega_{\kappa 22}^T \\ \gamma^C \\ \omega_{\kappa 1}^C \\ \omega_{\kappa 2}^C \end{bmatrix}^T, \quad (2.21)$$

де  $X^T, Y^T, Z^T$  – повздовжня, поперечна та вертикальна координата центра мас трактора;  $\alpha^T, \beta^T, \gamma^T$  – кути повороту центра мас трактора навколо осей  $X, Y$  та  $Z$ ;  $\alpha^C, \beta^C, \gamma^C$  – кути повороту центра мас сівалки навколо осей  $X, Y$  та  $Z$ ;  $\omega_{\kappa 11}^T, \omega_{\kappa 12}^T, \omega_{\kappa 21}^T, \omega_{\kappa 22}^T$  – кутові швидкості обертання коліс трактора (переднього лівого, переднього правого, заднього лівого, заднього правого);  $\omega_{\kappa 1}^C, \omega_{\kappa 2}^C$  – кутові швидкості обертання коліс сівалки (правого та лівого).

Динамічну модель МТА у складі трактора шарнірно-з'єднаної компоновки та причіпної сівалки наведено на рис. 2.13.

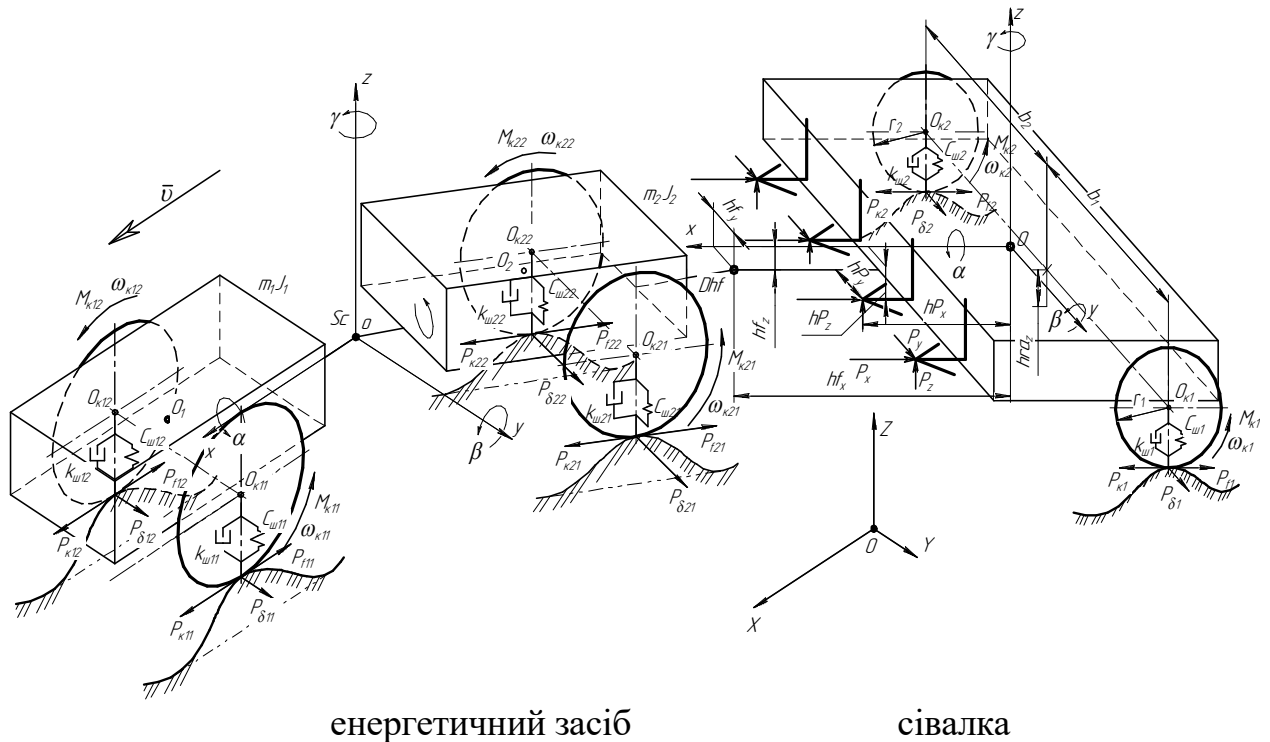


Рисунок 2.13 – Динамічна модель МТА у складі трактора шарнірно-з'єднаної компоновки та причіпної сівалки

Математична модель динаміки трактора з шарнірно-з'єднаною рамою та сівалки, що враховує рух коліс по профілю опорної поверхні та коливань елементів рами в трьох вимірному просторі має вигляд рівнянь (2.22).

Розв'язано систему лінійних диференційних рівнянь (2.22) в ССКА «КиДиМ» та результати додатково оброблено в MatLab. Результати теоретичних досліджень по оцінці впливу профілю опорної поверхні на динаміку машинно-тракторного агрегату наведено на рис. 2.14–2.17.

Визначено кути повороту (орієнтації) (рис. 2.14, а) та проєкцій швидкостей центру мас рами сівалки (рис. 12, б) на відповідні осі від часу. Розраховано спектральну щільність амплітуди віброприскорення центру мас сівалки (рис. 2.15) у вертикальному напрямі.

$$\left\{ \begin{array}{l}
 \dot{X}^T = f_1(\mathbf{G}, \mathbf{g}, \mathbf{M}, \mathbf{F}); \\
 \dot{Y}^T = f_2(\mathbf{G}, \mathbf{g}, \mathbf{M}, \mathbf{F}); \\
 \dot{Z}^T = f_3(\mathbf{G}, \mathbf{g}, \mathbf{M}, \mathbf{F}); \\
 \beta^T = f_4(\mathbf{G}, \mathbf{g}, \mathbf{M}, \mathbf{F}); \\
 \alpha^C = f_5(\mathbf{G}, \mathbf{g}, \mathbf{M}, \mathbf{F}); \\
 \beta^C = f_6(\mathbf{G}, \mathbf{g}, \mathbf{M}, \mathbf{F}); \\
 \dot{\alpha}^T = \frac{a^T \dot{X}^T + b^T \dot{Y}^T + c^T \dot{Z}^T - \beta^T (d^T \cos \gamma^T + \sin \gamma^T)}{\cos \gamma^T - d^T \sin \gamma^T}; \\
 \dot{\gamma}^T = \alpha^T \beta^T + v B_x^T \frac{\operatorname{tg} \gamma^T}{l^T}; \\
 \dot{\gamma}^C = \frac{v y A^C}{l_1^C - h f_x^C} + \alpha^C \beta^C; \\
 J_{\kappa ij} \dot{\omega}_{\kappa ij} = M_{\kappa ij} - r_{\text{дij}} \left( P_{\kappa ij} - \left( \frac{P_{ij}}{P_{0ij}} \right)^\alpha \left( \frac{P_{zij}}{P_{z0ij}} \right)^\beta P_{z0ij} \cdot (A + B |v_{Cij}| + C v_{Cij}^2) \right); \\
 \omega_{\kappa ij} = \frac{v_{Cij,xy}}{(r_{\kappa ij} - dr_{\kappa ij}) \delta_{\kappa ij}}; \\
 h_{11} = h_{\text{п}}(t); \\
 h_{12} = h_{\text{п}}(t); \\
 h_{21} = h_{\text{п}}(t + \Delta t); \\
 h_{21} = h_{\text{п}}(t + \Delta t),
 \end{array} \right. \quad (2.22)$$

де  $f_i$  – функції від векторів-матриць;  $\mathbf{G}$ ,  $\mathbf{g}$ ,  $\mathbf{M}$ ,  $\mathbf{F}$  – вектори-матриці, що обчислені з (2.16) та (2.17);  $i = 1, \dots, 6$  – номер узагальненої координати.

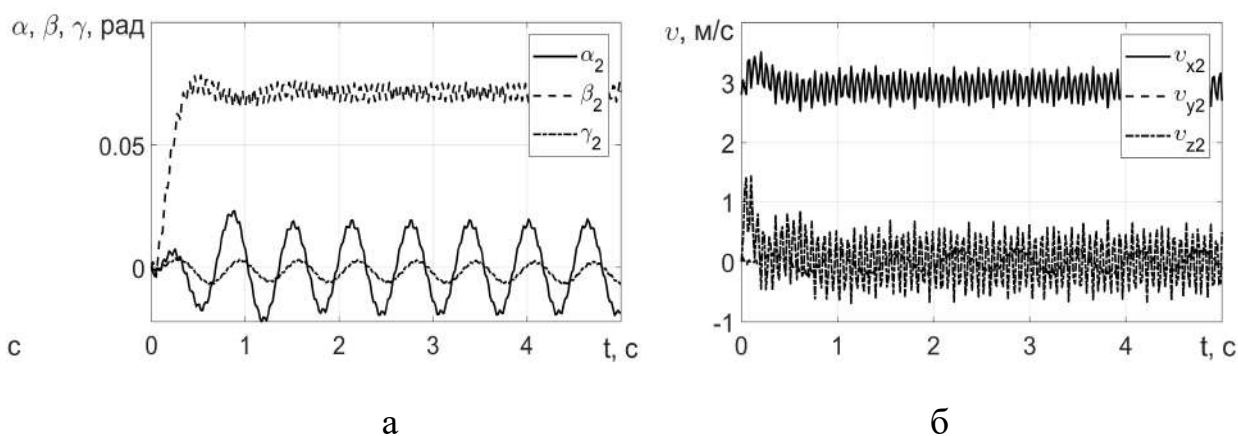


Рисунок 2.14 – Залежності кутів повороту (орієнтації) сівалки (а) та проекції швидкостей центру мас рами сівалки на відповідні осі (б) від часу

Як і у трактора кут повороту рами сівалки навколо осі  $x$  має вигляд гармонійних коливань та розмах таких коливань складає 0,03 рад (рис. 2.14, а).

Поступова швидкість руху сівалки (повздовжній рух, вісь  $x$ ) (рис. 2.14, б) співпадає зі швидкістю руху трактора (рис. 2.9, б), однак швидкості руху та розмах їх коливань у сівалки значно менший. Періоди коливань, як і у трактора дорівнюють 0,63 с.

Найбільша енергія амплітуди віброприскорень рами сівалки у вертикальному напрямі спостерігається на частоті 15,9 Гц зі значенням 0,539; друга гармоніка  $S_{az2}(23,44) = 0,107$ ; третя –  $S_{az2}(35,3) = 0,031$  та четверта –  $S_{az2}(42,87) = 0,059$  (рис. 2.15).

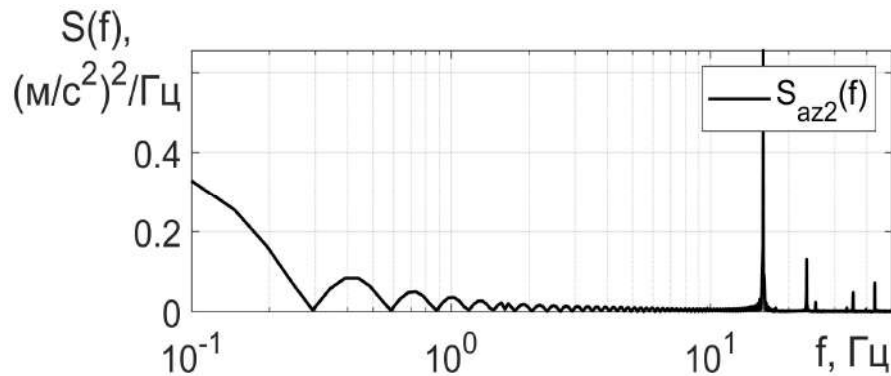


Рисунок 2.15 – Спектральна щільність амплітуд віброприскорень центру мас сівалки  $S_{az2}(f)$  у вертикальному напрямі

Профіль опорної поверхні значно впливає на динаміку трактора та сівалки. Коливальні процеси, що утворюються опорною поверхнею, передаються через колеса на остови елементів МТА. Вони найбільш впливають на обертання рам навколо осей  $x$  та  $y$  і майже не впливають на ривкання.

При русі рама сівалки має меншу амплітуду віброприскорень ніж трактор. Відповідно, трактор має більшу енергію коливань тому, що трактор спирається на ґрунт через колеса, які мають відповідну жорсткість. Сівалка рухається із заглибленими робочими органами у ґрунт, що приводить до зниження амплітуди коливань. Частоти гармонік віброприскорень для рами трактора та сівалки співпадають.

Одночасно з підвищенням робочих швидкостей руху МТА коливання їх елементів досягають значних величин, що тягне за собою підвищення динамічних навантажень на ґрунт, а отже, збільшення ущільнення. Необхідно зазначити, що особливістю нерівностей поверхні ґрунту є те, що вони відносяться до категорії випадкових в ймовірно-статистичному сенсі.

#### 2.4 Динаміка одинарних та здвоєних коліс трактора у вертикальному напрямі

Трактора серії ХТЗ-240К можуть обладнуватись одинарними та здвоєними колісними системами [9, 105, 110, 121].

Виконано дослідження динаміки одинарних колісних систем у вертикальному напрямі. Складено еквівалентну динамічну модель одинарного колеса, що рухається по опорній поверхні в MatLab\Simulink (рис. 2.16).

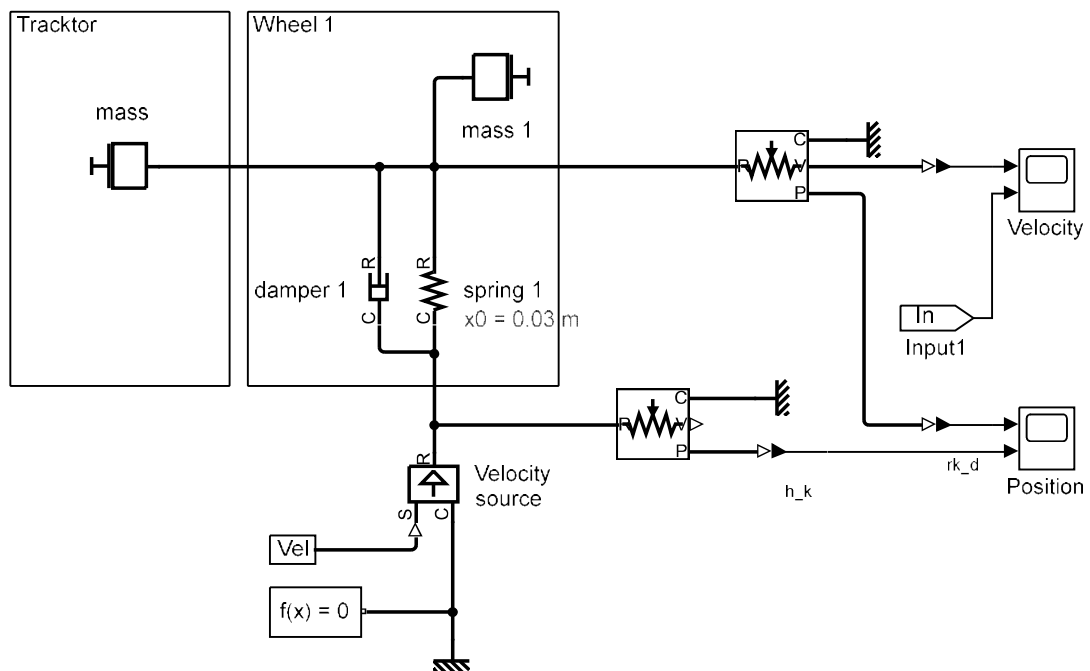


Рисунок 2.16 – Модель одинарного колеса в MatLab\Simulink

Форма профілю опорної поверхні описано гармонійною функцією (2.17). Визначено залежності висоти профілю опорної поверхні  $h_k$  та динамічного радіуса колеса  $r_{kd}$  від часу для одиночного колеса (рис. 2.17).

Розраховано залежності швидкостей висоти профілю опорної поверхні  $v_{h_z}$  та швидкості центру мас колеса (у вертикальному напрямі)  $v_{O_{kz}}$  від часу для одинарного колеса (рис. 2.18).

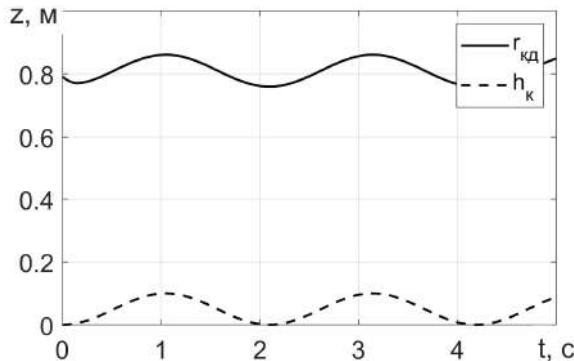


Рисунок 2.17 – Залежності висоти профілю опорної поверхні  $h_k$  та динамічного радіусу колеса  $r_{kd}$  від часу для одинарного колеса

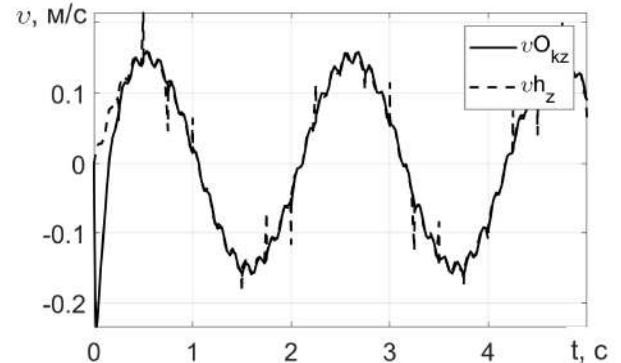


Рисунок 2.18 – Залежності швидкостей висоти профілю опорної поверхні  $v_{h_z}$  та швидкості центру мас колеса (у вертикальному напрямі)  $v_{O_{kz}}$  від часу для одинарного колеса

Розмах коливань профілю опорної поверхні складає 0,1 м з періодом 2,11 с (рис. 2.17). Мінімальний радіус одинарного колеса дорівнює 0,7599 м, а максимальний – 0,8605 м. Відповідно, розмах коливань радіусу одинарного колеса складає 0,1006 м з періодом 2,11 с.

Амплітуда, розмах та період коливань швидкості зміни висоти профілю опорної поверхні  $v_{h_z}$  та швидкості центра мас колеса у вертикальному  $v_{O_{kz}}$  напрямі співпадають (рис. 2.18). Також співпадають фази. Мінімальне значення  $v_{h_z}$  та  $v_{O_{kz}}$  складають -0,14 м/с, максимальне – 0,157 м/с, розмах – 0,297 м/с, період коливань – 2,11 с.

Передатна функція залежності швидкості центра мас колеса у вертикальному напрямі  $v_{O_{kz}}$  від швидкості зміни висоти профілю опорної поверхні  $v_{h_z}$  має вигляд:

$$H(s) = \frac{78,24 \cdot s^2 + 38,08 \cdot s + 673,1}{s^3 + 8,526 \cdot s^2 + 46,73 \cdot s + 41,46} \quad (2.23)$$



Розраховано логарифмічну амплітудно-фазову частотну характеристику швидкості центра мас колеса у вертикальному напрямі  $\nu O_{\kappa z}$  з виразу (2.23) та наведено на рис. 2.19.

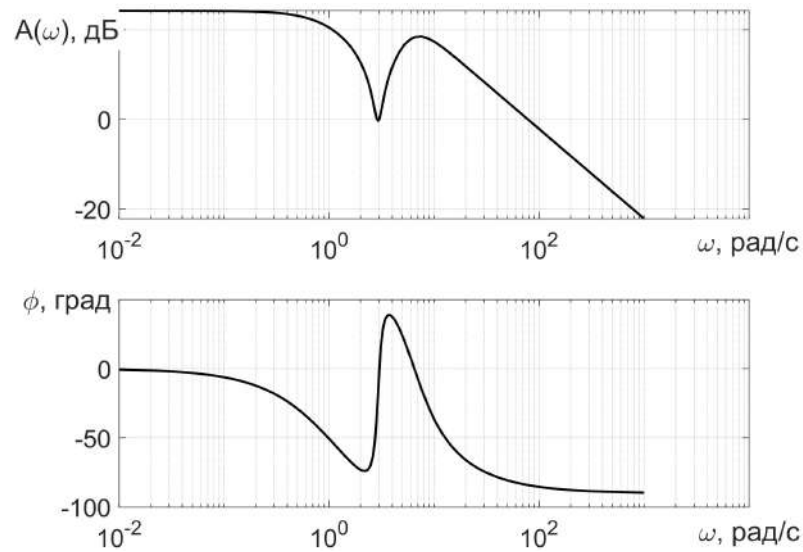
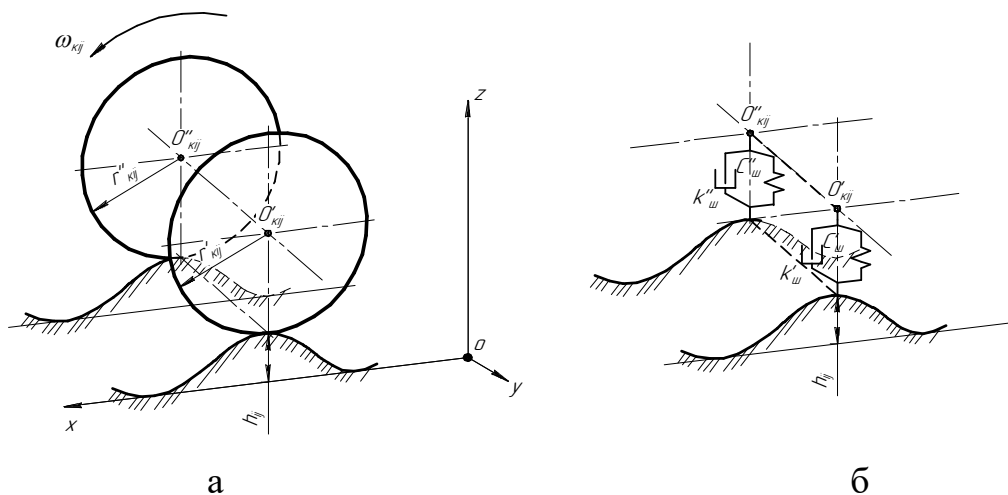


Рисунок 2.19 – Логарифмічна АФЧХ залежності швидкості центра мас одинарного колеса у вертикальному напрямі від швидкості зміни висоти профілю опорної поверхні

Складено схему здвоєних коліс (рис. 2.20, а) та еквівалентну модель з пружних та дисипативних елементів (рис. 2.20, б). Пружність та податливість шин у вертикальному напрямі для зовнішнього та внутрішнього колеса співпадають.



$O_{\kappa ij}$  – центр мас колеса;  $r_{\kappa ij}$  – динамічний радіус колеса;  $h_{ij}$  – висота профілю опорної поверхні;  $C_u$  – жорсткість шини;  $k_w$  – податливість шини;  $ij$  – порядковий номер колеса; ' – зовнішнє колесо; '' – внутрішнє колесо

Рисунок 2.20 – Схема здвоєних коліс (а) та їх еквівалентна модель (б)

Для зведеного колеса теоретично досліджено динаміку у вертикальному напрямі. Складено еквівалентну динамічну модель зведеного колеса, що рухається по опорній поверхні в MatLab\Simulink (рис. 2.21).

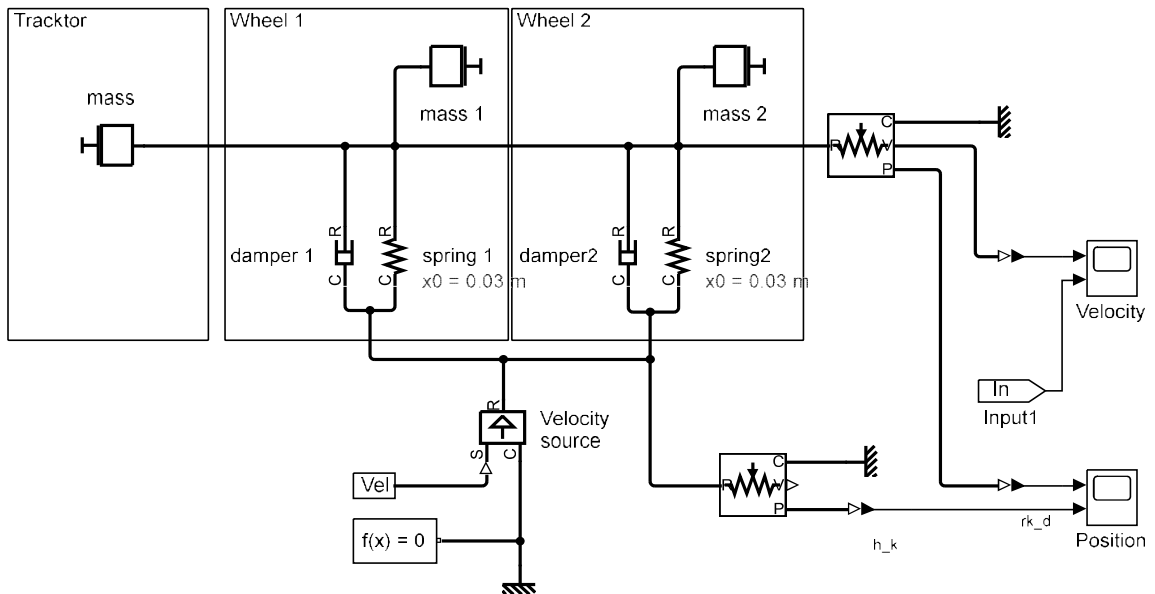


Рисунок 2.21 – Модель зведеного колеса в MatLab\Simulink

Розраховано швидкості зміни висоти профілю опорної поверхні та центру мас зведеного колеса у вертикальному напрямі та наведено на рис. 2.22. Розраховано залежності швидкостей профілю опорної поверхні та центру мас зведеного колеса від часу у вертикальному напрямі (рис. 2.23).

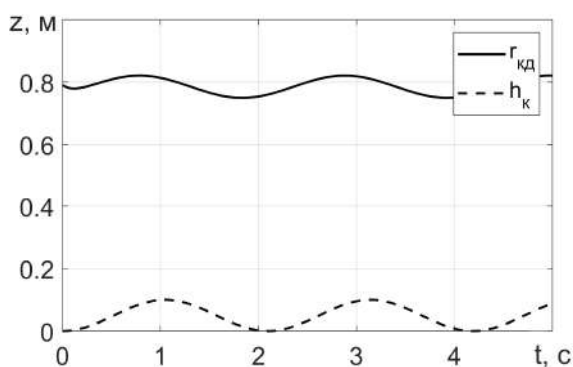


Рисунок 2.22 – Залежності висоти профілю опорної поверхні  $h_k$  та динамічного радіусу колеса  $r_{kd}$  від часу для зведеного колеса

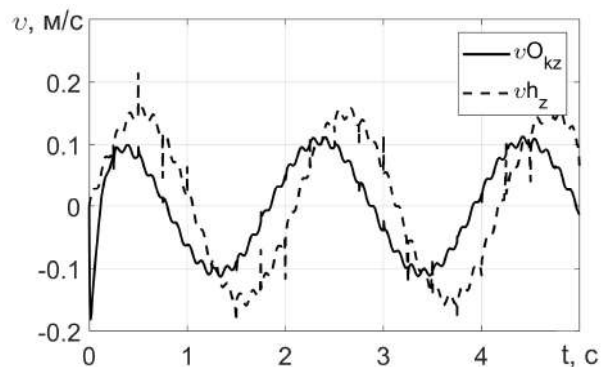


Рисунок 2.23 – Залежності швидкостей висоти профілю опорної поверхні  $v_{h_z}$  та швидкості центру мас колеса (у вертикальному напрямі)  $v_{O_{kz}}$  від часу для зведеного колеса

Радіус здвоєного колеса має мінімальне значення 0,75 м, максимальне – 0,820 м та розмах – 0,07 м (рис. 2.22). Період коливань радіусу здвоєного колеса співпадає з періодом коливань одинарного (рис. 2.22) та дорівнює 2,11 с. Таким чином, розмах коливань радіусу здвоєних коліс нижче на 0,03 м ніж для одинарних коліс. Форма профілю опорної поверхні для дослідження динаміки одинарних та здвоєних коліс однакова.

Здвоєне колесо має нижчу амплітуду та розмах коливань швидкості центру мас у вертикальному напрямі ніж одинарне колесо. Відповідно, розмах коливань швидкості центру мас здвоєного колеса  $v_{O_{kz}}$  має значення 0,204 м/с, мінімальна швидкість – -0,105 м/с та максимальна – 0,09 м/с (рис. 2.23).

Передатна функція залежності швидкості центра мас здвоєного колеса у вертикальному напрямі  $v_{O_{kz}}$  від швидкості зміни висоти профілю опорної поверхні  $v_{h_z}$  має вигляд:

$$H(s) = \frac{33,42 \cdot s^2 - 3,317 \cdot s + 195,7}{s^3 + 14,42 \cdot s^2 + 40,72 \cdot s + 12,57}. \quad (2.24)$$

Розраховано логарифмічну амплітудно-фазову частотну характеристику швидкості центра мас здвоєного колеса у вертикальному напрямі  $v_{O_{kz}}$  з формули (2.24) та наведено на рис. 2.24.

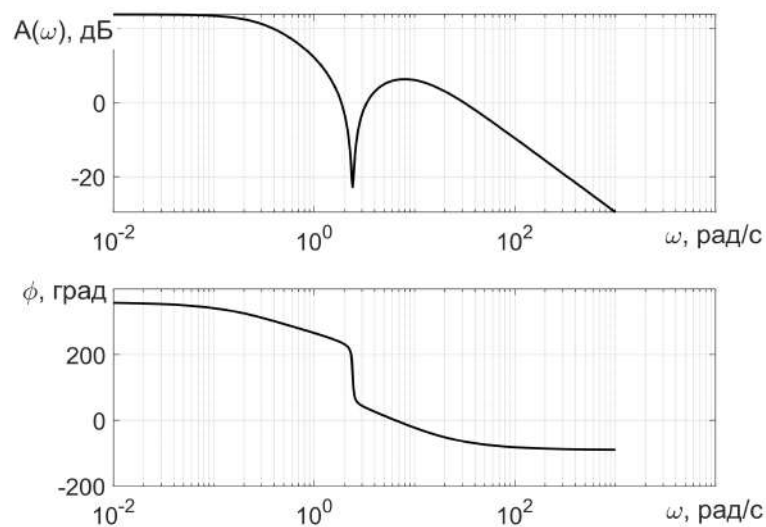


Рисунок 2.24 – Логарифмічна АФЧХ залежності швидкості центра мас здвоєного колеса у вертикальному напрямі від швидкості зміни висоти профілю опорної поверхні

Необхідно зазначити, що здвоєне колесо має нижчі показники динаміки у вертикальному напрямі ніж одинарне. Частота власних коливань здвоєного колеса 2,5 рад/с (рис. 2.18) нижче ніж одинарного 3 рад/с (рис. 2.24). На частотах вище 2,5 рад/с здвоєне колесо має більш демпфіруючі властивості. Період коливань висоти профілю опорної поверхні та висоти центру мас колеса дорівнює 2,11 с для одинарних та здвоєних коліс (рис. 2.18, 2.23). Однак, швидкість центру мас колеса у вертикальному напрямі  $v_{O_{kz}}$  по фазі не співпадає із швидкістю зміни висоти профілю опорної поверхні  $v_{h_z}$ . Здвоєне колесо має меншу деформацію у вертикальному напрямі, тобто динамічний радіус залишається більш стабільним.

2.5 Метод оцінки впливу типу рушіїв, тиску повітря в шинах та баластування на динаміку трактора

Основним завданням теорії трактора є створення наукових основ для подальшого вдосконалення конструкції цих машин, підвищення їх ефективності та інтенсифікації використання з метою збільшення виробництва продовольчої сировини. Метою тягового розрахунку трактора є визначення його основних характеристик, що дозволяють виконувати необхідні роботи в сільськогосподарських або промислових умовах [125–127].

Високі тягово-зчіпні та паливо-економічні показники трактора можуть бути отримано тільки в разі оптимального співвідношення основних його параметрів, які визначаються розрахунковим шляхом на етапі проектування трактора та перевірки параметрів існуючого трактора. Їх взаємозв'язок характеризує основні експлуатаційні якості тракторів.

Тяговий розрахунок трактора визначає такі параметри:

- загальної (експлуатаційної) і конструкційної (сухої) маси;
- максимальну експлуатаційну потужність двигуна;
- передавальних чисел трансмісії та розрахункових швидкостей по різним передачам.

Тяговий розрахунок може проводитися як в якості перевірного, так і при проектуванні нового трактора. При другому варіанті для використання вихідних даних конструктивного характеру використовують аналог проектного трактора того ж тягового класу, тобто трактор розраховується на виконання всіх робіт, відповідних до його тягового класу.

Аналіз роботи трактора невід’ємно зв’язний з характеристиками двигуна та тяговими показниками. Трактора серії ХТЗ-240К можуть обладнуватись такими двигунами ЯМЗ-238М2-53 та ЯМЗ-53645-01 [3, 5, 7]. Характеристики двигунів наведено у додат. А. Залежність крутного моменту, швидкості обертання та потужності має вигляд:

$$M_d = \frac{N_e}{\omega_e}, \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (2.25)$$

де  $M_d$  – крутний момент двигуна, Н·м;  $N_e$  – ефективна потужність, Вт;  $\omega_e$  – кутова швидкість обертання, рад/с.

Годинна витрата палива розраховується з виразу:

$$G_T = N_e \cdot g_e, \text{ кг/год}, \quad (2.26)$$

де  $G_T$  – годинна витрата палива, кг/год;  $g_e$  – питома витрата палива,  $\frac{\text{кг} \cdot \text{кВт}}{\text{год}}$ .

Розраховано зовнішні швидкісні характеристики двигунів ЯМЗ-238М2-53 та ЯМЗ-53645-01 з формул (2.25)–(2.26) наведено на рис. 2.25.

В основу тягового розрахунку покладено рівняння тягового балансу трактора [125], яке при усталеному русі на горизонтальній поверхні має вигляд:

$$P_k = P_{кр} + P_f, \text{ Н}, \quad (2.27)$$

де  $P_k$  – дотична сила тяги на ободі ведучого колеса;  $P_{кр}$  – тягове зусилля на гаку трактора;  $P_f$  – сила опору кочення.

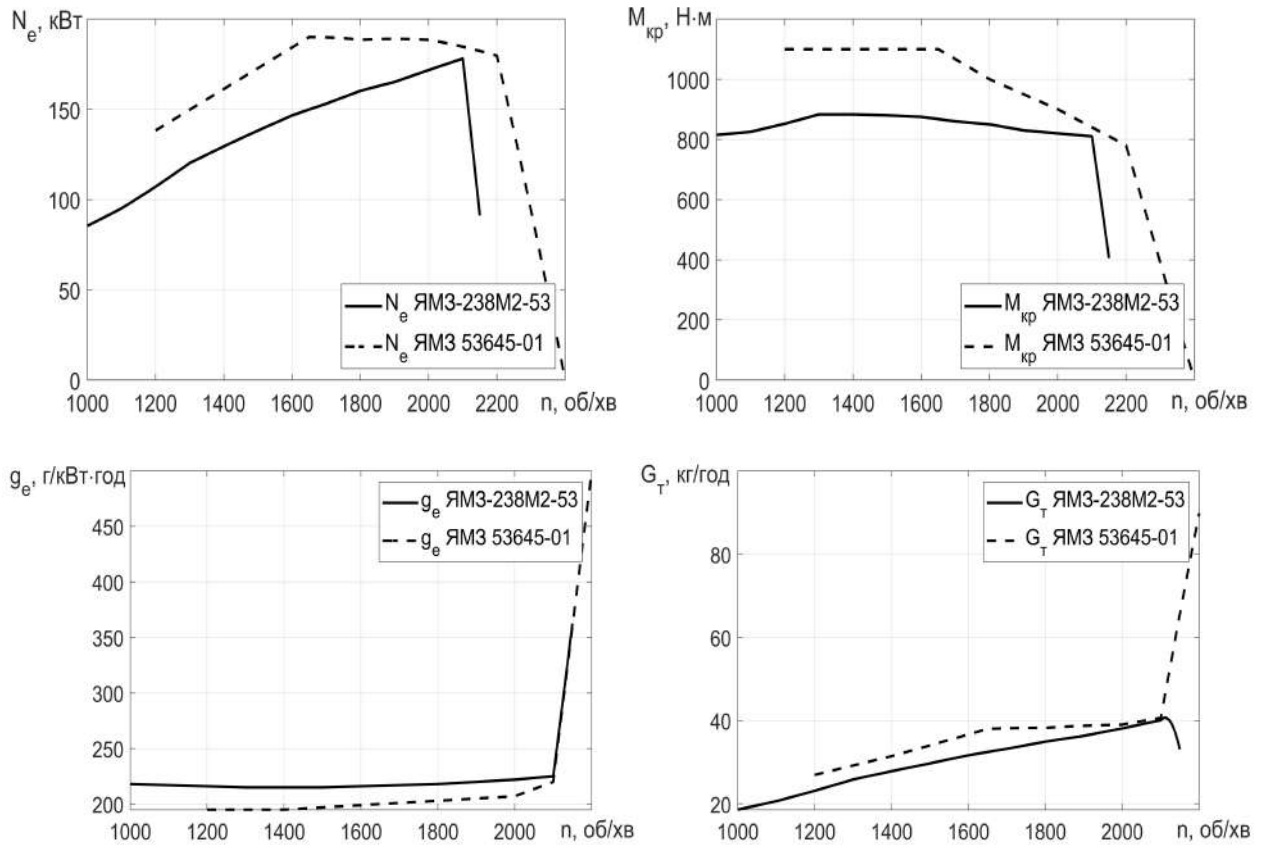


Рисунок 2.25 – Зовнішні швидкісні характеристики двигунів ЯМЗ-238М2-53 та ЯМЗ-53645-01

Тягові показники трактора визначаються для наступних режимів роботи: від номінального –  $M_{д.ном}$ , до режиму максимального крутного моменту –  $M_{д.мах}$ , для діапазону робочих передач [127].

Визначено дотичну силу тяги:

$$P_k = M_d \cdot U_{тр} \frac{\eta_{тр}}{r_{кд}}, \text{ Н}, \quad (2.28)$$

де  $U_{тр}$  – передаточне число трансмісії;  $\eta_{тр}$  – ККД трансмісії;  $r_{кд}$  – динамічний радіус колеса, м.

Сила опору кочення визначається через суму опорів кочення для кожного з коліс трактора окремо, враховує тиск в шині, навантаження на колесо та швидкість руху:

$$P_f = \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^2 \left( \left( \frac{P_{ij}}{P_{0ij}} \right)^\alpha \left( \frac{P_{Zij}}{P_{Z0ij}} \right)^\beta P_{Z0ij} \cdot \left( A + B|v_{Cij}| + Cv_{Cij}^2 \right) \right), \text{ Н.} \quad (2.29)$$

Враховуючи (2.27), формулу визначення дотичної сили тяги (2.28) та силу опору кочення (2.29) тягове зусилля на гаку визначається з виразу:

$$P_{кр} = M_d \cdot U_{тр} \frac{\eta_{тр}}{r_{кд}} - \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^2 \left( \left( \frac{P_{ij}}{P_{0ij}} \right)^\alpha \left( \frac{P_{Zij}}{P_{Z0ij}} \right)^\beta P_{Z0ij} \cdot \left( A + B|v_{Cij}| + Cv_{Cij}^2 \right) \right), \text{ Н.} \quad (2.30)$$

Визначено теоретичну швидкість руху (без урахування буксування ведучих коліс):

$$v_t = \omega_d \cdot \frac{r_{кд}}{U_{тр}}, \text{ м/с.} \quad (2.31)$$

Дійсна швидкість руху враховує буксування ведучих коліс:

$$v_d = v_t \cdot (1 - \delta), \text{ м/с,} \quad (2.32)$$

де  $\delta$  – буксування ведучих коліс.

Крюкова потужність (потужність на гаку) визначається з виразу:

$$N_{кр} = P_{кр} \cdot v_d, \text{ Вт,} \quad (2.33)$$

або у розгорнутому вигляді:

$$N_{кр} = \left( M_d \cdot U_{тр} \frac{\eta_{тр}}{r_{кд}} - \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^2 \left( \left( \frac{P_{ij}}{P_{0ij}} \right)^\alpha \left( \frac{P_{Zij}}{P_{Z0ij}} \right)^\beta P_{Z0ij} \right) \right) \times \left( A + B|v_{Cij}| + Cv_{Cij}^2 \right) \cdot v_d, \text{ Вт.} \quad (2.34)$$

Тяговий ККД трактора по передачах розраховано з виразу:

$$\eta_t = \frac{N_{кр,i}}{N_e} \quad (2.35)$$

де  $N_{кр,i}$  – крюкова потужність на номінальному режимі на передачі  $i$ .

Паливна економічність трактора у складі тракторного тягового агрегату визначається через питому крюкову витрату палива:

$$g_{\text{кр}} = \frac{G_{\text{т}}}{N_{\text{кр}}}, \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{год}} \quad (2.36)$$

Наведено скорочений тяговий розрахунок (2.25)–(2.36) трактору, що містить лише відмінності від класичного розрахунку [125].

Запропонований метод, на відміну від відомих, дозволяє одночасно визначати вплив типу рушіїв, тиску повітря в шинах та баластування на теоретичну тягову характеристику трактора і витрату палива.

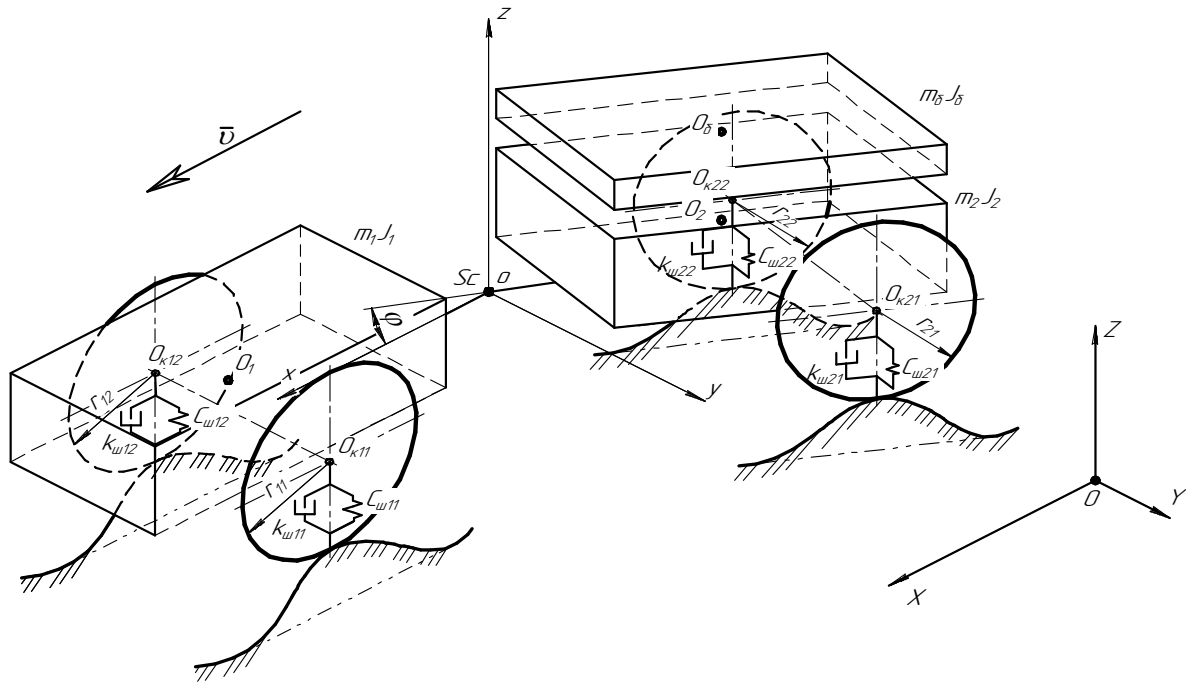
## 2.6 Оцінка впливу баластування на динаміку трактора та тягову характеристику

Маса трактора значно впливає на його тягово-зчіпні та економічні показники. Підвищення маси трактора призводить до підвищення витрати потужності на кочення, а при зниженні – більше енергії витрачається на буксування та деформацію коліс, тобто в обох випадках паливна економічність трактора буде погіршуватися [128, 129]. Крім того, від маси трактора залежить питома тиск трактора на ґрунт [105].

Відповідно, при проектуванні трактора максимальне значення експлуатаційної маси має бути обрано таким чином, щоб при роботі трактора на не луценій стерні колосових культур на нижчій робочій швидкості та номінальному тяговому навантаженні буксування рушіїв не перевищувало допустиму норму, що встановлена стандартом [130]. Ця норма має наступні допустимі межі: 18% – для тракторів з колісною формулою 4К2; 16% – для тракторів з колісною формулою 4К4 і 5% – для гусеничних тракторів.

Баластування тракторів з метою підвищення тягових характеристик досліджено у роботах [116]. ПАТ ХТЗ запропонував встановлювати на задню півраму трактора додатковий вантаж масою 1500 кг [3, 7]. Схему трактора з шарнірно-з'єднаною рамою обладнаного баластом наведено на рис. 2.26.





$m_6$  – маса баласта;  $J_6$  – приведений момент інерції баласта

Рисунок 2.26 – Схема трактора з шарнірно-з'єднаною рамою обладнаного баластом на задній піврамі

За результатами теоретичних досліджень [7, 13] визначено залежність буксування ведучих коліс тракторів серії ХТЗ-240К від маси трактора та тягового зусилля (рис. 2.27). Маса трактора змінювалась від 8600 кг до 10100 кг за рахунок встановлення баласту.

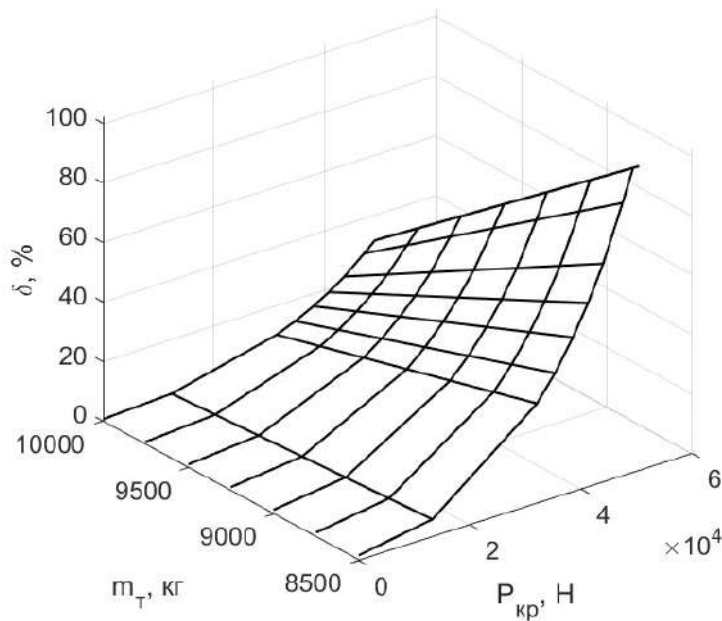


Рисунок 2.27 – Залежність буксування ведучих коліс  $\delta$  тракторів серії ХТЗ-240К від маси трактора  $m_T$  та тягового зусилля  $P_{кр}$

Залежність буксування ведучих коліс тракторів серії ХТЗ-240К від маси трактора  $m_T$  та тягового зусилля має вигляд:

$$\begin{aligned} \delta = & -459,9 + 0,1415m_T - 0,00178P_{кр} - 1,459 \cdot 10^{-5}m_T^2 + \\ & + 1,391 \cdot 10^{-7}m_T P_{кр} + 2,342 \cdot 10^{-7}P_{кр}^2 + 5,058 \cdot 10^{-10}m_T^3 + \dots \quad (2.37) \\ & + 6,69 \cdot 10^{-12}m_T^2 P_{кр} - 2,4466 \cdot 10^{-11}m_T P_{кр}^2 + 3,811 \cdot 10^{-12}P_{кр}^3 \end{aligned}$$

Підвищення маси трактора на 1500 кг приводить до зниження буксування коліс трактора з 5,9 до 1,8 % при  $P_{кр} = 13000$  Н, з 33,5 до 10,3 % при  $P_{кр} = 32000$  Н та з 41,8 до 15,9 % при  $P_{кр} = 35300$  Н (рис. 2.27). Тобто баластування приводить до підвищення тягового класу трактора.

Розраховано залежність опору кочення колеса трактора від навантаження на колесо та швидкості руху (рис. 2.28).

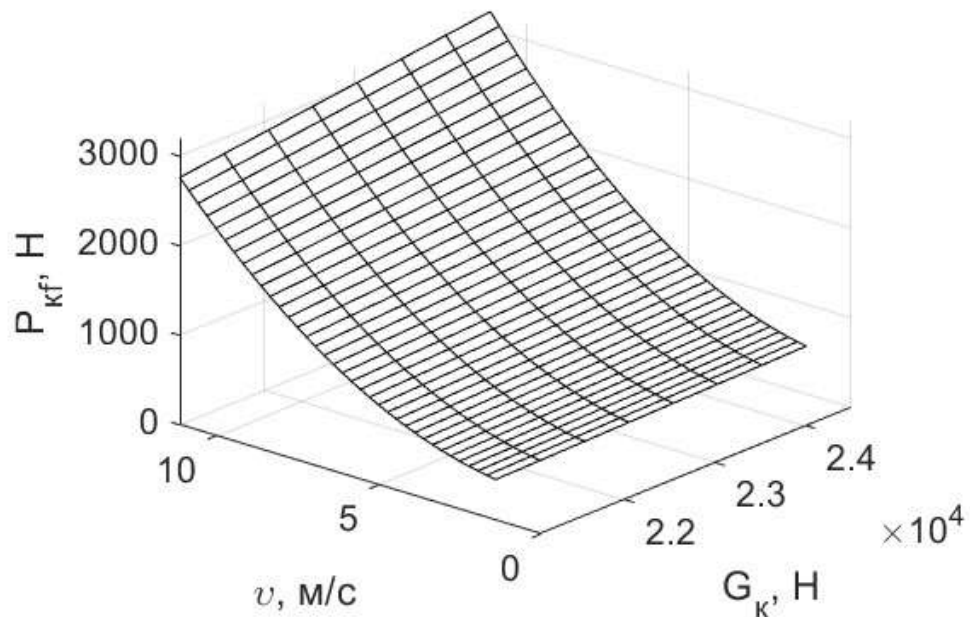


Рисунок 2.28 – Залежність сили опору кочення колеса трактора від навантаження на колесо  $G$  та швидкості руху  $v$

Найнижча сила опору кочення колеса трактора  $P_{kf} = 458$  Н спостерігається для швидкості руху  $v = 1,38$  м/с та навантаженні на колесо  $G_k = 21070$  Н (рис. 2.28). При підвищенні навантаження на колесо до 24500 Н  $P_{kf}$  зростає до 530 Н. На швидкості руху  $v = 2,8$  м/с –  $P_{kf} = 568$  Н та зростає до 657 Н при баластуванні трактора. Максимальне значення сили опору кочення

колеса трактора  $P_{\text{кfmax}} = 2764$  Н при  $v = 11,1$  м/с та  $G_{\text{к}} = 21070$  Н; й зростає до  $P_{\text{кfmax}} = 3199$  Н (для баластованого трактора).

Визначено залежність сили опору кочення колеса трактора від навантаження на колесо  $G$  та швидкості руху, що має вигляд:

$$P_{\text{кf}} = 1255 + 739,7v + 60,08G_{\text{к}} + 171v^2 + 35,42vG_{\text{к}} - 0,0505G_{\text{к}}^2 - 3,588 \cdot 10^{-14}v^3 + 8,186v^2G_{\text{к}} - 0,026vG_{\text{к}}^2 + 0,00085G_{\text{к}}^3. \quad (2.38)$$

Розраховано залежність потужності, що втрачається на перекочування колеса трактора (рис. 2.29).

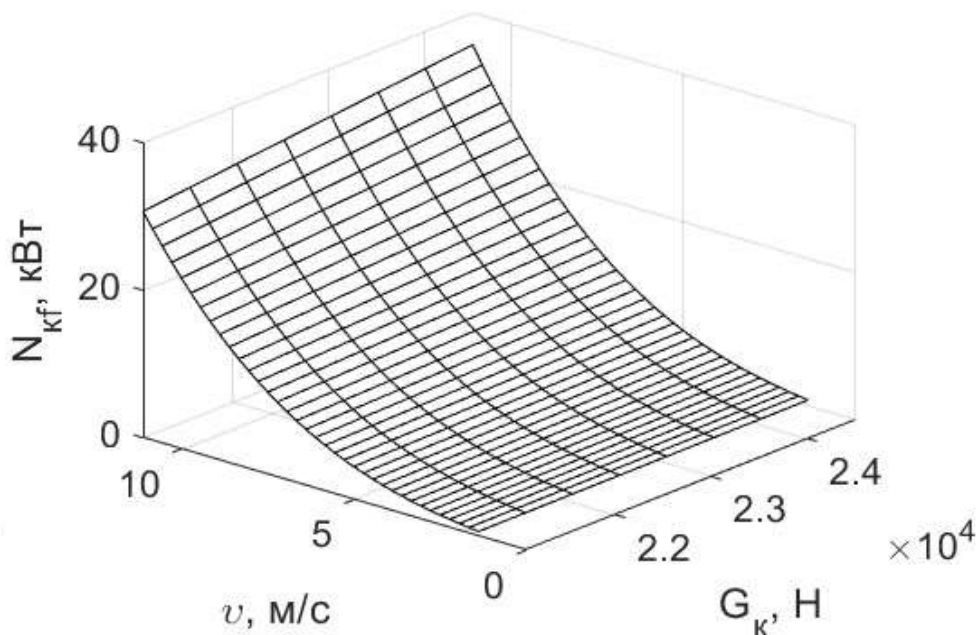


Рисунок 2.29 – Залежність потужності, що втрачається на перекочування колеса трактора, від навантаження на колесо  $G$  та швидкості руху  $v$

Мінімальна потужність, що втрачається на перекочування колеса трактора складає  $N_{\text{кf}} = 0,63$  кВт для швидкості руху  $v = 1,38$  м/с та навантаженні на колесо  $G_{\text{к}} = 21070$  Н (рис. 2.29) й збільшується до  $N_{\text{кf}} = 0,91$  кВт зі збільшенням навантаження на колесо до 24500 Н. Для робочої швидкості руху посівного агрегату  $v = 2,8$  м/с потужність складає  $N_{\text{кf}} = 1,51$  кВт (для трактора без баласту) та  $N_{\text{кf}} = 1,82$  кВт (трактор з баластом). На максимальній швидкості руху 11,11 м/с для трактора без баласту на

перекочування колеса витрачається 30,7 кВт, а для трактора з баластом 35,5 кВт.

Встановлено залежність потужності, що втрачається на перекочування колеса трактора, від навантаження на колесо  $G$  та швидкості руху  $v$  має вигляд:

$$N_{kf} = 7842 + 8250v + 375,5G_k + 3206v^2 + 437,4vG_k - 0,3917G_k^2 + 494,2v^3 + 153,5v^2G_k - 0,3242vG_k^2 + 0,006646G_k^3. \quad (2.39)$$

Визначено залежність сили опору кочення трактора від маси  $m_T$  та швидкості руху  $v$  (рис. 2.30).

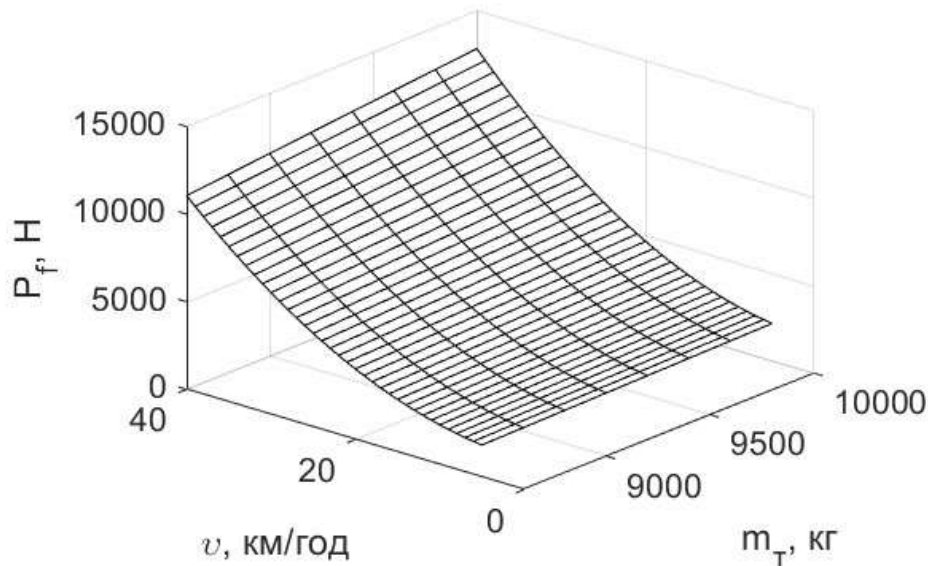


Рисунок 2.30 – Залежність сили опору кочення трактора від маси  $m_T$  та швидкості руху  $v$

Мінімальне значення сили опору кочення ЕЗ дорівнює  $P_f = 1832$  Н при  $v = 5$  км/год та  $m_T = 8600$  кг. На робочій швидкості руху  $v = 10$  км/год сила опору кочення трактора дорівнює  $P_f = 2272$  Н (при  $m_T = 8600$  кг), а підвищення маси ЕЗ на 1500 кг збільшує опір кочення до 2630 Н. Максимальне значення сили опору кочення ЕЗ –  $P_{fmax} = 11056$  Н (при  $m_T = 8600$  кг) та  $P_{fmax} = 12798$  Н (при  $m_T = 10100$  кг) (рис. 2.30).

Отримано залежність сили опору кочення трактора від маси  $m_T$  та швидкості руху, що має вигляд:

$$P_f = 5019 + 2959v + 204,3G_k + 683,8v^2 + 141,7vG_k - 0,2023G_k^2 - 6,346 \cdot 10^{-15}v^3 + 32,74v^2G_k - 0,105vG_k^2 + 0,003432G_k^3. \quad (2.40)$$

Розраховано залежність потужності, що втрачається на перекочування трактора, від маси  $m_T$  та швидкості руху  $v$  (рис. 2.31).

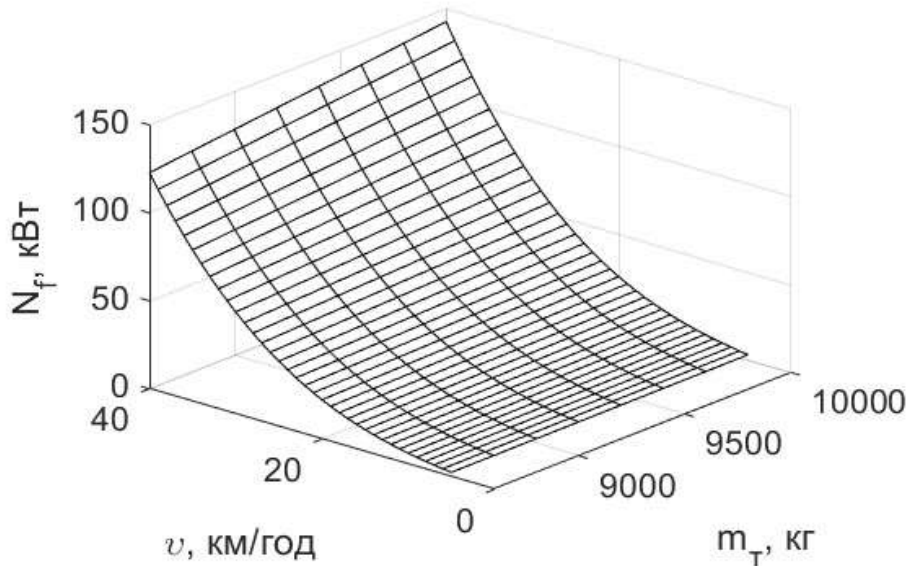


Рисунок 2.31 – Залежність потужності, що втрачається на перекочування трактора, від навантаження на колесо  $G$  та швидкості руху  $v$

Потужність, що втрачається на перекочування трактора при швидкості руху  $v = 10$  км/год та  $m_T = 8600$  кг дорівнює  $N_f = 2,2$  кВт. Збільшується до  $N_f = 2,6$  кВт із підвищенням маси трактора на 1500 кг (рис. 2.31). Мінімальна потужність, що втрачається на перекочування ЕЗ без баласту дорівнює  $N_{\text{min}} = 1,8$  кВт. Встановлення баласту підвищує це значення до  $N_f = 2,1$  кВт. Максимальне значення потужності, що втрачається на перекочування ЕЗ без баласту дорівнює  $N_f = 110$  кВт, з баластом –  $N_f = 127,9$  кВт.

Визначено залежність потужності, що втрачається на перекочування трактора, яка має вигляд:

$$N_f = 3,137 \cdot 10^4 + 3,3 \cdot 10^4 v + 1502G_k + 1,283 \cdot 10^4 v^2 + 1750vG_k - 1,567G_k^2 + 1977v^3 + 614,1v^2G_k - 1,297vG_k^2 + 0,02658G_k^3. \quad (2.41)$$

Визначено з (2.32) залежність дійсної швидкості трактора ХТЗ-242К від маси баласту та сили тяги на гаку (рис. 2.32).

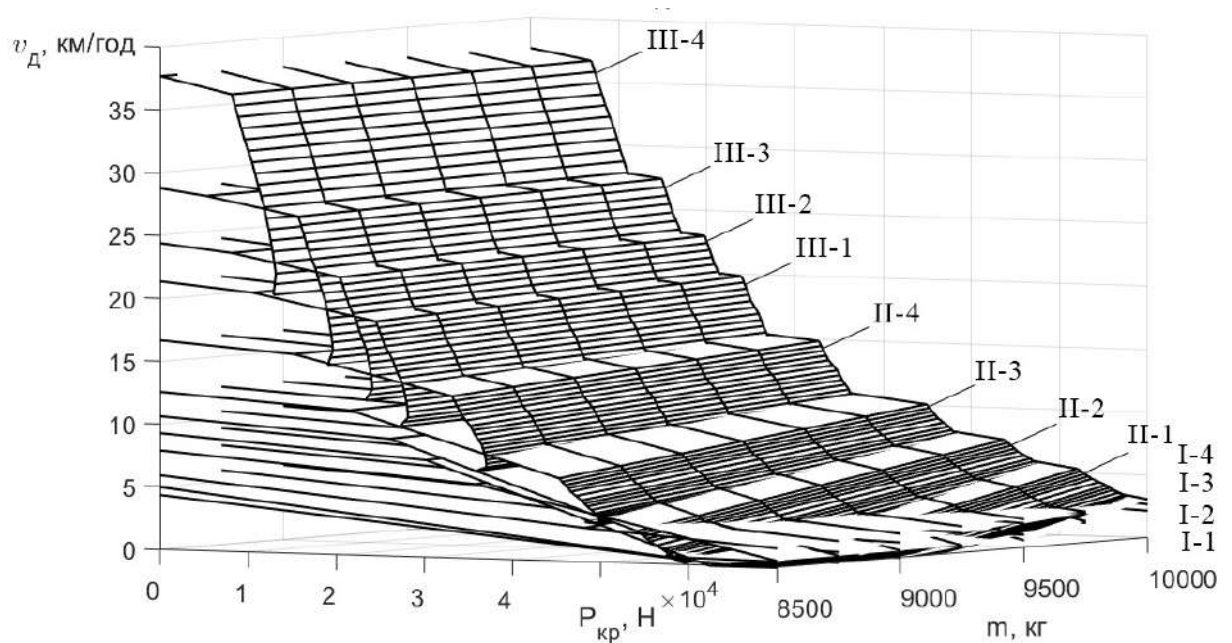


Рисунок 2.32 – Залежність дійсної швидкості трактора ХТЗ-242К від маси баласту та сили тяги на гаку

Швидкість руху трактора без баласту на передачі II-4 дорівнює  $v_{II-4} = 13,7$  км/год та досягається на тяговому зусиллі  $P = 27517$  Н. Встановлення на раму трактора баласту вагою 1500 кг підвищує швидкість руху на II-4 передачі до 15,4 км/год, однак тягове зусилля знижується до 26726 Н (рис. 2.32).

На передачі II-3 швидкість руху трактора без баласту дорівнює  $v_{II-3} = 12,8$  км/год при  $P = 33139$  Н. Встановлення баласту дозволяє підвищити швидкість руху до 14,8 км/год при  $P = 32677$  Н.

Швидкість на передачі II-2 змінюється з  $v_{II-2} = 8,4$  км/год (при  $P = 36778$  Н) до 10,7 км/год (при  $P = 36235$  Н) з встановленням баласту.

Підвищення швидкості відбувається через зниження буксування коліс, що досягається встановленням баласту, однак тягове зусилля на гаку трактора знижується через обмеження крутного моменту ДВЗ.

Тягову потужність  $N_{кр} = 113$  кВт розвиває трактор без баласту на III-2 передачі при силі тяги на гаку  $P = 20698$  Н. Встановлення баласту приводить до підвищення тягової потужності  $N_{кр} = 115$  кВт зі зменшенням сили тяги на гаку до  $19755$  Н. Відповідно для передачі III-1 –  $N_{кр} = 118$  кВт,  $P = 24770$  Н для трактора без баласту та  $N_{кр} = 121$  кВт,  $P = 23927$  Н з баластом. Максимальна тягова потужність трактора досягається на II-4 передачі і складає  $N_{кр} = 120$  кВт при  $P = 33179$  Н, а з встановленим баластом  $N_{кр} = 122$  кВт при  $P = 32677$  Н. На II-3 передачі встановлення баласту підвищує тягову потужність на 31 % з  $82$  кВт до  $108$  кВт.

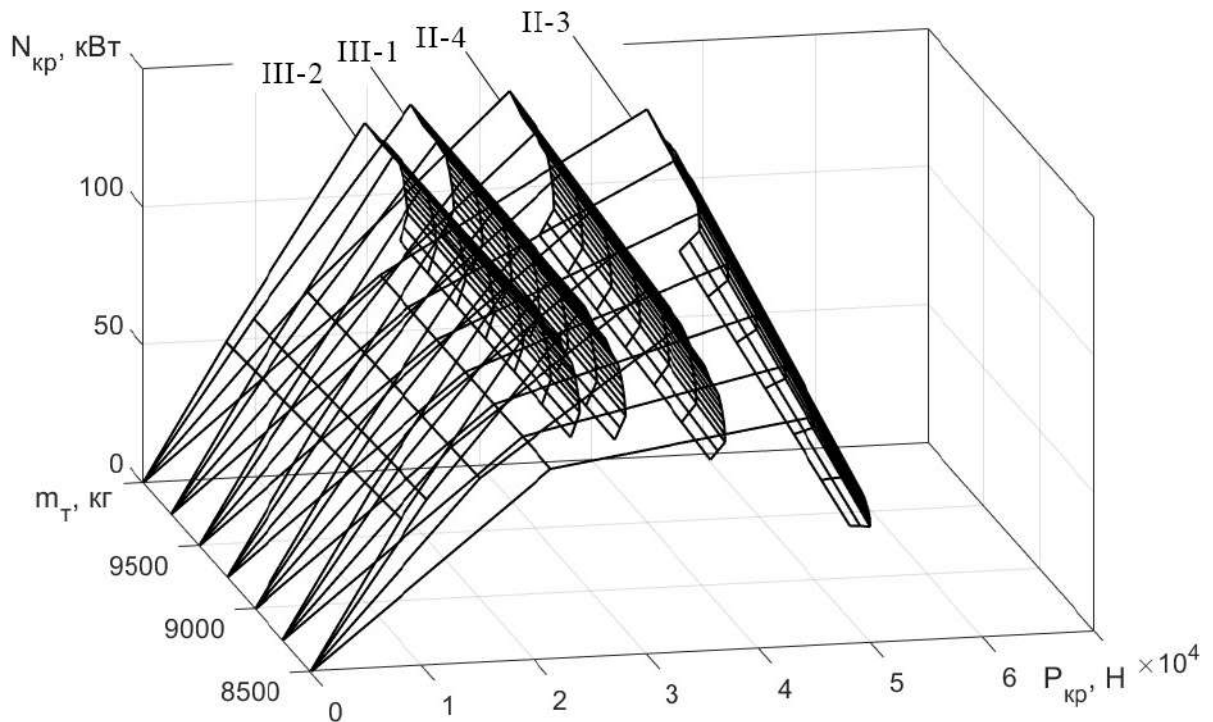


Рисунок 2.33 – Залежність тягової потужності трактора ХТЗ-242К від маси баласту та сили тяги на гаку

Таким чином, максимальна тягова потужність трактора на одинарних колесах без баласту  $121$  кВт досягається при швидкості  $12$  км/год; на одинарних колесах з баластом  $N_{кр} = 122$  кВт – при швидкості  $v = 15$  км/год.

Питома витрата палива трактором ХТЗ-242К на III-2 передачі знижується з  $319$  до  $317$  г/(кВт·год) через встановлення баласту (рис. 2.34). При роботі трактора на III-1 передачі встановлення баласту знижує питому

витрату палива з 315 до 305 г/(кВт·год). Баластування трактора приводить до зниження питомої витрати палива з 336 до 296 г/(кВт·год) для II-4 передачі та з 482 до 318 г/(кВт·год) для II-3 передачі.

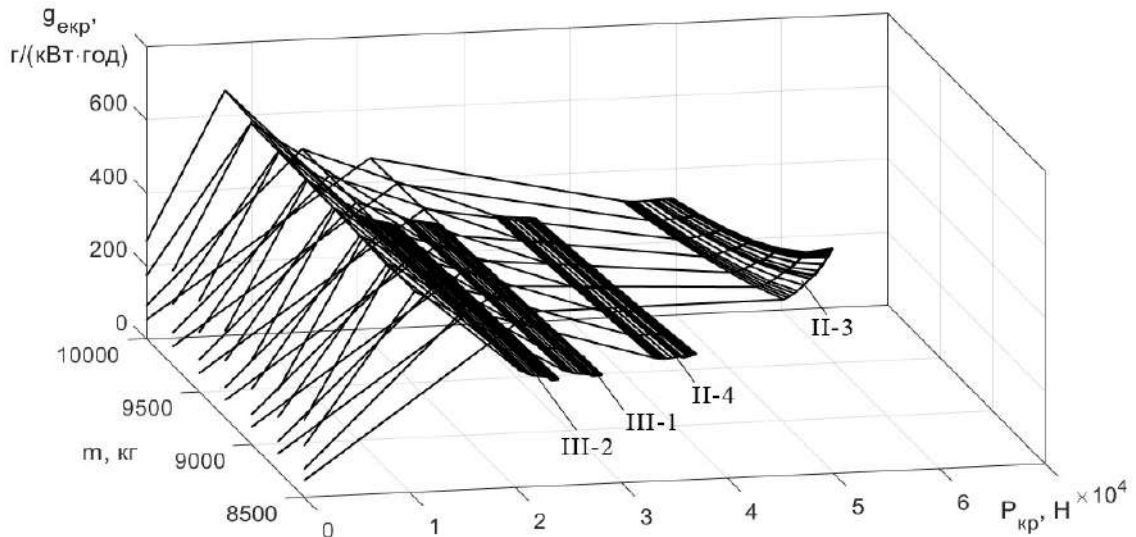


Рисунок 2.34 – Залежність гаквої питомої витрати палива трактором ХТЗ-242К від маси баласту та сили тяги на гаку

Результати теоретичних досліджень математичної моделі МТА (2.16), (2.17) і (2.22) у складі трактора обладнаного баластом наведено на рис. 2.37–2.41. Визначено залежності кутів орієнтації центрів мас трактора та сівалки від часу (рис. 2.35); залежності швидкостей руху центрів мас трактора та сівалки від часу (рис. 2.36); залежності кутових швидкостей обертання коліс трактора від часу (рис. 2.37); залежності динамічних радіусів коліс трактора від часу (рис. 2.38) та спектральні щільності віброприскорень рам трактора та сівалки у вертикальному напрямі (рис. 2.39).

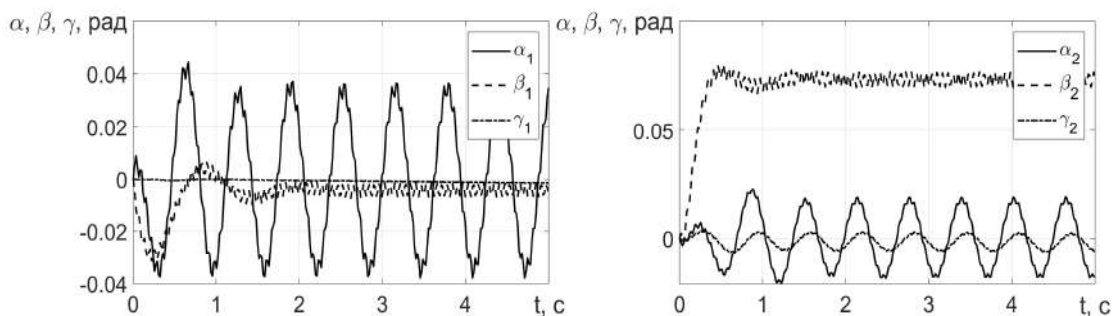


Рисунок 2.35 – Залежності кутів орієнтації центрів мас трактора та сівалки від часу



Встановлення на півраму трактора баласту вагою 1500 кг приводить до зниження розмаху коливань кута повороту рами трактора навколо осі  $x$  на 0,01 рад, по осі  $y$  – 0,0012 рад та осі  $z$  – 0,0014 рад. Також знижуються розмахи коливань кутів повороту рами сівалки на 0,0014, 0,0013, 0,0011 рад (рис. 2.35). Період коливань кутів повороту рам дорівнює 0,63 с.

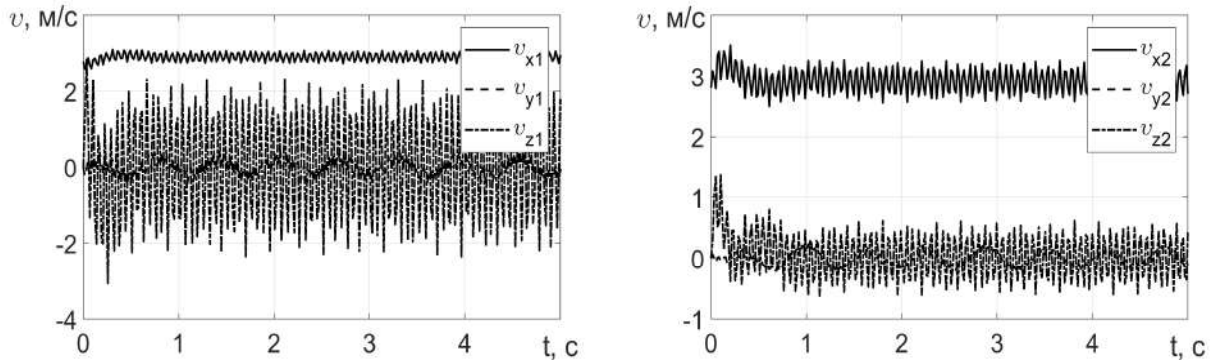


Рисунок 2.36 – Залежності швидкостей руху центрів мас трактора та сівалки від часу

Знижується розмахи коливань проєкцій швидкостей руху трактора та сівалки у вертикальному напрямі (осі  $z$ ) на 0,2 м/с і 0,04 м/с відповідно для трактора  $v_{z1}$  та сівалки  $v_{z2}$  (рис. 2.36). Встановлення баласту на впливає на середнє значення проєкцій швидкостей на осі  $y$  та  $z$ . Швидкість руху трактора та сівалки знижується на 0,05 м/с (по осі  $x$ ) через встановлення баласту.

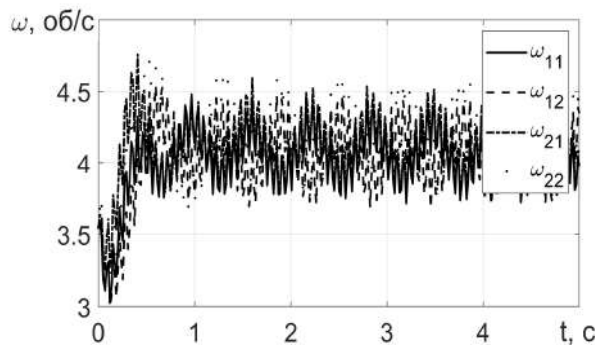


Рисунок 2.37 – Залежності кутових швидкостей обертання коліс трактора від часу

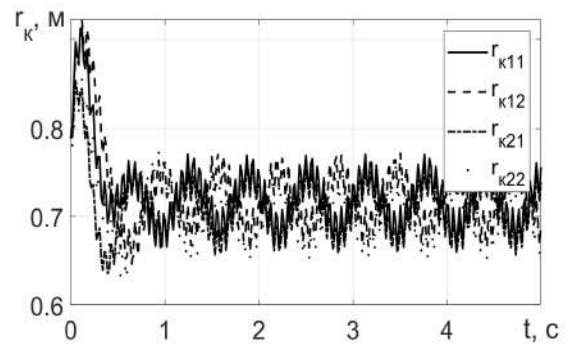


Рисунок 2.38 – Залежності динамічних радіусів коліс трактора від часу

Динамічні радіуси коліс трактора (рис. 2.38) зменшуються на 0,013 м при довантаженні рами баластом однак, підвищуються кутові швидкості обертання

коліс на 0,04 об/с (рис. 2.37). Розмах коливань швидкостей обертання коліс складає 0,62 об/с, а розмах коливань динамічних радіусів – 0,10 м.

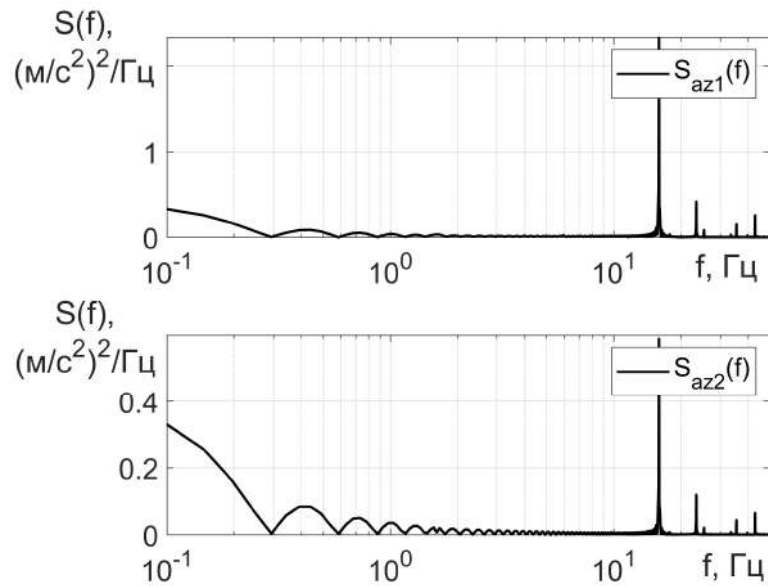


Рисунок 2.39 – Спектральні щільності віброприскорень рам трактора  $S_{az1}(f)$  та сівалки  $S_{az2}(f)$  у вертикальному напрямі

Встановлення на задню півраму трактора баласту масою 1500 кг приводить до зниження спектральної щільності амплітуд віброприскорень центра мас трактора у вертикальному напрямі на 0,12, 0,04, 0,16, 0,021  $(\text{м/с}^2)^2/\text{Гц}$  для частот 15,9, 23,4, 35,3, 42,8 Гц (рис. 2.39). Спектральна щільність амплітуд віброприскорень центра мас сівалки знижується на 0,051, 0,01, 0,0045, 0,0058  $(\text{м/с}^2)^2/\text{Гц}$ . Відповідно встановлення на задню півраму трактора баласту приводить до зниження коливань на 10%.

## 2.7 Оцінка впливу тиску повітря в шинах колісного трактора на динаміку

Дослідження впливу тиску повітря в шинах на динаміку трактора та агрегата потребують визначення жорсткості шини [68, 78, 131]. Визначення жорсткості шини в залежності від тиску та навантаження виконано в MatLab\Simulink. Складено модель колеса трактора (рис. 2.40) використовуючи модель MF-Tire [132], яка є реалізацією моделі шини за формулою Г. Пасейки [128, 129]. Напівемпіричний метод MF-Tire забезпечує

швидке та надійне моделювання взаємодії шини та дороги, а також стійкі та перехідні процеси в шині. Метод MF-Tire перевірено теоретичними та експериментальними дослідженнями [132].

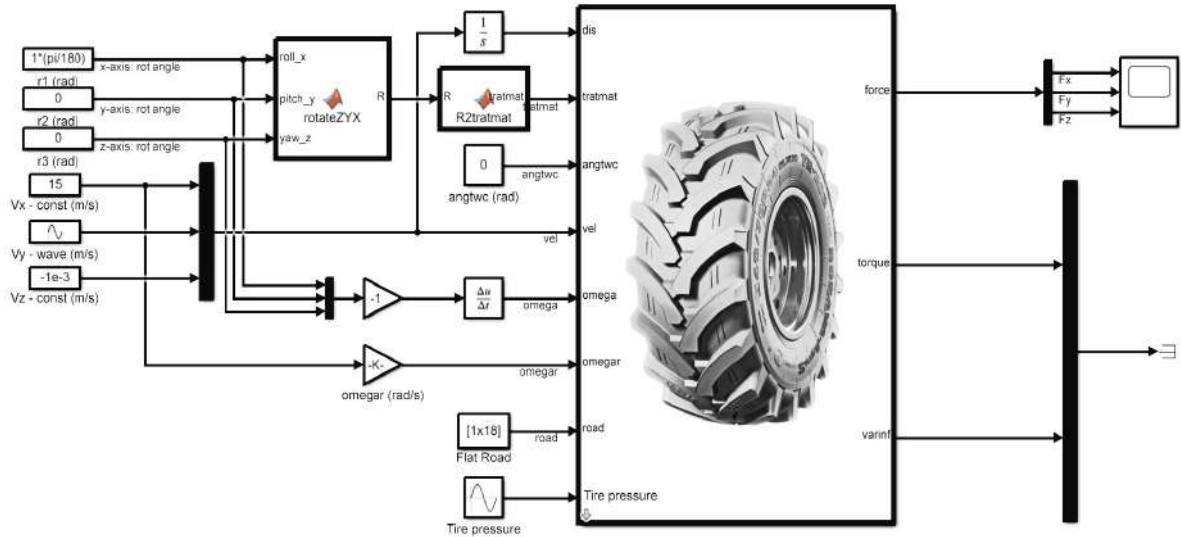


Рисунок 2.40 – MatLab/Simulink модель колеса трактора

Результатами моделювання моделі колеса (рис. 2.40) в MatLab/Simulink для тиску колеса 80–200 кПа та навантаження в межах 20–25 кН отримано залежність (рис. 2.41).

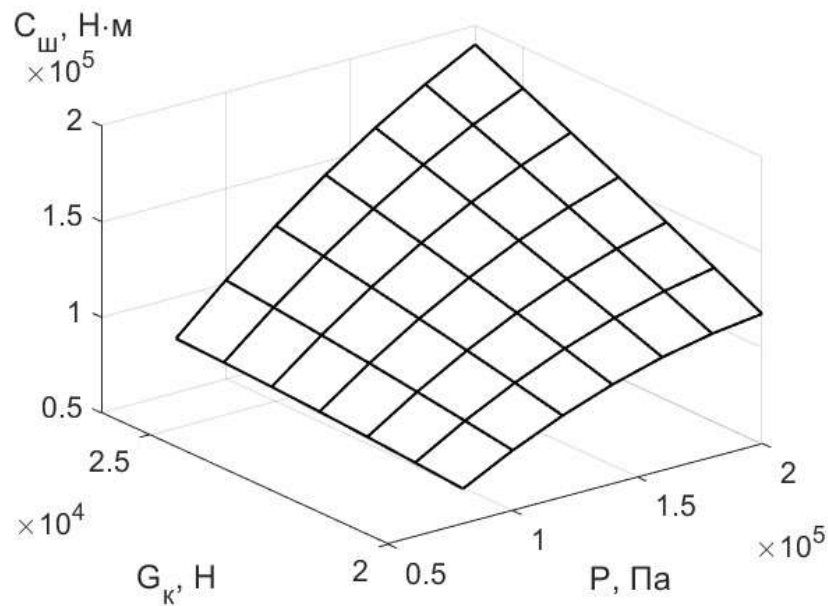


Рисунок 2.41 – Залежність жорсткості шини у вертикальному напрямі від тиску  $P$  та навантаження  $G_k$

Залежність наведена на рис. 2.41 представлено поліномом 2-го порядку:

$$C_{\text{ш}} = 4,264 \cdot 10^4 - 0,637P + 4,45 \cdot 10^{-5} G_{\text{к}} - 2,432 \cdot 10^{-6} P^2 + 8,642 \cdot 10^{-5} P G_{\text{к}} - 0,000114 G_{\text{к}}^2. \quad (2.42)$$

Теоретично досліджено динаміку МТА для різного тиску в шинах трактора. Значення тиску в шинах обрано виходячи з результатів експериментальних досліджень та виробничих випробувань тракторів Т-150К та ХТЗ-242К –  $P = 80, 140$  або  $200$  кПа [3].

Результати теоретичних досліджень динаміки МТА для різних значень тиску наведено на рис. 2.42–2.48.

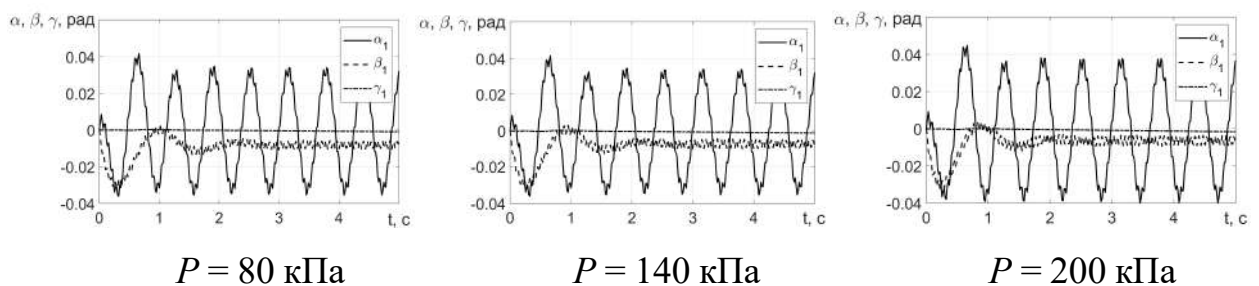


Рисунок 2.42 – Залежності кутів орієнтації рами трактора від часу

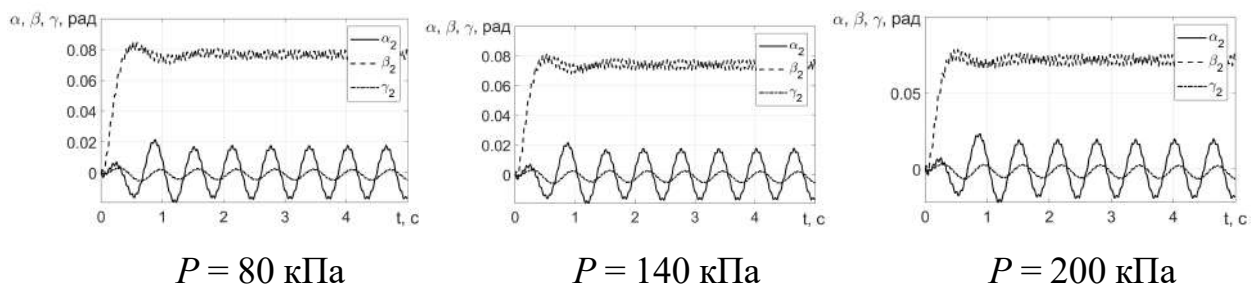


Рисунок 2.43 – Залежності кутів орієнтації рами сівалки від часу

Розмах коливань кутів орієнтації рами трактора (рис. 2.42) та сівалки (рис. 2.43) знижуються з підвищенням тиску в шинах трактора. Розмах коливань кутів орієнтації рами трактора знижується на  $0,004$  рад, на  $0,003$  рад та на  $0,001$  рад для тисків  $80, 140$  та  $200$  кПа. Середнє значення кута  $\beta$  сівалки знижується з  $0,08$  рад (при  $P = 80$  кПа) до  $0,07$  рад (при  $P = 140$  кПа) та до  $0,06$  рад (при  $P = 200$  кПа).

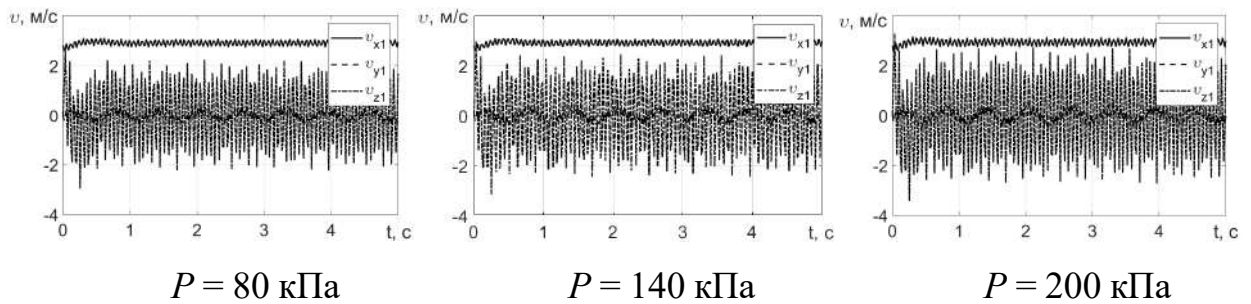


Рисунок 2.44 – Залежності проєкцій швидкостей рами трактора від часу

Для тиску в шинах  $P = 80 \text{ кПа}$  проєкція швидкості центра мас трактора на вісь  $x$  має розмах коливань  $0,35 \text{ м/с}$  (рис. 2.44). Проєкція швидкості центра мас трактора на вісь  $y$  має розмах коливань  $0,54 \text{ м/с}$ , мінімальне значення  $v_{y\min} = -0,26 \text{ м/с}$  та максимальне значення  $v_{y\max} = 0,28 \text{ м/с}$ . Проєкція швидкості центра мас трактора на вісь  $z$  має найбільший розмах коливань, що складає  $4,97 \text{ м/с}$ , мінімальне значення  $v_{z\min} = -2,32 \text{ м/с}$  та максимальне значення  $v_{z\max} = 2,65 \text{ м/с}$ .

Підвищення тиску до  $140 \text{ кПа}$  зменшує розмах коливань проєкції швидкості центра мас трактора на вісь  $x$  до  $0,33 \text{ м/с}$ , мінімальне значення  $v_{x\min} = 2,75 \text{ м/с}$  та максимальне значення  $v_{x\max} = 3,08 \text{ м/с}$ . Проєкція швидкості центра мас трактора на вісь  $y$  має розмах коливань  $0,52 \text{ м/с}$ , мінімальне значення  $v_{y\min} = -0,25 \text{ м/с}$  та максимальне значення  $v_{y\max} = 0,27 \text{ м/с}$ . Проєкція швидкості центра мас трактора на вісь  $z$  має найбільший розмах коливань, що складає  $4,69 \text{ м/с}$ , мінімальне значення  $v_{z\min} = -2,28 \text{ м/с}$  та максимальне значення  $v_{z\max} = 2,41 \text{ м/с}$ .

Збільшення тиску до  $200 \text{ кПа}$  зменшує розмах коливань проєкції швидкості центра мас трактора на вісь  $x$  до  $0,31 \text{ м/с}$ , мінімальне значення  $v_{x\min} = 2,76 \text{ м/с}$  та максимальне значення  $v_{x\max} = 3,07 \text{ м/с}$ . Проєкція швидкості центра мас трактора на вісь  $y$  має розмах коливань  $0,51 \text{ м/с}$ , мінімальне значення  $v_{y\min} = -0,24 \text{ м/с}$  та максимальне значення  $v_{y\max} = 0,27 \text{ м/с}$ . Проєкція швидкості центра мас трактора на вісь  $z$  має найбільший розмах коливань, що складає  $4,24 \text{ м/с}$ , мінімальне значення  $v_{z\min} = -2,04 \text{ м/с}$  та максимальне значення  $v_{z\max} = 2,2 \text{ м/с}$ .

З підвищенням тиску в шинах з 80 до 140 кПа знижуються розмахи коливань проєкцій швидкостей центра мас трактора по осям  $x$ ,  $y$  та  $z$  на 0,02 м/с; 0,03 м/с та 0,28 м/с.

Як і трактора розмахи коливань проєкцій швидкостей рами сівалки із підвищенням тиску в шинах з 80 до 200 кПа знижуються на 0,02 м/с; 0,03 м/с та 0,28 м/с (по осям  $x$ ,  $y$  та  $z$ ) (рис. 2.45).

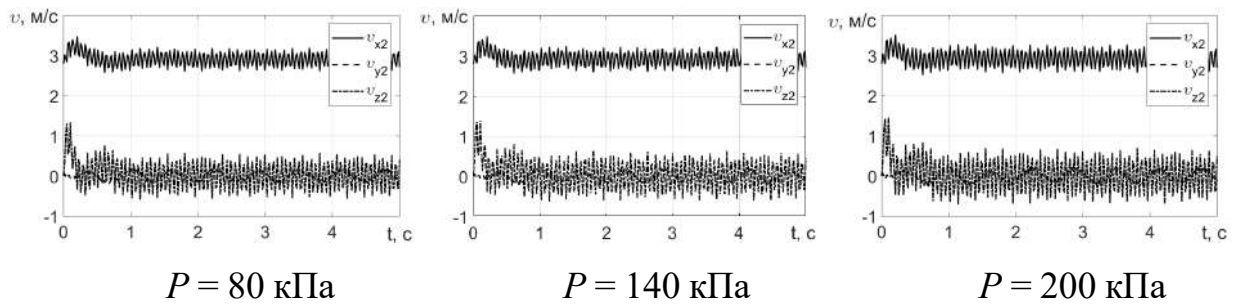


Рисунок 2.45 – Залежності проєкцій швидкостей рами сівалки від часу

Середнє значення проєкцій швидкостей рами сівалки по осі  $y$  та  $z$  не змінюються, а по осі  $x$  підвищується на 0,38 м/с.

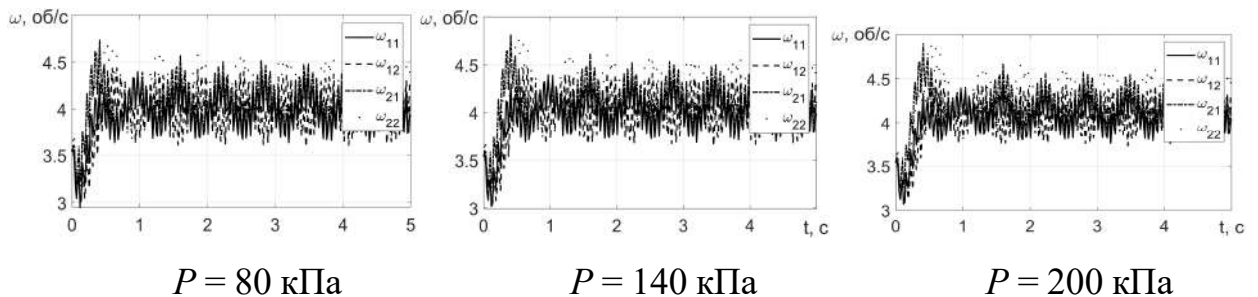


Рисунок 2.46 – Залежності кутових швидкостей обертання коліс трактора від часу

Середні значення кутових швидкостей обертання коліс трактора підвищуються з підвищенням тиску (рис. 2.46). Для тиску в шинах трактор  $P = 80$  кПа середнє значення кутових швидкостей обертання коліс трактора дорівнює  $\omega_{\text{ср}} = 4$  об/с. Підвищення тиску до  $P = 140$  кПа збільшує  $\omega_{\text{ср}}$  до 4,05 об/с, а при  $P = 200$  кПа –  $\omega_{\text{ср}} = 4,1$  об/с.

Динамічні радіуси коліс також мають вигляд гармонійних коливань (рис. 2.47). При тиску в шинах  $P = 80$  кПа максимальний динамічний радіус  $r_{\text{кд}}$

передніх коліс дорівнює 0,75 м, мінімальний – 0,62 м та розмах 0,13 м; задніх коліс відповідно – 0,73 м, 0,65 м та 0,08 м.

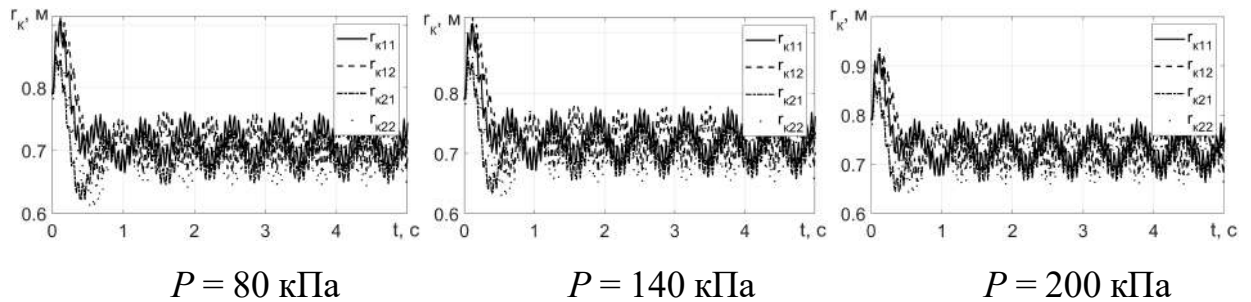


Рисунок 2.47 – Залежності динамічних радіусів коліс трактора від часу

Підвищення тиску в шинах до 140 кПа зменшує максимальний динамічний радіус  $r_{kd}$  передніх коліс до 0,77 м, мінімальний – 0,66 та розмах 0,11 м; задніх коліс відповідно до 0,74 м, 0,67 м та 0,07 м. Тиску в шинах  $P = 200$  кПа відповідає максимальний динамічний радіус передніх коліс – 0,79 м, мінімальний – 0,66 м та розмах коливань – 0,09 м; задніх коліс відповідно – 0,77 м, 0,71 та 0,06 м. Збільшення тиску в шинах ЕЗ знижує розмах коливань динамічних радіусів коліс з 0,13 до 0,09 м (передні колеса) та з 0,08 до 0,06 м (для задніх).

Зміна тиску в шинах трактора не впливає на частоти гармонік спектральних щільностей амплітуд віброприскорень центрів мас трактора та сівалки 15,9, 23,4, 35,3, 42,8 Гц (рис. 2.48). На частоті 15,9 Гц спектральна щільність амплітуди віброприскорень центру мас трактору складає  $S_{az1}(15,9) = 2,188 \text{ (м/с}^2\text{)}^2\text{/Гц}$  (для  $P = 80$  кПа). Підвищення тиску до 140 кПа знижує  $S_{az1}(15,9)$  до  $2,1 \text{ (м/с}^2\text{)}^2\text{/Гц}$ , а при  $P = 200$  кПа  $S_{az1}(15,9) = 2,06 \text{ (м/с}^2\text{)}^2\text{/Гц}$ . Спектральна щільність амплітуди віброприскорень центру мас сівалки на частоті 15,9 Гц також знижується  $S_{az2}(15,9) = 0,539 \text{ (м/с}^2\text{)}^2\text{/Гц}$  (при  $P = 80$  кПа),  $S_{az2}(15,9) = 0,511 \text{ (м/с}^2\text{)}^2\text{/Гц}$  (при  $P = 140$  кПа),  $S_{az2}(15,9) = 0,509 \text{ (м/с}^2\text{)}^2\text{/Гц}$  (при  $P = 200$  кПа). На частотах 23,4, 35,3, 42,8 Гц спектральні щільності амплітуд віброприскорень центрів мас трактору та сівалки знижуються із підвищенням тиску.

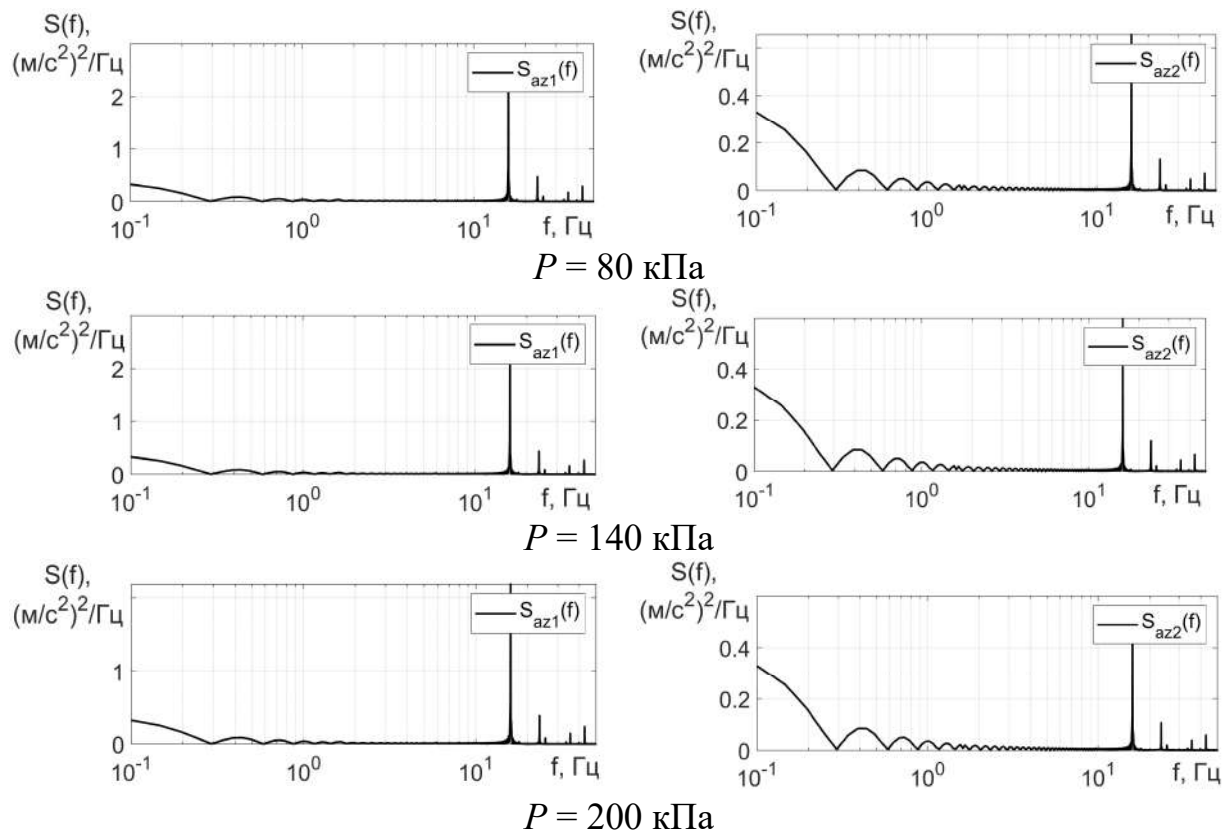


Рисунок 2.48 – Спектральні щільності амплітуд віброприскорень центрів мас трактору  $S_{az1}(f)$  та сівалки  $S_{az2}(f)$  у вертикальному напрямі для різного тиску в шинах

Тиск в колесах трактора посівного МТА необхідно підвищувати до 100–140 кПа з метою зниження коливань елементів.

## 2.8 Висновки по розділу

1. Розроблено метод оцінки динаміки МТА як багатоелементної (багатомасової) машини з урахуванням впливу профілю опорної поверхні на кожне з коліс та коливань в трьох вимірному просторі. Відповідно до розробленого методу сформовано динамічну модель агрегату, що складається з двох динамічних моделей трактора та сівалки з'єднаних послідовно між собою. Складено динамічну та математичну моделі колеса, що враховує залежності тиску повітря в колесі, швидкість поступального руху, буксування а його залежність від дотичної сили, а також динамічної деформації колеса у вертикальному напрямі.



2. Математична модель динаміки трактора з шарнірно-з'єднаною рамою та сівалки враховує рух коліс по профілю опорної поверхні та коливань елементів рами в трьох вимірному просторі. Модель агрегату має шість узагальнених координат, тобто шість ступенів свободи та 10 незалежних координат із залежними варіаціями.

4. Математичним моделюванням визначено вплив форми профілю поверхні поля на динаміку та енергетичні показники агрегату. Рух елементів МТА супроводжується коливальними процесами. Розмах коливань кута повороту рами ЕЗ навколо осі  $x$  складає 0,07 рад, період – 0,63 с; коливання навколо осі  $y$  мають вигляд затухаючих, розмах яких складає 0,03 рад з періодом 0,66 с. Найбільша енергія амплітуди віброприскорень рами ЕЗ у вертикальному напрямі спостерігається на частоті 15,9 Гц зі значенням  $2,188 \text{ (м/с}^2\text{)}^2\text{/Гц}$ ; друга гармоніка  $S_{az1}(23,44) = 0,386 \text{ (м/с}^2\text{)}^2\text{/Гц}$ ; третя –  $S_{az1}(35,3) = 0,144 \text{ (м/с}^2\text{)}^2\text{/Гц}$  та четверта –  $S_{az1}(42,87) = 0,24 \text{ (м/с}^2\text{)}^2\text{/Гц}$ . Найбільша енергія амплітуди віброприскорень рами сівалки у вертикальному напрямі спостерігається на частоті 15,9 Гц зі значенням 0,539; друга гармоніка  $S_{az2}(23,44) = 0,107 \text{ (м/с}^2\text{)}^2\text{/Гц}$ ; третя –  $S_{az2}(35,3) = 0,031 \text{ (м/с}^2\text{)}^2\text{/Гц}$  та четверта –  $S_{az2}(42,87) = 0,059 \text{ (м/с}^2\text{)}^2\text{/Гц}$ .

5. Встановлення на задню півраму ЕЗ баласту масою 1500 кг приводить до зниження спектральної щільності амплітуд віброприскорень центра мас трактора у вертикальному напрямі на 0,12, 0,04, 0,16, 0,021  $\text{(м/с}^2\text{)}^2\text{/Гц}$  для частот 15,9, 23,4, 35,3, 42,8 Гц. Спектральна щільність амплітуд віброприскорень центра мас сівалки знижується на 0,051, 0,01, 0,0045, 0,0058  $\text{(м/с}^2\text{)}^2\text{/Гц}$ .

6. Встановлено, що трактор має більшу енергію коливань тому, що трактор спирається на ґрунт через колеса, які мають відповідну жорсткість. Сівалка рухається із заглибленими робочими органами у ґрунт, що приводить до зниження амплітуди коливань. Частоти гармонік віброприскорень для рами трактора та сівалки співпадають.

7. Необхідно зазначити, що здвоєне колесо має нижчі показники динаміки у вертикальному напрямі ніж одинарне. Частота власних коливань здвоєного колеса 2,5 рад/с нижче ніж одинарного 3 рад/с. На частотах вище 2,5 рад/с здвоєне колесо має більш демпфіруючі властивості. Період коливань висоти профілю опорної поверхні та висоти центру мас колеса дорівнює 2,11 с для одинарних та здвоєних коліс. Однак, швидкість центру мас колеса у вертикальному напрямі  $v_{O_{kz}}$  по фазі не співпадає із швидкістю зміни висоти профілю опорної поверхні  $v_{h_z}$ . Здвоєне колесо має меншу деформацію у вертикальному напрямі, тобто динамічний радіус залишається більш стабільним.

8. Розроблено метод оцінки тягово-енергетичних показників функціонування трактора в залежності від сили тяги на гаку, типу колісних систем, тиску повітря в шинах та баластування. Підвищення маси ЕЗ на 1500 кг приводить до зниження буксування коліс з 5,9 до 1,8 % при  $P_{кр} = 13000$  Н, з 33,5 до 10,3 % при  $P_{кр} = 32000$  Н та з 41,8 до 15,9 % при  $P_{кр} = 35300$  Н. Максимальна тягова потужність ЕЗ на одинарних колесах без баласту 121 кВт досягається при швидкості 12 км/год; тягова потужність ЕЗ на одинарних колесах з баластом 122 кВт – при швидкості  $v = 15$  км/год; ЕЗ на здвоєних колесах без баласту розвиває максимальну тягову потужність 121 кВт при  $v = 14,5$  км/год.

## РОЗДІЛ 3

### ПРОГРАМА ТА МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ЛАБОРАТОРНО-ПОЛЬОВИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

#### 3.1 Мета, об'єкт та задачі лабораторно-польових досліджень

Експериментальні дослідження ставлять за мету перевірку теоретичних передумов, спрямованих на оцінку впливу коливань елементів МТА на його динаміку та енергетичні показники, а також підтвердження адекватності розроблених математичних моделей динаміки трактора та МТА.

Предметом експериментальних досліджень є теоретичні та методологічні приклади взаємозв'язку коливань елементів МТА, баластування, різних типів колісних систем та енергетичних показників функціонування.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання:

- розробити методику експериментальних досліджень із використанням вимірювальної системи для оцінки впливу коливань елементів агрегату на його динаміку;
- провести аналіз даних експериментальних досліджень та порівняти з результатами теоретичних досліджень;
- підтвердити адекватність розробленої математичної моделі динаміки МТА, що враховує вплив коливань елементів на його динаміку.

Лабораторні дослідження проводились в Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Експериментальні дослідження МТА проводились у господарствах України таких як Державному підприємстві Дослідне господарство «Кутузівка» Інституту сільського господарства північного сходу Національної академії аграрних наук України, ТОВ «Харківагро-2000» та навчально-дослідних полях «Центральне» і «Мерчанське» Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка.

Об'єктами експериментальних досліджень було обрано:

1. Машинно-тракторний агрегат у складі трактора ХТЗ-242К виробництва ПАТ Харківський тракторний завод та сівалки Vega-8 Profi виробництва ПАТ «Ельворті» (рис. 3.1).



Рисунок 3.1 – Загальний вигляд МТА у складі трактора ХТЗ-242К та сівалки Vega-8 Profi

2. Трактори ХТЗ-242К.20 на одинарних та здвоєних колісних системах з баластом розташованим на задній піврамі трактора та без нього (рис. 3.2).



а

б

Рисунок 3.2 – Трактор ХТЗ-242К.20 на одинарних (а) та здвоєних колісних системах (б)

Кожен з тракторів ХТЗ-242К.20 та ХТЗ-243К.20 досліджувались в такій конфігурації:

- трактор без баласту та стандартних шинах;
- трактор без баласту та здвоєних шинах;
- трактор з баластом та стандартних шинах;
- трактор з баластом та здвоєних шинах.

Баласт встановлювався на задній піврамі трактора та мав вагу 1500 кг (рис. 3.3).



Рисунок 3.3 – Розташування баласту на рамі трактора

Однією з пропозицій тракторного заводу є встановлення баластних мас у арки колісних дисків.

### 3.2 Структура вимірювальної системи

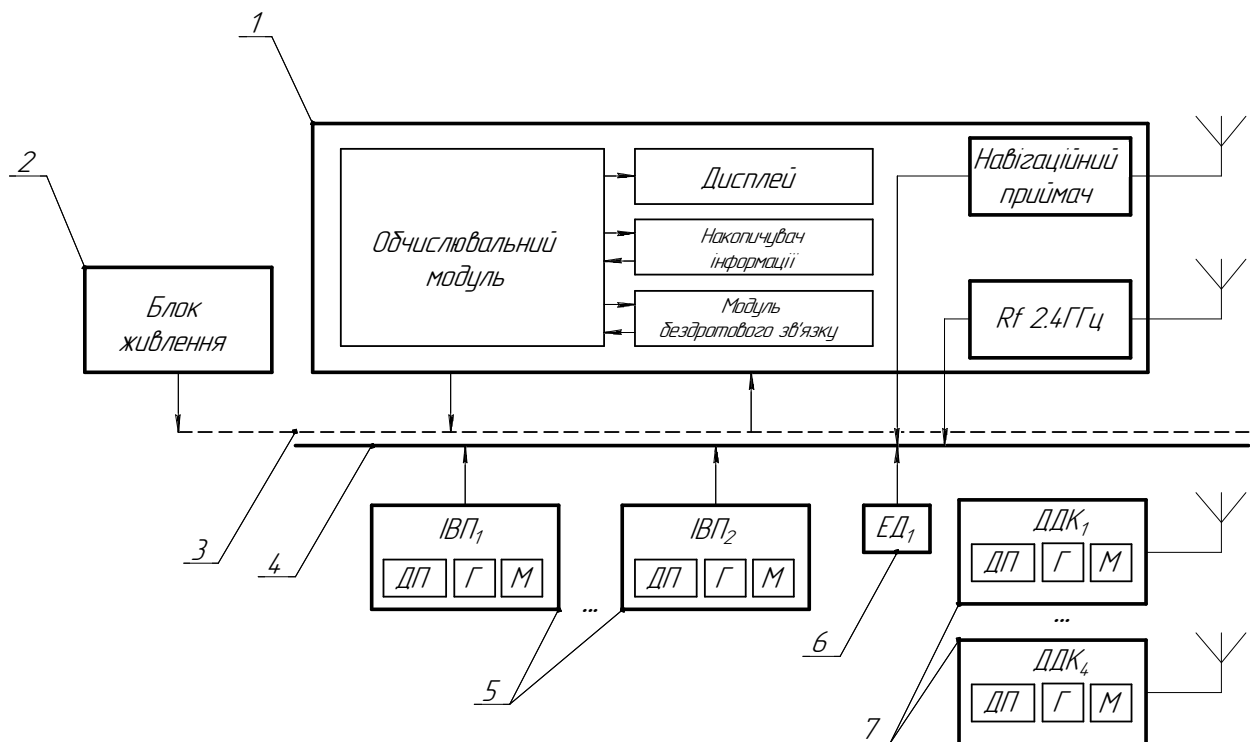
В експериментальних дослідженнях використано розроблену Антощенковим Р. В. вимірювальну систему динаміки та енергетики мобільних машин (ВСДЕММ) [75]. Вимірювальна система відноситься до технічних засобів експлуатаційного контролю та діагностування і може бути використана в сільському господарстві та машинобудівній промисловості. Система призначена для визначення кінематичних, динамічних, потужнісних та енергетичних характеристик мобільних машин та їх елементів при дорожніх, польових і стендових випробуваннях [14]. Загальний вигляд вимірювальної системи та датчиків наведено на рис. 3.4.



Рисунок 3.4 – Загальний вигляд вимірювальної системи та датчиків

Вимірювальна система складається з обчислювального модуля, датчиків, додаткових модулів (аналогово-цифрових перетворювачів сигналів тензодатчиків, витрати палива), джерела живлення та з'єднувальних (силових та сигнальних) кабелів.

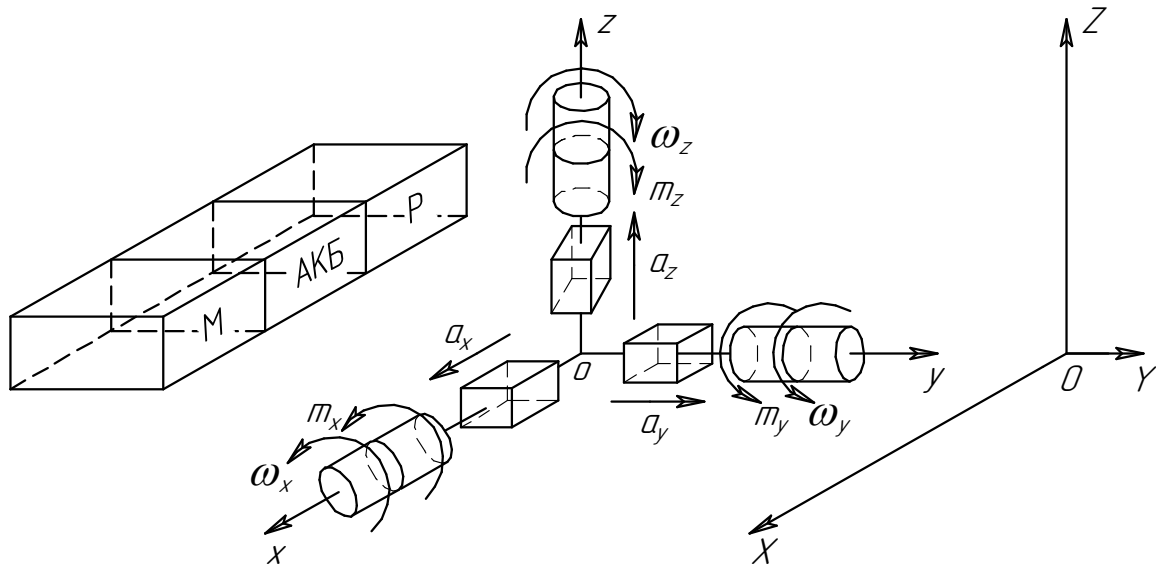
Структурну схему вимірювальної системи наведено на рис. 3.5.



1 – обчислювальний модуль; 2 – блок живлення; 3 – шина живлення; 4 – шина даних CAN; 5 – інерційні вимірювальні пристрої 1...4; 6 – електронний динамометр ; 7 – датчики динаміки коліс 1...4

Рисунок 3.5 – Структурна схема вимірювальної системи динаміки та енергетики мобільних машин

Розширену структуру вимірювальної системи та принципи функціонування датчиків наведено у роботі [75]. Розроблено конструкцію датчика динаміки колеса [15], яку наведено на рис. 3.6.



$a_x, a_y, a_z$  – чутливі елементи акселерометру;  $g_x, g_y, g_z$  – чутливі елементи гіроскопу;  $m_x, m_y, m_z$  – чутливі осі магнітометру;  $M$  – мікроконтролер; АКБ – акумуляторна батарея;  $P$  – радіомодуль

Рисунок 3.6 – Датчик динаміки колеса

На відміну від попередньої версії датчика [75] розроблений датчик [15] обладнано трьохосьовим магнітометром осі якого ( $m_x, m_y, m_z$ ) співпадають з осями акселерометру ( $a_x, a_y, a_z$ ) та гіроскопу ( $g_x, g_y, g_z$ ). Дані від чутливих елементів у цифровому вигляді надходять до мікроконтролера  $M$  який через радіоканал  $P$  на частоті 2,4 ГГц передає дані до вимірювальної системи. Датчик автономний та живиться від Li-Pol АКБ.

### 3.3 Методика проведення експериментальних досліджень

Лабораторні дослідження проводились на лабораторному обладнанні кафедр мехатроніки та деталей машин і оптимізації технологічних систем імені Т. П. Євсюкова Харківського національного технічного університету

сільського господарства імені Петра Василенка за наступною програмою, яка включає:

- тарування/градування датчиків;
- аналіз результатів.

Методика проведення експериментальних досліджень із використанням вимірювальної системи базується на ДСТУ ГОСТ 30745-2003 (ISO 789-9-90) Трактори сільськогосподарські. Визначення тягових показників [133]; ДСТУ ГОСТ 7057-2003 Трактори сільськогосподарські. Методи випробування [134]; ГОСТ 24055-2016 Техника сельскохозяйственная. Методы эксплуатационно-технологической оценки [135] та має такі етапи:

1. Розміщення вимірювальної апаратури на елементах агрегату:

- інерційні вимірювальні пристрої (ІВП) фіксуються на рамах кожного з елементів агрегату та фіксуються відстані до центрів мас;
- антена навігаційного пристрою (НП) розміщується над кабіною трактора;
- електронний динамометр (ЕД) розташовується в місці з'єднання трактора та машини (гак трактора);
- датчики динаміки коліс (ДДК) встановлюються в центрі коліс досліджуваного трактора;
- інерційні вимірювальні пристрої та ЕД з'єднуються за допомогою сигнального кабелю з обчислювальним модулем.

2. Для виключення впливу сторонніх факторів на визначення динамічних та енергетичних показників агрегату під час досліджень здійснюються такі заходи:

- для виключення випадкових факторів здійснюються двократні повторення кожного досліджу;
- для виключення впливу технічного агрегату на початку зміни здійснюються регламентне технічне обслуговування;
- для проведення експериментів вибирають два поля з найбільш характерною структурою ґрунту, які різко відрізняються за фізико-



механічними властивостями. Однотипні дослідження проводяться на двох полях на протязі однієї зміни.

3. Після закінчення операцій із підготовки агрегату до досліджень відбувається збір інформації:

– визначаються властивості ґрунту (фізико-механічних властивостей та вологість) та параметри навколишнього середовища;

– вмикається обчислювальний модуль для збору інформації;

– проводиться необхідна кількість дослідів;

– після кожного дослідження отримані дані зберігаються на жорсткому диску комп'ютера для подальшої обробки;

– при закінченні досліджень вимірювальна система вимикається та демонтується з агрегату.

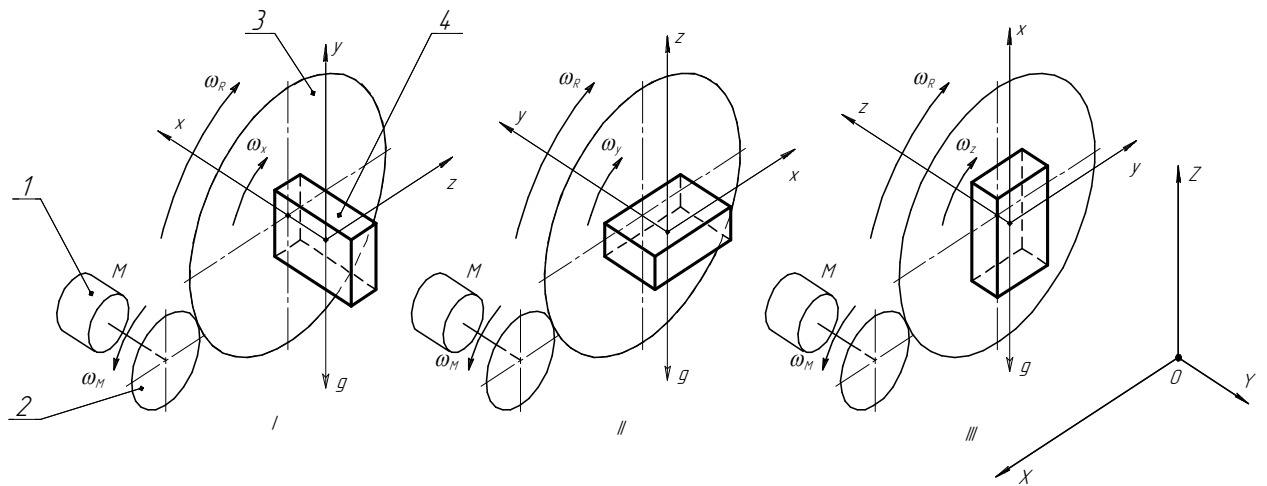
Розроблена методика дозволяє в короткий термін визначати енергетичні та динамічні показники функціонування сільськогосподарських машин та агрегатів. При роботі із системою достатньо одного оператора.

#### 3.4 Метод динамічного тарування датчику динаміки колеса

Датчики динаміки колеса перед початком експериментальних досліджень потребують тарування для компенсації похибки встановлення чутливих елементів в корпусі датчика [14, 75].

Тарування – це компенсація систематичної похибки всієї вимірювальної системи від входу вимірюваної фізичної величини до виходу вимірюваного значення цієї величини [137]. Тарування робиться шляхом подачі на датчик еталонної величини фізичного впливу. Тарування, як правило, це проста операція, заснована на лінійній корекції даних, вихідні дані для якої вводяться користувачем безпосередньо під час експлуатації, при впливі зовнішніх фізичних факторів та при робочих умовах [137].

Розроблено метод динамічного тарування датчиків динаміки колеса який полягає в обертанні його навколо трьох осей з трьома кутовими швидкостями. Схему запропонованого методу наведено на рис. 3.7.



1 – електричний двигун; 2 – зубчаста передача; 3 – диск; 4 – датчик динаміки колеса

Рисунок 3.7 – Схема методу динамічного тарування датчика динаміки колеса

Динамічне тарування датчику проводиться у наступній послідовності. Диск 3 на який встановлено датчик 4 обертається з постійною швидкістю 1, 10, 15 рад/с в прямому та зворотному напрямках. Постійну швидкість обертання та напрям забезпечується електричним двигуном з частотним перетворювачем 1 та зубчастою передачею 2. Датчик 4 встановлюється на диск 3 так, щоб досліджувана вісь датчика проходила через центр диску та була перпендикулярна до нього.

Проводять три пари дослідів (I, II, III), тобто тарують три осі датчика (x, y, z) обертанням диску в прямому та зворотному напрямках.

При обертанні датчика з постійною кутовою швидкістю навколо осі x відбувається тарування гіроскопа (кутова швидкість  $\omega_x$ ) вісь x та акселерометра (прискорення  $a_y, a_z$ ) по осям y та z. Відповідно при обертанні датчика навколо осі y тарується гіроскоп по осі y ( $\omega_y$ ) та акселерометр по осям x та z ( $a_x, a_z$ ). Обертання датчика навколо осі z дозволяє отримати дані для гіроскопу по осі z ( $\omega_z$ ) та акселерометру по осям x та y ( $a_x, a_y$ ).

Тарування акселерометру та гіроскопу потребує точного позиціонування датчика на стенді. Однак, чутливі елементи в датчику можуть мати довільне розташування.

Вимірювання проводяться  $N$  разів, щоб знайти коефіцієнти зміщення, підсилення та міжосьового підсилення.

У випадку тарування магнітометра, який вимірює магнітне поле Землі, будь-яке інше магнітне поле є паразитним, тобто магнітні аномалії повинні бути відсутніми.

Під час тарування акселерометра вимірюється тільки сила тяжіння, тобто датчик не повинен зазнавати будь-яке інше прискорення.

В загальному випадку рівняння коефіцієнтів тарування має 9 невідомих:

$$\mathbf{v} = [a \ b \ c \ d \ e \ f \ g \ h \ i]^T \quad (3.1)$$

та такі точки даних перебувають на поверхні еліпсоїда, тобто чутливі елементи датчика мають різну чутливість.

Якщо осі чутливих елементів датчика  $x$ ,  $y$  та  $z$  співпадають з осями датчику то рівняння (3.1) можна скоротити до 6 невідомих:

$$\mathbf{v} = [a \ b \ c \ g \ h \ i]^T \quad (3.2)$$

У випадку коли осі чутливих елементів датчика (акселерометру, гіроскопу та магнітометра)  $x$ ,  $y$  та  $z$  мають однаковий коефіцієнт підсилення тоді рівняння (3.2) можна скоротити до чотирьох невідомих:

$$\mathbf{v} = [a + b + c \ g \ h \ i]^T \quad (3.3)$$

Рівняння градування має наступний вигляд:

$$a \cdot X^2 + b \cdot Y^2 + c \cdot Z^2 + d \cdot 2XY + e \cdot 2XZ + f \cdot 2YZ + g \cdot 2X + h \cdot 2Y + i \cdot 2Z = 1, \quad (3.4)$$

де  $X$ ,  $Y$ ,  $Z$  – значення вимірювального параметру.

Набір точок  $N$  даних використовується для побудови матриці даних  $\mathbf{D}$  з урахуванням умови, що точки даних не повинні бути в одній площині:

$$\mathbf{D} = \begin{bmatrix} X^2 & Y^2 & Z^2 & 2XY & 2XZ & 2YZ & 2X & 2Y & 2Z \end{bmatrix}. \quad (3.5)$$

Принаймні 9 точок даних  $\mathbf{D}[N \times 9]$  необхідні для обчислення коефіцієнтів зміщення, підсилення та міжосьового підсилення.

Тепер, методом найменших квадратів помилка апроксимації може бути обчислена для невідомих  $\mathbf{v}$  за допомогою псевдо-інверсії, яка не являється квадратною матрицею. По-перше, обидва доданка множаться на транспоновану матрицю  $\mathbf{D}^T$ . По-друге, обидва доданка множаться на зворотну квадратну матрицю  $\mathbf{D} \cdot \mathbf{D}^T$ . Таким чином може бути 9, 6 або 4 невідомих, в залежності від зазначених вище обмежень. Для найбільш загального випадку:

$$\mathbf{D}[N \times 9] \cdot \mathbf{v}[9 \times 1] = \mathbf{1}[N \times 1];$$

$$\mathbf{D}^T[9 \times N] \cdot \mathbf{D}[N \times 9] \cdot \mathbf{v}[9 \times 1] = \mathbf{D}^T[9 \times N] \cdot \mathbf{1}[N \times 1];$$

$$(\mathbf{D}^T \mathbf{D})[9 \times 9] \cdot \mathbf{v}[9 \times 1] = (\mathbf{D}^T \cdot \mathbf{1})[9 \times 1];$$

$$\mathbf{v}[9 \times 1] = \text{inv}(\mathbf{D}^T \mathbf{D})[9 \times 9] \cdot (\mathbf{D}^T \cdot \mathbf{1})[9 \times 1]. \quad (3.6)$$

Визначаємо допоміжні матриці  $\mathbf{A}_4[4 \times 4]$ ,  $\mathbf{A}_3[3 \times 3]$  та допоміжний вектор  $\mathbf{v}_{\text{ghi}}[3 \times 1]$ , що отримуються з (3.1):

$$\mathbf{A}_4 = \begin{bmatrix} a & d & e & g \\ d & b & f & h \\ e & f & c & i \\ g & h & i & -1 \end{bmatrix}; \quad \mathbf{A}_3 = \begin{bmatrix} a & d & e \\ d & b & f \\ e & f & c \end{bmatrix}; \quad \mathbf{v}_{\text{ghi}} = \begin{bmatrix} g \\ h \\ i \end{bmatrix}. \quad (3.7)$$

Коефіцієнти зміщення  $\mathbf{o} = (ox, oy, oz)$  розраховуємо наступним чином:

$$\mathbf{A}_3[3 \times 3] \cdot \mathbf{o}[3 \times 1] = -\mathbf{v}_{\text{ghi}}[3 \times 1];$$

$$\mathbf{o}[3 \times 1] = -\text{inv}(\mathbf{A}_3)[3 \times 3] \mathbf{v}_{\text{ghi}}[3 \times 1]. \quad (3.8)$$

Після того, як визначили коефіцієнти зміщення вводимо ще одну допоміжну матрицю  $\mathbf{V}_4[4 \times 4]$ , яка представляє собою еліпсоїд приведений до початку системи координат:

$$\mathbf{T} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ ox & oy & oz & 1 \end{bmatrix}; \quad (3.9)$$

$$\mathbf{V}_4[4 \times 4] = \mathbf{T}[4 \times 4] \cdot \mathbf{A}[4 \times 4] \cdot \mathbf{T}^T[4 \times 4]; \quad (3.10)$$

$$\mathbf{V}_4[4 \times 4] = \begin{pmatrix} b_{11} & b_{12} & b_{13} & b_{14} \\ b_{21} & b_{22} & b_{23} & b_{24} \\ b_{31} & b_{32} & b_{33} & b_{34} \\ b_{41} & b_{42} & b_{43} & b_{44} \end{pmatrix}; \quad \mathbf{V}_3[3 \times 3] = \begin{bmatrix} b_{11} & b_{12} & b_{13} \\ b_{21} & b_{22} & b_{23} \\ b_{31} & b_{32} & b_{33} \end{bmatrix} / -b_{44}. \quad (3.11)$$

Коефіцієнти підсилення та міжосьового підсилення  $\mathbf{g} = [gx \quad gy \quad gz]^T$  поперечних осей можуть бути обчислені з власних значень і власних векторів радіусів еліпсоїда, тобто:

$$\mathbf{G} = 1 + \frac{g^2}{a} + \frac{h^2}{b} + \frac{i^2}{c};$$

$$\mathbf{g} = \left[ \text{sqrt} \frac{a}{\mathbf{G}} \quad \text{sqrt} \frac{b}{\mathbf{G}} \quad \text{sqrt} \frac{c}{\mathbf{G}} \right]^T. \quad (3.12)$$

Після проведення тарування датчиків динаміки колеса отримано коефіцієнти зміщення  $\mathbf{o}$  (3.8) та підсилення  $\mathbf{g}$  (3.12) для акселерометру, гіроскопу та магнітометру, які завантажуються в пам'ять мікроконтролеру. Повірку датчиків динаміки колеса необхідно проводити один раз на рік.

Результати тарування датчику динаміки колеса наведено на рис. 3.8 для осі  $x$  та трьох швидкостей обертання 1, 10, 15 рад/с.

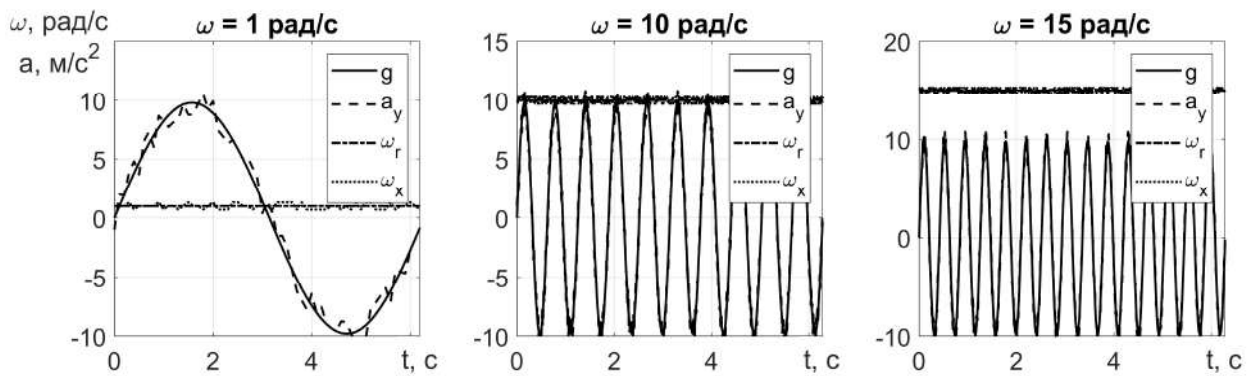


Рисунок 3.8 – Результати динамічного тарування датчика динаміки колеса

Інерційні-вимірювальні пристрої зазвичай тарують за методикою яку описано в роботі [75], однак запропонований метод динамічного тарування датчиків динаміки колеса можна використовувати також для ІВП. Це не приведе до погіршення або покращення результатів тарування.

### 3.5 Градування електронного динамометру

Градування (для датчика) – це визначення залежності вихідної величини від вхідної у вигляді формули або таблиці [137]. Якщо мова йде про стандартні датчики (наприклад, термопари, термоперетворювачі), які виготовлені за стандартними технологічними параметрами, то градувальні залежності описуються у відповідних стандартах (нормативних документах) на такі типи датчиків. Градувальні залежності можуть бути нелінійними [137]. При застосуванні такого датчика спільно із системою збору даних на верхньому програмному рівні повинна бути застосована відповідна градувальна функція цього датчика. Важливо відзначити, що застосування градувальної функції не усуває повністю систематичну похибку конкретного екземпляра датчика, а усуває лише більшу частину цієї похибки [137].

Виконаємо градування електронного динамометру. ЕД складається з жорсткого тіла до якого прикладається зусилля, що приводить до його деформації. При вимірюванні деформації ЕД тензорезистори як правило розміщують з двох сторін досліджуваного об'єкта один проти іншого (рис. 3.9, а). Всі чотири тензорезистора включають в схему вимірювального

моста Уїнстона (рис. 3.9, б). В такому випадку вони виконують функції як активних, так і компенсаційних елементів. Виходи вимірювального моста під'єднано до АЦП який перетворює зусилля, що прикладено до ЕД, на коди. Коди АЦП мікроконтролером передаються через CAN-шину до вимірювальної системи.

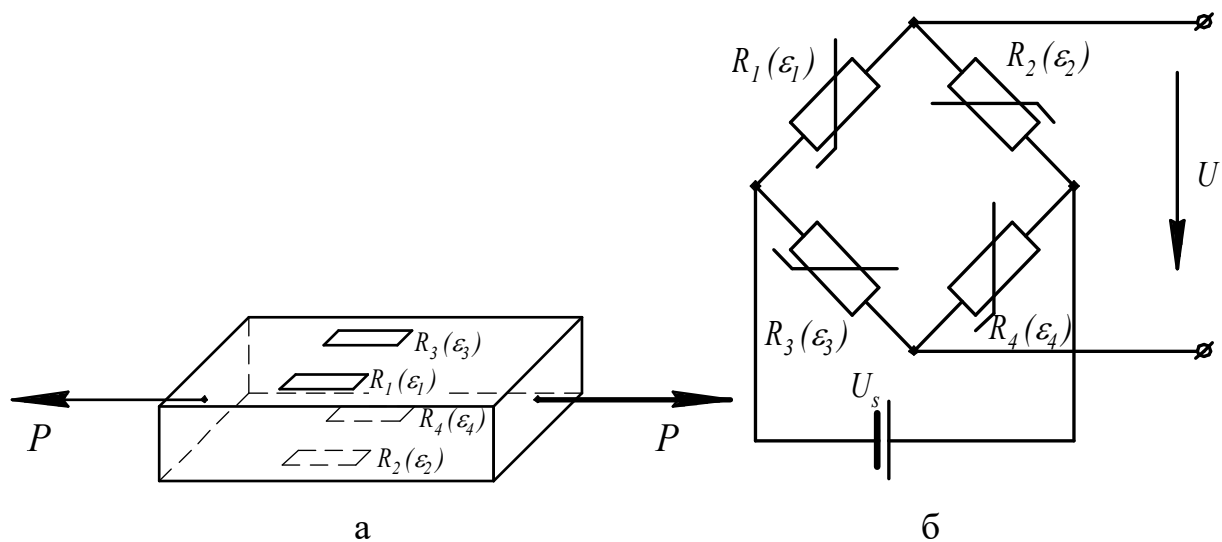


Рисунок 3.9 – Електронний динамометр (а) та схема включення тензорезисторів (б)

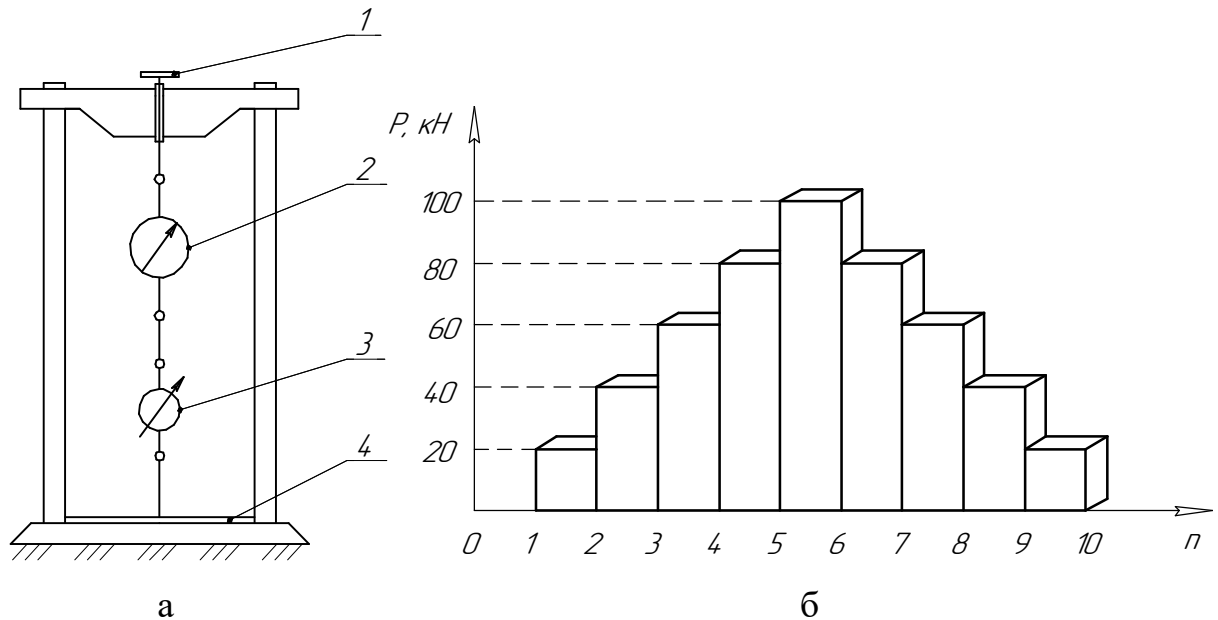
Градування ЕД встановлює взаємозв'язок між відомою величиною вимірюваного впливу і показанням датчика, що викликається цим впливом.

Градування проводиться за значеннями вимірювань в кодах АЦП і значенням реальних фізичних величин, вимірюваних за допомогою зовнішніх приладів. За отриманими даними обчислюються градувальні коефіцієнти. Точність градування задається програмою-методикою випробувань.

По виду створюваних навантажень розрізняють градування статичне та динамічне.

Статичне градування полягає в тому, що до ЕД навантажується послідовними ступенями відомими величинами вимірюваного впливу в межах робочого діапазону з подальшим розвантаженням в тому ж порядку. Для кожного ступеня навантаження і розвантаження фіксуються показання вимірювальних приладів.

Для градуювання ЕД використовують гвинтові або важельні установки. Схему гвинтової установки для градуювання ЕД наведено на рис. 3.10, а. До ЕД послідовно статично прикладено зусилля від 0 до 100 кН (рис. 3.10, б).



а – схема установки для градуювання ЕД; б – схема режимів навантаження ЕД; 1 – регулювальний механізм; 2 – еталонний динамометр; 3 – електронний динамометр; 4 – рамка

Рисунок 3.10 – Схема установки для градуювання ЕД (а) та режимів навантаження (б)

Підчас градуювання будується апроксимуюча пряма, рівняння якої має вигляд:

$$Y = a \cdot X_i + b,$$

де  $X_i$  – еталонне розтяжне зусилля  $i$ -го ступеня навантаження;  $a$  – коефіцієнт пропорційності;  $b$  – коефіцієнт зсуву.

У результаті градуювання побудовано залежність зусилля прикладеного до динамометру від кодів АЦП, яку наведено на рис. 3.11.



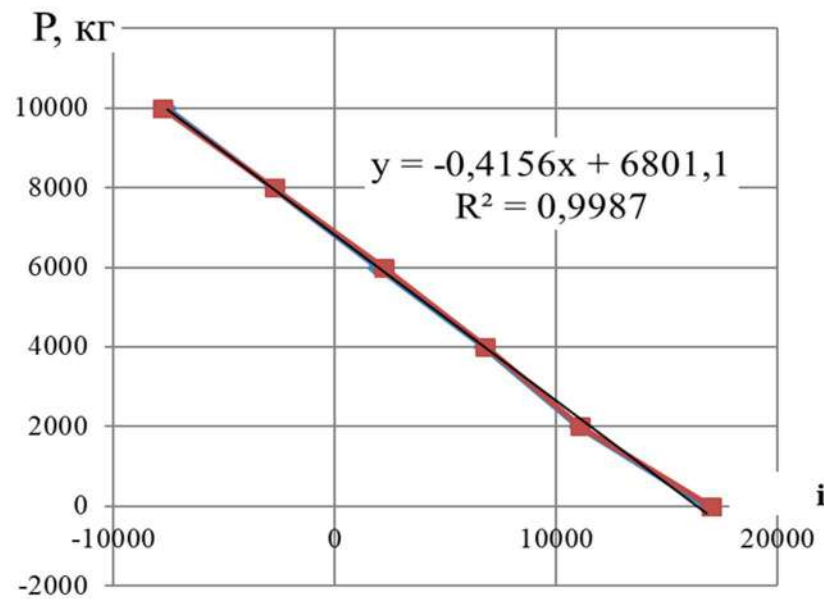


Рисунок 3.11 – Залежність зусилля прикладеного до динамометру від кодів АЦП

Отримано залежність зусилля прикладеного до динамометру від кодів аналогово-цифрового перетворювача:

$$P = -0,41156 \cdot i + 6801,1, \quad (3.13)$$

де  $P$  – дійсне значення зусилля;  $i$  – коди АЦП.

Виконано градування ЕД, що входить до складу вимірювальної системи та отримано залежність зусилля прикладеного до динамометру від кодів аналогово-цифрового перетворювача. Коефіцієнт детермінації дорівнює  $R^2 = 0,9987$ . Градування необхідно проводити перед кожним експериментальним дослідженням та після нього тому, що на динамометр діють значні динамічні навантаження.

### 3.6 Висновки по розділу

1. Експериментальні дослідження ставлять за мету перевірку теоретичних передумов, спрямованих на оцінку впливу коливань елементів МТА на його динаміку та енергетичні показники, а також підтвердження адекватності розроблених математичних моделей динаміки трактора та МТА. Предметом експериментальних досліджень є теоретичні та методологічні

прикладі взаємозв'язку коливань елементів МТА, баластування, різних типів колісних систем та енергетичних показників функціонування.

2. 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.

3. Розроблено конструкцію датчика динаміки колеса, який обладнано трьохосовим магнітометром осі якого  $(m_x, m_y, m_z)$  співпадають з осями акселерометру  $(a_x, a_y, a_z)$  та гіроскопу  $(g_x, g_y, g_z)$ . Дані від чутливих елементів у цифровому вигляді надходять до мікроконтролера який через радіоканал на частоті 2,4 ГГц передає дані до вимірювальної системи. Датчик автономний та живиться від Li-Pol АКБ.

4. Розроблено метод динамічного тарування датчиків динаміки колеса який полягає в обертанні його навколо трьох осей з трьома кутовими швидкостями. Проводять три пари дослідів (*I*, *II*, *III*), тобто тарують три осі датчика  $(x, y, z)$  обертанням диску в прямому та зворотному напрямках.

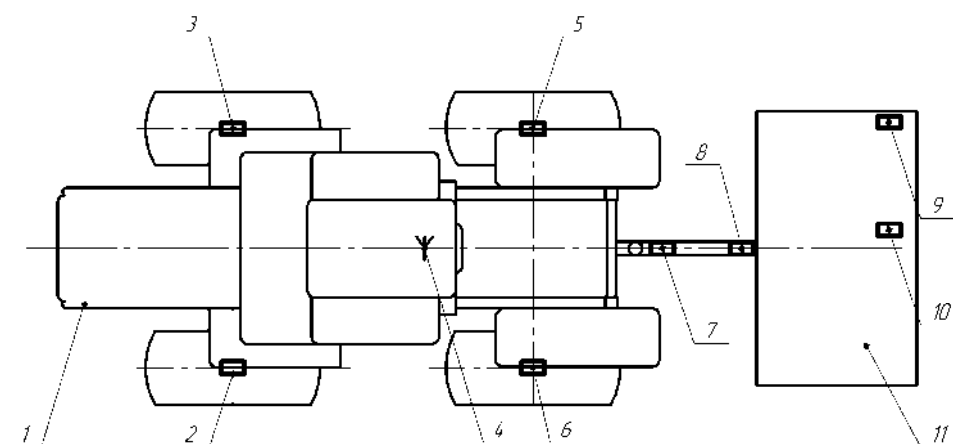
5. Виконано градування електронного динамометру, що входить до складу вимірювальної системи та отримано залежність зусилля прикладеного до динамометру від кодів аналогово-цифрового перетворювача. Коефіцієнт детермінації дорівнює  $R^2 = 0,9987$ . Встановлено, що градування необхідно проводити перед кожним експериментальним дослідженням та після нього.

РОЗДІЛ 4  
РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ  
МАШИННО-ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТУ

Експериментальні дослідження проведено для досягнення завдань: визначення техніко-економічних показників МТА; підтвердження адекватності розробленої математичної моделі; визначення опору кочення трактора, оцінки спектральної щільності тягового опору в залежності від швидкості руху та навантаження, визначення впливу баластування та здвоєних колісних систем на тягові показники трактора. Експериментальні дослідження проведено на МТА у складі трактора ХТЗ-242К.20 та сівалки Vega-8 Profi.

#### 4.1 Техніко-експлуатаційні показники посівного машинно-тракторного агрегату

Основними показниками, які визначались під час досліджень є швидкість руху, витрата палива, продуктивність посівного МТА, тяговий опір сівалки Vega-8 Profi. Крім того визначались буксування коліс трактора при проведенні сумісних посівів, а також амплітуди віброприскорень елементів агрегату. Схему встановлення датчиків на МТА наведено на рис. 4.1.



1 – трактор ХТЗ-242К.20; 2, 3, 5, 6 – датчики динаміки коліс;  
4 – антена приймача GPS; 7 – ІВП-1; 8 – ІВП-2; 9 – ІВП-3; 10 – ІВП-4;  
11 – сівалка Vega-8 Profi

Рисунок 4.1 – Схема встановлення датчиків на МТА

Визначено техніко-економічні показники посівного МТА у складі трактора ХТЗ-242К.20 та сівалки Vega-8 Profi які узагальнено у табл. 4.1.

Таблиця 4.1 – Техніко-експлуатаційні показники посівного МТА у складі трактора ХТЗ-242К.20 та сівалки Vega-8 Profi

Найменування показника	Значення		
	ХТЗ-242+ Vega-8	ХТЗ-242+ Здвоєні колеса+ Vega-8	ХТЗ-242+ +Баласт+ Vega-8
марка енергетичного засобу	ХТЗ-242К.20		
марка сільськогосподарської машини	Vega-8 Profi		
операція	сівба		
тип ґрунту за механічним складом	чорнозем суглинистий		
рельєф	плаский		
площа поля, га	98		
довжина гону, м	1205		
вологість ґрунту, % в шарах, см: 0-10 10-20 20-30	24,0 26,2 28,0		
твердість ґрунту, Н/см <sup>2</sup> в шарах, см 0-10 10-20 20-30	1,1 1,4 1,7		
глибина попереднього обробітку ґрунту: середня $\bar{X}$ , см середньоквадратичне відхилення від середньої $\delta$ , см коефіцієнт варіації, % мінімальна глибина, см максимальна глибина, см	7,0 3,3 47,1 2,0 15,0	7,0 3,3 47,1 2,0 15,0	7,0 3,3 47,1 2,0 15,0
ширина захвату, м	5,6	5,6	5,6
робоча швидкість, м/с	2,80	2,91	2,94
продуктивність за 1 год. основного часу, га/год	4,80	5,00	5,05
витрата палива на гектар, кг/га	12,5	12,1	11,9

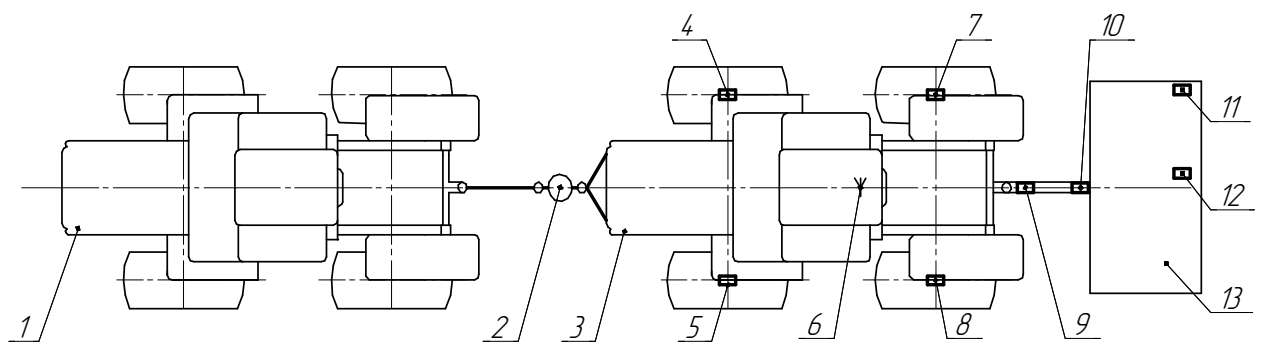
Вологість ґрунту в шарі заробки насіння (5-10 см) складала 26-27,0%, що було добре для проростання насіння, але могло бути причиною забивання сошників, яке спостерігалось при сівбі (табл. 4.1). Найбільш негативним була

значна нерівномірність глибини загортання насіння, про що свідчить мінімальне – 2,0 см та максимальне – 15 см їх значення, а також значне середньоквадратичне відхилення  $\delta = \pm 3,5$  см, при допустимому для сівби  $\pm 2,0$  см. Вказані показники глибини загортання насіння впливали, як на якість загортання насіння так і на рівномірність опору сівалки.

Робоча швидкість МТА дорівнювала 2,8 м/с, продуктивність – 4,80 га/год та витрата палива – 12,5 кг/га. Встановлення здвоєних коліс на трактор приводить до підвищення швидкості руху на 4,1 % та зниження витрати палива на 0,5 кг/га. Баластування трактора дозволяє підвищити швидкість на 5,2 %, а витрата палива знижується на 0,6 кг/га.

#### 4.2 Визначення спектральної щільності тягового опору сівалки

В роботах [2, 8] визначено, що на коливання трактора та МТА впливає нестабільність тягового опору. Визначимо спектральну щільність тягово зусилля на гаку трактора. Експериментальні дослідження виконано за допомогою зчипки з двох тракторів ХТЗ-242К.20 та ХТЗ-280Т на який агрегатовано та сівалкою Vega-8 Profi [3]. Між тракторами встановлювався динамометр (рис. 4.2).



1, 2, 6, 7 – датчики динаміки колеса переднього лівого, переднього правого, заднього лівого і заднього правого; 3, 5 – інерційно-вимірювальний пристрій ІВП-1, ІВП-2; 4 – антена приймача GPS; 8 – електронний динамометр; 9 – трос

Рисунок 4.2 – Схема установки датчиків

Експериментальні дослідження виконано для трьох швидкостей руху 1,45, 2,3 та 4,08 м/с.

Загальний вигляд датчиків та їх розташування на тракторі ХТЗ-242К.20 наведено на рис. 4.3.



Рисунок 4.3 – Загальний вигляд датчиків та їх розташування на тракторі ХТЗ-242К.20

Однією з характеристик стаціонарного випадкового процесу є спектральна щільність. У багатьох випадках, особливо при дослідженні стаціонарних випадкових процесів, спектральна щільність є більш зручною характеристикою, на відміну від кореляційної функції [9-11]. Така методика обґрунтована та використана в роботах [75]. Тому для порівняння динамічних показників функціонування елементів агрегатів, таких як прискорення, траєкторії руху та інших параметрів, використаємо спектральну щільність, що визначається за формулою [45]:

$$S_x(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} R_x(\tau) e^{-j\omega\tau} d\tau, \quad (4.3)$$

де  $x(t)$  – випадковий стаціонарний процес;  $R_x(t)$  – кореляційна функція випадкового процесу.

Запропонований алгоритм записано за допомогою R-коду для обчислення в GNU Octave або MATLAB:

```
% y - масив вхідних даних
L = length(y);
NFFT = 2^nextpow2(L);
Y = fft(y,NFFT)/L;
f = Fs/2*linspace(0,1,NFFT/2+1);

% Plot single-sided amplitude spectrum.
plot(f, 2*abs(Y(1:NFFT/2+1)), 'b');
```

Визначено залежності тягового зусилля сівалки (рис. 4.4) для яких визначено спектральні щільності тягового зусилля (рис. 4.5).

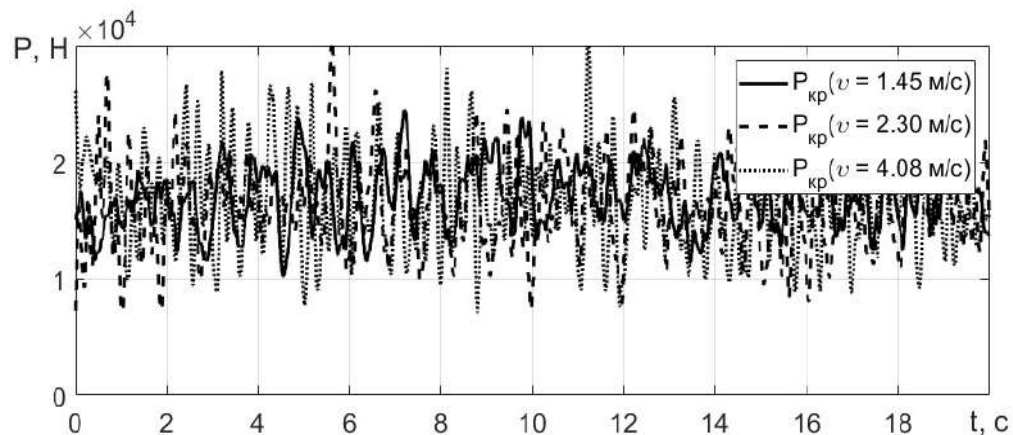


Рисунок 4.4 – Залежності тягового зусилля сівалки від часу

Середнє значення тягового зусилля для трьох дослідів складало  $P_{ср} = 18 \text{ кН}$  (рис. 4.4). При швидкості руху  $v = 1,45 \text{ м/с}$  розмах коливань тягового зусилля сівалки складав  $\Delta P = 13269 \text{ Н}$ . З підвищенням швидкості до  $2,3 \text{ м/с}$  розмах коливань тягового зусилля підвищився до  $18305 \text{ Н}$ , а максимальне значення розмаху  $20842 \text{ Н}$  спостерігається на швидкості  $4 \text{ м/с}$ .

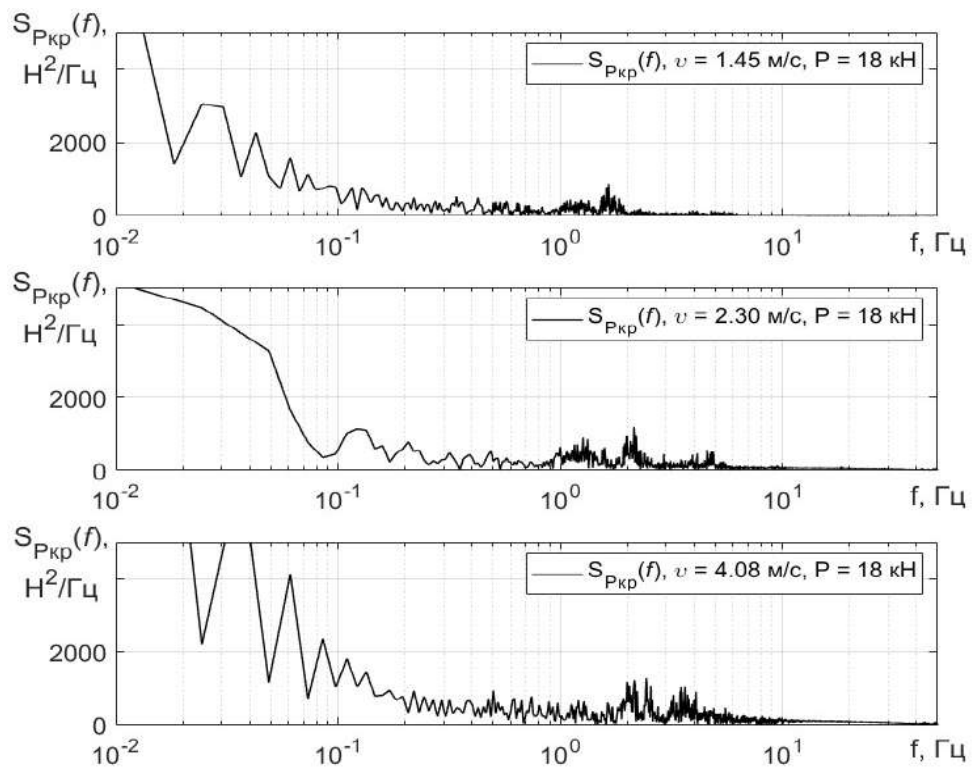


Рисунок 4.5 – Спектральні щільності тягового зусилля сівалки

На частотах до  $10^{-1}$  Гц спостерігається підвищення амплітуди спектральної щільності тягового зусилля сівалки до  $5000 \text{ Н}^2/\text{Гц}$  (рис. 4.5). Це явище пов'язано з особливістю розрахунку спектральної щільності тягового зусилля (4.3). При русі зі швидкістю  $1,45 \text{ м/с}$  спостерігається гармоніка на частоті  $1,61 \text{ Гц}$  зі значення  $770 \text{ Н}^2/\text{Гц}$  ( $S_{P_{кр}}(1,61) = 770 \text{ Н}^2/\text{Гц}$ ). Підвищення швидкості руху до  $2,3 \text{ м/с}$  приводить до появи трьох гармонік на частотах  $1,33 \text{ Гц}$ ;  $2,14 \text{ Гц}$  та  $4,88 \text{ Гц}$  –  $S_{P_{кр}}(1,33) = 852 \text{ Н}^2/\text{Гц}$ ,  $S_{P_{кр}}(2,14) = 1182 \text{ Н}^2/\text{Гц}$ ,  $S_{P_{кр}}(4,88) = 517 \text{ Н}^2/\text{Гц}$ . При швидкості руху  $4,08 \text{ м/с}$  також спостерігається три гармоніки на частотах  $2,17 \text{ Гц}$ ;  $2,44 \text{ Гц}$  та  $3,64 \text{ Гц}$  –  $S_{P_{кр}}(2,17) = 1104 \text{ Н}^2/\text{Гц}$ ,  $S_{P_{кр}}(2,44) = 1208 \text{ Н}^2/\text{Гц}$ ,  $S_{P_{кр}}(3,64) = 1040 \text{ Н}^2/\text{Гц}$ . Амплітуди спектральної щільності підвищуються при підвищенні швидкості руху.

4.3 Дослідження впливу швидкості руху та тягового зусилля на коливання трактора

Під час проведення експериментальних досліджень тягової динаміки трактора ХТЗ-242К.20 (рис. 4.6), що проходили на навчально-дослідному полі

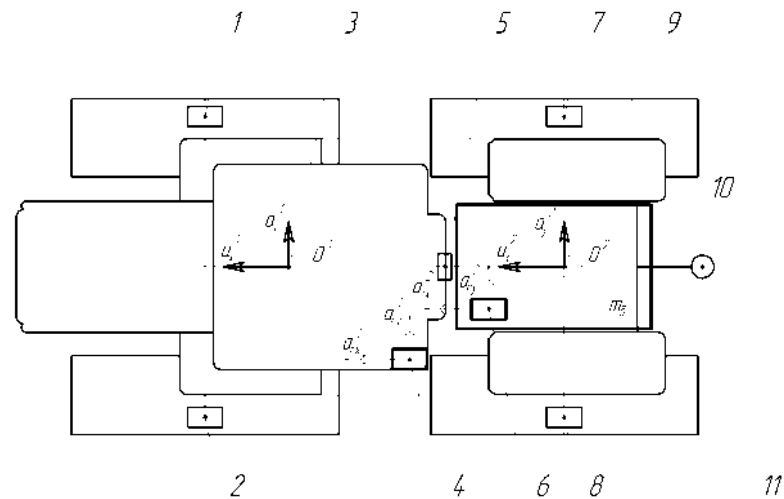


Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка (м. Мерефа) [3], було проведено дослідження коливань піврам трактора по трьох осях в залежності від швидкості руху та завантаження враховуючи баластування задньої піврами трактора та двох комплектів колісних систем (одинарні та здвоєні шини).



Рисунок 4.6 – Об'єкт експериментальних досліджень трактор ХТЗ-242К.20

Трактор при випробуваннях обладнувався інерційним вимірювальним пристроєм (ІВП-1) 6 який був встановлений на першій піврамі трактора; інерційним вимірювальним пристроєм (ІВП-2) 7 який був встановлений на другій піврамі трактора; датчиками динаміки коліс 8, що розташовані в центрі обертання; електронним динамометром 9. Комунікація між датчиками, інерційно-вимірювальними пристроями та обчислювальним модулем відбувається по CAN-шині 5. Живлення вимірювальної системи здійснювалось від гелевого свинцево-кислотного акумулятора AGM. Дані результатів досліджень зберігаються на носії інформації в обчислювальному модулі 1, що керуються пультом 2. До модуля під'єднано навігаційний приймач GPS 3. Розташування датчиків на тракторів наведено на рис. 4.7.



1, 2, 7, 8 – датчики динаміки колеса (переднього лівого, переднього правого, заднього лівого, заднього правого); 3 – центр мас першої піврами трактора; 4 – ІВП-1; 5 – антена приймача GPS; 6 – ІВП-2; 9 – центр мас другої піврами трактора; 10 – баласт; 11 – датчик тягового зусилля

Рисунок 4.7 – Схема розташування датчиків на тракторі

На осях обертання коліс встановлювались датчики динаміки 1, 2, 7, 8. Коливання першої піврами трактора визначалось ІВП-1 4, відповідної для другої піврами ІВП-2 6. Ці датчики не можливо розташувати в центрах мас піврам трактора 3 та 9, тому використано методологію компенсації похибки розташування датчиків описану у роботі [75] якою визначено дійсні прискорення в центрах мас піврам трактора. Антена навігаційного приймача 5 розташовано на кабіні трактора симетрично до повздожньої осі. Трактор укомплектовано баластом 10 вагою 1500 кг який розташовано на другій піврамі трактора. Тягове зусилля вимірювалось електронним динамометром 11.

Результати експериментальних досліджень у вигляді спектральних щільностей віброприскорень піврам трактора наведено на рис. 4.8, 4.9 та у додат. Е. Дані віброприскорень піврам по трьом осям отримано для тягових зусиль на гаку трактора –  $P_1 = 0$  кН,  $P_2 = 40$  кН та  $P_3 = 35$  кН; швидкостей руху –  $v_1 = 1,45$  м/с,  $v_2 = 2,3$  м/с,  $v_3 = 4,08$  м/с.

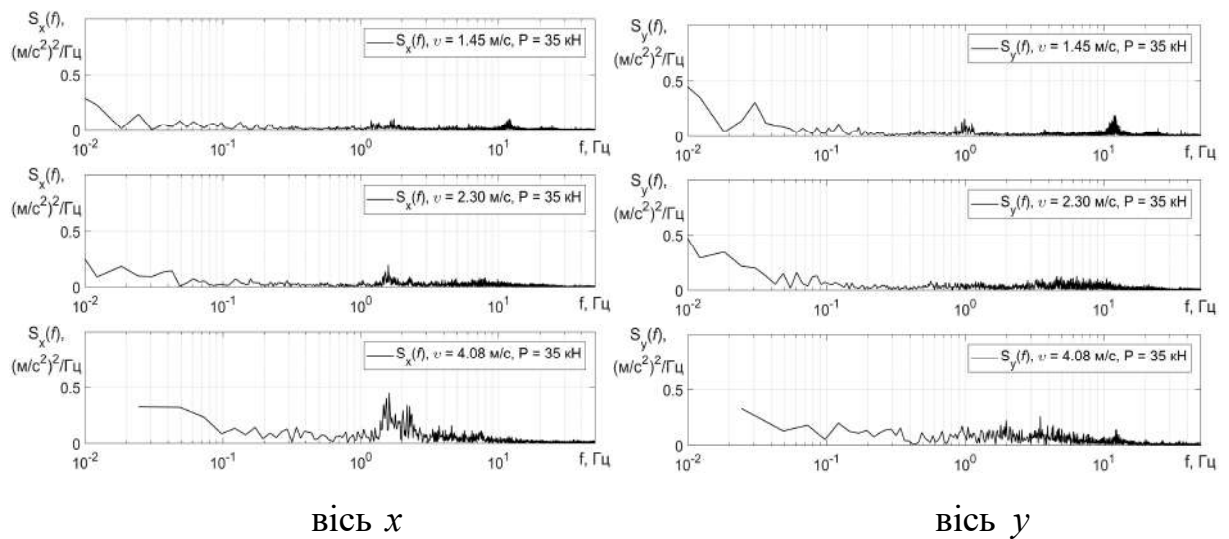


Рисунок 4.8 – Спектральні щільності амплітуд віброприскорень першої піврами трактора (осі  $x$  та  $y$ ) при  $P_{кр} = 35$  кН для швидкостей  $v_1 = 1,45$  м/с,  $v_2 = 2,3$  м/с,  $v_3 = 4,08$  м/с

Спектральні щільності віброприскорень першої піврами трактора по осям  $x$  та  $y$  для тягових зусиль від 0 до 40 кН та швидкостей руху від  $v_1 = 1,45$  м/с до  $v_3 = 4,08$  м/с не перевищують  $0,5$   $(\text{м/с}^2)^2/\text{Гц}$  (рис. 4.8).

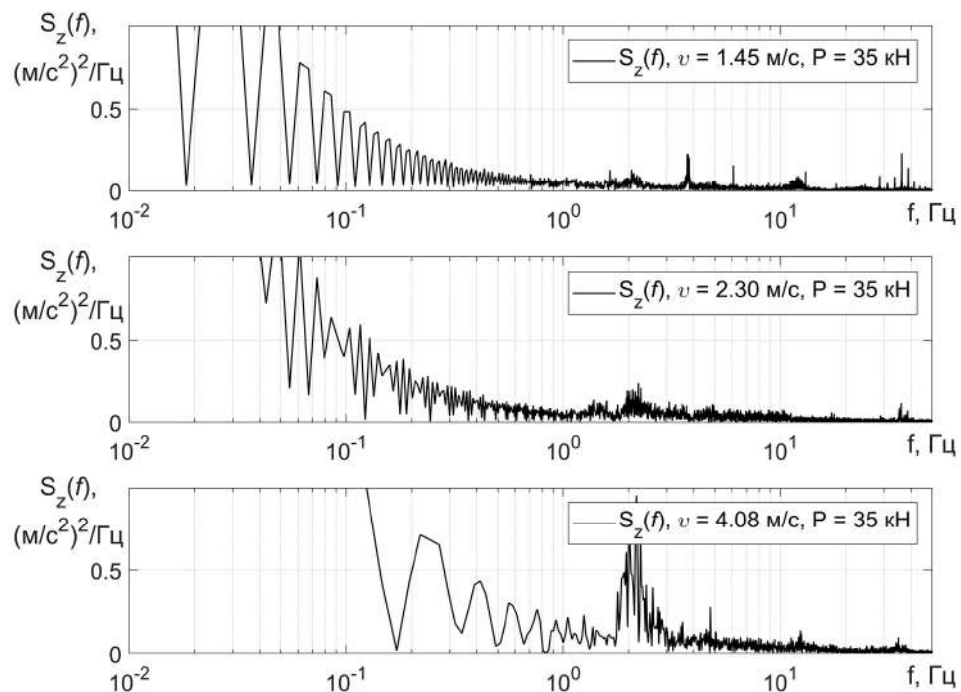


Рисунок 4.9 – Спектральні щільності амплітуд віброприскорень першої піврами трактора (вісь  $z$ ) при  $P_{кр} = 35$  кН для швидкостей  $v_1 = 1,45$  м/с,  $v_2 = 2,3$  м/с,  $v_3 = 4,08$  м/с

По осі  $z$  відбувається підвищення спектральної щільності віброприскорень першої рами трактора до  $1,0 \text{ (м/с}^2\text{)}^2/\text{Гц}$  на частоті  $2,1 \text{ Гц}$ , а також  $S_z(f) = 0,25 \text{ (м/с}^2\text{)}^2/\text{Гц}$  при  $f = 11 \text{ Гц}$  (рис. 4.9).

Коливання другої піврами трактора мають більшу енергію у більш широкому спектрі (див. додат. Е, рис. Е.1–Е.12). По осям  $x$ ,  $y$  та  $z$  спостерігається підвищення значень спектральної щільності до  $1,1 \text{ (м/с}^2\text{)}^2/\text{Гц}$  для всіх режимів роботи трактора. Спектральна щільність віброприскорень по осі  $z$  має суттєве збільшення до  $1,1 \text{ (м/с}^2\text{)}^2/\text{Гц}$  на частоті  $41 \text{ Гц}$  та швидкості руху  $v_l = 1,45 \text{ м/с}$ .

#### 4.4 Експериментальна оцінка впливу типу рушіїв та баластування на тягові показники трактора

Експериментально визначено вплив типу рушіїв на тягово-енергетичні показники трактора ХТЗ-242К.20. Трактор було обладнано одинарними та здвоєними колісними системами. Для експериментальних досліджень використано розроблену вимірювальну систему загальний вигляд датчиків та їх розташування на тракторі наведено на рис. 4.3.

Отримано залежності буксування коліс трактора від тягового зусилля для одинарних та здвоєних колісних систем (рис. 4.10) для трактора який не обладнано баластом.

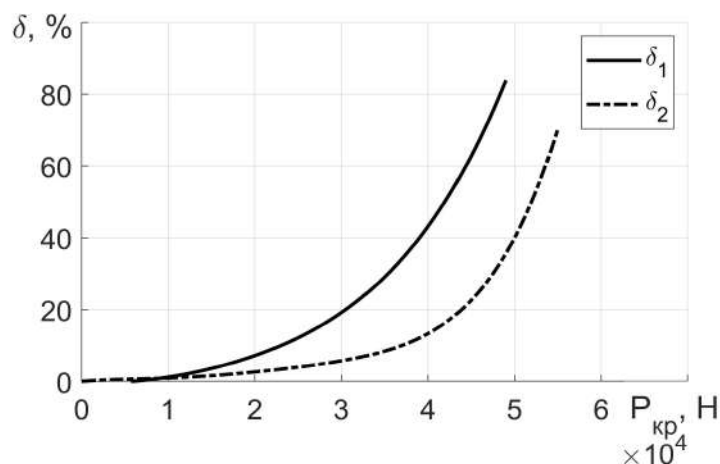


Рисунок 4.10 – Залежності буксування коліс трактора від тягового зусилля для одинарних ( $\delta_1$ ) та здвоєних ( $\delta_2$ ) колісних систем

Експериментально оцінено вплив баластування задньої піврами трактора ХТЗ-242К на його динаміку. Задня піврама трактора довантажувалась баластом вагою 1500 кг. Дослідження проведено як для одинарних, так і здвоєних колісних систем. Отримано залежності буксування коліс трактора без баласту та баластом масою 1500 кг від тягового зусилля (рис. 4.11).

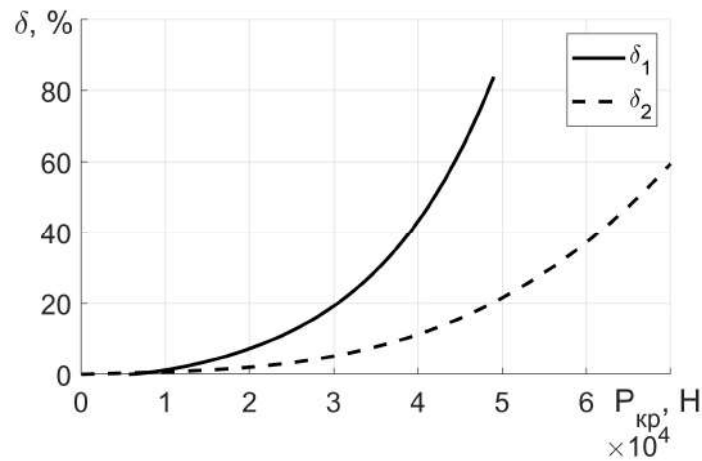
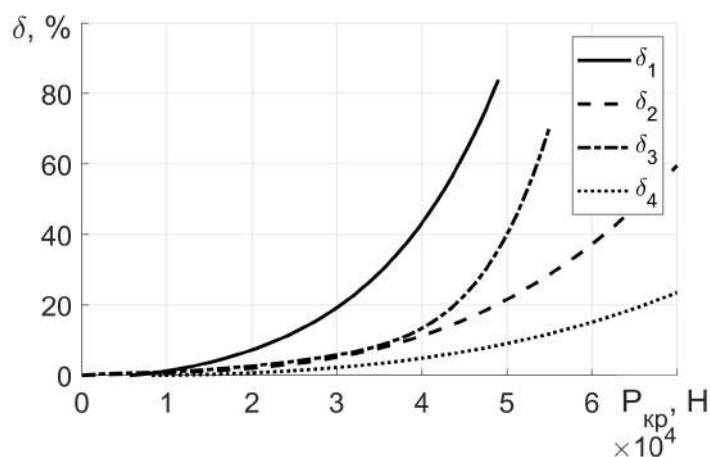


Рисунок 4.11 – Залежності буксування коліс трактора без баласту ( $\delta_1$ ) та баластом масою 1500 кг ( $\delta_2$ ) від тягового зусилля

Наведено залежності буксування коліс трактора від тягового зусилля для різних типів колісних систем та баластуванням (рис. 4.12).



$\delta_1$  – одинарні колісні системи без баласту;  $\delta_2$  – одинарні колісні системи з баластом;  $\delta_3$  – здвоєні колісні системи без баласту;  $\delta_4$  – здвоєні колісні системи з баластом

Рисунок 4.12 – Залежності буксування коліс трактора від тягового зусилля

Для трактора ХТЗ-242К на одинарних колесах без баласту залежність буксування від сили тяги на гаку має вигляд:

$$\delta_1 = 2 \cdot 10^{-17} \cdot P_{кр}^4 - 1 \cdot 10^{-12} \cdot P_{кр}^3 + 4 \cdot 10^{-8} \cdot P_{кр}^2 + 2 \cdot 10^{-4} \cdot P_{кр} ; \quad (4.10)$$

для здвоєних коліс без баласту залежність буксування має вигляд:

$$\delta_2 = 8 \cdot 10^{-22} \cdot P_{кр}^5 - 7 \cdot 10^{-17} \cdot P_{кр}^4 + 2 \cdot 10^{-12} \cdot P_{кр}^3 + 3 \cdot 10^{-8} \cdot P_{кр}^2 + 2 \cdot 10^{-4} \cdot P_{кр} ; \quad (4.11)$$

для одинарних коліс з баластом залежність буксування від сили тяги на гаку має вигляд:

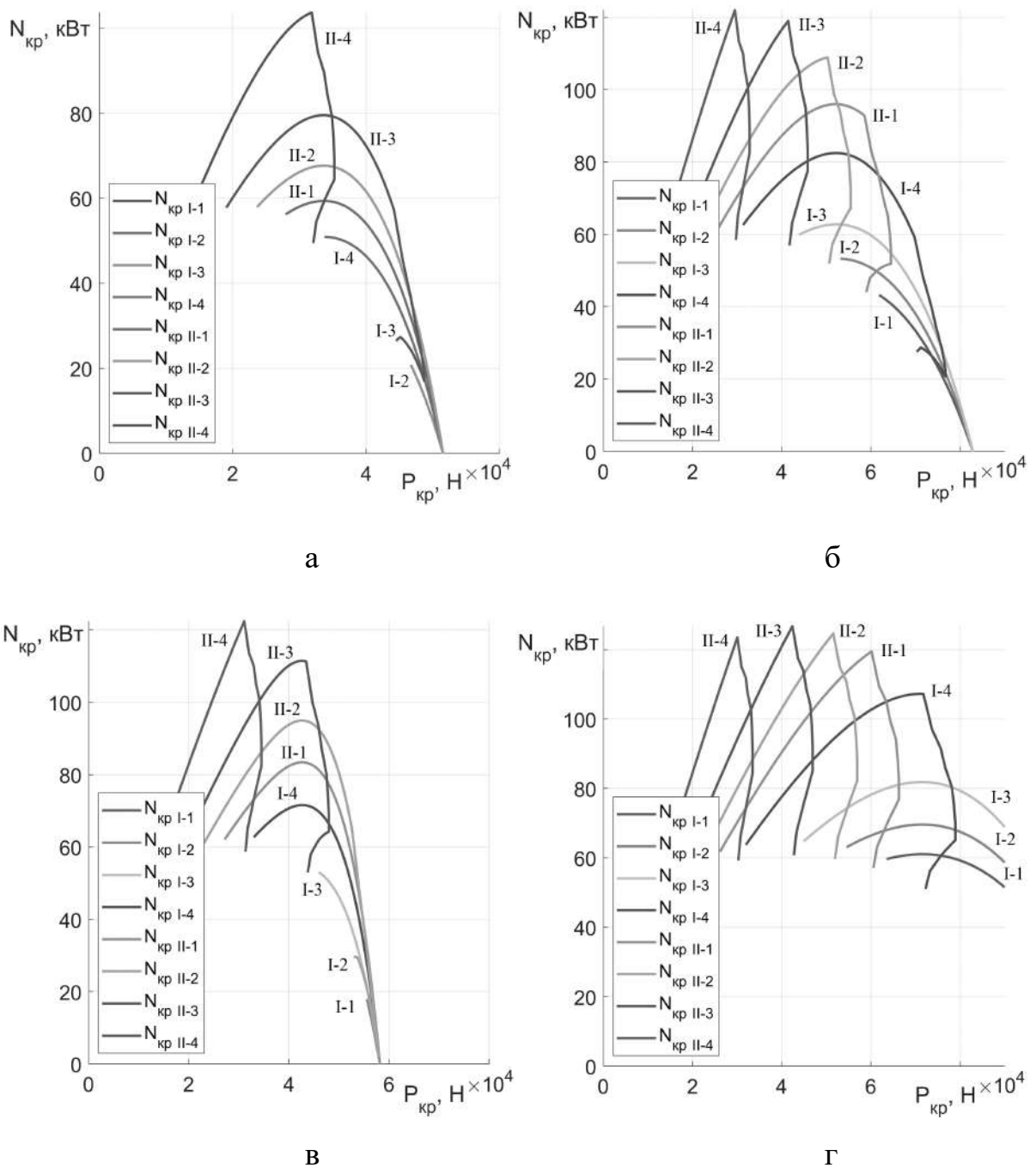
$$\delta_3 = 2 \cdot 10^{-13} \cdot P_{кр}^3 - 3 \cdot 10^{-9} \cdot P_{кр}^2 + 8 \cdot 10^{-5} \cdot P_{кр} ; \quad (4.12)$$

та для здвоєних коліс з баластом:

$$\delta_4 = 2 \cdot 10^{-19} \cdot P_{кр}^4 + 3 \cdot 10^{-14} \cdot P_{кр}^3 + 2 \cdot 10^{-9} \cdot P_{кр}^2 + 2 \cdot 10^{-5} \cdot P_{кр} . \quad (4.13)$$

Найнижче значення буксування (рис. 4.12) спостерігається для тракторів ХТЗ-242К на здвоєних колесах з встановленим баластом. Однак, при тягових зусиллях понад 60 кН при проведенні випробувань спостерігалось пробуксовування муфт коробки передач. Найбільше значення буксування спостерігається у тракторів в стандартній комплектації на одинарних колесах без баласту.

Експериментальними дослідженнями визначено тягову потужність трактору ХТЗ-242К (рис. 4.13).



а – одинарні колеса без баласту; б – одинарні колеса з баластом; в – здвоєні колеса без баласту; г – здвоєні колеса з баластом

Рисунок 4.13 – Тягова потужність трактора ХТЗ-242К

Для трактора ХТЗ-242К на одинарних колесах без баласту (рис. 4.13, а) максимальна тягова потужність  $N_{кр} = 121$  кВт досягається при швидкості  $v = 12$  км/год, тяговому ККД  $\eta_T = 0,68$  і силі тяги на гаку  $P = 30,2$  кН. Максимальне значення буксування коліс трактора  $\delta = 15\%$  досягається при силі тяги на гаку  $P = 30,2$  кН.

Максимальна тягова потужність 122 кВт для трактора на одинарних колесах з баластом (рис. 4.13, б) досягається при швидкості 15 км/год, тяговому ККД 0,68 та силі тяги на гаку 29 кН. Максимальне допустиме значення буксування коліс трактора досягається при силі тяги на гаку 45 кН.

Трактор ХТЗ-242К на здвоєних колесах без баласту (рис. 4.13, в) розвиває максимальна тягова потужність 121 кВт при швидкості 14,5 км/год, тяговому ККД 0,68 та силі тяги на гаку 32 кН. 15% буксування коліс трактора досягається при силі тяги на гаку 42 кН.

Застосування здвоєних коліс та баласту (рис. 4.13, г) дозволяє розвинути трактором максимальну тягову потужність 126 кВт при швидкості 11–15 км/год, тяговому ККД 0,72 та силі тяги на гаку 35–45 кН. Максимальне значення буксування коліс за агротехнічними вимогами 15% досягається при силі тяги на гаку 60 кН. Однак, не рекомендується експлуатація трактора з тяговими зусиллями понад 60 кН так, як знижується надійність його вузлів.

На тягових зусиллях понад 45 кН трактори серії ХТЗ-240К без баласту з одинарними або здвоєними колісними системами схильні до галлопірованню.

В результаті аналізу даних тягових випробувань тракторів серії ХТЗ-240К рекомендується обладнати баластом вагою 1500 кг для зниження буксування. Для легких ґрунтів і весняних робіт рекомендується встановлювати здвоєні колісні системи.

#### 4.5 Перевірка адекватності математичної моделі динаміки

Підтвердження адекватності розробленої математичної моделі динаміки просторового руху трактора та агрегату з урахуванням впливу профілю опорної поверхні виконано за допомогою метода розробленого у роботі [75]. Сутність методу полягає у порівнянні значень спектральних щільностей досліджуваних процесів отриманих під час теоретичних та експериментальних досліджень. Застосовуючи метод порівняємо спектральні щільності амплітуд віброприскорень центру мас трактора у вертикальному напрямі, що розраховані математичною моделлю динаміки агрегату та отримані експериментально при  $v = 1,45$  м/с та тягових зусиллях 0 і 35 кН (рис. 4.14).



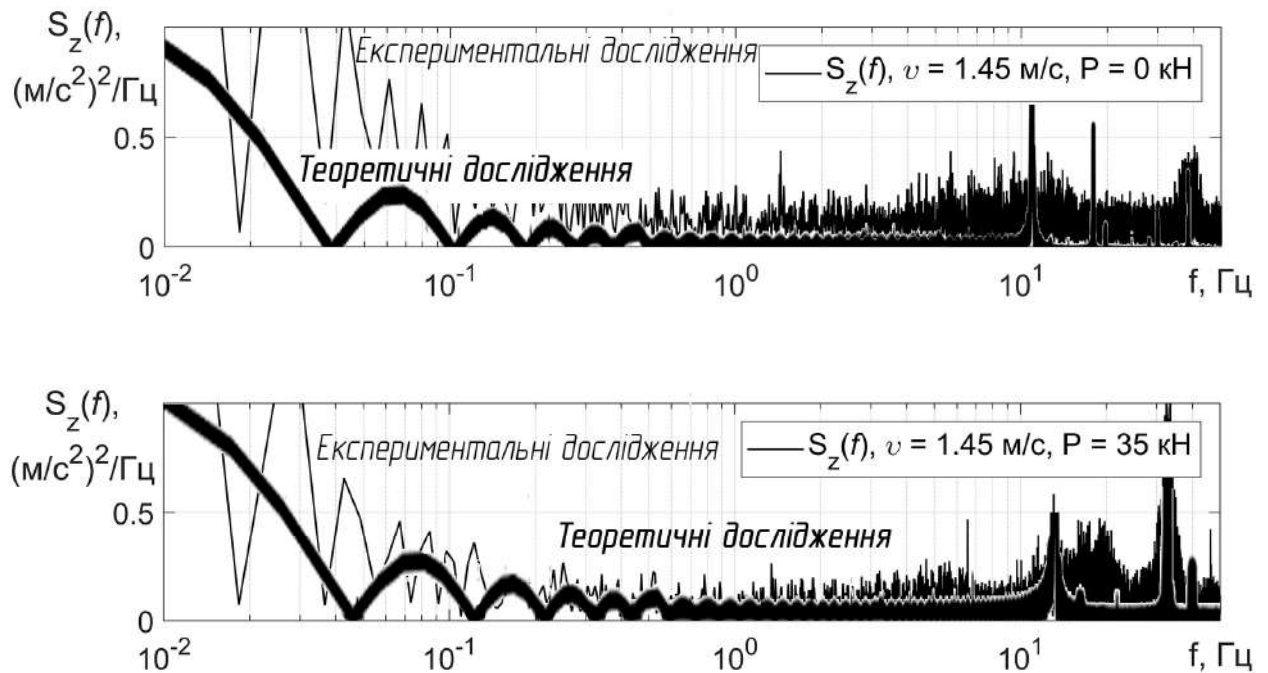


Рисунок 4.14 – Спектральні щільності амплітуд віброприскорень центру мас трактора у вертикальному напрямі отримані теоретично та експериментально

На частотах вище 0,1 Гц різниця по значенню спектральної щільності амплітуд віброприскорень центру мас трактора складає не більше 11 % для тягових зусиль 0 та 35 кН (рис. 4.14), різниця по частоті у гармонік 11 Гц та 38,5 Гц складає 0,08-0,1 Гц. Відповідно розроблену математичну модель динаміки просторового руху трактора та агрегату з урахуванням впливу профілю опорної поверхні необхідно вважати адекватною.

#### 4.6 Впровадження результатів дослідження у виробництво

ПАТ «ХТЗ» серійно виготовляє трактор ХТЗ-248К.20, який є подальшою модернізованою версією трактора Т-150К. У процесі створення застосовувалися новітні технології, які дозволили модифікувати трансмісію, гідравліку, а також навісну систему для ефективного використання трактора з сучасними високошвидкісним сільськогосподарським знаряддям. Трактор має оригінальний, новий ергономічний дизайн в поєднанні з новим облицюванням, що дозволяє збільшити робочу зону видимості оператора, а також спростити доступ до основних вузлів.

Загально визнано, що тягова ефективність – це показник, що характеризує використану потужність трактором для виконання тягових операцій на полі [24, 26]. Підвищення тягової ефективності, що приводить до зниження витрат за рахунок економії палива та підвищення продуктивності трактора, як правило, не потребує інвестицій в нове обладнання. Час, витрачений на поліпшення тягової ефективності, забезпечує економію палива та підвищену продуктивність.

На думку ряду авторів, легко забаластовані трактори і мінімальний рівень тиску повітря в шинах забезпечують безпечну роботу та задовільний термін служби шин, а також захищають ґрунт [20, 112]. Надвисокий тиск повітря в шинах є загальною причиною низької тягової ефективності та переущільнення ґрунту. Значні сили від кочення шин та сверхзабаластованого трактора ущільнюють ґрунт, стискають його частки, що призводить до зниження пористості.

Конструкторами Харківського тракторного заводу запропоновано баластувати трактор шляхом встановлення складальних вантажів у нішу диска колеса, а також розміщувати їх на задній напіврамі в міжколісному просторі (рис. 4.15).



Рисунок 4.15 – Трактор ХТЗ-248К.20  
з встановленим баластом на рамі та задніх колесах

Розроблено та виготовлено складальні вантажі з різною масою, які мають вагу від 55 до 75 кг. Таким чином фермер може підібрати оптимальну вагу для виконання тієї чи іншої операції.

Другий варіант баластного вантажу загальною вагою 1100 кг конструктори впровадили на задню частину напіврами в міжколісному простір, що виконано у формі набраних частин.

Подібне конструкторське рішення є оптимальним для довантаження як задньої, так і передньої частин трактора. При цьому знижується навантаження на його вузли і механізми. Це дозволяє виконувати енергоємні тягові роботи (наприклад, оранка), істотно знижує буксування, а також зменшує витрату палива та збільшує тягово-зчіпні властивості трактора.

Правильний вибір баласту і тиску повітря в шинах сприяє підвищенню тягової ефективності, терміну служби трансмісії трактора, зниження ущільнення ґрунту і, як наслідок, підвищенню прибутковості.

#### 4.7 Висновки по розділу

1. Експериментальні дослідження проведено для досягнення завдань: визначення техніко-економічних показників МТА; підтвердження адекватності розробленої математичної моделі; визначення опору кочення трактора, оцінки спектральної щільності тягового опору в залежності від швидкості руху та навантаження, визначення впливу баластування та здвоєних колісних систем на тягові показники трактора. Експериментальні дослідження проведено на МТА у складі трактора ХТЗ-242К.20 та сівалки Vega-8 Profi.

2. Під час сівби вологість ґрунту в шарі заробки насіння (5-10 см) складала 26-27,0%. Середньоквадратичне відхилення глибини загортання насіння складало  $\delta = \pm 3,5$  см, при допустимому для сівби  $\pm 2,0$  см. Робоча швидкість МТА дорівнювала 2,8 м/с, продуктивність – 4,80 га/год та витрата палива – 12,5 кг/га. Встановлення здвоєних коліс на трактор приводить до підвищення швидкості руху на 4,1 % та зниження витрати палива на 0,5 кг/га. Баластування трактора дозволяє підвищити швидкість на 5,2 %, а витрата палива знижується на 0,6 кг/га.

3. Віброприскорення піврам по трьом осям отримано для тягових зусиль на гаку трактора 0 кН, 35 кН, 40 кН та швидкостей руху 1,45 м/с, 2,3 м/с,

4,08 м/с. Спектральні щільності віброприскорень першої піврами трактора по осям  $x$  та  $y$  для тягових зусиль від 0 до 40 кН та швидкостей руху від  $v_1 = 1,45$  м/с до  $v_3 = 4,08$  м/с не перевищують  $0,5$  (м/с<sup>2</sup>)<sup>2</sup>/Гц. На вісі  $z$  відбувається підвищення спектральної щільності віброприскорень першої рами трактора до  $1,0$  (м/с<sup>2</sup>)<sup>2</sup>/Гц на частоті 2,1 Гц, а також  $S_z(f) = 0,25$  (м/с<sup>2</sup>)<sup>2</sup>/Гц при  $f = 11$  Гц. Коливання другої піврами трактора мають більшу енергію у більш широкому спектрі. По осям  $x$ ,  $y$  та  $z$  спостерігається підвищення значень спектральної щільності до  $1,1$  (м/с<sup>2</sup>)<sup>2</sup>/Гц для всіх режимів роботи трактора. Спектральна щільність віброприскорень по осі  $z$  має суттєве збільшення до  $1,1$  (м/с<sup>2</sup>)<sup>2</sup>/Гц на частоті 41 Гц та швидкості руху 1,45 м/с.

3. Максимальна тягова потужність 122 кВт трактором ХТЗ-242К розвивається на одинарних колесах з баластом при швидкості 15 км/год, тяговому ККД 0,68 та силі тяги на гаку 29 кН. Максимальне допустиме значення буксування коліс трактора досягається при силі тяги на гаку 45 кН. На здвоєних колесах без баласту трактор розвиває максимальну тягову потужність 121 кВт при швидкості 14,5 км/год, тяговому ККД 0,68 та силі тяги на гаку 32 кН. 15% буксування коліс трактора досягається при силі тяги на гаку 42 кН.

4. Встановлено, що на тягових зусиллях понад 45 кН трактори серії ХТЗ-240К без баласту з одинарними або здвоєними колісними системами схильні до галлопірованію. З аналізу даних тягових випробувань трактори серії ХТЗ-240К рекомендується обладнати баластом вагою 1500 кг для зниження буксування. Для легких ґрунтів і весняних робіт рекомендується встановлювати здвоєні колісні системи.

5. Підтвердження адекватності розробленої математичної моделі динаміки просторового руху трактора та агрегату з урахуванням впливу профілю опорної виконано порівнянням спектральних щільностей амплітуд віброприскорень центру мас трактора у вертикальному напрямі, що розраховані теоретично та отримані експериментально. На частотах вище 0,1 Гц різниця по значенню спектральної щільності амплітуд віброприскорень

центру мас трактора складає не більше 11 % для тягових зусиль 0 та 35 кН, різниця по частоті у гармонік 11 Гц, 38,5 Гц складає 0,08 та 0,1 Гц. Відповідно розроблену математичну модель динаміки просторового руху трактора та агрегату з урахуванням впливу профілю опорної поверхні є адекватною.

6. Конструкторами Харківського тракторного заводу запропоновано баластувати трактор шляхом встановлення складальних вантажів у нішу диска колеса, а також розміщувати їх на задній напіврамі в міжколісному просторі. Розроблено та виготовлено складальні вантажі з різною масою, які мають вагу від 55 до 75 кг. Подібне конструкторське рішення є оптимальним для довантаження як задньої, так і передньої частин трактора. При цьому знижується навантаження на його вузли і механізми. Це дозволяє виконувати енергоємні тягові роботи (наприклад, оранка), істотно знижує буксування, а також зменшує витрату палива та збільшує тягово-зчіпні властивості трактора.

РОЗДІЛ 5  
ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ  
ДИСЕРТАЦІЙНОЇ РОБОТИ

5.1 Метод оцінки економічної ефективності застосування здвоєних шин та баластування

Визначення техніко-економічної ефективності агрегату виконували за диференціальною оцінкою – методом послідовного порівняння абсолютних значень показників базового і порівнювального варіантів [139, 140]. Визначено економічну ефективність посівного агрегату у складі трактора ХТЗ-242К на одинарних та здвоєних колісних системах й сівалки Vega-8 Profi.

Розрахунок економічної ефективності виконано у відповідності до ДСТУ 4397:2005 «Методи економічного оцінювання техніки на етапі випробувань» [139]. 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,  $E_n = 0,15$ ;  $W_1$  – продуктивність за годину технологічного часу порівнювального агрегату, га/год;  $T_1$  – 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:

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

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. (приймається  $K_m = 1,65$ ).

Вартість паливо-мастильних матеріалів, витрачених на одиницю роботи:

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

де  $q$  – витрати палива, кг/га;  $Y$  – 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, грн;  $P$  – норма відрахувань на поточний ремонт та технічне обслуговування, %;  $T$  – річне завантаження, год.

Амортизаційні відрахування:

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

де  $a_m$  – норма амортизаційних відрахувань, %.

Необхідні капіталовкладення визначено з виразу:

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

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 застосування здвоєних шин та баластування

Вихідні дані та результати розрахунку економічної ефективності посівного агрегату у складі трактора ХТЗ-242К на одинарних та здвоєних колісних системах й сівалки Vega-8 Profi приведені в табл. 5.1 та 5.2.

Таблиця 5.1 – Вихідні дані для розрахунку економічного обґрунтування

Найменування показника	ХТЗ-242+ Vega-8	ХТЗ-242+ Здвоєні колеса+ Vega-8	ХТЗ-242+ +Баласт+ Vega-8
1	2	3	4
Продуктивність за годину технологічного часу, га/ч	4,80	5,00	5,05
Витрата палива, кг/га	12,5	12,1	12,0
Балансова вартість агрегату, тис. грн.	2300	2335	2315
Балансова вартість агрегату, тис. грн.	2300	2335	2315
Кількість обслуговуючого персоналу, люд	1	1	1
Річне завантаження агрегату на сівбі зернових культур, год	400	400	400
Комплексна ціна палива, грн./кг	24	24	24
Норма відрахувань на поточний ремонт та обслуговування, %	11,5	11,5	11,5
Норма амортизаційних відрахувань, %	15	15	15



Таблиця 5.2 – Результати розрахунку економічної ефективності

Найменування показника	ХТЗ-242+ Vega-8	ХТЗ-242+ Здвоєні колеса+ Vega-8	ХТЗ-242+ +Баласт+ Vega-8
Заробітна плата, грн/га	10,7	9,639	9,054
Вартість паливо-мастильних матеріалів, грн/га	300	290,4	288
Відрахування на поточний ремонт, технічне обслуговування, грн/га	1,45	1,34	1,32
Амортизаційні відрахування, грн/га	1,90	1,93	1,72
Відрахування на капіталовкладення, грн/га	1265,00	1167,50	1145,96
Експлуатаційні витрати, грн/га	314,05	303,30	300,00
Річний економічний ефект, тис. грн		50,73	64,26
Термін окупності додаткових капіталовкладень, р.		0,68	0,23

Таким чином, впровадження здвоєних колісних систем забезпечує річний економічний ефект на сівбі зернових культур 50730 грн з терміном окупності додаткових капіталовкладень 0,68 р. Баластування трактора вагою 1500 кг забезпечує річний економічний ефект – 64260 грн та термін окупності додаткових капіталовкладень – 0,23 р.

## ВИСНОВКИ

В дисертації наведено теоретичне узагальнення і нове вирішення науково-прикладної задачі, що виявляється в підвищенні ефективності експлуатації машинно-тракторного агрегату зниженням коливань елементів. Це дозволило підвищити продуктивність агрегату через баластування енергетичного засобу та застосування здвоєних колісних систем.

На основі проведеного дослідження зроблені наступні висновки:

1. Проведеним узагальненням відомих досліджень встановлено, що залишається не вирішеною задачею зниження коливань елементів багатоеlementного МТА у тривимірному просторі застосуванням здвоєних колісних систем та баластуванням з урахуванням профілю опорної поверхні. Підвищення продуктивності МТА призводить до збільшення динамічної навантаженості елементів агрегату, підвищення рівня коливань та вібрацій. Коливання елементів агрегатів, які виникають при виконанні технологічних операцій, призводять до порушення агротехнічних вимог, знижують тягово-зчіпні властивості ЕЗ.

2. Вирішено науково-прикладну задачу, спрямовану на підвищення ефективності експлуатації МТА в складі енергетичного засобу шарнірно-з'єднаної компоновки та напівпричіпної сівалки. За допомогою розробленої математичної моделі руху МТА обґрунтовано взаємозв'язок динаміки та форми профіля опорної поверхні з урахуванням коливань елементів в тривимірному просторі, що дозволила визначити проекції швидкостей та кути орієнтації елементів агрегату. Закономірності відрізняються від відомих врахуванням типу колісних систем та баластування ЕЗ.

3. Рух елементів МТА супроводжується коливальними процесами. Розмах коливань кута повороту рами ЕЗ навколо осі  $x$  складає  $0,07$  рад, період –  $0,63$  с; коливання навколо осі  $y$  мають вигляд затухаючих, розмах яких складає  $0,03$  рад з періодом  $0,66$  с. Найбільша енергія амплітуди віброприскорень рами ЕЗ у вертикальному напрямі спостерігається на частоті  $15,9$  Гц зі значенням

2,188 (м/с<sup>2</sup>)<sup>2</sup>/Гц; друга гармоніка  $S_{az1}(23,44) = 0,386$  (м/с<sup>2</sup>)<sup>2</sup>/Гц; третя –  $S_{az1}(35,3) = 0,144$  (м/с<sup>2</sup>)<sup>2</sup>/Гц та четверта –  $S_{az1}(42,87) = 0,24$  (м/с<sup>2</sup>)<sup>2</sup>/Гц. Найбільша енергія амплітуди віброприскорень рами сівалки у вертикальному напрямі спостерігається на частоті 15,9 Гц зі значенням 0,539; друга гармоніка  $S_{az2}(23,44) = 0,107$  (м/с<sup>2</sup>)<sup>2</sup>/Гц; третя –  $S_{az2}(35,3) = 0,031$  (м/с<sup>2</sup>)<sup>2</sup>/Гц та четверта –  $S_{az2}(42,87) = 0,059$  (м/с<sup>2</sup>)<sup>2</sup>/Гц.

4. Встановлення на задню півраму ЕЗ баласту масою 1500 кг приводить до зниження спектральної щільності амплітуд віброприскорень центра мас трактора у вертикальному напрямі на 0,12, 0,04, 0,16, 0,021 (м/с<sup>2</sup>)<sup>2</sup>/Гц для частот 15,9, 23,4, 35,3, 42,8 Гц. Спектральна щільність амплітуд віброприскорень центра мас сівалки знижується на 0,051, 0,01, 0,0045, 0,0058 (м/с<sup>2</sup>)<sup>2</sup>/Гц.

5. Підвищення маси ЕЗ на 1500 кг приводить до зниження буксування коліс з 5,9 до 1,8 % при  $P_{кр} = 13000$  Н, з 33,5 до 10,3 % при  $P_{кр} = 32000$  Н та з 41,8 до 15,9 % при  $P_{кр} = 35300$  Н. Максимальна тягова потужність ЕЗ на одинарних колесах без баласту 121 кВт досягається при швидкості 12 км/год; тягова потужність ЕЗ на одинарних колесах з баластом 122 кВт – при швидкості  $v = 15$  км/год; ЕЗ на здвоєних колесах без баласту розвиває максимальну тягову потужність 121 кВт при  $v = 14,5$  км/год.

6. Точність визначення буксування коліс ЕЗ розробленим датчика динаміки колеса складає 1%. Датчик обладнано трьохосьовими магнітометром, акселерометром та гіроскопом. Розроблено метод динамічного тарування датчику динаміки колеса який полягає в обертанні його навколо трьох осей з трьома кутовими швидкостями.

7. За результатами експлуатаційно-технологічних досліджень МТА у складі ХТЗ-242К.20 + Vega-8 Profi встановлено, що застосування здвоєних коліс на тракторі приводить до підвищення швидкості руху на 4,1 %, зниження витрати палива на 0,5 кг/га. Баластування – приводить до підвищення швидкості на 5,2 %, зниження витрати палива на 0,6 кг/га. Визначено, що розбіжність між експериментальними значеннями спектральних щільностей

амплітуд віброприскорень центру мас трактора у вертикальному напрямі та теоретичними не перевищує 11 %.

8. Застосування здвоєних колісних систем забезпечує річний економічний ефект на сівбі – 50730 грн з терміном окупності додаткових капіталовкладень 0,68 р. Баластування трактора вагою 1500 кг забезпечує річний економічний ефект – 64260 грн з окупністю додаткових капіталовкладень – 0,23 р. Результати дослідження впроваджено на ПАТ «ХТЗ» з економічним ефектом 932 тис. грн та ТОВ «Українське конструкторське бюро трансмісій і шасі» Індустріальної групи УПЕК. Прийняті до використання у ТОВ «ХарківАгро-2000» та селянське (фермерське) господарство «Кристина». Впроваджено у навчальний процес Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

**Список публікацій, в яких опубліковано основні наукові результати дисертації:**

1. 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.
2. Галич І. В., Антощенко Р. В. До аналізу впливу коливань елементів машинно-тракторного агрегату на динамічні та експлуатаційні показники. *Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів*. Харків, №9. 2017. С 103-107.
3. Шаповалов Ю. К., Мельник В. І., Антощенко Р. В., Антощенко В. М., Кісь В. М., Циганенко М. О., Качанов В. В., Галич І. В. Результати експериментальних досліджень тягової динаміки трактора ХТЗ-242К. *Інженерія природокористування*. Харків: ХНТУСГ. 2018. №1(9). С. 6-15.
4. Шаповалов Ю. К., Мельник В. І., Антощенко Р. В., Антощенко В. М., Кісь В. М., Галич І. В., Никифоров А. О., Богданович С. А., Лук'яненко О. В. Результати експериментальних досліджень тягової динаміки чотирьох гусеничного трактора ХТЗ-280Т. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка*. Харків, 2018. Вип. 190. С. 243-250.
5. I. Galych. Results of experimental researches of tractor fluctuations KhTZ-242K.20. *ТЕКА. Commission and energetics in agricultures*. Lublin-Rzeszow. 2018. Vol 18. № 4. P. 35-40.
6. 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.

7. Мельник В. І., Антощенко Р. В., Антощенко В. М., Кісь В. М., Галич І. В. Результати експериментальних досліджень тягової динаміки трактора ХТЗ-243К. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка*. Харків, 2019. Вип. 198. 2019. С. 181-187.

8. Галич І. В. Аналіз джерел вібрацій та коливань елементів машинно-тракторного агрегату. *Подільський вісник*. Кам'янець-Подільський, 2019, Вип. 30. С. 72-79.

9. 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.

#### **Праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:**

10. Галич І. В. Підвищення ефективності експлуатації сільсько-господарських агрегатів зниженням коливань його елементів. *Сучасні проблеми землеробської механіки: матеріали XXI міжнар. наук. конф.* (м. Харків, 17-18 жовтня 2020 року). Харків: ХНТУСГ, 2020. С. 231-232.

11. Галич І. В. Аналіз джерел коливань машинно-тракторних агрегатів. *Аграрна наука та освіта в умовах євроінтеграції: збірник наукових праць міжнар. наук.-практ. конф.* Ч.2. (20-21 березня 2019 р., м. Кам'янець-Подільський). Тернопіль: Крок, 2019. С. 16-17.

12. Антощенко Р. В., Галич І. В. Дослідження коливань елементів машино-тракторного агрегату. *Експлуатаційна та сервісна інженерія: зб. тез доп. міжнар. наук.-практ. конф.*, м. Харків, 15-16 жовтня 2020 р. ХНТУСГ, С. 92-93.

13. Сурядний В.О., Галич І.В., Антощенко В.М., Антощенко Р.В. Тягова динаміка трактора ХТЗ-243К. *«Молодь і технічний прогрес в АПВ» Інноваційні розробки в аграрній сфері* : матеріали міжнар. наук.-практ. конф. (м. Харків, 12-13 квітня 2018 року). Харків: ХНТУСГ, Том 2, 2018. С. 15.

14. Корсун А.О., Тюпа Д.В., Колодяжний І.О., Антощенко Р.В., Галич І.В. Вимірювальна система динаміки та енергетики мобільних машин. *Сучасні*

*проблеми взаємозамінності та стандартизації у машинобудуванні: матеріали VII всеукраїнської наук.-практ. конф. молодих учених і здобувачів вищої освіти. м. Миколаїв, 24-26 квітня 2019 року. Миколаїв: МНАУ. 2019. С 46-57.*

**Праці, які додатково відображають наукові результати дисертації:**

15. Пат. 128467 Україна, МПК G01P 3/44 (2006.01) G01P 15/14 (2013.01) G01V 7/00. Спосіб для визначення динаміки колеса мобільної машини / Мельник В. І., Антощенко Р. В., Антощенко В. М., Галич І. В., Кашин Д. В.; заявник Антощенко Р. В., Антощенко В. М. – № у 2017 12480; заяв. 15.12.2017; надрук. 25.09.2018, Бюл. № 18.

16. Антощенко Р. В., Антощенко В. М., Галич І. В., Антощенко В. В., Козлов О. С.. Україна: ринок сільськогосподарської техніки. Аналіз та перспективи. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка*. Харків: ХНТУСГ, 2019. Вип. 198. С. 194-200.

17. Антощенко В. Н., Антощенко Р. В., Галич І. В., Кулик О. Ю. Мехатронне мотор-колесо. *Автомобільний транспорт в аграрному секторі: проектування, дизайн та технологічна експлуатація: матер. всеукр. наук.-практ. конф.* Харків: ХНТУСГ. 2018. С. 56-57.

18. Дюндик С. М., Кісь В. М., Галич І. В., Обґрунтування методу дослідження динаміки автомобіля спеціального призначення. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка*. Харків, 2019. Вип. 198. С. 292–300.

19. R. Antoshchenkov, A. Nikiforov, I. Galych, V. Tolstolutskyi, V. Antoshchenkova, S. Diundik. Solution of the system of gas-dynamic equations for the processes of interaction of vibrators with the air. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. Vol. 2, № 7 (104). 2020. P. 67–73.

20. Макеева, Ю. Н. Регулирование степени балластирования колесных тракторов на обработке почвы. *Инновационные тенденции развития Российской науки: мат-лы VIII Международной научно-практической*

конференции молодых ученых. Красноярский государственный аграрный университет. Красноярск, 2015. С. 163-164.

21. Гурылев, Г. С. Князев Д. А. Мощные тракторы в сельском хозяйстве. *Сельскохозяйственные машины и технологии*, 2012. №2. С. 23-27.

22. Селиванов Н. И. Макеева Ю. Н. Рациональное использование энергонасыщенных колесных тракторов в технологиях почвообработки. *Вестник КрасГАУ*, 2017. №3 С. 58-65.

23. Селиванов Н. И., Запрудский В. Н., Макеева Ю. Н. Тенденции развития и использования мощных тракторов. *Проблемы развития АПК Саяно-Алтая: мат-лы Международной научно-практической конференции*. Абакан: ООО «Фирма «Март», 2015. С. 153-157.

24. Кутьков Г. М. Тракторы и автомобили. Теория и технологические свойства. М.: Колос, 2004. 504 с.

25. 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.

26. Лебедев А. Т. Макаренко М. Г. Тягни-штовхай, або головна концепція трактора. *Агробізнес сьогодні*. 2016. № 9. С. 84-86.

27. Золотаревская Д. И. Математическое моделирование колебаний колесного трактора и уплотнения почвы при выполнении полевых работ. *Международный журнал экспериментального образования*. 2015. №12. С. 92-93.

28. Драгайцев В. И. Техническая оснащенность сельского хозяйства России, США, Канады и Германии. *Сельскохозяйственные машины и технологии*, 2010. №1. С. 21-26.

29. Нефедов А. М. Мониторинг технического уровня перспективных отечественных тракторов для аграриев. *Основные средства*. 2012. №10.

30. Нефедов А. М. Парад новинок зарубежных сельхозтракторов средней и высокой мощности. *Основные средства*. 2013. №5.

31. Мельник В. І. Наукові основи екологічно оощадних 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.

32. Надикто В. Т. Енергонасиченість тракторів та шляхи її реалізації. *Техніка і технології АПК*. 2011. №9. С. 8-11.

33. Надикто В. Т. Агрегативання як розділ землеробської механіки. *Техніка і технології АПК*. 2015. № 4. С. 11-14.

34. Коваль С., Погорілий В., Шейченко В., Гусар В., Любченко С. Оцінка рівня технічного забезпечення систем обробітку ґрунту та посіву. *Техніка АПК*. 2007. №10. С. 10-11.

35. Адамчук В. В. Булгаков В. М., Надикто В. Т., Кюрчев В. М. Теоретичне обґрунтування типу колісних сільськогосподарських тракторів для України. *Вісник аграрної науки*. 2017. №1. С. 43-47.

36. Андреев Ю. М. Аналитическое компьютерное построение первых интегралов уравнений движения дискретных механических систем. *Вісник Національного технічного університету ХПІ. Серія: Математичне моделювання в техніці та технологіях*, Харків, 2017. № 30. С. 5-11.

37. Артьомов М. П. Динамічна стабільність мобільних сільськогосподарських агрегатів: дис. ... докт. техн. наук: 05.05.11. Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка. Харків, 2014. 317 с.

38. 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.

39. Кюрчев В. М. Механіко-технологічні основи агрегативання 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.

40. 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.

41. 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.

42. Виттенбург И. С. Динамика систем твердых тел. М.: Мир, 1980. 292 с.

43. Вибрации в технике: справочник в 6 т. Т.1. Колебания линейных систем / И. И. Артоболевский, А. Н. Боголюбов, В. В. Болотин и др.; под ред. В. В. Болотина. М.: Машиностроение, 1978. 352 с.

44. Гончаревич И. Ф., Фролов К. В. Теория вибрационной техники и технологии. М.: Наука, 1981. 319 с.

45. Бендат Д. Пирсол А. Измерение и анализ случайных процессов. М.: Мир, 1974. 463 с.

46. 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.

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

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

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

50. Computer Aided Design Software, Inc. DADS. User's Guide, 1992. 241 p.

51. M. Sayers. AUTOSIM. *Supplement to Vehicle System Dynamics*. 1993. V. 22. P. 53-56.

52. Горобцов А. С. Разработка методов анализа пространственной кинематики и динамики механизмов и машин с произвольной структурой и нелинейными связями: дис. ... д-ра техн. наук: 05.02.18. М.: ИМАШ, 2002. 404 с.

53. Погорелов Д. Ю. Введение в моделирование динамики систем тел. Брянск: БГТУ, 1997. 156 с.

54. Карпенко А. П., Мухлисуллина Д. Т., Овчинников В. А. Разработка математической модели двигателя внутреннего сгорания с использованием программного комплекса PRADIS. *Наука и образование*. 2009. № 1.

55. Бойков В. Г., Юдаков А. А. Моделирование динамики системы твердых и упругих тел в программном комплексе EULER. *Информационные технологии и вычислительные системы*. 2011. № 1. С. 42-52.

56. Андреев Ю. М., Морачковский О. К. Компьютерное моделирование неголономных систем твердых тел на основе принципа Даламбера-Лагранжа. *Прикл. механика*. 2006. Т.42. №9. С. 106-115.

57. Андреев Ю. М. Розробка аналітичних комп'ютерних методів аналізу та синтезу динаміки машин. Харків: «ХП», 2009. 40 с.

58. Агейкин Я. С., Вольская Н. С. Теория автомобиля: учеб. пособие. М.: МГИУ, 2008. 318 с.

59. A. Elliot. G. Wheeler, H. Hodges. Validation of ADAMS models of two USMC heavy logistics vehicle design variants. *International ADAMS User Conference*. Novi, Michigan, USA, 2001. 110(2). P. 305-315.

60. G. Schade, S. Hamill. Vehicle Ride Analysis of a Tractor-Trailer. *International ADAMS User Conference*. Orlando, Florida, USA, 2000. P. 385-404.

61. Линник Д. А. Повышение эффективности гашения низкочастотных колебаний на сиденье водителя колесного трактора: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03. Могилев, 2017. 25 с.

62. Griffin M. J. Handbook of human vibration. London: Academic Press, 1990. 998 p.

63. Вольская Н. С., Жилейкин М. М., Захаров А. Ю. Математическая модель прямолинейного качения эластичного колеса по неровному

деформируемому опорному основанию. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2017, №10. С. 25-33.

64. Сиротин П. В., Жилейкин М. М. Повышение плавности хода кормоуборочного комбайна за счет оптимизации массогабаритных и инерциальных параметров его корпуса. *Тракторы и сельхозмашины*, 2019, №5. С. 40-47.

65. Носков Н. К., Трояновская И. П., Титов С. А. Математическая модель силового взаимодействия колеса с грунтом при повороте машины. *Вестник Южно-Уральского государственного университета. Машиностроение*. 2017. Т.17. №3. С. 5-15.

66. Балакина Е. В., Зотов Н. М., Федин А. П., Сторчилова Т. А., Марухин Д. А., Кочетков А. В. Классификация и анализ моделей эластичного колеса. *Грузовик*. 2015. №10. С. 10-16.

67. Подригало М., Назарько О. Динаміка одиночного колеса автомобіля в момент початку повного буксування. *Актуальні задачі сучасних технологій: збірник тез доповідей Міжнар. наук.-техн. конф. молодих учених та студентів*. 2010. С. 61.

68. Золотаревская Д. И. Анализ влияния основных факторов на характеристики упругих свойств эластичных колес тракторов. *Тракторы и сельхозмашины*, 2018, №4. С. 71-78.

69. Лебедев А. Т., Антощенко 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*. Харків: ХУПС, 2009. Вип. 3 (77). С. 135-138.

70. Мазоренко Д. І., Антощенко Р. В. Результати моделювання впливу оператора на рульове керування трактора ХТЗ-150К-09 в складі комбінованого посівного агрегату. *Системи управління, навігації та зв'язку*. К: ЦНДІ НУ, 2009. Вип. 2 (10). С. 93-96.

71. Чигарев Ю. В., Романюк Н. Н. Математическое моделирование определения вертикальных колебаний колесных тракторов при движении по неровностям. 2006. С. 154-161.

72. Яковлев П. Ю. Повышение управляемости и устойчивости движения машинно-тракторного агрегата с фронтально навешенным орудием за счет модернизации навесного устройства: дис. ... канд. техн. наук: 05.20.01. Барнаул, 2014. 128 с.

73. Артёмов Н. П. Повышение устойчивости движения пахотного агрегата при изменении технических параметров системы управления: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.05.11. Харьков: Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства имени Петра Василенко, 2006. 22 с.

74. Горобцов А. С., Карцов С. К., Поляков Ю. А. Особенности построения пространственных динамических моделей автомобилей с учетом больших движений твердых тел. *Известия Тульского государственного университета. Серия «Технические науки»*, 2013. Вып. 6. Часть 1. С. 102-115.

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

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

77. Антощенко Р. В., Лебедев А. Т. Визначення ефективної структури посівного машинно-тракторного агрегату. *Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК*. К.: НУБіП, 2015. Вип. 226. С. 146-151.

78. Золотаревская Д. И. Изменение реологических свойств и плотности дерново-подзолистой почвы при динамических нагрузках. *Почвоведение*, 2010, №3. С. 313-323.

79. Бабанин Н.В. Улучшение плавности хода машинно-тракторного агрегата на базе трактора класса 1,4 с упругодемпфирующим приводом на

ведущих колесах. *Современные проблемы науки и образования*. 2015. №2-2. С. 46-46.

80. Артёмов М. П. Навантаження на колеса від зміни вертикальних прискорень в процесі руху сільськогосподарського агрегату. *Інженерія природокористування*, 3(17), С. 23-28.

81. Кузнецов А. Н. Поливаев О. И., Лощенко А. В. Визуализация результатов математического моделирования динамических процессов в мобильных энергетических средствах. *Тракторы и сельхозмашины*, 2018, №6. С. 45-52.

82. Гедроить, Г. И., Безручко А. Ф., Михалков В. В. Расчет силы сопротивления качению колес сельскохозяйственных машин. *Передовые технологии и техническое обеспечение сельскохозяйственного производства*. Минск: БГАТУ, 2017. С. 376-378.

83. Щетинин Ю. С., Есеновский-Лашков М. Ю., Сергеев А. И. Самовозбуждение колебаний остова колесного трактора при работе в тяговом режиме. *Известия Московского государственного технического университета МАМИ*. 2013. Т.1. №.2(16). С. 262-270.

84. Шевчук В. П., Шеховцов В. В., Клементьев Е. В., Соколов-Добрев Н. С., Калмыков А. В. Исследование динамических характеристик трансмиссии сельскохозяйственного трактора 6-ого тягового класса. *Современные наукоемкие технологии*. 2013. №2. С. 44-49.

85. Денисова О. А. Повышение эффективности работы культиваторного СГА с упругими связями за счет оптимизации режимов его работы: дис. ... канд. техн. наук: 05.20.01. Волгоградский государственный аграрный университет. Волгоград, 2017. 200 с.

86. A. Scarlett, J. Price, R. Stayner. Whole-body vibration: evaluation of emission and exposure levels arising from agricultural tractors. *Journal of terramechanics*. 2007. 44(1). P. 65-73.

87. J. Mustafa, M. Farooq, A. Khan, Modeling of tractor seat with reduced risk of whole body vibration. *International journal of engineering sciences & research technology*. 2016. P. 426-431.

88. Партко С. А., Грошев Л. М., Сиротенко А. Н., Войнаш С. А. Особенности спектров нагрузок на агрегаты мобильных машин АПК в полевых условиях при запаздывании внешних воздействий. *Тракторы и сельхозмашины*, 2019. №2. С. 56-60.

89. Гапич Д. С. Стабилизация режимов нагружения колесных машинно-тракторных агрегатов: дис. ... докт. техн. наук: 05.20.01. Волгоградский государственный аграрный университет. Волгоград, 2014. 391 с.

90. I. Gravalos, T. Gialamas, D. Kateris, P. Xyradakis, Z. Tsiropoulos, D. Moshou, Vibration measurements and analysis of agricultural tractors operating on traditional and electronic regulator. *Proc. of the XXXIII CIOSTA-CIGR V conf. on technology and management to ensure sustainable agriculture, agro-systems, forestry and safety. Reggio Calabria, Italy*. 2009.

91. T. Gialamas, I. Gravalos, D. Kateris, P. Xyradakis, C. Dimitriadis, Vibration analysis on driver's seat of agricultural tractors during tillage tests. *Spanish journal of agricultural research*, 2016. 14(4), P. 5.

92. Кожушко А. П., Григор'єв О. Л. Моделювання пов'язаних коливань колісного трактора та цистерни з рідиною на прямому шляху зі складним рельєфом. *Вісник Національного технічного університету XIII. Серія: Математичне моделювання в техніці та технологіях*. 2018. №27. С. 34-61.

93. R. Bandhiya, K. Jain. Evaluation of Whole-Body-Vibration Among Tractor (41 kW) Drawn Subsoilers. *Current Agriculture Research Journal*. 2017. Vol. 5(1). P. 130-134.

94. J. Mustafa, N. Singh, M. Farooq, A. Khan, M. Muzammil. Effect of vibration on tractor driver under different surface conditions. *Proc. of Mechanical Engineering: Emerging Vistas; Anand Engineering College, Agra (U.P.)*. 2011. P. 107-113.

95. Камбулов С. И., Рыков В. Б., Божко И. В., Колесник В. В. Характеристика внешних воздействий на работу машинно-тракторных агрегатов. *Тракторы и сельхозмашины*, 2017. №9, С. 45-51.

96. Партко С. А., Грошев Л. М., Сиротенко А. Н., Войнаш С. А. Особенности спектров нагрузок на агрегаты мобильных машин АПК в полевых условиях при запаздывании внешних воздействий. *Тракторы и сельхозмашины*, 2019. №2, С. 56-60.

97. Санкин, Ю. Н., Гурьянов М. В. Частотный метод оценки курсовой устойчивости автомобиля на основе его моделей в виде систем с многими степенями свободы и нелинейным взаимодействием шин с дорожным покрытием. Ульяновск: УЛГТУ, 2011. 243 с.

98. A. Thorat, V. Mhaske Vibration measurement and analysis of tractor driver seat vibration in agricultural field. *International journal of engineering sciences & research technology*. 2016. P. 155-160.

99. Шило И. Н., Романюк Н. Н., Орда А. Н., Кушнир В. Г. Влияние числа осей колесных транспортно-тяговых машин на сопротивление качению. *Тракторы и сельхозмашины*. 2019. №1. С. 41-46.

100. A. Yahya, M. Zohadie, A. Kheiralla, S. Gew, B. Wee, E. Ng. Precision system for mapping terrain trafficability, tractor-implement performance and tillage quality. *The Institution of Engineers, Malaysia*. 2006. Vol. 67, No. 4. P. 56-63.

101. V. Bulgakov, V. Adamchuk, M. Arak, V. Nadykto, V. Kyurchev, J. Olt. Theory of vertical oscillations and dynamic stability of combined tractor-implement unit. *Agronomy Research. Estonian Research Institute of Agriculture*, 2016. №14(3). P. 689-710.

102. 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.

103. 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.



104. 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.

105. Довжик М. Я. Татьянченко 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.

106. 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.

107. J. Pytka. Dynamics of wheel-soil systems: a soil stress and deformation-based approach. London – NewYork: CRC Press, 2012. 331 p.

108. Андрианов А. В. Повышение технико-экономических показателей колесного трактора совершенствованием движителя при выполнении весенних полевых работ (на примере ХТЗ-150К-09): дис. ... канд. техн. наук: 05.20.01. Башкир. гос. аграр. ун-т, 2015. 176 с.

109. T. Langer, K. Holm-Petersen, D. Metker. Comfort evaluation criteria for pitching vibration damping of agricultural tractors. *Proceedings of the 74th Internationale Tagung Land*. TECHNIK November, 2016. С. 22-23.

110. Заборський В. П., Чуба В. В., Соларьов О. О. Кінематика руху та ущільнення ґрунту машинно–тракторними агрегатами: монографія. Київ: Прінтеко, 2020. 284 с.

111. Лебедев А. Т., Калінін Є. І. Оцінка можливості підвищення тягово-енергетичних властивостей машинно-тракторного агрегату при виконанні орних робіт на агрофоні підвищеної вологості шляхом встановлення здвоєних шин. *Тракторна енергетика в рослинництві. Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка*. Харків: ХНТУСГ, 2009. Вип. 89. С.37-45.

112. Селиванов Н. И., Макеева Ю. Н. Балластирование колесных тракторов на обработке почвы. *Вестник Красноярского государственного аграрного университета*, 2015. №5. С. 77-81.

113. K. Giedra A. Janulevičius. Tractor ballasting in field transport work. *Transport*. 2005. T20. №4. P. 146-153.

114. Сидоров М. В. Упругодемпфирующие свойства транспортно-технологического модуля в составе сельскохозяйственного машинно-тракторного агрегата. *Международный научно-исследовательский журнал*, 2014. №10-2 (41). С. 119-121.

115. Нехорошев Д. Д. Повышение эксплуатационных показателей СГА путем использования трактора с пневмогидравлической муфтой сцепления: дис. ... канд. техн. наук: 05.20.01. Волгоград, 2004. 125 с.

116. Y. Andreev, R. Antoshchenkov. Dynamics of multielement agricultural aggregates taking into account nonholonomic constraints and spatial motion. *Proceedings of 5<sup>th</sup> International Conference* (September 27-30, 2016). National Technical University «Kharkiv Polytechnic Institute». Kharkiv, 2016. P. 48-56.

117. Калінін Є. І. Вплив обертання елементів трансмісії як пружної системи на власні коливання. *Інженерія природокористування*. Харків: ХНТУСГ, 2016. №1(5). С. 24-28.

118. Гамаюнов П. П., Гамаюнов А. М., Алексеев С. А., Кучербаев Р. С. Моделирование процессов трогания и разгона тракторно-транспортного агрегата с упруго-демпфирующим тягово-сцепным устройством. *Научное обозрение*, 2014 №3, С. 50-52.

119. Lu Xiong and Yu Zhuoping. Vehicle dynamic control of 4 in-wheel-motor driven electric vehicle, *Electric vehicles – modelling and simulations*, IntechOpen, 2011.

120. D. Garcia-Pozuelo, J. Yunta, O. Olatunbosun, X. Yang, V. Diaz. A strain-based method to estimate slip angle and tire working conditions for intelligent tires using fuzzy logic. *Sensors* (Basel, Switzerland), 2017. 17(4).

121. C. Lee, K. Hedrick, K. Yi. Real-time slip-based estimation of maximum tire-road friction coefficient. *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*. 2004, 9(2), P. 454-458.

222. R. Jazan. Vehicle dynamics: Theory and Applications. *Springer Science + Business Media*, LLC, 2008. 1015 p.

123. R. Wille, F. Bohm, A. Duda. Calculation of the rolling contact between a tyre and deformable ground. *Vehicle System Dynamics*, 2005, Vol. 43. P. 483-492.

124 X. Jin, G. Yin, N. Chen. Advanced estimation techniques for vehicle system dynamic state: A survey. *Sensors*, 2019. 19(19).

125. Красовских В. С., Соколов В. В. Тяговый расчет трактора. *Алтайский государственный аграрный университет*. Барнаул, 2013. 32 с.

126. Несмиян А. Ю. Технические характеристики и агротехнические показатели работы почвообрабатывающих агрегатов. *Тракторы и сельхозмашины*, 2017, №6. С. 58-64.

127. Арженовский А. Г. Совершенствование методов и средств определения тягово-динамических и топливно-экономических показателей трактора в эксплуатационных условиях. *Тракторы и сельхозмашины*, 2017. №11. С. 29-35.

128. H. Pacejka. Tyre and Vehicle Dynamics, 2nd ed.; Butterworth Heinemann: Oxford, UK, 2010.

129. G. Rill. TMeasy—A handling tire model based on a three-dimensional slip approach. *Proceedings of the XXIII International Symposium on Dynamic of Vehicles on Roads and on Tracks (IAVSD 2013)*. Quingdao, China. 2013.

130. Надикто В. Т. Визначення максимального буксування колісних рушіїв з урахуванням обмеження їх тиску на ґрунт. *Техніка і технології АПК*, 2014. №7. С. 34-38.

131. Золотаревская Д. И. Результаты исследования жесткости шин тракторных колес и ее влияния на колебания тракторов. *Тракторы и сельхозмашины*, 2019. №3. С. 35-44.

132. I. Besselink, A. Schmeitz, H. Pacejka. An improved Magic Formula/Swift tyre model that can handle inflation pressure changes. *Vehicle System Dynamics*, 2010. 48.S1. P. 337-352.

133. ГОСТ 30745-2001 (ISO 789-9-90). Тракторы сельскохозяйственные. Определение тяговых показателей. [Введ. 2003-01-01]. ИПК Издательство стандартов, 2002. 11 с.

134. ГОСТ 7057-2001. Тракторы сельскохозяйственные. Методы испытаний. [Введ. 2003-01-01]. ИПК Издательство стандартов, 2002, 13 с.

135. ГОСТ 24055-2016. Техника сельскохозяйственная. Методы эксплуатационно-технологической оценки. [Введ. 2018-01-01]. Стандартиформ. оформление, 2017. 25 с.

136. Микитин Г. В. Основы метрології: навч. посіб. Львів: СПОЛОМ, 2008. 296 с.

137. Коваленко І. О. Метрологія та вимірювальна техніка: навч. посіб. для студ. вищ. навч. закл. освіти. Житомир, 2001. 651 с.

138. W. Hirschberg, G. Rill, P. Kintler. TMeasy for reliable vehicle dynamics simulation. *Scientific proceedings*, 2009.

139. ДСТУ 4397:2005. Методи економічного оцінювання техніки на етапі випробувань. [Чинний від 2005-04-28] Вид. офіц. Київ: Держспоживстандарт України, 2005. 16 с.

140. Шпилько А. В. Методы определения экономической эффективности технологий и сельскохозяйственной техники. М.:Всероссийский научно–исследовательский институт экономики сельского хозяйства, 1998. 331 с.

## ДОДАТКИ

Додаток А. Технічні та масо-геометричні характеристики тракторів ХТЗ-242К та ХТЗ-243К

ХТЗ-242К.20 – це подальша модернізована версія трактора Т-150К. У процесі створення застосовувалися новітні технології, які дозволили модифікувати трансмісію, гідравліку, а також навісну систему для ефективного використання трактора з сучасними високошвидкісними сільськогосподарськими знаряддями. Спеціально розроблений новий ергономічний дизайн в поєднанні з новим облицюванням дозволяє збільшити робочу зону видимості оператора, а також спростити доступ до основних вузлів трактора.

Безсумнівною перевагою трактора ХТЗ-242К.20 є низька вартість володіння.

Застосування: сільське господарство: основна обробка ґрунту, посів, прибирання, транспортування, кормозаготівля.



Рисунок А.1 – Загальний вид тракторів серії ХТЗ-242К

Таблиця А.1 – Технічна характеристика тракторів серії ХТЗ-242К та ХТЗ-243К

Трактор		
Загальні дані		
1	2	3
Марка	ХТЗ-242К	ХТЗ-243К
Тип	Колісний, сільськогосподарський, загального призначення	
Тяговий клас	4	
Номінальне тягове зусилля, кН (тс)	40 (4)	
Швидкості руху і тягові зусилля на передачах при номінальній частоті обертання колінчатого валу двигуна та відсутності буксування $\frac{\text{км} \setminus \text{год}}{\text{кН(кгс)}}$ :		
I діапазон передач (знижений режим)		
перша	3,78 60,0 (6000)	3,61 60,0 (6000)
друга	4,44 60,0 (6000)	4,24 60,0 (6000)
третя	5,25 60,0 (6000)	5,01 60,0 (6000)
четверта	5,95 60,0 (6000)	5,68 60,00 (6000)
II діапазон передач		
перша	7,95 47,89 (4789)	7,59 48,79 (4879)
друга	9,32 39,84 (3984)	8,90 40,59 (4059)
третя	11,02 32,65 (3265)	10,52 33,27 (3327)
четверта	12,5 27,98 (2798)	11,93 28,51 (2851)
III діапазон передач (підвищений)		
перша	12,08 27,75 (2775)	11,53 28,28 (2828)
друга	14,17 22,67 (2267)	13,53 23,10 (2310)
третя	16,75 18,13 (1813)	15,99 18,48 (1848)
четверта	19,01 15,17 (1517)	18,14 15,47 (1547)
IV діапазон передач		
перша	26,62 9,54 (954)	25,41 9,73 (973)
друга	31,22 7,14 (714)	29,80 7,28 (728)
третя	36,91 4,99 (499)	35,23 5,10 (510)
четверта	41,87 3,60 (360)	39,97 3,68 (368)

## Продовження табл. А.1.

1	2	3
Діапазони передач заднього ходу (знижений режим)		
перша	5,72 60,00 (6000)	5,46 60,00 (6000)
друга	6,71 54,14 (5414)	6,41 55,16 (5516)
третя	7,94 44,75 (4475)	7,28 45,59 (4559)
четверта	9,00 38,64 (3864)	8,59 39,37 (3937)
Діапазони передач заднього ходу (підвищений режим)		
перша	18,28 15,59 (1559)	17,45 15,90 (1590)
друга	21,44 12,30 (1230)	20,46 12,54 (1254)
третя	26,58 8,60 (860)	25,37 8,78 (878)
четверта	30,16 6,78 (678)	28,78 6,92 (692)
Маса, кг: суха (конструкційна) у повній комплектації	7890	8170
експлуатаційна (з урахуванням ваги ЗПП)	8340	8620
Розподіл маси по осях, кг: передній міст	5130	5350
задній міст	3210	3270
Допуск на масу, %	±2,5	
Габаритні розміри (рис. Б.2), мм: довжина (А): с начіпним пристроєм у робочому положенні	6410±50	6130±50
без начіпного пристрою	5910±50	5630±50
ширина (Б)	2460±50	2460±50
висота (В)	3400±50	3400±50
база (Г)	2860±50	2860±50
колія (Д)	1860±40	1860±40
Дорожній просвіт під мостами, не менш	400	400
Найменший радіус повороту, м	6,7	
Двигун		
Марка	BF6M1013E	ЯМЗ-236М2
Потужність, кВт (л.с.): номінальна	132 (180)	129 <sup>+7,4</sup> (175 <sup>+10</sup> )
експлуатаційна	125 (170)	121,3 <sup>+7,4</sup> (165 <sup>+10</sup> )
Номінальна швидкість обертання колінчастого валу, об/хв	2200 <sup>+50</sup> <sub>-10</sub>	2100 <sup>+50</sup> <sub>-20</sub>
Питома витрата палива, найбільше, г/кВт·год(г/кє·год): при номінальній потужності:	219,6 (162)	220 (162)
при експлуатаційній потужності	231,2 (170)	259,1(190,5)



## Продовження табл. А.1.

1	2	3
Питома (відносна) витрата оливи на угар у % до витрати палива	0,3	
Пусковий пристрій	Електростартер	
Пусковий підігрівач	–	«Термо 90ST», рідинний, дизельний
Трансмісія		
Муфта зчеплення	Суха, фрикційна, однодискова, постійно замкнута, керуєма педаллю з пневматичним підсилювачем	
Коробка передач	Механічна, ступінчата, із зубчастими колесами постійного зачеплення, із чотирма діапазонами переднього ходу й двома діапазонами заднього ходу (по чотири швидкості на кожному діапазоні), що перемикається під навантаженням без розриву потоку потужності усередині діапазону за допомогою гідропіджимних муфт, з роздавальною коробкою, з постійним приводом на задній міст, з відключаєм приводом на передній міст, з механізмом блокуванням пуску двигуна	
Карданна передача	Тверда, відкритого типу, з голчастими підшипниками	
Головна передача	Конічна, зі спіральним зубом і міжколісним диференціалом	
Диференціал (міжколісний)	Конічний із чотирма сателітами й автоматичним блокуванням	
Кінцева передача	Одноступінчаста, планетарний редуктор	

Таблиця А.2 – Масові, інерційні та геометричні параметри трактора ХТЗ-242К

Параметр	Поз.	Значення	Розмірність
Маса трактора	$m_{mp}$	8620	кг
Маса першої піврами	$m_1$	5172	кг
Маса другої піврами	$m_2$	3448	кг
Момент інерції по осі $x$ першої піврами	$J_{1x}$	7860	кг·м <sup>2</sup>
Момент інерції по осі $y$ першої піврами	$J_{1y}$	24745	кг·м <sup>2</sup>
Момент інерції по осі $z$ першої піврами	$J_{1z}$	21231	кг·м <sup>2</sup>
Момент інерції по осі $x$ другої піврами	$J_{2x}$	5244	кг·м <sup>2</sup>
Момент інерції по осі $y$ другої піврами	$J_{2y}$	15830	кг·м <sup>2</sup>
Момент інерції по осі $z$ другої піврами	$J_{2z}$	14154	кг·м <sup>2</sup>
База трактора	$l$	2,86	м
Відстань від центрального шарніру трактора до передньої осі (ось $x$ )	$l_1$	1,89	м
Відстань від центрального шарніра трактора до задньої осі (ось $x$ )	$l_2$	0,97	м
Відстань від центру мас трактора до заднього шарніру	$ls_x$	0,6	м
Відстань від центрального шарніру трактора до центру мас передньої піврами по осі $x$	$lO_{1x}$	1,0	м
Відстань від центрального шарніру трактора до центру мас задньої піврами по осі $x$	$lO_{2x}$	0,23	м
Коля передніх коліс	$b_1$	1,86	м
Коля задніх коліс	$b_2$	1,86	м
Відстань від центру мас до передньої точки приєднання обладнання (навіски): по осі $x$	$hf_x$	3,64	м
по осі $y$	$hf_y$	0	м
по осі $z$	$hf_z$	0,25	м
Відстань від центру мас до задньої точки приєднання обладнання (навіски): по осі $x$	$hr_x$	-2,25	м
по осі $y$	$hr_y$	0	м
по осі $z$	$hr_z$	-0,5	м
Відстань від центру мас до передньої вісі трактора по осі $z$	$hfa_z$	0	м
Відстань від центру мас до задньої вісі трактора по осі $z$	$hra_z$	0	м

Додаток Б. Технічна та масо-геометричні характеристики сівалки Vega-8 Profi виробництва ПАТ «Ельворті»

Сівалка Vega-8 Profi розроблена спеціально для фермерських господарств від 500 до 2000 га. Створена з урахуванням сучасних конструкційних рішень для Mini Till, які дають можливість знизити собівартість виробленої продукції (рис. Б.1). Сівалка призначена для точного висіву за мінімальною і традиційною технологією. Забезпечує посів насіння кукурудзи, соняшнику, сої та інших просапних культур з одночасним внесенням мінеральних добрив і прикочуванням ґрунту в засіяних рядках.



Рисунок Б.1 – Загальний вигляд сівалки Vega-8 Profi

Сівалка Vega-8 Profi – напівпричіпна. Завдяки такому способу агрегування, дана сівалка працює з тракторами потужністю від 80 к.с., що забезпечує менші витрати палива в порівнянні з навісними аналогами.

Завдяки тому, що вентилятор встановлений на причіпному пристрої, виключається можливість поломки кардана при розворотах, а також відсутня необхідність відключення ВВП трактора, що усуває втрату посівного матеріалу і зменшує час на розвороти.

Таблиця Б.1 – Технічна характеристика сівалки Vega-8 Profi

Тип агрегату	напівпричіпний
Ширина захвату, м	5,6
Робоча швидкість, км/ч	2,5 – 9
Кількість рядів, шт.	8
Продуктивність, га/год	3,02 – 5,04
Глибина посіву, мм	40 – 100
Тиск сошників, кг/см <sup>2</sup>	280
Норми висіву для насіння, кг/га	1,4 – 51,4
Ширина міжрядь, мм	700
Норми висіву для добрив, кг/га	23,5 – 245,4
Сумарна ємність бункерів для насіння, л (дм <sup>3</sup> )	416 (52x8)
Сумарна ємність бункерів для добрив, л (дм <sup>3</sup> )	720 (180x4)
Габаритні розміри, при транспортуванні, мм	8 000 x 2 670 x 3 500
Габаритні розміри, в робочому стані, мм	2 530 x 6 980 x 1 550
Агрегується з тракторами потужністю, більше, к.с.	80
Маса, кг	2 770

Висіваючий апарат сівалки забезпечує точне однозернове дозування насіння; наявність верхнього і нижнього регульованих скидачів насіння, тобто відсутність двійників; легке і зручне обслуговування без робочого інструменту; наявність оглядового вікна - зручність настройки; відсутність навантаження на корпус висівного апарату - довговічність його використання.

На сівалці встановлено пластикові бункери з високоякісного поліетилену. Це, в свою чергу, забезпечує істотно меншу вагу бункера; його стійкість до різних видів корозії; вібростійкість. Крім того, такі бункери не вимагають додаткового фарбування.

Сівалка VEGA 8 PROFІ має сумарну ємність бункерів для насіння – 416 л, і 680 л – для добрив. Так, наприклад, при нормі висіву кукурудзи – 5 насінин на 1 п. м, – сівалка може засіяти без дозавантаження 6 га.

Посівна секція сівалки складається з дводискового сошнику зі сталей із вмістом бору підвищеної твердості має збільшений ресурс до 100%. Вона має можливість регулювання тиску на ґрунт до 280 кг.

Таблиця Б.2 – Масово-геометричні параметри сівалки Vega-8 Profi ПАТ «Ельворті»

Параметр	Позначення	Значення	Роз.
Маса	$m$	2770	кг
Приведений момент інерції (ось $x$ )	$J_x$	2488	кг·м <sup>2</sup>
Приведений момент інерції (ось $y$ )	$J_y$	7388	кг·м <sup>2</sup>
Приведений момент інерції (ось $z$ )	$J_z$	7986	кг·м <sup>2</sup>
Відстань від центру мас до осі коліс	$l_1$	0,65	м
Коля 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 (по осі $x$ )	$Cu_{x11} = Cu_{x12}$	$2 \cdot 10^5$	Н·м <sup>-1</sup>
Жорсткість шин (по осі $y$ )	$Cu_{y11} = Cu_{y12}$	$1,96 \cdot 10^5$	Н·м <sup>-1</sup>
Жорсткість шин (по осі $z$ )	$Cu_{z11} = Cu_{z12}$	$1,8 \cdot 10^5$	Н·м <sup>-1</sup>
Приведена податливість шин	$ku_{x11} = ku_{x12}$	19000	Н·м

Додаток В. Метод формування кінематичних зв'язків математичної моделі динаміки просторового руху трактора та агрегату з урахуванням впливу профілю опорної поверхні

Горизонтальні складові швидкостей центрів коліс (точніше складові цих швидкостей у площині рами трактора), позначено як  $\bar{v}_{C_{11}xy}, \bar{v}_{C_{12}xy}, \bar{v}_{C_{21}x}, \bar{v}_{C_{22}x}$  (рис. В.1). Складову швидкості центру повороту напіврам (т.  $A$ ) трактора позначено, як  $\bar{v}_{Axy}$ .

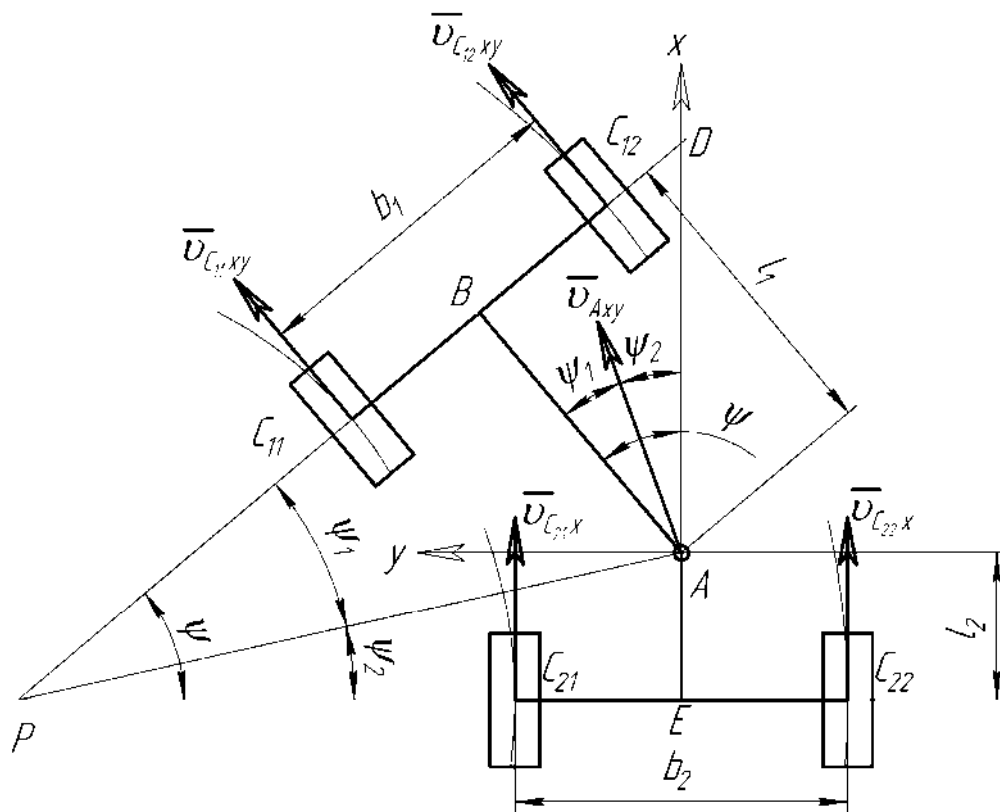


Рисунок В.1 – Розрахункова схема повороту трактора з шарнірно-з'єднаною рамою

Ці складові мають модулі, пропорційні відстаням центрів коліс до миттєвого центру швидкостей – т.  $P$ . Тоді їх рівняння мають вигляд:

$$\frac{v_{Axy}}{PA} = \frac{v_{C_{11}xy}}{PC_{11}} = \frac{v_{C_{12}xy}}{PC_{12}} = \frac{v_{C_{21}x}}{PC_{21}} = \frac{v_{C_{22}x}}{PC_{22}}$$

Виражено відстані, що входять у (1), через конструктивні параметри рами та кут  $\psi$  для того, щоб уникнути виродженості цих формул при  $\psi = 0$ . Тому, виражено всі швидкості, що туди входять, через швидкість  $v_{Axy}$ :

$$PE = \frac{l_2 + l_1 / \cos \psi}{\operatorname{tg} \psi} = \frac{l_1 + l_2 \cos \psi}{\sin \psi}; \quad PC_{21} = PE - \frac{b}{2}; \quad PC_{22} = PE + \frac{b}{2};$$

$$PA = \sqrt{PE^2 + l_2^2}; \quad PB = \sqrt{PA^2 - l_1^2}; \quad PC_{11} = PB - \frac{b}{2}; \quad PC_{12} = PB + \frac{b}{2}.$$

Позначено  $\beta_1 = \frac{b}{2l_1}$  та  $\beta_2 = \frac{b}{2l_2}$ , і тоді одержано:

$$v_{C_{11}xy} = v_{Axy} \frac{PC_{11}}{PA} = v_{Axy} \frac{PB - b/2}{PA} = v_{Axy} (\cos \psi_1 - \beta_1 \sin \psi_1);$$

$$v_{C_{12}xy} = v_{Axy} \frac{PC_{12}}{PA} = v_{Axy} (\cos \psi_1 + \beta_1 \sin \psi_1);$$

$$v_{C_{21}x} = v_{Axy} \frac{PC_{21}}{PA} = v_{Axy} (\cos \psi_2 - \beta_2 \sin \psi_2);$$

$$v_{C_{22}x} = v_{Axy} \frac{PC_{22}}{PA} = v_{Axy} (\cos \psi_2 + \beta_2 \sin \psi_2).$$
(2)

Рівняння неголомомних зв'язків (2) забезпечує кочення коліс у своїх площинах.

Залежності для кутів  $\psi_1$  і  $\psi_2$  мають вигляд:

$$\sin \psi_1 = \frac{l_1}{PA} = \frac{l_1}{\sqrt{PB^2 + l_1^2}} = \frac{(l_1/PB)}{\sqrt{1 + (l_1/PB)^2}};$$

$$\sin \psi_2 = \frac{l_2}{PA} = \frac{l_2}{\sqrt{PE^2 + l_2^2}} = \frac{(l_2/PE)}{\sqrt{1 + (l_2/PE)^2}},$$

але:

$$\frac{l_1}{PB} = \frac{l_1 \sin \psi}{l_2 + l_1 \cos \psi}, \quad \frac{l_2}{PE} = \frac{l_2 \sin \psi}{l_1 + l_2 \cos \psi}.$$

Тому:

$$\begin{aligned}\psi_1 &= \arcsin \frac{\sin \psi}{\sqrt{\sin^2 \psi + (\alpha_2 + \cos \psi)^2}}, \\ \psi_2 &= \arcsin \frac{\sin \psi}{\sqrt{\sin^2 \psi + (\alpha_1 + \cos \psi)^2}},\end{aligned}\quad (3)$$

де  $\alpha_1 = \frac{l_1}{l_2}$ ,  $\alpha_2 = \frac{l_2}{l_1}$ .

Залежності (2)–(3) не вироджуються при  $\psi = 0$ , тобто при прямолінійному русі трактора [9]. Точки взаємодії коліс із ґрунтом є миттєво нерухливими, тому:

$$\omega_{11} = \frac{v_{C_{11}xy}}{z_{C_{11}}}, \quad \omega_{12} = \frac{v_{C_{12}xy}}{z_{C_{12}}}, \quad \omega_{21} = \frac{v_{C_{21}x}}{z_{C_{21}}}, \quad \omega_{22} = \frac{v_{C_{22}x}}{z_{C_{22}}},$$

Вектор  $\vec{v}_{Axy}$  являє собою проекцію вектору швидкості шарніра повороту на площину рами. Його знайдено через компоненти вектору абсолютної швидкості центру мас ( $\dot{X}_A$ ,  $\dot{Y}_A$ ,  $\dot{Z}_A$ ), скориставшись матрицею повороту  $\mathbf{S}_{abc}^{cb}$  [1] від абсолютної системи координат до пов'язаної із трактором. Тоді формула для цих компонентів має вигляд:

$$\mathbf{S}_{abc}^{cb} = \begin{bmatrix} s_{11} & s_{12} & s_{13} \\ s_{12} & s_{22} & s_{23} \\ s_{31} & s_{23} & s_{33} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} C_\beta C_\gamma + S_\alpha S_\beta S_\gamma & C_\alpha S_\gamma & -S_\beta C_\gamma + S_\alpha C_\beta S_\gamma \\ S_\alpha S_\beta C_\gamma - C_\beta S_\gamma & C_\alpha C_\gamma & S_\alpha C_\beta C_\gamma + S_\beta S_\gamma \\ C_\alpha S_\beta & -S_\alpha & C_\alpha C_\beta \end{bmatrix},$$

де  $C_\alpha = \cos \alpha$ ,  $C_\beta = \cos \beta$ ,  $C_\gamma = \cos \gamma$ ,  $S_\alpha = \sin \alpha$ ,  $S_\beta = \sin \beta$ ,  $S_\gamma = \sin \gamma$ .

Одержимо залежність швидкості т. А в площині  $xy$ :

$$\vec{v}_{Axy} = \begin{bmatrix} s_{11} & s_{12} & s_{13} \\ s_{21} & s_{22} & s_{23} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{X}_A \\ \dot{Y}_A \\ \dot{Z}_A \end{bmatrix}. \quad (4)$$

Виражено складову швидкості шарніра через кутову швидкість  $\omega_z$ :



$$v_{Axy} = \omega_z \cdot PA,$$

та отримано:

$$\vec{v}_{Axy} = (\dot{\gamma} - \dot{\beta} \sin \alpha) \cdot PA \begin{bmatrix} \cos \psi \\ \sin \psi \end{bmatrix}. \quad (5)$$

Прирівнюючи праві частини рівнянь (4) і (5), розв'язано рівняння відносно  $\dot{X}_A$ ,  $\dot{Y}_A$  та отримано:

$$\begin{aligned} \dot{X}_A &= \frac{[PA(\dot{\gamma} - \dot{\beta} \sin \alpha) \cos(\gamma + \psi) + \dot{Z}_A \sin \beta]}{\cos \beta}, \\ \dot{Y}_A &= \frac{PA(\dot{\gamma} - \dot{\beta} \sin \alpha) [\cos \beta \sin(\gamma + \psi) - \sin \alpha \sin \beta \cos(\gamma + \psi)] - \dot{Z}_A \sin \alpha}{\cos \alpha \cos \beta}. \end{aligned} \quad (6)$$

Таким чином, у трактора шарнірно-з'єднаної компоновки 10 узагальнених координат. З урахуванням неголономних зв'язків (1) і (6), ця система має 4 ступені свободи. Рівняння (1) та (6) дозволяють одержати вираження шести залежних узагальнених швидкостей (залежних варіацій узагальнених координат) від інших незалежних.

Оскільки:

$$\operatorname{ctg} \psi_{11} = \frac{PB - 0,5b}{l} = \frac{PB}{l} - \mu = \operatorname{ctg} \psi - \mu, \quad \operatorname{ctg} \psi_{12} = \operatorname{ctg} \psi + \mu,$$

та 
$$\operatorname{tg} \psi_{11} = \frac{\operatorname{tg} \psi}{1 - \mu \operatorname{tg} \psi}, \quad \operatorname{tg} \psi_{12} = \frac{\operatorname{tg} \psi}{1 + \mu \operatorname{tg} \psi},$$

то швидкості точок  $v_{C_{11}xy}$ ,  $v_{C_{12}xy}$  виражено через швидкість т. В :

$$\begin{aligned} v_{C_{11}xy} &= \frac{v_{C_{21}x}}{\cos \psi_{11}} = v_{C_{21}xy} \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \psi_{11}} = \\ &= v_{C_{21}xy} \frac{\sqrt{\operatorname{tg}^2 \psi + (1 - \mu \operatorname{tg} \psi)^2}}{1 - \mu \operatorname{tg} \psi} = v_{Bx} \sqrt{\operatorname{tg}^2 \psi + (1 - \mu \operatorname{tg} \psi)^2} \end{aligned} \quad (7)$$

$$\begin{aligned}
v_{C_{12}^{xy}} &= \frac{v_{C_{22}^x}}{\cos\psi_{12}} = v_{C_{22}^{xy}} \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2\psi_{12}} = \\
&= v_{C_{22}^{xy}} \frac{\sqrt{\operatorname{tg}^2\psi + (1 + \mu\operatorname{tg}\psi)^2}}{1 + \mu\operatorname{tg}\psi} = v_{Bx} \sqrt{\operatorname{tg}^2\psi + (1 + \mu\operatorname{tg}\psi)^2}.
\end{aligned} \tag{8}$$

Кутову швидкість повороту трактора в площині рами визначено:

$$\omega_z = \frac{v_{Bx}}{PB} = \frac{v_{Bx}}{l} \frac{l}{PB} = \frac{v_{Bx} \operatorname{tg}\psi}{l}. \tag{9}$$

Незалежними швидкостями трактора обрано псевдошвидкості  $v_{Bx}$ ,  $v_{Bz}$  ( $v_{By} \equiv 0$ ), і  $\omega_x$ ,  $\omega_y$  ( $\omega_z$  визначається з (9)).

Кінематичний вираз для швидкості т.  $B$  має вигляд:

$$\begin{aligned}
\vec{v}_B^{\text{CB}} &= \vec{v}_C^{\text{CB}} + \vec{\omega}^{\text{CB}} \times \overrightarrow{CB}^{\text{CB}} = \mathbf{S}_{\text{a6c}}^{\text{3B}} \cdot \begin{bmatrix} \dot{X} \\ \dot{Y} \\ \dot{Z} \end{bmatrix} + \begin{vmatrix} \vec{i} & \vec{j} & \vec{k} \\ \omega_x & \omega_y & \omega_z \\ -l_2 & 0 & -h \end{vmatrix} = \\
&= \mathbf{S}_{\text{a6c}}^{\text{CB}} \cdot \begin{bmatrix} \dot{X} \\ \dot{Y} \\ \dot{Z} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -\omega_y h \\ \omega_x h - \omega_z l_2 \\ \omega_z l_2 \end{bmatrix},
\end{aligned} \tag{10}$$

$$\mathbf{S}_{\text{a6c}}^{\text{3B}} = \begin{bmatrix} t_{11} & t_{12} & t_{13} \\ t_{12} & t_{22} & t_{23} \\ t_{31} & t_{23} & t_{33} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} C_\beta C_\gamma + S_\alpha S_\beta S_\gamma & C_\alpha S_\gamma & -S_\beta C_\gamma + S_\alpha C_\beta S_\gamma \\ S_\alpha S_\beta C_\gamma - C_\beta S_\gamma & C_\alpha C_\gamma & S_\alpha C_\beta C_\gamma + S_\beta S_\gamma \\ C_\alpha S_\beta & -S_\alpha & C_\alpha C_\beta \end{bmatrix}, \tag{11}$$

де  $\mathbf{S}_{\text{a6c}}^{\text{3B}}$  - матриця переходу від абсолютної до зв'язаної системи координат трактора (великими літерами позначені:  $C$  -  $\cos$ ,  $S$  -  $\sin$ , відповідно до кутів, позначених нижнім індексом) [10].

Одержано 3 рівняння, що зв'язують 7 швидкостей ( $\omega_z$  виражено з (9), а  $v_{By} \equiv 0$ ):

$$\begin{aligned}
t_{11}\dot{X} + t_{12}\dot{Y} + t_{13}\dot{Z} - \omega_y h &= v_{Bx}; \\
t_{21}\dot{X} + t_{22}\dot{Y} + t_{23}\dot{Z} + \omega_x h - \omega_z l_2 &= 0; \\
t_{31}\dot{X} + t_{32}\dot{Y} + t_{33}\dot{Z} - \omega_y l_2 &= v_{Bz}
\end{aligned}$$

та визначено псевдошвидкості:

$$\begin{aligned}
 v_{Bx} &= t_{11}\dot{X} + t_{12}\dot{Y} + t_{13}\dot{Z} - h\omega_y; \\
 \omega_x &= \frac{\lambda t_{11}\operatorname{tg}\psi - t_{21}}{h}\dot{X} + \frac{\lambda t_{12}\operatorname{tg}\psi - t_{22}}{h}\dot{Y} + \frac{\lambda t_{13}\operatorname{tg}\psi - t_{23}}{h}\dot{Z} - \lambda\operatorname{tg}\psi\omega_y; \\
 v_{Bz} &= t_{31}\dot{X} + t_{32}\dot{Y} + t_{33}\dot{Z} - l_2\omega_y,
 \end{aligned} \tag{12}$$

## Додаток Г. Код програми для дослідження динаміки машинно-тракторного агрегату

```

РАБОТА:=Уравнения движения трактора, сцепленного с бункером и сеялкой;

# Инерционная структура трактора задается записью "твердое тело" #
T | Sx(XC), Sy(YC), Sz(ZC), Ry(beta), Rx(alfa), Rz(gamma) | mT, JxT, JyT, JzT;

# Без балласта #
mT=6900; JxT=13110; JyT=39576; JzT=35386;
# С балластом #
# mT=8900; JxT=15110; JyT=42576; JzT=39386; #

psi11=arctg(tg(psi)/(1-mu$T*tg(psi)));
psi12=arctg(tg(psi)/(1+mu$T*tg(psi)));

# Инерционная структура колес трактора задается записями "твердое тело" #
K11~T | Sx(x1$T), Sy(y11$T), Sz(z1$T), Rz(psi11), Ry(fi11) | mkT, JxkT, JykT, JzkT;
K12~T | Sx(x1$T), Sy(y12$T), Sz(z1$T), Rz(psi12), Ry(fi12) | mkT, JxkT, JykT, JzkT;
K21~T | Sx(x2$T), Sy(y21$T), Sz(z2$T), Ry(fi21) | mkT, JxkT, JykT, JzkT;
K22~T | Sx(x2$T), Sy(y22$T), Sz(z2$T), Ry(fi22) | mkT, JxkT, JykT, JzkT;
mkT=97.5; JxkT=17.3; JykT=30.2; JzkT=17.3;

# геометрические константы: #
b$T=1.86; ha$z=0.65; l$T=l1$T+l2$T; l1$T=1.28; l2$T=1.58;
lambda$T=l2$T/l$T; mu$T=0.5*b$T/l$T;
a$T=(T11@T*d$T-T12@T)/ha$z; b$T=(T21@T*d$T-T22@T)/ha$z;
c$T=(T31@T*d$T-T32@T)/ha$z; d$T=lambda$T*tg(psi);

# координаты центров колес, центров осей, орта оси x в связанной СК: #
C11~K11[3]=0, 0, 0; x1$T= l1$T; y11$T= 0.5*b$T; z1$T=-ha$z;
C12~K12[3]=0, 0, 0; y12$T=-0.5*b$T;
C21~K21[3]=0, 0, 0; x2$T=-l2$T; y21$T= 0.5*b$T; z2$T=-ha$z;
C22~K22[3]=0, 0, 0; y22$T=-0.5*b$T;
A~T[3] =x1$T, 0, z1$T;
B~T[3] =x2$T, 0, z2$T;
D~T[3] =hrx$T, 0, hrz$T; hrx$T=-2.79; hrz$T=-1.1;
i~T[3] =1, 0, 0;

# Данные для анимации #
a$T=b$T-2*e$T; e$T=0.3*b$T; a2$T=0.5*a$T; # ширина корпуса #

# высота капота и кабины, удаление носа, стекла кабины и задней кромки от ц.м.: #
h$T=2*r; H$T=4*r; l0$T=2*l1$T; l3$T=l1$T-r; l4$T=l2$T; L$T=l0$T+l2$T;

# координаты характерных точек трактора в связанной СК: #
E11~T[3]= l0$T, a2$T, z1$T; E12~T[3]=l0$T, -a2$T, z1$T; E21~T[3]=
l0$T, a2$T, z1$T+h$T; E22~T[3]= l0$T, -a2$T, z1$T+h$T;
F11~T[3]= l3$T, a2$T, z1$T+h$T; F12~T[3]=l3$T, -a2$T, z1$T+h$T; F21~T[3]=
l3$T, a2$T, z1$T+H$T; F22~T[3]= l3$T, -a2$T, z1$T+H$T;
G11~T[3]=-l4$T, a2$T, z1$T; G12~T[3]=-l4$T, -a2$T, z1$T; G21~T[3]=-
l4$T, a2$T, z1$T+H$T; G22~T[3]=-l4$T, -a2$T, z1$T+H$T;

СЧИТАТЬ МАЛЫМИ : alfa, beta, alfa$B, beta$B, alfa$S, beta$S;

# Закон изменения угла поворота передней оси: #
#psi=0.05*sin(t*0.2);#
psi=0;

# Уравнения неголономных связей: #

```

```

vAx=vBx/cos (psi) ;
vCxy=vBx/sqrt (1+d$t^2) ;

vC21x=vBx* (1-mu$T*tg (psi)) ;
vC22x=vBx* (1+mu$T*tg (psi)) ;

vC11xy=vBx*sqrt (tg (psi)^2+(1-mu$T*tg (psi))^2) ;
vC12xy=vBx*sqrt (tg (psi)^2+(1+mu$T*tg (psi))^2) ;

vBx=T11@T*XC't+T21@T*YC't+T31@T*ZC't-ha$z*omegay@T;

gamma't=beta't*sin (alfa)+vBx*tg (psi)/l$T;

alfa't=(a$t*XC't+b$t*YC't+c$t*ZC't-
beta't*cos (alfa)*(d$t*cos (gamma)+sin (gamma)))/(cos (gamma)-d$t*sin (gamma));

vBz=T13@T*XC't+T23@T*YC't+T33@T*ZC't-l2$T*omegay@T;

fi11't=vC11xy/Z@C11; fi12't=vC12xy/Z@C12;
fi21't=vC21x/Z@C21; fi22't=vC22x/Z@C22;

# Апрофон 1 #
C.dZ11=Cwz; dZ11=r-Z@C11-0.8*sin (10*t)-0.3*sin (100*t+2)-0.05*sin (222*t+2);
C.dZ12=Cwz; dZ12=r-Z@C12+0.8*sin (10*t)+0.3*sin (100*t+4)+0.05*sin (222*t+4);
C.dZ21=Cwz; dZ21=r-Z@C21+0.7*sin (10*t)+0.2*sin (100*t+10)+0.05*sin (222*t+10);
C.dZ22=Cwz; dZ22=r-Z@C22-0.7*sin (10*t)-0.2*sin (100*t+13)-0.05*sin (222*t+13);

# Апрофон 2 #
# C.dZ11=Cwz; dZ11=r-Z@C11-0.3*sin (80*t+2)-0.05*sin (156*t+2); #
# C.dZ12=Cwz; dZ12=r-Z@C12+0.3*sin (80*t+4)+0.05*sin (156*t+4); #
# C.dZ21=Cwz; dZ21=r-Z@C21+0.2*sin (80*t+10)+0.05*sin (156*t+10); #
# C.dZ22=Cwz; dZ22=r-Z@C22-0.2*sin (80*t+13)-0.05*sin (156*t+13); #

D.dZ11=kwz;
D.dZ12=kwz;
D.dZ21=kwz;
D.dZ22=kwz;

Cwz=1.8e5; kwz=2.0e4; r=0.82;

# Силовые элементы #
P.ZC=-mT*g;
#P.X@A=FA1*(X@i-XC); P.Y@A=FA1*(Y@i-YC); P.Z@A=FA1*(Z@i-ZC);#
#P.X@B=FB1*(X@i-XC); P.Y@B=FB1*(Y@i-YC); P.Z@B=FB1*(Z@i-ZC);#
#FA1=11000;+(XC't>2.8?-11000!0);#
#FB1=11000;+(XC't>2.8?-11000!0);#
#P.X@C11=22000+(XC't>2.8?-22000!0);#
P.X@C11=5500+(XC't>2.8?-5500!0);
P.X@C12=5500+(XC't>2.8?-5500!0);
P.X@C21=5000+(XC't>2.8?-5000!0);
P.X@C22=5000+(XC't>2.8?-5000!0);

ZC0=hfaz+r; hfaz=0.65;

# Инерционная структура бункера задается записью "твердое тело" #
В | Sx (XC$B), Sy (YC$B), Sz (ZC$B), Ry (beta$B), Rx (alfa$B), Rz (gamma$B) |
m$B, Jx$B, Jy$B, Jz$B;
m$B=3520; Jx$B=2488; Jy$B=7388; Jz$B=7986;

XC$B=X@D+T11@B*hfz$B+T13@B*hfz$B;
YC$B=Y@D+T21@B*hfz$B+T23@B*hfz$B;
ZC$B=Z@D+T31@B*hfz$B+T33@B*hfz$B;

```

```

hfz$B=1; hfx$B=-3.86;

# Инерционная структура колес бункера задается записями "твердое тело" #
K31~B | Sx(x3$B), Sy(y31$B), Sz(z3$B), Ry(fi31) | mkB, JxB, JyB, JzB;
K32~B | Sx(x3$B), Sy(y32$B), Sz(z3$B), Ry(fi32) | mkB, JxB, JyB, JzB;
mkB=110; JxB=26.25; JyB=41.73; JzB=26.25;

# геометрические константы: #
b$B=1.8; hraz$B=-0.95; l1$B=1.65; mu$B=0.5*b$B/(l1$B-hfx$B);

# координаты центров колес, центров осей, орта оси x в связанной СК бункера: #
C31~K31[3]= 0, 0, 0; x3$B=-l1$B; y31$B= 0.5*b$B; z3$B=hraz$B;
C32~K32[3]= 0, 0, 0; y32$B=-0.5*b$B;
D$B~B[3] =hrx$B, 0, hrz$B; hrx$B=-3.1; hrz$B=-1;
A$B~B[3] =hfx$B, 0, hfz$B;
B11~B[3] = L$B, d$B, -h$B; B12~B[3] = L$B, -d$B, -h$B; L$B=2; d$B=1;
h$B=0.95; H$B=1.5;
B21~B[3] = L$B, d$B, H$B; B22~B[3] = L$B, -d$B, H$B;
D11~B[3] = -L$B, d$B, -h$B; D12~B[3] = -L$B, -d$B, -h$B;
D21~B[3] = -L$B, d$B, H$B; D22~B[3] = -L$B, -d$B, H$B;

# Уравнения неголономных связей: #
vXD$t=X@D't; vYD$t=Y@D't; vZD$t=Z@D't;
vxA$B=T11@B*vXD$t+T21@B*vYD$t+T31@B*vZD$t;
vyA$B=T12@B*vXD$t+T22@B*vYD$t+T32@B*vZD$t;
vzA$B=T13@B*vXD$t+T23@B*vYD$t+T33@B*vZD$t;
gamma$B't=vyA$B/(l1$B-hfx$B)+beta$B't*sin(alfa$B);

vC31x=vxA$B-mu$B*vyA$B; vC32x=vxA$B+mu$B*vyA$B;
fi31't=vC31x/Z@C31; fi32't=vC32x/Z@C32;

# With bunker #
C.dZ31=Cwz$B; dZ31=rk$B-Z@C31+0.0001*sin(100*t+0.8)+0.0005*sin(220*t+2);
C.dZ32=Cwz$B; dZ32=rk$B-Z@C32-0.0001*sin(100*t+0.8)-0.0005*sin(220*t+2);

# Without bunker #
# C.dZ31=Cwz$B; dZ31=rk$B-Z@C31; #
# C.dZ32=Cwz$B; dZ32=rk$B-Z@C32; #

D.dZ31=kwz$B; D.dZ32=kwz$B;
Cwz$B=1.8e5; kwz$B=1.9e4; rk$B=0.79;

# Силовые элементы #
P.XC$B=-m$B*g*0.1;
P.ZC$B=-m$B*g;

# Инерционная структура сеялки задается записью "твердое тело" #
S | Sx(XC$S), Sy(YC$S), Sz(ZC$S), Ry(beta$S), Rx(alfa$S), Rz(gamma$S) |
m$S, Jx$S, Jy$S, Jz$S;
m$S=3500; Jx$S=11420; Jy$S=19607; Jz$S=29160;
XC$S=X@D$B-T11@S*hfx$S+T13@S*hfz$S;
YC$S=Y@D$B-T21@S*hfx$S+T23@S*hfz$S;
ZC$S=Z@D$B-T31@S*hfx$S+T33@S*hfz$S;

hfz$S=0; hfx$S=4.8;

# Инерционная структура колес сеялки задается записями "твердое тело" #
K41~S | Sx(x4$S), Sy(y41$S), Sz(z4$S), Ry(fi41) | mkS, JxkS, JyKS, JzKS;
K42~S | Sx(x4$S), Sy(y42$S), Sz(z4$S), Ry(fi42) | mkS, JxkS, JyKS, JzKS;
K43~S | Sx(x4$S), Sy(y43$S), Sz(z4$S), Ry(fi43) | mkS, JxkS, JyKS, JzKS;
K44~S | Sx(x4$S), Sy(y44$S), Sz(z4$S), Ry(fi44) | mkS, JxkS, JyKS, JzKS;
mkS=19.6; JxkS=0.79; JyKS=1.2; JzKS=0.79;

# геометрические константы: #

```

```

b12$$=1.8; b23$$=1.8; b34$$=1.8; hraz$$=-0.37; l$$=0.8;
mul4$$=0.5*(b12$$+b23$$+b34$$)/(l$$+hfx$$); mu23$$=0.5*b23$$/(l$$+hfx$$);

# координаты центров колес, центров осей, орта оси x в связанной СК сеялки: #
C41~K41[3]=0, 0, 0; x4$$=-l$$; y41$$= b12$$+0.5*b23$$; z4$$=hraz$$;
C42~K42[3]=0, 0, 0; y42$$= 0.5*b23$$;
C43~K43[3]=0, 0, 0; y43$$=-0.5*b23$$;
C44~K44[3]=0, 0, 0; y44$$=-b12$$-0.5*b23$$;
D$$~S[3] =hrx$$, 0, hrz$$; hrx$$=-3.7; hrz$$=0;
A$$~S[3] =hfx$$, 0, hfz$$;
P11~S[3] = L1$$, d$$, -h$$; P12~S[3] = L1$$, -d$$, -h$$; L1$$=2.1; L2$$=3.5;
d$$=5.2; h$$=0.4; H$$=0.5;
P21~S[3] = L1$$, d$$, H$$; P22~S[3] = L1$$, -d$$, H$$;
Q11~S[3] = -L2$$, d$$, -h$$; Q12~S[3] = -L2$$, -d$$, -h$$;
Q21~S[3] = -L2$$, d$$, H$$; Q22~S[3] = -L2$$, -d$$, H$$;

# Уравнения неголономных связей: #
vXD$$B=X@D$$B't; vYD$$B=Y@D$$B't; vZD$$B=Z@D$$B't;

vxA$$S=T11@S*vXD$$B+T21@S*vYD$$B+T31@S*vZD$$B;
vyA$$S=T12@S*vXD$$B+T22@S*vYD$$B+T32@S*vZD$$B;
vzA$$S=T13@S*vXD$$B+T23@S*vYD$$B+T33@S*vZD$$B;
gamma$$S't=vyA$$S/(l$$+hfx$$)+beta$$S't*sin(alfa$$S);

vC41x=vxA$$S-mul4$$S*vyA$$S; vC42x=vxA$$S+mul4$$S*vyA$$S;
vC43x=vxA$$S-mul4$$S*vyA$$S; vC44x=vxA$$S+mul4$$S*vyA$$S;
fi41't=vC41x/Z@C41; fi42't=vC42x/Z@C42;
fi43't=vC43x/Z@C43; fi44't=vC44x/Z@C44;

C.dZ41=Cwz$$S; dZ41=rk$$S-Z@C41; C.dZ42=Cwz$$S; dZ42=rk$$S-Z@C42;
C.dZ43=Cwz$$S; dZ43=rk$$S-Z@C43; C.dZ44=Cwz$$S; dZ44=rk$$S-Z@C44;
D.dZ41=kwz$$S; D.dZ42=kwz$$S; D.dZ43=kwz$$S; D.dZ44=kwz$$S;
Cwz$$S=0.7e4; kwz$$S=0.25e4; rk$$S=0.35;

# Силовые элементы #
P.ZC$$S=-m$$S*g;
P.YC$$S=YC$$S't*(10000-500);

#ОТЛАДКА;#

ПЕЧАТАТЬ:=XC't,YC't,ZC't;

СРАВНИТЬ:=X(XC,XC$B),Y(YC,YC$B),Z(ZC,ZC$B),alpha(alfa,alfa$B),beta(beta,beta$B),
gamma(gamma,gamma$B),

fi(fi11't,fi12't,fi21't,fi22't),X't(XC't,XC$B't),Y't(YC't,YC$B't),Z't(ZC't,ZC$B't),
ZC(Z@C11,Z@C12,Z@C21,Z@C22),ZC_K(P.ZC@K11,P.ZC@K12,P.ZC@K21,P.ZC@K22),Z
C_K(P.Z@C11,P.Z@C12,P.Z@C21,P.Z@C22);

НАЧАЛЬНЫЕ УСЛОВИЯ :=
t(0),XC(0),YC(0),ZC(1.44),alfa(0),beta(0),gamma(0),fi11(0),
fi12(0),fi21(0),fi22(0),alfa$B(0),beta$B(0),gamma$B(0),fi31(0),fi32(0),
alfa$$S(0),beta$$S(0),gamma$$S(0),fi41(0),fi42(0),fi43(0),fi44(0),

XC't(2.8),YC't(0),ZC't(0),beta't(0),alfa$B't(0),beta$B't(0),alfa$$S't(0),beta$
S't(0);

КОНЕЧНЫЕ УСЛОВИЯ := t(17);

# углы поворота экранной СК и матрица поворота, смещение точки зрения #
psiZ=-pi/6; psiY=0;
S11=cos(psiY); S12=sin(psiY)*sin(psiZ); S13=sin(psiY)*cos(psiZ);
S21=0; S22=cos(psiZ); S23=-sin(psiZ);
S31=-sin(psiY); S32=cos(psiY)*sin(psiZ); S33=cos(psiY)*cos(psiZ);

```

$XcEG=0.5*(X@E11+X@G11); \quad ZcEF=0.5*(Z@E11+Z@F11); \quad \phi12=-fi12; \quad \phi22=-fi22;$   
 $h2\$T=0.5*h\$T; \quad h34\$T=0.75*h\$T;$   
 $XcFG=0.5*(X@G11+X@F11); \quad ZcFG=0.5*(Z@G11+Z@F21); \quad ZcO=Z@G21-0.5*(H\$T-h\$T);$   
 $FG=13\$T+14\$T;$   
 $Ct=12615680; \quad Cw=16777215; \quad Cb=8421440; \quad Cs=33023;$   
 АНИМАЦИЯ:=Вид сбоку (X, Z), прямая (-10, 0, 20, 0, 4, 128),

прямоугольник (XcEG, ZcEF, 0, h\$T, L\$T, 2, 0, Ct), прямоугольник (XcFG, ZcFG, 0, H\$T, FG, 2, 0, Ct),

колесо (XC@K12, ZC@K12, Z@C11,  $\phi12$ , 4, 0, 255), колесо (XC@K12, ZC@K12, r,  $\phi12$ , 1, 0, -1),  
 колесо (XC@K22, ZC@K22, Z@C22,  $\phi22$ , 4, 0, 255), колесо (XC@K22, ZC@K22, r,  $\phi22$ , 1, 0, -1);

# Координаты характерных точек трактора в экранной СК #

$Xe11=S11*X@E11+S12*Y@E11+S13*Z@E11; \quad Xe12=S11*X@E12+S12*Y@E12+S13*Z@E12;$   
 $Xe21=S11*X@E21+S12*Y@E21+S13*Z@E21; \quad Xe22=S11*X@E22+S12*Y@E22+S13*Z@E22;$   
 $Ye11=S21*X@E11+S22*Y@E11+S23*Z@E11; \quad Ye12=S21*X@E12+S22*Y@E12+S23*Z@E12;$   
 $Ye21=S21*X@E21+S22*Y@E21+S23*Z@E21; \quad Ye22=S21*X@E22+S22*Y@E22+S23*Z@E22;$   
 $Ze11=S31*X@E11+S32*Y@E11+S33*Z@E11; \quad Ze12=S31*X@E12+S32*Y@E12+S33*Z@E12;$   
 $Ze21=S31*X@E21+S32*Y@E21+S33*Z@E21; \quad Ze22=S31*X@E22+S32*Y@E22+S33*Z@E22;$   
 $Xf11=S11*X@F11+S12*Y@F11+S13*Z@F11; \quad Xf12=S11*X@F12+S12*Y@F12+S13*Z@F12;$   
 $Xf21=S11*X@F21+S12*Y@F21+S13*Z@F21; \quad Xf22=S11*X@F22+S12*Y@F22+S13*Z@F22;$   
 $Yf11=S21*X@F11+S22*Y@F11+S23*Z@F11; \quad Yf12=S21*X@F12+S22*Y@F12+S23*Z@F12;$   
 $Yf21=S21*X@F21+S22*Y@F21+S23*Z@F21; \quad Yf22=S21*X@F22+S22*Y@F22+S23*Z@F22;$   
 $Zf11=S31*X@F11+S32*Y@F11+S33*Z@F11; \quad Zf12=S31*X@F12+S32*Y@F12+S33*Z@F12;$   
 $Zf21=S31*X@F21+S32*Y@F21+S33*Z@F21; \quad Zf22=S31*X@F22+S32*Y@F22+S33*Z@F22;$   
 $Xg11=S11*X@G11+S12*Y@G11+S13*Z@G11; \quad Xg12=S11*X@G12+S12*Y@G12+S13*Z@G12;$   
 $Xg21=S11*X@G21+S12*Y@G21+S13*Z@G21; \quad Xg22=S11*X@G22+S12*Y@G22+S13*Z@G22;$   
 $Yg11=S21*X@G11+S22*Y@G11+S23*Z@G11; \quad Yg12=S21*X@G12+S22*Y@G12+S23*Z@G12;$   
 $Yg21=S21*X@G21+S22*Y@G21+S23*Z@G21; \quad Yg22=S21*X@G22+S22*Y@G22+S23*Z@G22;$   
 $Zg11=S31*X@G11+S32*Y@G11+S33*Z@G11; \quad Zg12=S31*X@G12+S32*Y@G12+S33*Z@G12;$   
 $Zg21=S31*X@G21+S32*Y@G21+S33*Z@G21; \quad Zg22=S31*X@G22+S32*Y@G22+S33*Z@G22;$

# Координаты характерных точек бункера в экранной СК #

$Xb11=S11*X@B11+S12*Y@B11+S13*Z@B11; \quad Xb12=S11*X@B12+S12*Y@B12+S13*Z@B12;$   
 $Xb21=S11*X@B21+S12*Y@B21+S13*Z@B21; \quad Xb22=S11*X@B22+S12*Y@B22+S13*Z@B22;$   
 $Yb11=S21*X@B11+S22*Y@B11+S23*Z@B11; \quad Yb12=S21*X@B12+S22*Y@B12+S23*Z@B12;$   
 $Yb21=S21*X@B21+S22*Y@B21+S23*Z@B21; \quad Yb22=S21*X@B22+S22*Y@B22+S23*Z@B22;$   
 $Zb11=S31*X@B11+S32*Y@B11+S33*Z@B11; \quad Zb12=S31*X@B12+S32*Y@B12+S33*Z@B12;$   
 $Zb21=S31*X@B21+S32*Y@B21+S33*Z@B21; \quad Zb22=S31*X@B22+S32*Y@B22+S33*Z@B22;$   
 $Xd11=S11*X@D11+S12*Y@D11+S13*Z@D11; \quad Xd12=S11*X@D12+S12*Y@D12+S13*Z@D12;$   
 $Xd21=S11*X@D21+S12*Y@D21+S13*Z@D21; \quad Xd22=S11*X@D22+S12*Y@D22+S13*Z@D22;$   
 $Yd11=S21*X@D11+S22*Y@D11+S23*Z@D11; \quad Yd12=S21*X@D12+S22*Y@D12+S23*Z@D12;$   
 $Yd21=S21*X@D21+S22*Y@D21+S23*Z@D21; \quad Yd22=S21*X@D22+S22*Y@D22+S23*Z@D22;$   
 $Zd11=S31*X@D11+S32*Y@D11+S33*Z@D11; \quad Zd12=S31*X@D12+S32*Y@D12+S33*Z@D12;$   
 $Zd21=S31*X@D21+S32*Y@D21+S33*Z@D21; \quad Zd22=S31*X@D22+S32*Y@D22+S33*Z@D22;$

# Координаты характерных точек сеялки в экранной СК #

$Xp11=S11*X@P11+S12*Y@P11+S13*Z@P11; \quad Xp12=S11*X@P12+S12*Y@P12+S13*Z@P12;$   
 $Xp21=S11*X@P21+S12*Y@P21+S13*Z@P21; \quad Xp22=S11*X@P22+S12*Y@P22+S13*Z@P22;$   
 $Yp11=S21*X@P11+S22*Y@P11+S23*Z@P11; \quad Yp12=S21*X@P12+S22*Y@P12+S23*Z@P12;$   
 $Yp21=S21*X@P21+S22*Y@P21+S23*Z@P21; \quad Yp22=S21*X@P22+S22*Y@P22+S23*Z@P22;$   
 $Zp11=S31*X@P11+S32*Y@P11+S33*Z@P11; \quad Zp12=S31*X@P12+S32*Y@P12+S33*Z@P12;$   
 $Zp21=S31*X@P21+S32*Y@P21+S33*Z@P21; \quad Zp22=S31*X@P22+S32*Y@P22+S33*Z@P22;$   
 $Xq11=S11*X@Q11+S12*Y@Q11+S13*Z@Q11; \quad Xq12=S11*X@Q12+S12*Y@Q12+S13*Z@Q12;$   
 $Xq21=S11*X@Q21+S12*Y@Q21+S13*Z@Q21; \quad Xq22=S11*X@Q22+S12*Y@Q22+S13*Z@Q22;$   
 $Yq11=S21*X@Q11+S22*Y@Q11+S23*Z@Q11; \quad Yq12=S21*X@Q12+S22*Y@Q12+S23*Z@Q12;$   
 $Yq21=S21*X@Q21+S22*Y@Q21+S23*Z@Q21; \quad Yq22=S21*X@Q22+S22*Y@Q22+S23*Z@Q22;$   
 $Zq11=S31*X@Q11+S32*Y@Q11+S33*Z@Q11; \quad Zq12=S31*X@Q12+S32*Y@Q12+S33*Z@Q12;$   
 $Zq21=S31*X@Q21+S32*Y@Q21+S33*Z@Q21; \quad Zq22=S31*X@Q22+S32*Y@Q22+S33*Z@Q22;$

# расстояния центров полигонов трактора от экрана #

$Ze=(Ze11+Ze12+Ze21+Ze22)/4; \quad Zf=(Zf11+Zf12+Zf21+Zf22)/4;$   
 $Zg=(Zg11+Zg12+Zg21+Zg22)/4; \quad Zef=(Ze21+Ze22+Zf12+Zf11)/4; \quad Zfg=(Zf21+Zf22+Zg22+Zg21)/4;$

# расстояния центров полигонов бункера от экрана #

$Zb=(Zb11+Zb12+Zb21+Zb22)/4; \quad Zd=(Zd11+Zd12+Zd21+Zd22)/4;$   
 $Zbd2=(Zb21+Zb22+Zd21+Zd22)/4;$   
 $Zbd_1=(Zb11+Zb21+Zd11+Zd21)/4; \quad Zbd_2=(Zb12+Zb22+Zd12+Zd22)/4;$



```

# расстояния центров полигонов сеялки от экрана #
Zp=(Zp11+Zp12+Zp21+Zp22)/4;                               Zq=(Zq11+Zq12+Zq21+Zq22)/4;
Zpq2=(Zp21+Zp22+Zq21+Zq22)/4;
Zpq_1=(Zp11+Zp21+Zq11+Zq21)/4; Zpq_2=(Zp12+Zp22+Zq12+Zq22)/4;
# Направления нормалей к колесам и координаты центров колес трактора в экранной
СК #
Xn11e=S11*(X@C11-X@C12)+S12*(Y@C11-Y@C12)+S13*(Z@C11-Z@C12); Xn12e=-Xn11e;
Yn11e=S21*(X@C11-X@C12)+S22*(Y@C11-Y@C12)+S23*(Z@C11-Z@C12); Yn12e=-Yn11e;
Zn11e=S31*(X@C11-X@C12)+S32*(Y@C11-Y@C12)+S33*(Z@C11-Z@C12); Zn12e=-Zn11e;
Xn21e=S11*(X@C21-X@C22)+S12*(Y@C21-Y@C22)+S13*(Z@C21-Z@C22); Xn22e=-Xn21e;
Yn21e=S21*(X@C21-X@C22)+S22*(Y@C21-Y@C22)+S23*(Z@C21-Z@C22); Yn22e=-Yn21e;
Zn21e=S31*(X@C21-X@C22)+S32*(Y@C21-Y@C22)+S33*(Z@C21-Z@C22); Zn22e=-Zn21e;
XC11e=S11*X@C11+S12*Y@C11+S13*Z@C11;           YC11e=S21*X@C11+S22*Y@C11+S23*Z@C11;
ZC11e=S31*X@C11+S32*Y@C11+S33*Z@C11;
XC12e=S11*X@C12+S12*Y@C12+S13*Z@C12;           YC12e=S21*X@C12+S22*Y@C12+S23*Z@C12;
ZC12e=S31*X@C12+S32*Y@C12+S33*Z@C12;
XC21e=S11*X@C21+S12*Y@C21+S13*Z@C21;           YC21e=S21*X@C21+S22*Y@C21+S23*Z@C21;
ZC21e=S31*X@C21+S32*Y@C21+S33*Z@C21;
XC22e=S11*X@C22+S12*Y@C22+S13*Z@C22;           YC22e=S21*X@C22+S22*Y@C22+S23*Z@C22;
ZC22e=S31*X@C22+S32*Y@C22+S33*Z@C22;
# Направления нормалей к колесам и координаты центров колес бункера в экранной
СК #
Xn31e=S11*(X@C31-X@C32)+S12*(Y@C31-Y@C32)+S13*(Z@C31-Z@C32); Xn32e=-Xn31e;
Yn31e=S21*(X@C31-X@C32)+S22*(Y@C31-Y@C32)+S23*(Z@C31-Z@C32); Yn32e=-Yn31e;
Zn31e=S31*(X@C31-X@C32)+S32*(Y@C31-Y@C32)+S33*(Z@C31-Z@C32); Zn32e=-Zn31e;
XC31e=S11*X@C31+S12*Y@C31+S13*Z@C31;           YC31e=S21*X@C31+S22*Y@C31+S23*Z@C31;
ZC31e=S31*X@C31+S32*Y@C31+S33*Z@C31;
XC32e=S11*X@C32+S12*Y@C32+S13*Z@C32;           YC32e=S21*X@C32+S22*Y@C32+S23*Z@C32;
ZC32e=S31*X@C32+S32*Y@C32+S33*Z@C32;
# Координаты узлов сцепок в экранной СК #
XDe=S11*X@D+S12*Y@D+S13*Z@D;                       YDe=S21*X@D+S22*Y@D+S23*Z@D;
ZDe=S31*X@D+S32*Y@D+S33*Z@D; rsh=0.1*b$T;
XDe$B=S11*X@D$B+S12*Y@D$B+S13*Z@D$B;             YDe$B=S21*X@D$B+S22*Y@D$B+S23*Z@D$B;
ZDe$B=S31*X@D$B+S32*Y@D$B+S33*Z@D$B;

АНИМАЦИЯ3D:=3D, ПОЛИГОН3D(2,0,Ct,4,Ze,Xe11,Ye11,Xe12,Ye12,Xe22,Ye22,Xe21,Ye21)
,
ПОЛИГОН3D(2,0,Ct,4,Zf,Xf11,Yf11,Xf12,Yf12,Xf22,Yf22,Xf21,Yf21),
ПОЛИГОН3D(2,0,Ct,4,Zg,Xg11,Yg11,Xg12,Yg12,Xg22,Yg22,Xg21,Yg21),
ПОЛИГОН3D(2,0,Ct,4,Zef,Xe21,Ye21,Xe22,Ye22,Xf12,Yf12,Xf11,Yf11),
ПОЛИГОН3D(2,0,Ct,4,Zfg,Xf21,Yf21,Xf22,Yf22,Xg22,Yg22,Xg21,Yg21),

ПОЛИГОН3D(2,0,Ct,6,Zf12,Xe12,Ye12,Xe22,Ye22,Xf12,Yf12,Xf22,Yf22,Xg22,Yg22,Xg1
2,Yg12),

ПОЛИГОН3D(2,0,Ct,6,Zf11,Xe11,Ye11,Xe21,Ye21,Xf11,Yf11,Xf21,Yf21,Xg21,Yg21,Xg1
1,Yg11),
КРУГ3D(XC11e,YC11e,ZC11e,Xn11e,Yn11e,Zn11e,Z@C11,4,0,255),
КРУГ3D(XC12e,YC12e,ZC12e,Xn12e,Yn12e,Zn12e,Z@C12,4,0,255),
КРУГ3D(XC21e,YC21e,ZC21e,Xn21e,Yn21e,Zn21e,Z@C21,4,0,255),
КРУГ3D(XC22e,YC22e,ZC22e,Xn22e,Yn22e,Zn22e,Z@C22,4,0,255),
КРУГ3D(XDe,YDe,ZDe,0,0,1,rsh,4,0,Cw),
ПОЛИГОН3D(2,0,Cb,4,Zb,Xb11,Yb11,Xb12,Yb12,Xb22,Yb22,Xb21,Yb21),
ПОЛИГОН3D(2,0,Cb,4,Zd,Xd11,Yd11,Xd12,Yd12,Xd22,Yd22,Xd21,Yd21),
ПОЛИГОН3D(2,0,Cb,4,Zbd2,Xb21,Yb21,Xb22,Yb22,Xd22,Yd22,Xd21,Yd21),
ПОЛИГОН3D(2,0,Cb,4,Zbd_1,Xb21,Yb21,Xb11,Yb11,Xd11,Yd11,Xd21,Yd21),
ПОЛИГОН3D(2,0,Cb,4,Zbd_2,Xb12,Yb12,Xb22,Yb22,Xd22,Yd22,Xd12,Yd12),
КРУГ3D(XC31e,YC31e,ZC31e,Xn31e,Yn31e,Zn31e,Z@C31,4,0,255),
КРУГ3D(XC32e,YC32e,ZC32e,Xn32e,Yn32e,Zn32e,Z@C32,4,0,255),
КРУГ3D(XDe$B,YDe$B,ZDe$B,0,0,1,rsh,4,0,Cw),

РАСЧЕТ:=УРАВНЕНИЯ ДВИЖЕНИЯ;
КОНЕЦ;

```

Додаток Д. Спектральні щільності амплітуд віброприскорень піврам трактора ХТЗ-242К

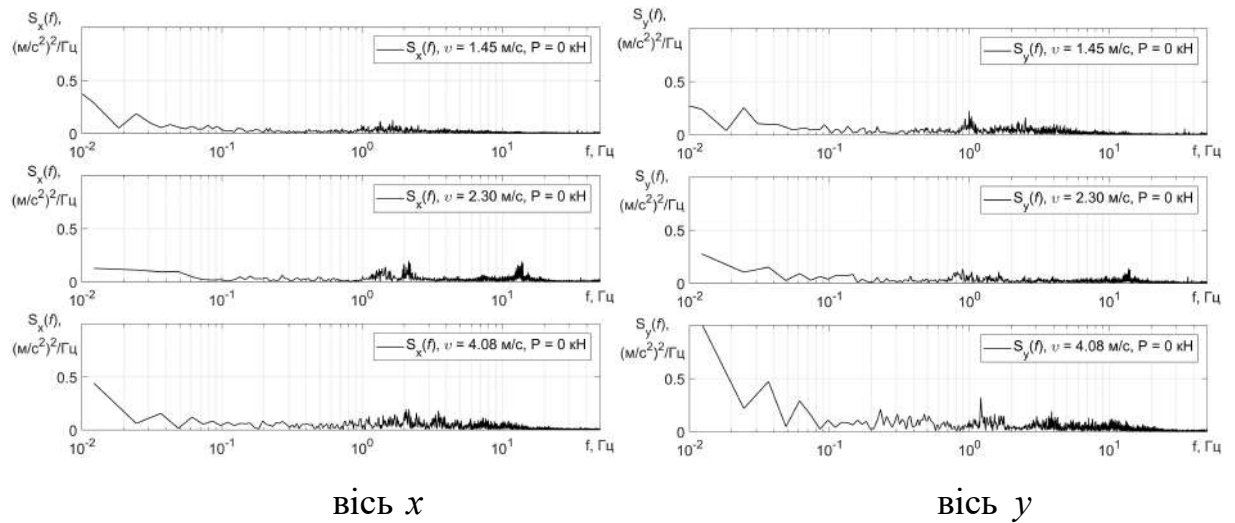


Рисунок Д.1 – Спектральні щільності амплітуд віброприскорень першої піврами трактора (осі  $x$  та  $y$ ) при  $P_{кр} = 0$  кН для швидкостей  $v_1 = 1,45$  м/с,  $v_2 = 2,3$  м/с,  $v_3 = 4,08$  м/с

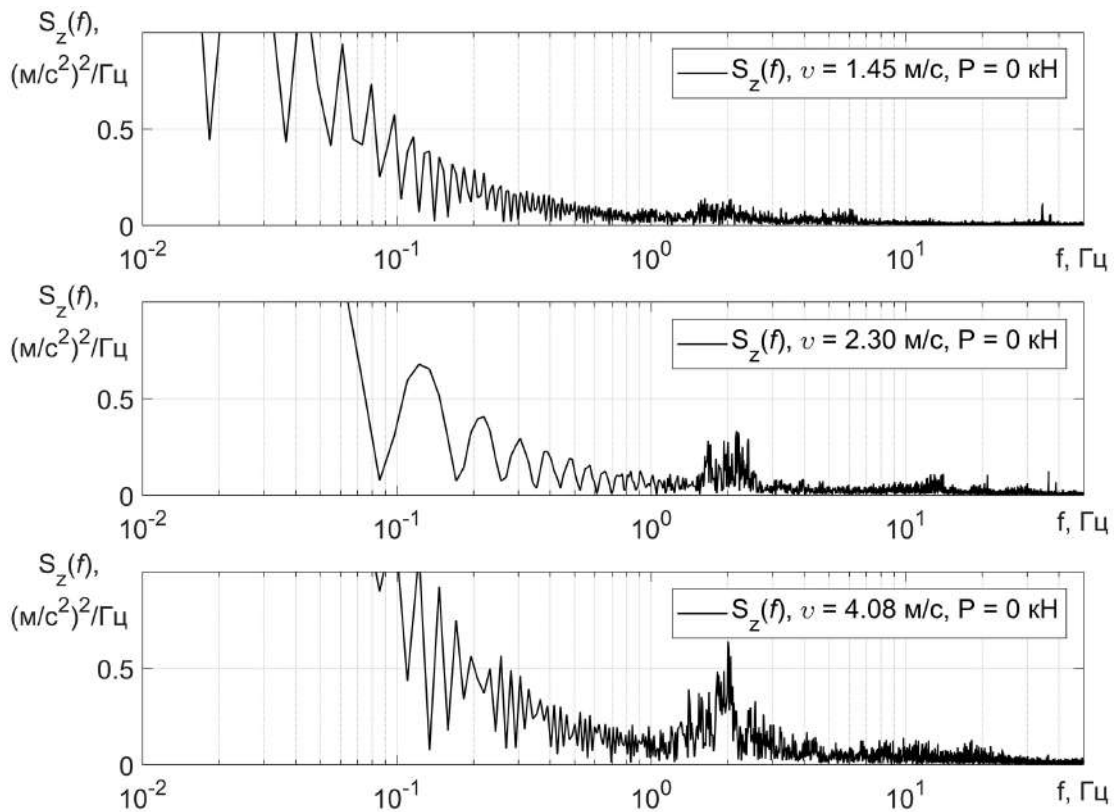


Рисунок Д.2 – Спектральні щільності амплітуд віброприскорень першої піврами трактора (вісь  $z$ ) при  $P_{кр} = 0$  кН для швидкостей  $v_1 = 1,45$  м/с,  $v_2 = 2,3$  м/с,  $v_3 = 4,08$  м/с

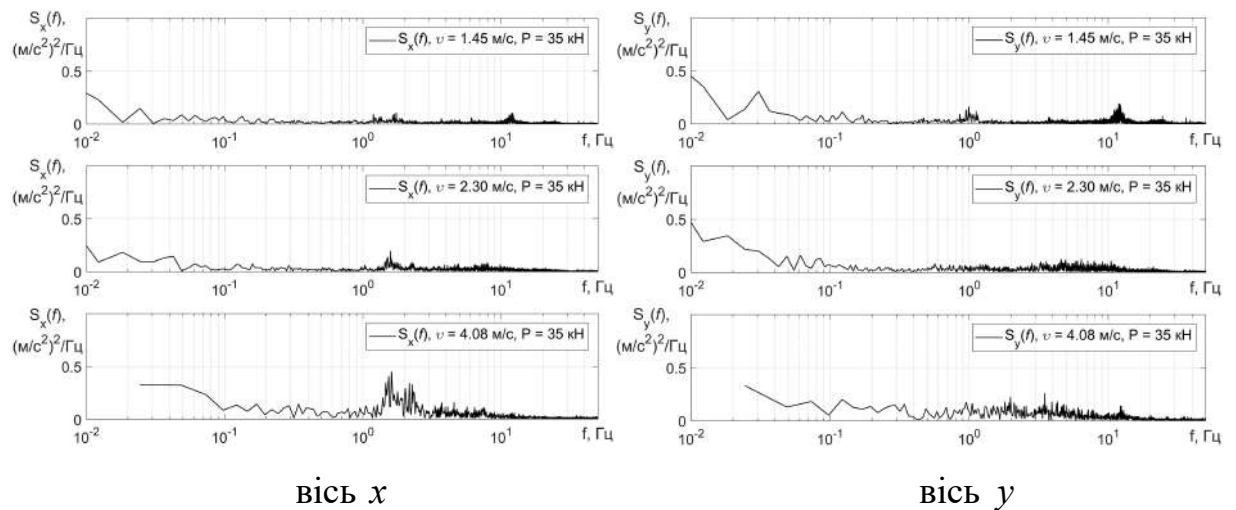


Рисунок Д.3 – Спектральні щільності амплітуд віброприскорень першої піврами трактора (осі  $x$  та  $y$ ) при  $P_{кр} = 35$  кН для швидкостей  $v_1 = 1,45$  м/с,  $v_2 = 2,3$  м/с,  $v_3 = 4,08$  м/с

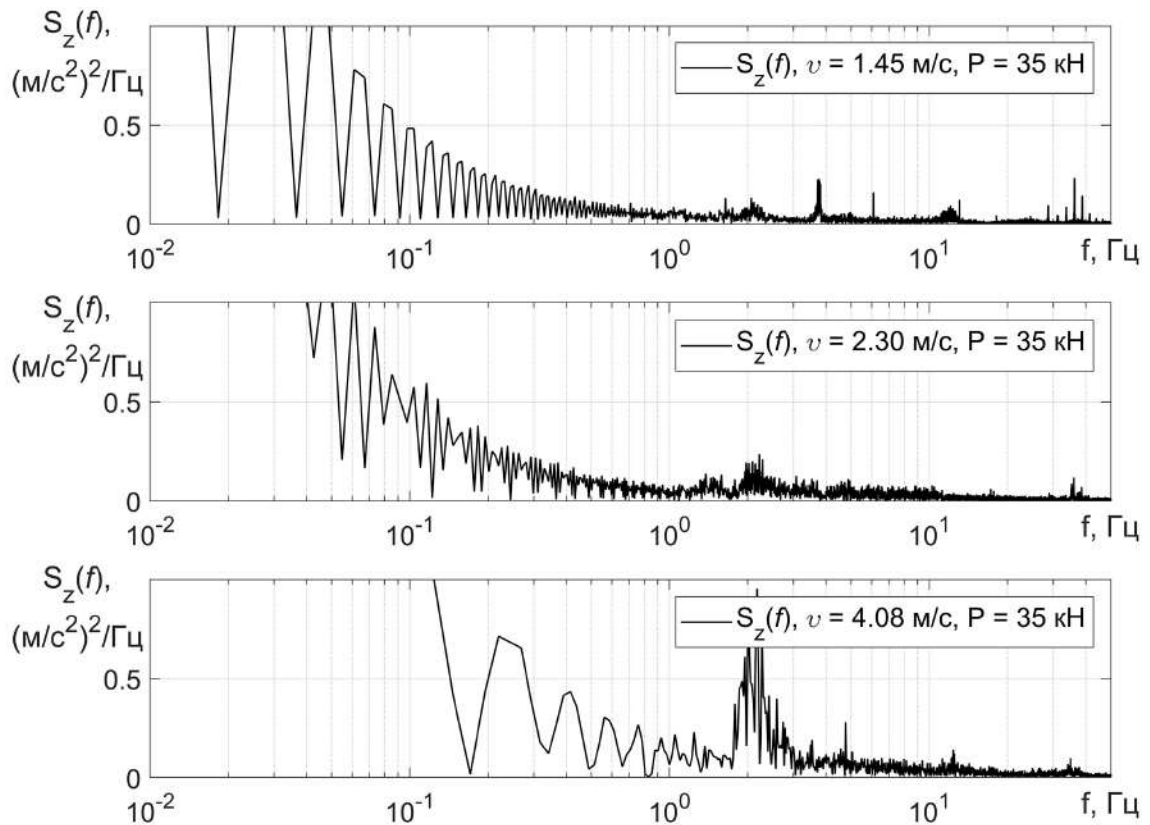


Рисунок Д.4 – Спектральні щільності амплітуд віброприскорень першої піврами трактора (вісь  $z$ ) при  $P_{кр} = 35$  кН для швидкостей  $v_1 = 1,45$  м/с,  $v_2 = 2,3$  м/с,  $v_3 = 4,08$  м/с

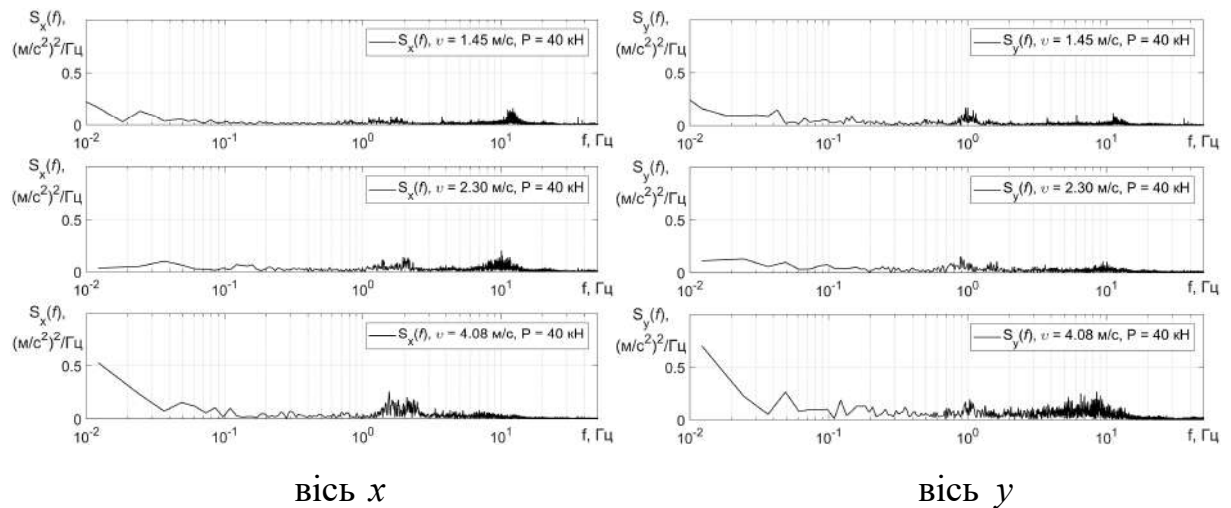


Рисунок Д.5 – Спектральні щільності амплітуд віброприскорень першої піврами трактора (осі  $x$  та  $y$ ) при  $P_{кр} = 40$  кН для швидкостей  $v_1 = 1,45$  м/с,  $v_2 = 2,3$  м/с,  $v_3 = 4,08$  м/с

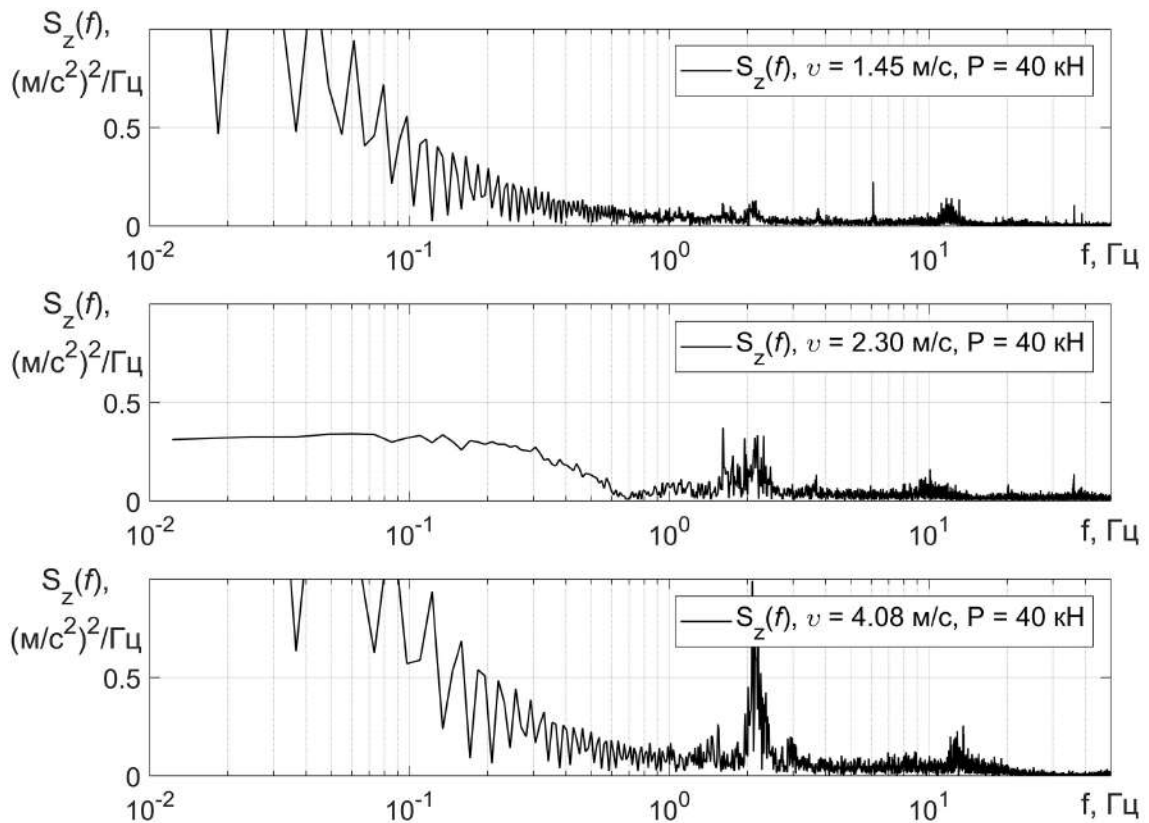


Рисунок Д.6 – Спектральні щільності амплітуд віброприскорень першої піврами трактора (вісь  $z$ ) при  $P_{кр} = 40$  кН для швидкостей  $v_1 = 1,45$  м/с,  $v_2 = 2,3$  м/с,  $v_3 = 4,08$  м/с

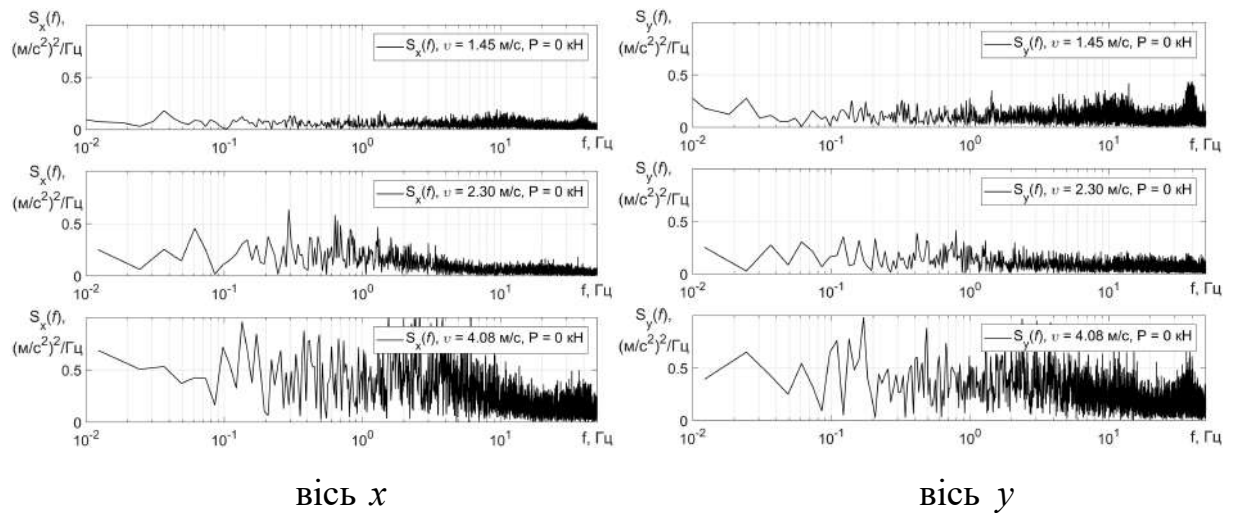


Рисунок Д.7 – Спектральні щільності амплітуд віброприскорень другої піврами трактора (осі  $x$  та  $y$ ) при  $P_{кр} = 0$  кН для швидкостей  $v_1 = 1,45$  м/с,  $v_2 = 2,3$  м/с,  $v_3 = 4,08$  м/с

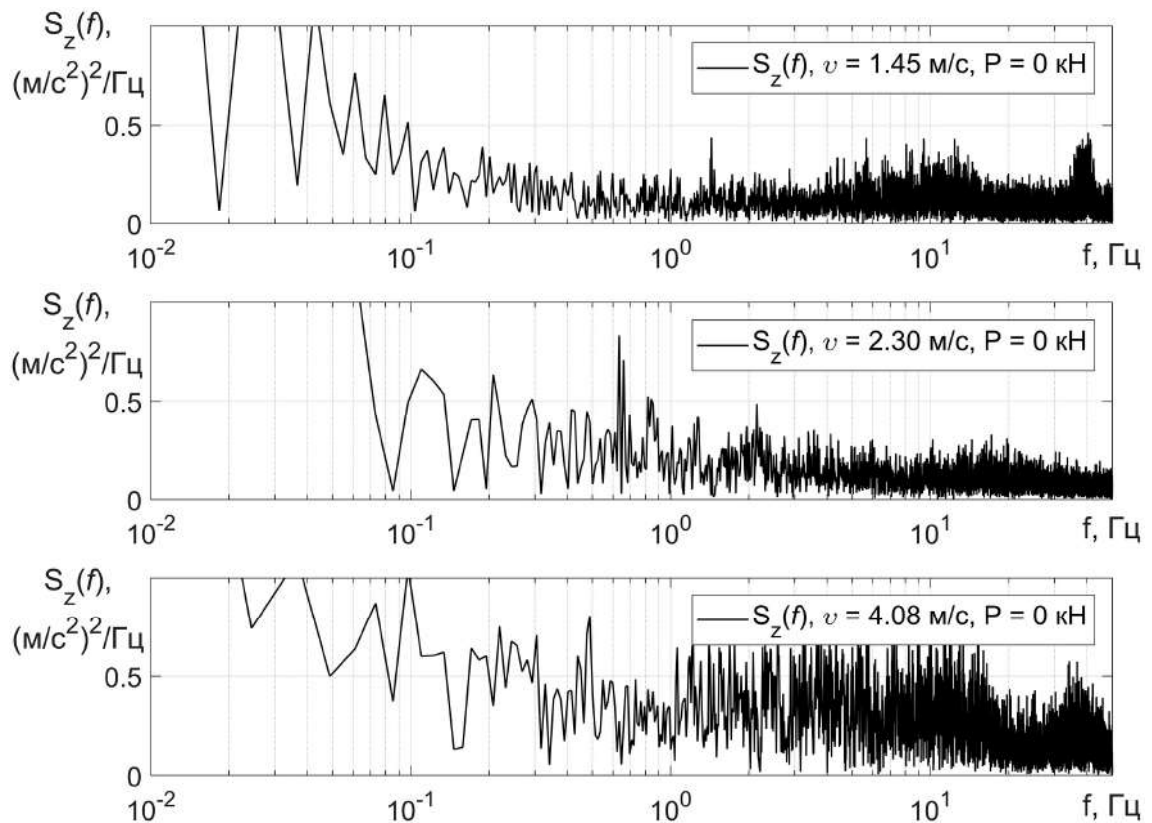


Рисунок Д.8 – Спектральні щільності віброприскорень другої піврами трактора (вісь  $z$ ) при  $P = 0$  кН для швидкостей руху  $v_1 = 1,45$  м/с,  $v_2 = 2,3$  м/с,  $v_3 = 4,08$  м/с

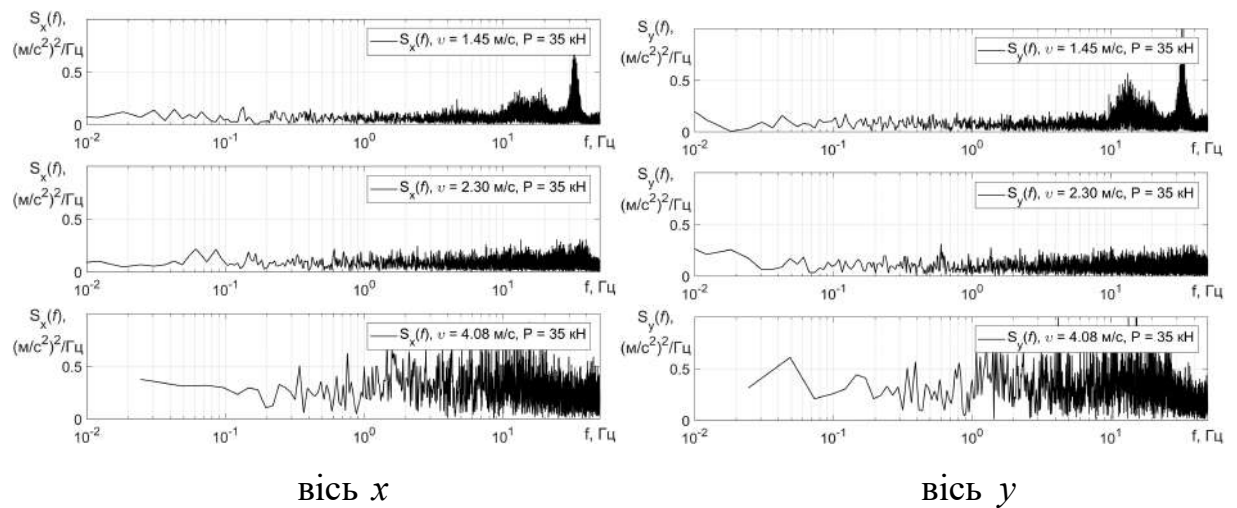


Рисунок Д.9 – Спектральні щільності амплітуд віброприскорень другої піврами трактора (осі  $x$  та  $y$ ) при  $P_{кр} = 35$  кН для швидкостей  $v_1 = 1,45$  м/с,  $v_2 = 2,3$  м/с,  $v_3 = 4,08$  м/с

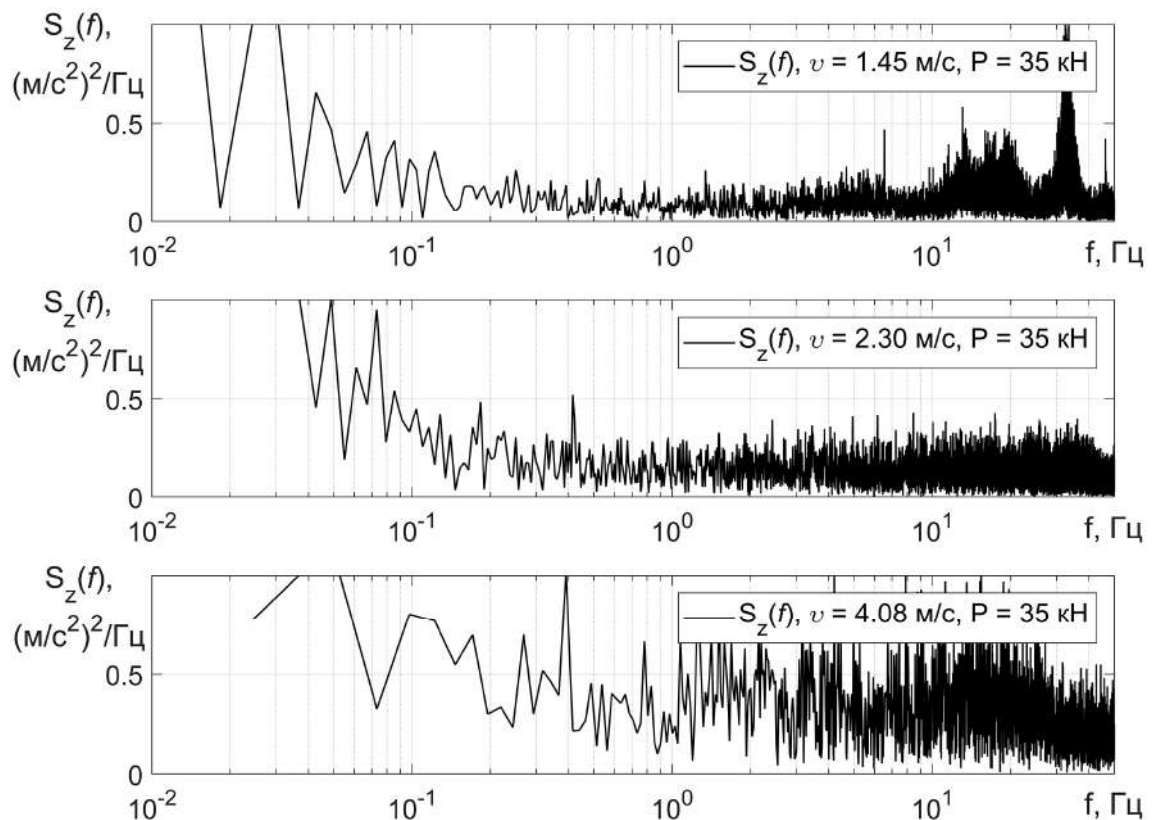


Рисунок Д.10 – Спектральні щільності віброприскорень другої піврами трактора (вісь  $z$ ) при  $P = 35$  кН для швидкостей  $v_1 = 1,45$  м/с,  $v_2 = 2,3$  м/с,  $v_3 = 4,08$  м/с

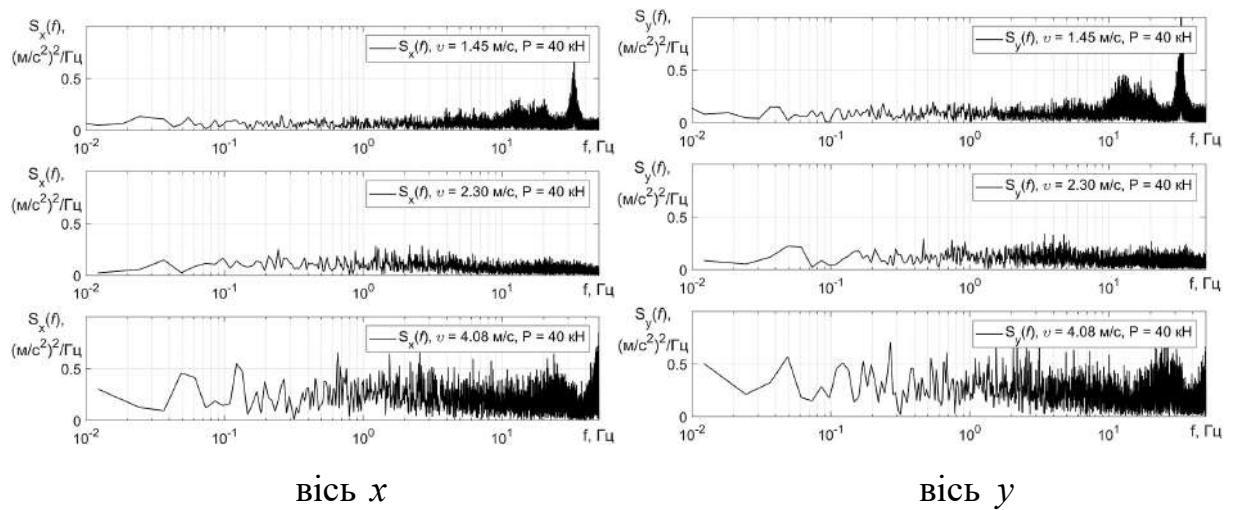


Рисунок Д.11 – Спектральні щільності амплітуд віброприскорень другої піврами трактора (осі  $x$  та  $y$ ) при  $P_{кр} = 35$  кН для швидкостей  $v_1 = 1,45$  м/с,  $v_2 = 2,3$  м/с,  $v_3 = 4,08$  м/с

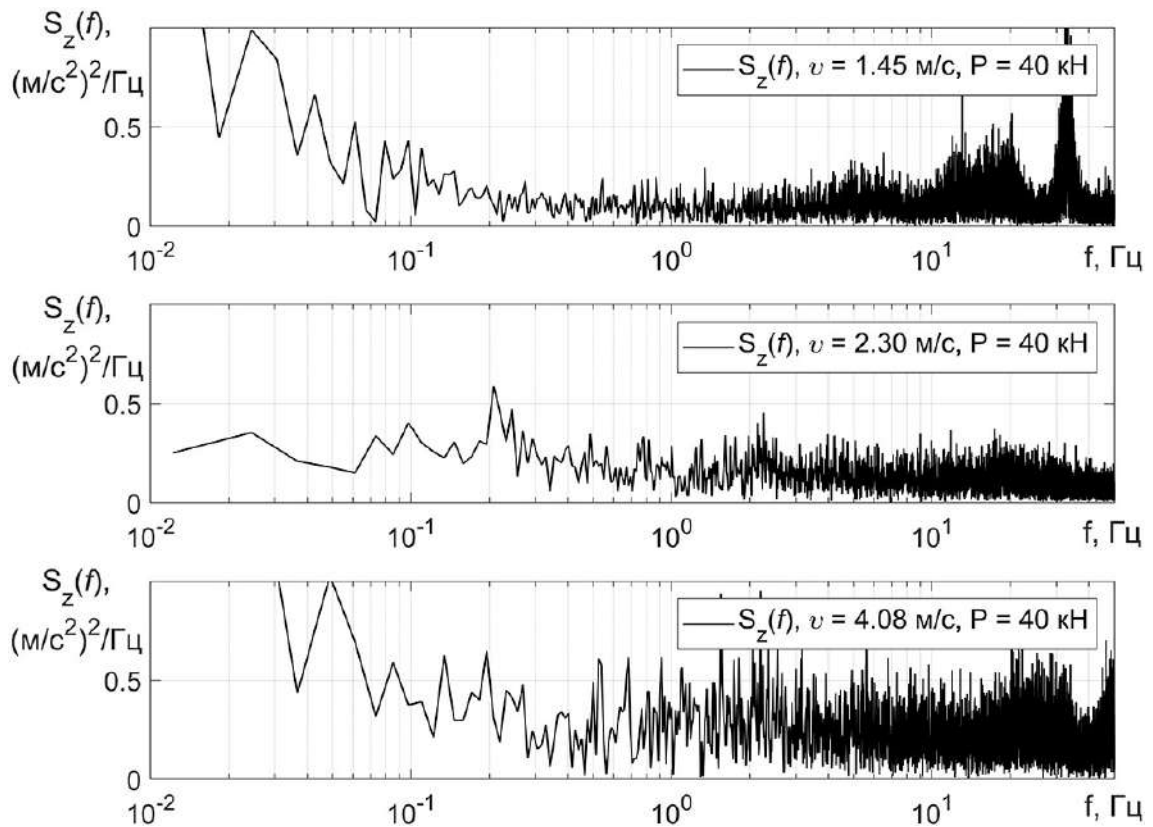


Рисунок Д.12 – Спектральні щільності віброприскорень другої піврами трактора (вісь  $z$ ) при  $P = 40$  кН для швидкостей  $v_1 = 1,45$  м/с,  $v_2 = 2,3$  м/с,  $v_3 = 4,08$  м/с



Додаток Е. Патент 128476. Спосіб для визначення динаміки колеса мобільної машини







УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **128467** (13) **U**

(51) МПК (2018.01)

**G01P 3/44** (2006.01)**G01P 15/14** (2013.01)**G01V 7/00**

МІНІСТЕРСТВО  
ЕКОНОМІЧНОГО  
РОЗВИТКУ І ТОРГІВЛІ  
УКРАЇНИ

**(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ**

<p>(21) Номер заявки: <b>u 2017 12480</b></p> <p>(22) Дата подання заявки: <b>15.12.2017</b></p> <p>(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: <b>25.09.2018</b></p> <p>(46) Публікація відомостей про видачу патенту: <b>25.09.2018, Бюл.№ 18</b></p>	<p>(72) Винахідник(и): <b>Мельник Віктор Іванович (UA), Антощенко Роман Вікторович (UA), Антощенко Віктор Миколайович (UA), Галич Іван Васильович (UA), Кашин Дмитро Вікторович (UA)</b></p> <p>(73) Власник(и): <b>ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ СІЛЬСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА ІМ. ПЕТРА ВАСИЛЕНКА, вул. Алчевських, 44, м. Харків, 61002 (UA), Мельник Віктор Іванович, просп. Ювілейний, 59, кв. 239, м. Харків, 61118 (UA), Антощенко Роман Вікторович, вул. Олега Горбачова, 110-А, смт Введенка, Чугуївський р-н, Харківська обл., 63520 (UA), Антощенко Віктор Миколайович, вул. Олега Горбачова, 110-А, смт Введенка, Чугуївський р-н, Харківська обл., 63520 (UA), Галич Іван Васильович, вул. Перемоги, 6, кв. 2, с. Дублянка, Краснокутський р-н, Харківська обл., 62052 (UA), Кашин Дмитро Вікторович, вул. Роганська, 152, кв. 614, м. Харків, 61172 (UA)</b></p>
--	---

**UA 128467 U**

**(54) СПОСІБ ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ ДИНАМІКИ КОЛЕСА МОБІЛЬНОЇ МАШИНИ****(57) Реферат:**

Спосіб для визначення динаміки колеса мобільної машини включає неперервне вимірювання в реальному часі в трьох взаємно перпендикулярних площинах прискорень та кутових швидкостей за допомогою триосьового акселерометра і триосьового гіроскопа. Додатково вимірюють гравітаційні і магнітні поля Землі за допомогою триосьового магнітометра, а отримані масиви даних обробляють фільтром Madgwick за допомогою контролера.

(11) **128467**(19) **UA**(51) МПК (2018.01)  
**G01P 3/44** (2006.01)  
**G01P 15/14** (2013.01)  
**G01V 7/00**(21) Номер заявки: **u 2017 12480**(22) Дата подання заявки: **15.12.2017**(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: **25.09.2018**(46) Дата публікації відомостей про видачу патенту та номер бюлетеня: **25.09.2018, Бюл. № 18**(72) Винахідники:  
**Мельник Віктор Іванович, UA,**  
**Антощенко Роман Вікторович, UA,**  
**Антощенко Віктор Миколайович, UA,**  
**Галич Іван Васильович, UA,**  
**Кашин Дмитро Вікторович, UA**(73) Власники:  
**ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ СІЛЬСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА ІМ. ПЕТРА ВАСИЛЕНКА,**  
вул. Алчевських, 44, м. Харків, 61002, UA,  
**Мельник Віктор Іванович,**  
просп. Ювілейний, 59, кв. 239, м. Харків, 61118, UA,  
**Антощенко Роман Вікторович,**  
вул. Олега Горбачова, 110-А, смт Введенка, Чугуївський р-н, Харківська обл., 63520, UA,  
**Антощенко Віктор Миколайович,**  
вул. Олега Горбачова, 110-А, смт Введенка, Чугуївський р-н, Харківська обл., 63520, UA,  
**Галич Іван Васильович,**  
вул. Перемоги, 6, кв. 2, с. Дублянка, Краснокутський р-н, Харківська обл., 62052, UA,  
**Кашин Дмитро Вікторович,**  
вул. Роганська, 152, кв. 614, м. Харків, 61172, UA

(54) Назва корисної моделі:

**СПОСІБ ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ ДИНАМІКИ КОЛЕСА МОБІЛЬНОЇ МАШИНИ**

(57) Формула корисної моделі:

Спосіб для визначення динаміки колеса мобільної машини, який включає неперервне вимірювання в реальному часі в трьох взаємно перпендикулярних площинах прискорень та кутових швидкостей за

(11) **128467**

допомогою триосьового акселерометра і триосьового гіроскопа, який відрізняється тим, що додатково вимірюють гравітаційні і магнітні поля Землі за допомогою триосьового магнітометра, а отримані масиви даних обробляють фільтром Madgwick за допомогою контролера.

Корисна модель належить до технічних засобів діагностування та експлуатаційного контролю і може бути використана в сільському господарстві та машинобудівельній промисловості.

Відомі способи визначення динаміки колеса мобільної машини [1, 2], що базуються на вимірюванні прискорень та кутових швидкостей колеса за допомогою триосьового акселерометра і триосьового гіроскопа, які призначені для визначення вібрації, дійсної траєкторії руху, прискорень та кутових швидкостей елементів мобільних машин.

Недоліком відомих способів є те, що для визначення динаміки колеса потрібно щоб осі триосьового акселерометра і триосьового гіроскопа були взаємно перпендикулярні, а їхній центр обертання співпадав з віссю обертання колеса. При цьому необхідно кожне колесо відцентрувати та оснащати додатковим обладнанням для точного встановлення триосьового акселерометра і триосьового гіроскопа, що є трудомістким та потребує багато часу.

За найбільшою схожістю ознак спосіб визначення динамічних характеристик мобільних машин та їх елементів при дорожніх, польових і стендових випробуваннях приймаємо за прототип [1,2].

В основу корисної моделі поставлено задачу підвищення точності визначення динаміки колеса в трьох взаємно перпендикулярних площинах за рахунок компенсації неточностей встановлення триосьового акселерометра і триосьового гіроскопа.

Для вирішення поставленої задачі у відомому способі визначення динаміки колеса мобільної машини, який включає неперервне вимірювання в реальному часі в трьох взаємно перпендикулярних площинах прискорень та кутових швидкостей за допомогою триосьового акселерометра і триосьового гіроскопа, згідно з корисною моделлю, додатково вимірюють гравітаційні і магнітні поля Землі за допомогою триосьового магнітометра, а отримані масиви даних обробляють фільтром Madgwick за допомогою контролера.

Суть корисної моделі пояснюється кресленнями. На фіг. 1 - схема встановлення пристрою для визначення динаміки колеса мобільної машини.

На колесі мобільної машини 1 встановлюється пристрій 2, що складається з мікроконтролера триосьового акселерометра, триосьового гіроскопа, триосьового магнітометра, передавача та антени. Сигнал від триосьового акселерометра, триосьового гіроскопа, триосьового магнітометра обчислюється мікроконтролером та за допомогою передавача та антени надходить до обчислювального блока 3. Обчислювальний блок 3 може приймати сигнали від одного до шести пристроїв 2. Кількість пристроїв 2 залежить від кількості коліс мобільних машин 1, динаміку яких необхідно визначити.

Під час руху колеса мобільної машини триосьовий гіроскоп вимірює кутові швидкості в трьох взаємно перпендикулярних площинах, триосьовий акселерометр і триосьовий магнітометр вимірюють гравітаційні й магнітні поля Землі, і відповідно визначають абсолютне значення орієнтації в просторі. Отримані масиви даних обробляються за алгоритмом, що включає обробку даних фільтром Madgwick [3]. Алгоритм наведено на фіг. 2.

Перший етап обробки даних, що надходять від пристроїв - корегування їх значень:

$$\begin{aligned}
 \mathbf{a}_c &= \begin{bmatrix} a_{xc} \\ a_{yc} \\ a_{zc} \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_x \\ a_y \\ 1 \end{bmatrix} \cdot \mathbf{A} = \begin{bmatrix} a_{xT} \\ a_{yT} \\ a_{zT} \\ 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} & b_1 \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} & b_2 \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} & b_3 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, \\
 \mathbf{\omega}_c &= \begin{bmatrix} \omega_{xc} \\ \omega_{yc} \\ \omega_{zc} \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \omega_x \\ \omega_y \\ 1 \end{bmatrix} \cdot \mathbf{G} = \begin{bmatrix} \omega_{xT} \\ \omega_{yT} \\ \omega_{zT} \\ 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} g_{11} & g_{12} & g_{13} & c_1 \\ g_{21} & g_{22} & g_{23} & c_2 \\ g_{31} & g_{32} & g_{33} & c_3 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix},
 \end{aligned} \tag{1}$$

де  $\mathbf{a}_T = [a_{xT} \ a_{yT} \ a_{zT}]^T$  - вхідний сигнал прискорень;

$\mathbf{\omega}_T = [\omega_{xT} \ \omega_{yT} \ \omega_{zT}]^T$  - вхідний сигнал кутових швидкостей;

$\mathbf{a}_c = [a_{xc} \ a_{yc} \ a_{zc}]^T$  - корегований сигнал прискорень;

$\mathbf{\omega}_c = [\omega_{xc} \ \omega_{yc} \ \omega_{zc}]^T$  - корегований сигнал кутових швидкостей;

$\mathbf{A}$  - матриця корегування акселерометра;



UA 128467 U

$G$  - матриця корегування гіроскопа;

$a_{ij}, b_i, g_{ij}, c_i$  - коефіцієнти матриць корегування.

Корегований сигнал прискорень  $a_c$  та кутових швидкостей  $\omega_c$  обробляється за допомогою фільтра Баттерворта:

5

$$\begin{aligned} a_f &= \text{filter}(a_c), \\ \omega &= \text{filter}(\omega_c), \end{aligned} \quad (2)$$

де  $a_f = [a_x f \quad a_y f \quad a_z f]^T$  - матриця-вектор фільтрованого сигналу прискорень;  $\gamma$

$\omega = [\omega_x \quad \omega_y \quad \omega_z]^T$  - матриця-вектор фільтрованого сигналу гіроскопа.

Після фільтрації сигналу кутових швидкостей (2) отримуємо дійсне значення кутової швидкості обертання  $\omega_x, \omega_y, \omega_z$  датчика навколо осей.

10

Матрицю-вектор  $\theta$  сигналу кутів повороту  $\alpha, \beta, \gamma$  навколо осей  $x, y, z$  розраховано, використавши фільтр Madgwick [3]:

$$\theta = \begin{bmatrix} \alpha \\ \beta \\ \gamma \end{bmatrix} = f_{\text{Madgwick}}(a_f, \omega, s), \quad (3)$$

15

де  $f_{\text{Madgwick}}$  - функція фільтра Madgwick;

$s = [s_x \quad s_y \quad s_z]^T$  - сигнал кутів повороту по осях  $x, y, z$ .

У випадку, коли пристрій встановлений не в центрі колеса мобільної машини, необхідно відняти від прискорення відцентрову силу:

$$a_b = \begin{bmatrix} a_x b \\ a_y b \\ a_z b \end{bmatrix} = a_f - \omega \cdot v = \begin{bmatrix} a_x f \\ a_y f \\ a_z f \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} \omega_x \\ \omega_y \\ \omega_z \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} v_x \\ v_y \\ v_z \end{bmatrix}, \quad (4)$$

20

де  $v = [v_x \quad v_y \quad v_z]^T$  - швидкість руху колеса мобільної машини повздовж відповідних осей  $x, y$  та  $z$ .

Після віднімання відцентрової сили від прискорення необхідно відняти гравітаційну складову і таким чином отримаємо дійсне його значення:

25

$$a_c = \begin{bmatrix} a_x \\ a_y \\ a_z \end{bmatrix} = a_b + g \cdot \begin{bmatrix} -\sin \beta \\ \cos \beta \cdot \sin \alpha \\ \cos \beta \cdot \cos \alpha \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_x b \\ a_y b \\ a_z b \end{bmatrix} + g \cdot \begin{bmatrix} -\sin \beta \\ \cos \beta \cdot \sin \alpha \\ \cos \beta \cdot \cos \alpha \end{bmatrix}, \quad (5)$$

де  $g$  - прискорення вільного падіння.

Швидкість руху колеса отримаємо інтегруванням прискорень:

$$v = \begin{bmatrix} v_x \\ v_y \\ v_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \int_0^t a_x dt + v_x|_{t=0} \\ 0 \\ \int_0^t a_y dt + v_y|_{t=0} \\ 0 \\ \int_0^t a_z dt + v_z|_{t=0} \\ 0 \end{bmatrix}, \quad (6)$$

30

UA 128467 U

де  $v_x|_{t=0}, v_y|_{t=0}, v_z|_{t=0}$  - початкові значення швидкостей.

Таким чином, отримано дійсні кутові швидкості колеса мобільної машини (2), прискорення (5) і швидкості руху (6).

Запропоноване рішення придатне для промислового використання. В інших джерелах інформації способу визначення динаміки колеса мобільної машини з такими ознаками автори не виявили, тому просимо надати даному рішенню правовий захист.

Джерела інформації:

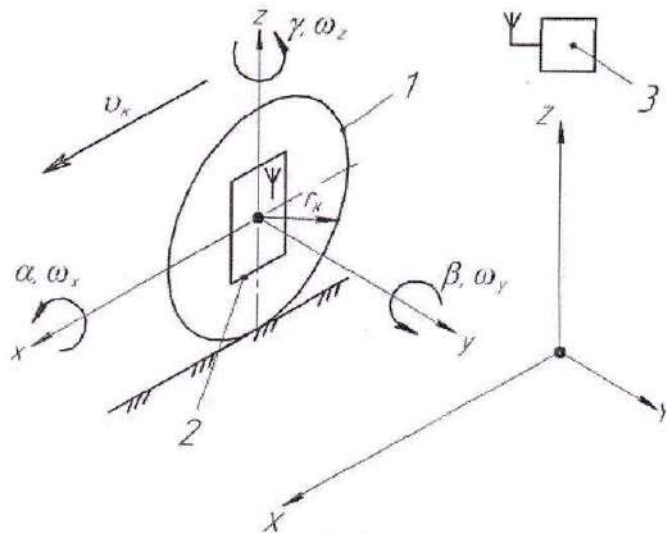
1. Антощенко Р. В. Динаміка та енергетика руху багатоелементних машинно-тракторних агрегатів: монографія / Р. В. Антощенко. - Харків: ХНТУСГ, "Міськдрук", 2017. - 242 с: іл.

2. Метод парціальних ускорений и его приложения в динамике мобильных машин: монография / Н. П. Артемов, А. Т. Лебедев, М. А. Подригало, А. С. Полянский, Д. М. Клец; ред.: М. А. Подригало. - Харьков: Міськдрук, 2012.-218с.

3. An efficient orientation filter for inertial and inertial/magnetic sensor arrays Sebastian O.H. Madgwick April 30, 2010.

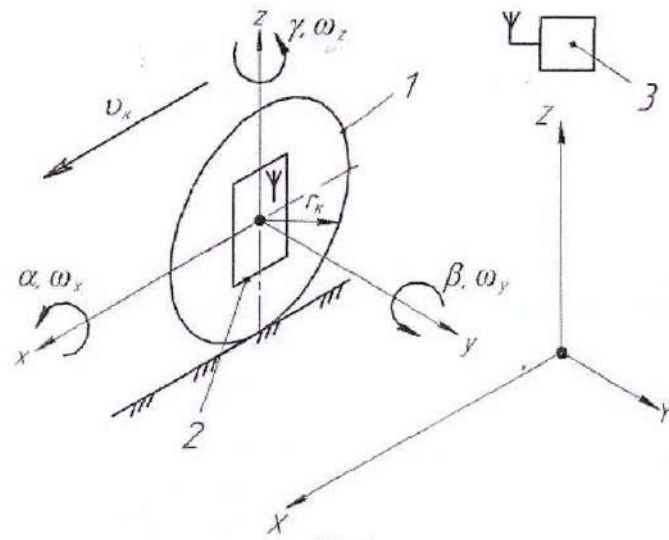
#### ФОРМУЛА КОРИСНОЇ МОДЕЛІ

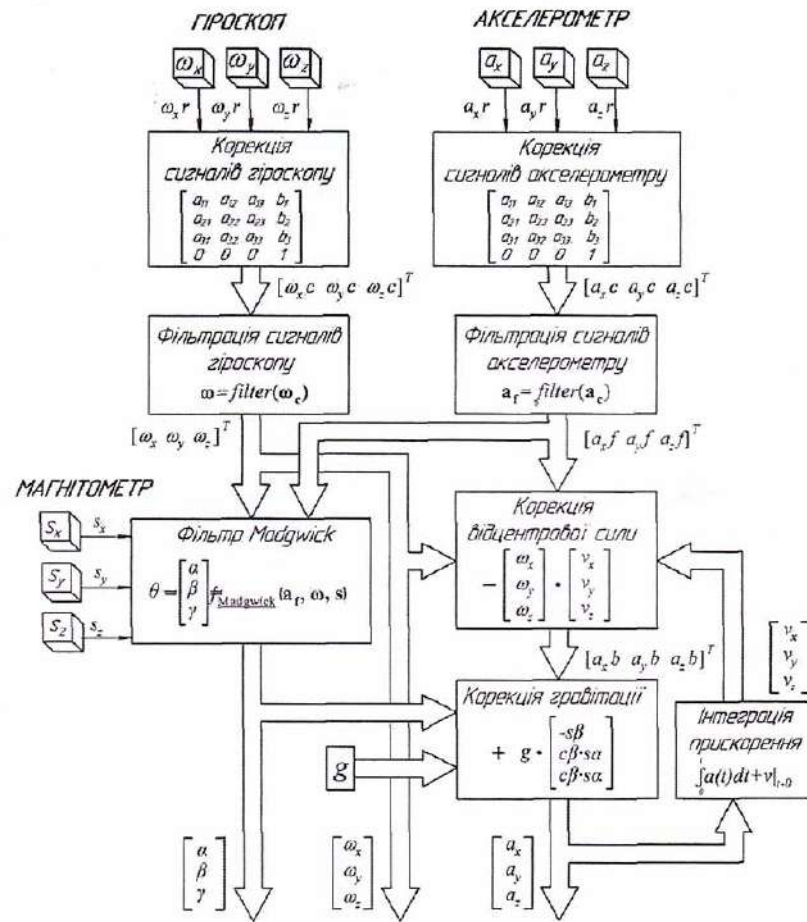
Спосіб для визначення динаміки колеса мобільної машини, який включає неперервне вимірювання в реальному часі в трьох взаємно перпендикулярних площинах прискорень та кутових швидкостей за допомогою триосьового акселерометра і триосьового гіроскопа, який відрізняється тим, що додатково вимірюють гравітаційні і магнітні поля Землі за допомогою триосьового магнітометра, а отримані масиви даних обробляють фільтром Madgwick за допомогою контролера.



Фиг. 1

UA 128467 U





Фіг. 2



Додаток Ж. Акти впровадження результатів дисертаційного дослідження



Харківський  
тракторний  
завод

ПРИВАТНЕ АКЦІОНЕРНЕ ТОВАРИСТВО  
«ХАРКІВСЬКИЙ ТРАКТОРНИЙ ЗАВОД»  
61007, Україна, м. Харків, пр. Московський, 275  
тел.: +38 0572 93 51 80, факс: +38 0572 94 17 60  
e-mail: info@xtz.com.ua



### Висновок

про використання АТ «Харківським тракторним заводом»  
результатів дисертаційної роботи *Галича Івана Васильовича*

При проведенні дослідно-конструкторських і науково-дослідних робіт з удосконалення колісних тракторів серії ХТЗ-150К/240К та гусеничних тракторів серії ХТЗ-150/181 прийняті до впровадження у виробництво наступні результати дисертаційної роботи Галича І. В., яка представлена на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук:

- метод оцінки коливань елементів трактора класичної та шарнірно-з'єднаної компоновки;
- метод оцінки ефективності баластування трактора;
- метод визначення ефективної маси баласту з урахуванням зміни тягово-енергетичних показників трактора.

**Коротка характеристика виконаної роботи.** Підвищення ефективності експлуатації енергонасичених тракторів можна досягнути збільшенням його маси, що приведе до зниження буксування коліс та амплітуди коливань остова. Визначення оптимальних параметрів баластування може приводити до підвищення тягових характеристик трактора на 20-25 %.

**Висновок по впровадженню.** Запропоновані Галичем І. В. методи оцінки коливань елементів та оцінки ефективності баластування трактора мають практичну цінність та використані при виробництві й модернізації тракторів серії ХТЗ-150К/240К і ХТЗ-150/180.

Економічний ефект від впровадження результатів дисертаційної роботи у виробничий процес АТ «Харківського тракторного заводу» склав 932 тис. грн.

**Примітка:** цей висновок не є підставою для фінансової відповідальності та взаємних фінансових розрахунків.

Директор технічний



В.С. Пивовар

# Товариство з Обмеженою Відповідальністю «УКРАЇНСЬКЕ КОНСТРУКТОРСЬКЕ БЮРО ТРАНСМІСІЙ І ШАСІ»

61038 м. Харків вул. Маршала Батицького, 4. Тел. (+38-057) 738-33-13

Вих. № \_\_\_\_\_

Від «\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2020 р.

## АКТ

*про впровадження результатів закінченої науково-дослідної роботи  
здобувача наукового ступеня кандидата технічних наук  
Харківського національного технічного університету сільського господарства  
імені Петра Василенка*

*Галича Івана Васильовича*

складено комісією ТОВ «Українське конструкторське бюро трансмісій і шасі» (УКБТШ) у складі: головного конструктора Гриненко Олексія Анатолійовича та ведучого інженера-конструктора Смородінова Сергія Михайловича, яка підтверджує, що результати науково-дослідної роботи прийняті до використання в конструкторському бюро, а саме:

– методологія визначення оптимального баластування тракторів у складі ґрунтообробних та посівних агрегатів, що використовується на стадії експлуатації;

– методів оцінки енергетичної ефективності ґрунтообробних та посівних агрегатів через врахуванням коливань його елементів.

*Примітка: цей акт не є підставою для фінансової відповідальності та взаємних фінансових розрахунків.*

Голова комісії:  
*Головний конструктор*

Члени комісії:  
*Інженер-конструктор I категорії*



**О. А. Гриненко**

**С.М. Смородінов**



«ПОГОДЖЕНО»:

Ректор ХНТУСГ  
імені Петра ВасиленкаО. В. Нанка  
2020 р.

«ЗАТВЕРДЖУЮ»:

Генеральний директор  
«ХарківАгро-2000»М. М. Черняк  
2020 р.**АКТ**

про впровадження результатів закінченого дисертаційного дослідження  
**Галича Івана Васильовича**

Ми, що нижче підписалися, представники Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка в особі завідувача кафедри мехатроніки та деталей машин Антощенкова Романа Вікторовича та інженера Галича Івана Васильовича й представників ТОВ «ХарківАгро-2000» в особі генерального директора Черняка М. М., головного інженера Глущенко М. Л. і головного бухгалтера Козловіч Олени Віталіївни склали цей акт про те що, результати дисертаційного дослідження прийняті до використання у господарстві при проведенні технологічних операцій вирощування продукції рослинництва у вигляді:

– методу оцінки енергоефективного баластування колісних тракторів, що дозволило підвищити ефективність експлуатації наявних в господарстві енергетичних засобів;

– методу вибору умов при яких необхідно використати здвоєні колісні системи на тракторах, що дозволило провести раніше ранньовесняні польові роботи.

Використання зазначених результатів привело до підвищення продуктивності агрегатів та зниження витрати пального, що дозволило отримати річний економічний ефект у господарстві в розмірі 586 тис. грн.

**Примітка: цей акт не є підставою для фінансової відповідальності та взаємних грошових розрахунків.**

Від

**ХНТУСГ ім. П. Василенка:**завідувач кафедри мехатроніки та  
деталей машин, д.т.н., доц.

Р. В. Антощенков

інженер

І. В. Галич

Від

**«ХарківАгро-2000»:**

головний інженер

М. Л. Глущенко

головний бухгалтер

О. В. Козлова

«ПОГОДЖЕНО»:



«ЗАТВЕРДЖУЮ»:

**АКТ**

про впровадження результатів дисертаційної роботи

**Галича Івана Васильовича**

Ми, представники СФГ «Кристина» (Харківська обл., Валківський район, місто Валки) в особах голови господарства Овчарова Миколи Володимировича та засновника господарства Овчарової Лідії Миколаївни з одного боку і представників Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка (ХНТУСГ) в особах завідуючого кафедрою мехатроніки та деталей машин доктора технічних наук, доцента Антощенкова Романа Вікторовича та відповідального виконавця Галича Івана Васильовича – з другого боку, склали даний акт про використання результатів дисертаційної роботи Галича І. В. у вигляді методу баластування трактора з метою підвищення тягово-енергетичних показників.

Оптимальне баластування трактора ХТЗ-242К, що використовується в господарстві привело до наступних позитивних результатів:

1. Збільшилась продуктивність орного агрегату у складі трактора ХТЗ-242К та плуга ПЛН 6-35 на 12,5 %. Зменшилась погектарна витрата палива на 8,2%.

2. Використання здвоєних шин дозволило раніше на дві неділі розпочати закриття вологи у ґрунті агрегатом у складі ХТЗ-242К та зубової борони ЛІРА ХЛ-15.

Річний економічний ефект, з урахуванням зменшеної погектарної витрати палива, на один агрегат складає 86 тис. грн.

**Висновок.** На підставі отриманих результатів в виробничо-польових умовах можна рекомендувати використання технології оптимального баластування трактора в інших господарствах.

Від  
**ХНТУСГ ім. П. Василенка:**  
завідувач кафедри мехатроніки та  
деталей машин, докт. техн. наук,  
доцент

*[Signature]*  
Р. В. Антощенков

Відповідальний виконавець  
*[Signature]*  
І. В. Галич

Від  
СФГ «Кристина»:

Голова господарства  
*[Signature]*  
М. В. Овчаров

Засновник  
*[Signature]*  
Л. М. Овчарова





**ЗАТВЕРДЖУЮ:**Ректор ХНТУСГ  
імені Петра ВасиленкаО. В. Нанка  
2020 р.**АКТ**

про впровадження у навчальний процес результатів дисертаційної роботи  
старшого викладача кафедри мехатроніки та деталей машин

**Галича Івана Васильовича**

Комісія у складі: проректора з науково-педагогічної роботи канд. техн. наук, доцента Алфьорова Олексія Ігоровича та керівника навчального відділу канд. техн. наук, доц. Біляєвої Оксани Сергіївни встановила, що основні результати дисертаційної роботи Галича І. В. впроваджено у навчальний процес Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка у наступних дисциплінах:

– для студентів спеціальності «208 – Агроінженерія» – в лекційний курс «Трактори і автомобілі», загальним обсягом 390 год., у розділ «Основи теорії та розрахунку тракторів і автомобілів»;

– для студентів спеціальності «208 – Агроінженерія» – в лекційний курс «Динаміка сільськогосподарських агрегатів», загальним обсягом 180 год.;

– для студентів спеціальності «208 – Агроінженерія» – в лекційний курс «Мехатроніка АПВ», загальним обсягом 180 год.

– для студентів спеціальності «133 – Галузеве машинобудування» – в лекційний курс «Робочі процеси тракторів і автомобілів», загальним обсягом 90 год.

Проректор  
з науково-педагогічної роботи

О. І. Алфьоров

Керівник навчального відділу

О. С. Біляєва