

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
СІЛЬСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА ІМЕНІ ПЕТРА ВАСИЛЕНКА

**Галич Іван Васильович**



УДК 631.3.06-752

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ  
МАШИННО-ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТУ  
ЗНИЖЕННЯМ КОЛИВАНЬ ЕЛЕМЕНТІВ

Спеціальність 05.05.11 – Машини і засоби механізації  
сільськогосподарського виробництва

Автореферат  
дисертації на здобуття наукового ступеня  
кандидата технічних наук

Харків – 2021

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана в Харківському національному технічному університеті сільського господарства імені Петра Василенка Міністерства освіти і науки України.

**Науковий керівник:** доктор технічних наук, професор  
**Антощенко Роман Вікторович**,  
Харківський національний технічний університет  
сільського господарства імені Петра Василенка,  
завідувач кафедри мехатроніки та деталей машин.

**Офіційні опоненти:** академік НААН України,  
Заслужений винахідник України,  
доктор технічних наук, професор,  
**Булгаков Володимир Михайлович**,  
Національний університет біоресурсів  
і природокористування України,  
професор кафедри механіки;

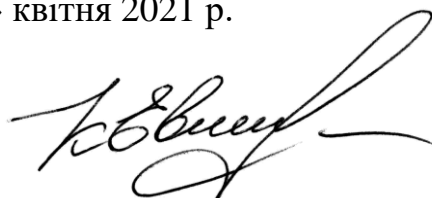
кандидат технічних наук, доцент  
**Третяк Віктор Михайлович**,  
Національний науковий центр  
«Інститут механізації та електрифікації  
сільського господарства»,  
завідувач лабораторії гібридних  
мобільних енергозасобів.

Захист відбудеться «11» травня 2021 р. о 14.00 годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 64.832.04 у Харківському національному технічному університеті сільського господарства імені Петра Василенка за адресою: 61002, м. Харків, вул. Алчевських, 44.

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка за адресою: 61002, м. Харків, вул. Алчевських, 44.

Автореферат розіслано «02» квітня 2021 р.

Вчений секретар  
спеціалізованої вченої ради



Є. І. Калінін

## ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

**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 (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.

**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 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'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 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.**

*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 13 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.

## ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У **вступі** обґрунтовано актуальність теми дисертації, сформульовано мету, завдання, об'єкт і предмет досліджень, описано використані методи і методики досліджень та зв'язок роботи з науковими програмами, визначено наукову новизну і практичну цінність, наведено дані щодо апробації основних положень дисертації та загальна характеристика роботи.

**В першому розділі** «Стан проблеми дослідження динаміки машинно-тракторних агрегатів з урахуванням коливань його елементів» проведено аналіз науково-технічної літератури за темою дисертаційного дослідження.

Проблеми підвищення ефективності експлуатації МТА вирішували Агеєв Л. Е., Василенко П. М., Кацигін В. В., Кіртбая Ю. К., Кравчук В. І., Ксеневич І. П., Кутьков Г. М., Лебедев А. Т., Медведєв 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., Арт'юмовим 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.

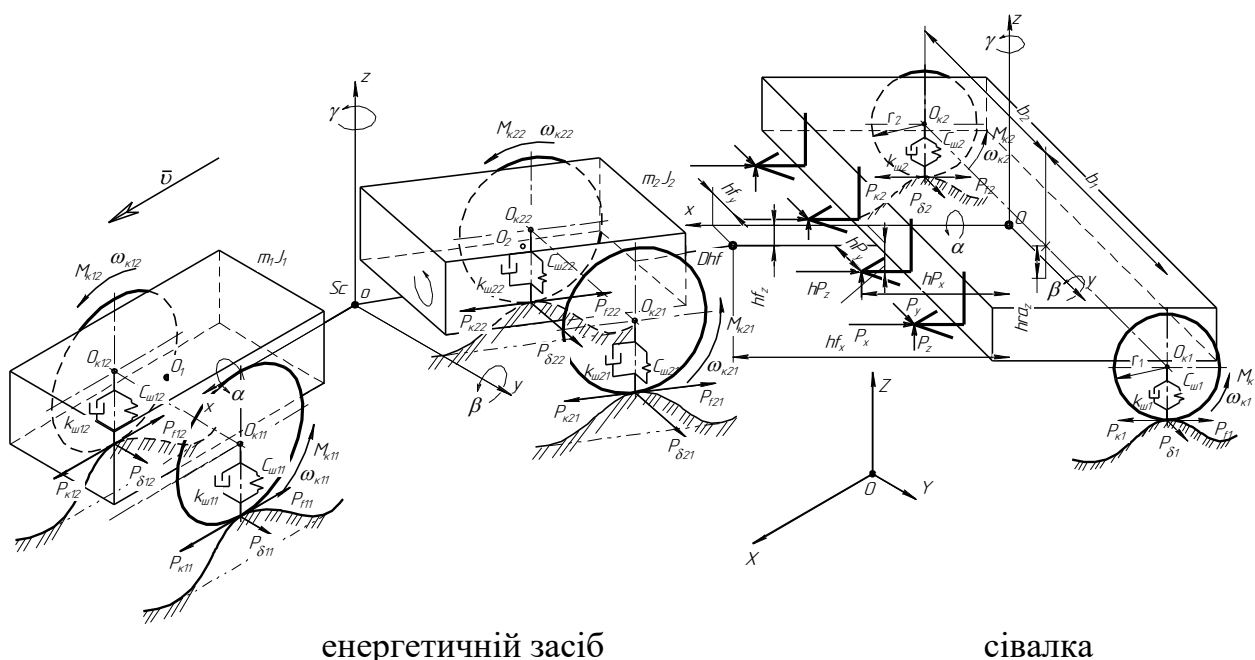
Дослідження коливань елементів МТА наведено у роботах Аніловича В. Я., Артоболовського І. І., Булгакова В. М., Калініна Є. І., Шуляка М. Л. та ін. Визначено, що основним джерелом виникнення коливань рами є нерівності профілю поля, які мають випадковий характер. Вплив профілю опорної поверхні на динаміку 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., Кушнар'ова А. С., Солар'ова 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 задачею зниження коливань елементів багатоелементного МТА у тривимірному просторі застосуванням здвоєних колісних систем та балансування з урахуванням профілю опорної поверхні.

В другому розділі «Ефективність експлуатації та динаміка машинно-тракторних агрегатів з урахуванням профілю опорної поверхні й коливань в тривимірному просторі» виконано теоретичні дослідження динаміки МТА у складі ЕЗ шарнірно-з'єднаної компоновки на прикладі трактору ХТЗ-242К та причіпної сівалки Vega-8 Profi. Теоретично досліджено вплив профілю опорної поверхні на динаміку МТА; визначено вплив типу рушіїв, тиску повітря в шинах та балансування на тягово-енергетичні показники ЕЗ.

Складено динамічну модель МТА (рис. 1), що складається з трьох мас-ланок: перша піврама шарнірно-з'єднаного ЕЗ; друга піврама шарнірно-з'єднаного ЕЗ; сівалка.



енергетичний засіб

сівалка

$X^T, Y^T, Z^T$  – повздовжня, поперечна та вертикальна координата центра мас ЕЗ;  $\alpha^T, \beta^T, \gamma^T$  – кути повороту центра мас ЕЗ навколо осей  $X, Y$  та  $Z$ ;  $\alpha^C, \beta^C, \gamma^C$  – кути повороту центра мас сівалки навколо осей  $X, Y$  та  $Z$ ;  $\omega_{k11}^T, \omega_{k12}^T, \omega_{k21}^T, \omega_{k22}^T$  – кутові швидкості обертання коліс ЕЗ (переднього лівого, переднього правого, заднього лівого, заднього правого);  $\omega_{k1}^C, \omega_{k1}^C$  – кутові швидкості обертання коліс сівалки (правого та лівого);  $P_{kij}$  – дотична сила тяги;  $M_{kij}$  – крутний момент на колесі;  $P_{fij}, M_{fij}$  – сила та момент опору кочення;  $P_{\delta ij}$  – сила бічного уводу;  $k_{ш}$  и  $C_{ш}$  – податливість та жорсткість шини у вертикальному напрямі

Рисунок 1 – Динамічна модель МТА у складі ЕЗ шарнірно-з'єднаної компоновки та причіпної сівалки

Складено математичну модель динаміки МТА з ЕЗ шарнірно-з'єднаної компоновки. На відміну від відомих математична модель динаміки МТА враховує рух коліс по профілю опорної поверхні, коливань елементів в тривимірному просторі, залежності тиску повітря в колесі  $P$ , буксування  $\delta_k$  та динамічної деформації колеса у вертикальному напрямі  $dr_k$ :

$$\left\{ \begin{array}{l}
 \dot{X}^T = f_1(\mathbf{G}, \mathbf{g}, \mathbf{M}, \mathbf{F}); \\
 \dot{Y}^T = f_2(\mathbf{G}, \mathbf{g}, \mathbf{M}, \mathbf{F}); \\
 \dot{Z}^T = f_3(\mathbf{G}, \mathbf{g}, \mathbf{M}, \mathbf{F}); \\
 \beta^T = f_4(\mathbf{G}, \mathbf{g}, \mathbf{M}, \mathbf{F}); \\
 \alpha^C = f_5(\mathbf{G}, \mathbf{g}, \mathbf{M}, \mathbf{F}); \\
 \beta^C = f_6(\mathbf{G}, \mathbf{g}, \mathbf{M}, \mathbf{F}); \\
 \dot{\alpha}^T = \frac{a^T \dot{X}^T + b^T \dot{Y}^T + c \dot{Z}^T - \beta^T (d^T \cos \gamma^T + \sin \gamma^T)}{\cos \gamma^T - d^T \sin \gamma^T}; \\
 \dot{\gamma}^T = \alpha^T \beta^T + v B_x^T \frac{\operatorname{tg} \gamma^T}{l^T}; \\
 \dot{\gamma}^C = \frac{v y A^C}{l_1^C - h f_x^C} + \alpha^C \beta^C; \\
 J_{\text{кij}} \dot{\omega}_{\text{кij}} = M_{\text{кij}} - r_{\text{лij}} \left( P_{\text{кij}} - \left( \frac{P_{ij}}{P_{0ij}} \right)^\alpha \left( \frac{P_{Zij}}{P_{Z0ij}} \right)^\beta P_{Z0ij} \cdot (A + B |v_{Cij}| + C v_{Cij}^2) \right); \\
 \omega_{\text{кij}} = \frac{v_{Cij,xy}}{(r_{\text{кij}} - dr_{\text{кij}}) \delta_{\text{кij}}}; \\
 h_{11} = h_{11}(t); h_{12} = h_{12}(t); h_{21} = h_{21}(t + \Delta t); h_{22} = h_{22}(t + \Delta t),
 \end{array} \right. \quad (1)$$

де  $f_i$  – функції від векторів-матриць;  $\mathbf{G}$  – матриця геометричних елементів;  $\mathbf{M}$  – матриця інерції;  $\mathbf{F}$  – вектор-матриця узагальнених сил;  $i = 1, \dots, 6$  – номер узагальненої координати;  $h_{\text{кij}}$  – висота профілю опорної поверхні;  $r_{\text{кij}}$  – радіус колеса.

Висоту профілю опорної поверхні описано поліномом:

$$h_{ij} = \sum_{k=1}^m A_{ijk} \sin(\omega_{ijk} t + \varphi_{ijk}), \quad (2)$$

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.

Розраховано форму профілю поверхні поля після оранки (рис. 2) та висоту профілю опорної поверхні для окремих коліс енергетичного засобу МТА (рис. 3).

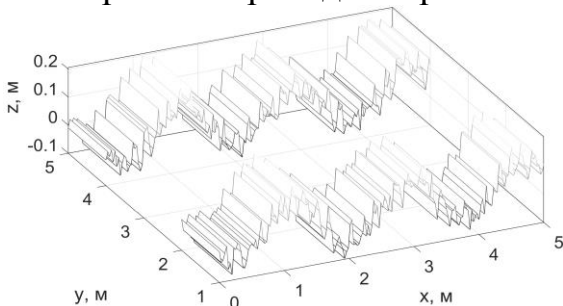


Рисунок 2– Форма профілю опорної поверхні (поле після оранки)

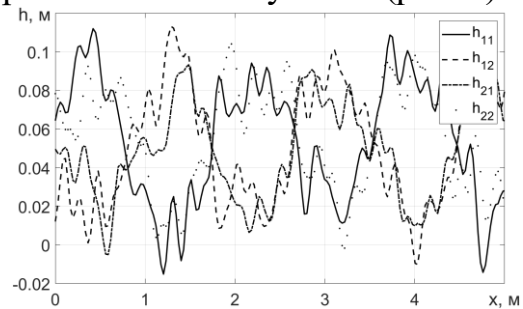


Рисунок 3 – Залежність висоти профілю опорної поверхні від часу



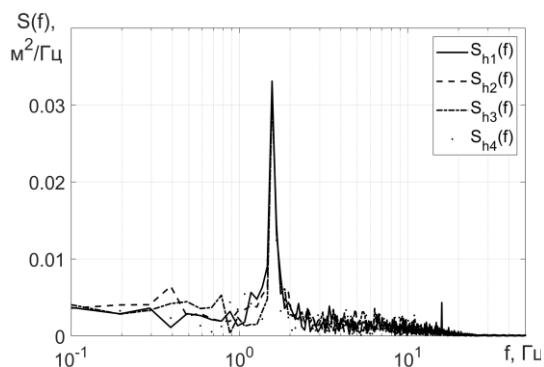


Рисунок 4 – Спектральна щільність профілю опорної поверхні (поле після оранки)

Розмах коливань висоти профілю опорної поверхні для поля після оранки складає 0,135 м, медіана – 0,0503 м, а середньоквадратичне відхилення дорівнює  $\bar{x} = 0,03$ . 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. 4).

Отримано залежності кутів повороту (орієнтації) (рис. 5, а) та проєкцій швидкостей центру мас (рис. 5, б) ЕЗ до відповідних осей від часу; залежності швидкостей обертання коліс ЕЗ (рис. 6, а) та їх динамічних радіусів (рис. 6, б) від часу; спектральну щільність амплітуди віброприскорення центра мас ЕЗ у вертикальному напрямі (рис. 7) при масі ЕЗ (без баласту)  $m_T = 8600$  кг та швидкості руху  $v = 2,8$  м/с.

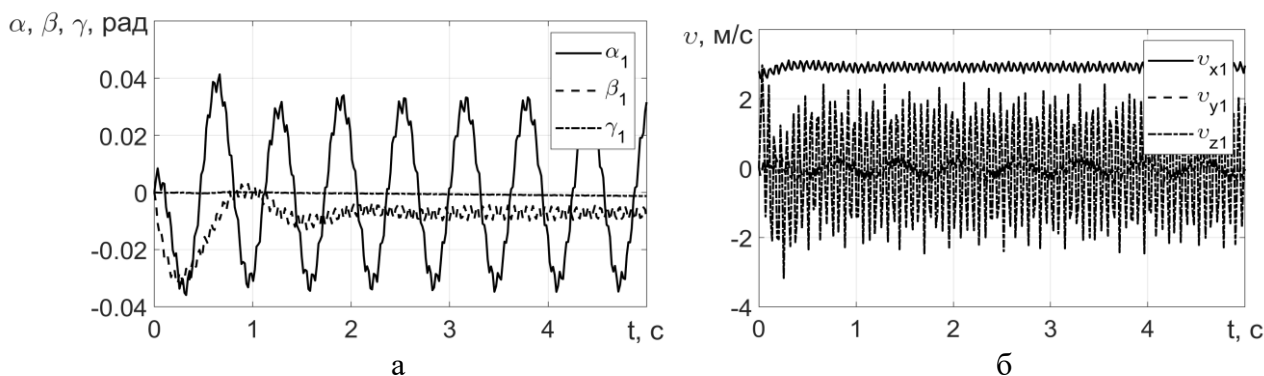


Рисунок 5 – Залежності кутів повороту (орієнтації) (а) та проєкцій швидкостей (б) ЕЗ до відповідних осей від часу

Рух ЕЗ супроводжується коливаннями рами навколо осі  $x$  (рис. 5, 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.

Швидкість руху ЕЗ у повздовжньому напрямі (по осі  $x$ ) відповідає агротехнічній швидкості руху при сівбі зернових культур  $v_x = 2,8$  м/с (рис. 5, 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.

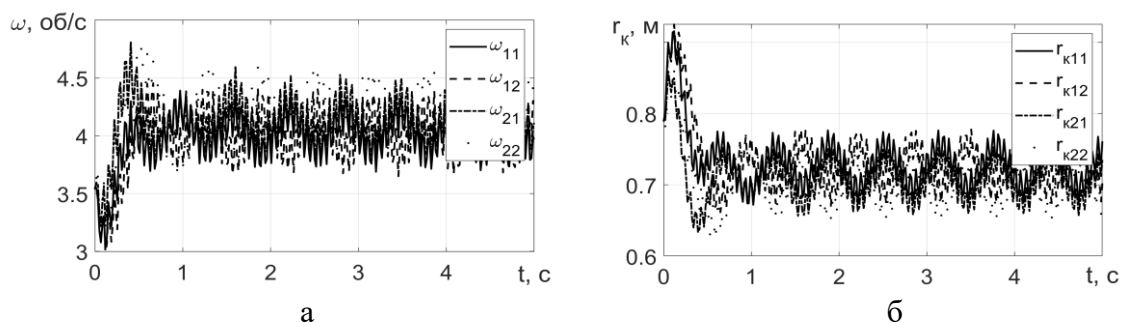


Рисунок 6 – Залежності швидкостей обертання коліс ЕЗ (а) та їх динамічних радіусів (б) від часу

Визначено, що форма профілю опорної поверхні найбільше впливає на швидкість руху рами ЕЗ у вертикальному напрямі.

Колеса ЕЗ можна представити як динамічні моделі з пружними та демпфуючими 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. 6, а). Колеса ЕЗ також піддаються впливу коливального характеру. Динамічний радіус коліс має розмах коливань 0,11 м, найбільше значення радіусу дорівнює 0,75 м, а найменше – 0,68 м (рис. 6, б).

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 –  $S_{az1}(42,87) = 0,24 \text{ (м/с}^2\text{)}^2\text{/Гц}$  (рис. 7).

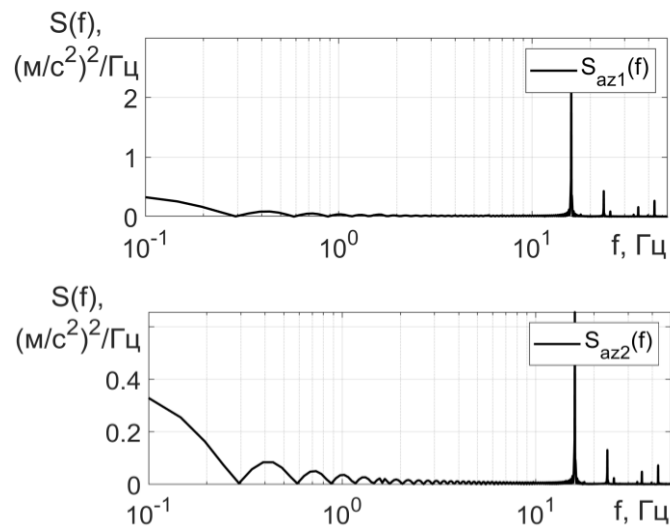


Рисунок 7 – Спектральна щільність амплітуди віброприскорення центра мас ЕЗ  $S_{az1}(f)$  та сівалки  $S_{az2}(f)$  у вертикальному напрямі

Найбільша енергія амплітуди віброприскорень рами сівалки у вертикальному напрямі спостерігається на частоті 15,9 Гц зі значенням  $0,539 \text{ (м/с}^2\text{)}^2\text{/Гц}$ ; 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 –  $S_{az2}(42,87) = 0,059 \text{ (м/с}^2\text{)}^2\text{/Гц}$  (рис. 7).

Визначено кути повороту (орієнтації) (рис. 8, а) та проєкцій швидкостей центру мас рами сівалки (рис. 8, б) на відповідні осі від часу.

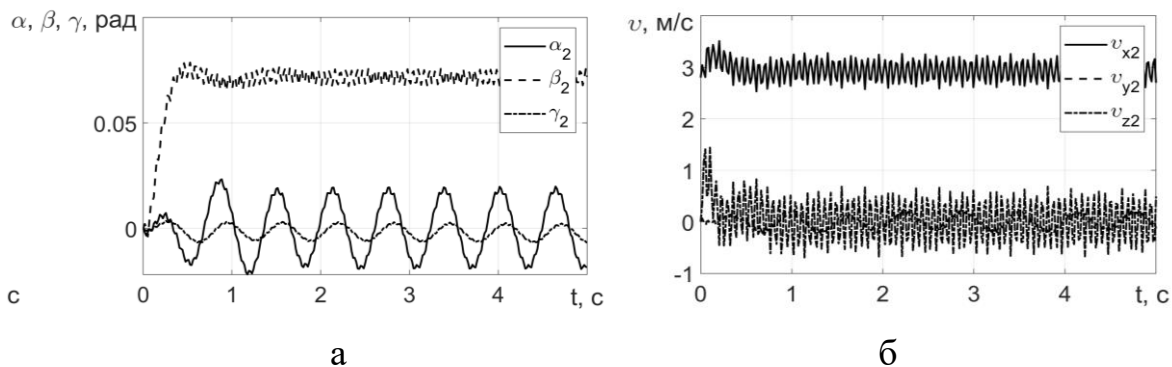


Рисунок 8 – Залежності кутів повороту (орієнтації) сівалки (а) та проєкції швидкостей центру мас рами сівалки на відповідні осі (б) від часу

Як і у ЕЗ кут повороту рами сівалки навколо осі  $x$  має вигляд гармонійних коливань та розмах таких коливань складає 0,03 рад (рис. 8, а).

Поступова швидкість руху сівалки (повздовжній рух, вісь  $x$ ) (рис. 8, б) співпадає зі швидкістю руху ЕЗ (рис. 5, б), однак швидкості руху та розмах їх коливань у сівалки значно менший. Періоди коливань, як і у ЕЗ дорівнюють 0,63 с.

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

При русі рама сівалки має меншу амплітуду віброприскорень ніж ЕЗ. Відповідно, ЕЗ має більшу енергію коливань тому, що ЕЗ 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 ЕЗ та сівалки співпадають.

Запропоновано метод оцінки тягово-енергетичних показників функціонування ЕЗ. Визначено тягове зусилля та крюкову потужність (потужність на гаку ЕЗ):

$$P_{кр} = M_{д} \cdot U_{тр} \frac{\eta_{тр}}{r_{кд}} - \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^2 \left( \left( \frac{P_{ij}}{P_{0ij}} \right)^{\alpha} \left( \frac{P_{Zij}}{P_{Z0ij}} \right)^{\beta} P_{Z0ij} \cdot (A + B|v_{д}| + Cv_{д}^2) \right), \text{ Н}; \quad (5)$$

$$N_{кр} = \left( M_{д} \cdot U_{тр} \frac{\eta_{тр}}{r_{кд}} - \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^2 \left( \left( \frac{P_{ij}}{P_{0ij}} \right)^{\alpha} \left( \frac{P_{Zij}}{P_{Z0ij}} \right)^{\beta} P_{Z0ij} \right) \cdot (A + B|v_{д}| + Cv_{д}^2) \right) \cdot v_{д}, \text{ Вт}, \quad (6)$$

де  $M_{д}$  – крутний момент ДВЗ,  $U_{тр}$  – передавальне число трансмісії;  $\eta_{тр}$  – ККД трансмісії;  $r_{кд}$  – динамічний радіус колеса;  $P$  – тиск в шині ЕЗ;  $P_0$  – номінальний тиск в шині ЕЗ;  $P_Z$  – навантаження на колесо (у вертикальному напрямі);  $P_{Z0}$  – номінальне навантаження на колесо;  $v_{д}$  – дійсна швидкість руху;  $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $A$ ,  $B$ ,  $C$  – апроксимуючі коефіцієнти.

Визначено залежність буксування ведучих коліс ЕЗ серії ХТЗ-240К від маси ЕЗ та тягового зусилля, маса якого змінювалась від 8600 кг до 10100 кг за рахунок встановлення баласту (рис. 9).

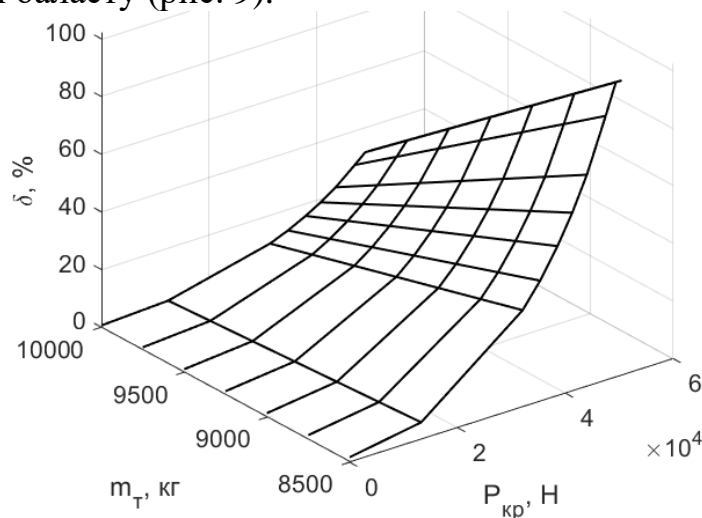


Рисунок 9 – Залежність буксування ведучих коліс  $\delta$  ЕЗ від маси  $m_T$  та тягового зусилля  $P_{кр}$

Залежність буксування ведучих коліс ЕЗ від маси  $m_T$  та тягового зусилля  $P_{кр}$  має вигляд:

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

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 (рис. 9). Тобто баластування приводить до підвищення тягового класу ЕЗ.

Встановлено залежності сили опору кочення колеса та потужності, що витрачається на перекочування ЕЗ від навантаження на колесо та швидкості руху (рис. 10, 11):

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

$$N_f = 3,137 \cdot 10^4 + 3,3 \cdot 10^4 v + 1502G_K + 1,283 \cdot 10^4 v^2 + 1750vG_K - 1,567G_K^2 + 1977v^3 + 614,1v^2G_K - 1,297vG_K^2 + 0,02658G_K^3 \quad (9)$$

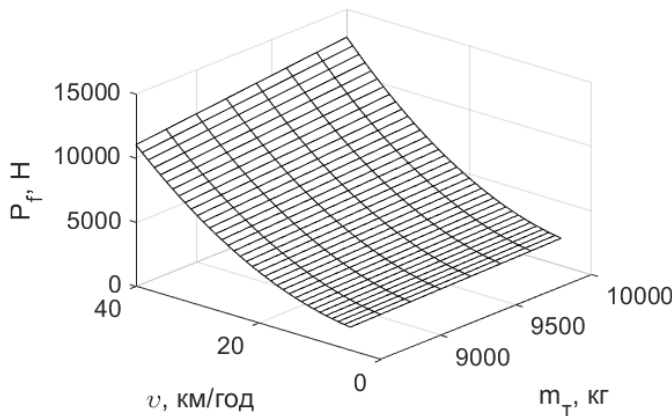


Рисунок 10 – Залежність сили опору кочення ЕЗ від маси  $m_T$  та швидкості руху  $v$

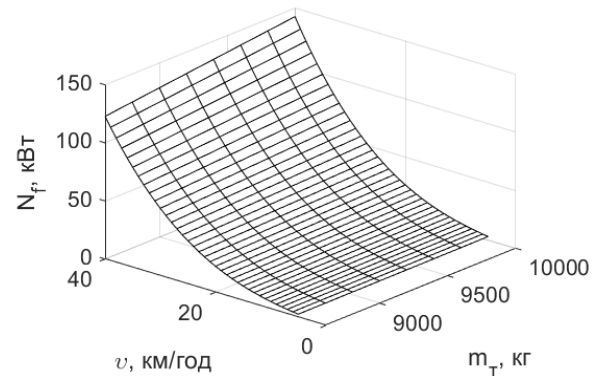


Рисунок 11 – Залежність потужності, що витрачається на перекочування ЕЗ, від маси  $m_T$  та швидкості руху  $v$

Розраховано тягову потужність ЕЗ (6) в залежності від маси баласту та сили тяги на гаку (рис. 12).

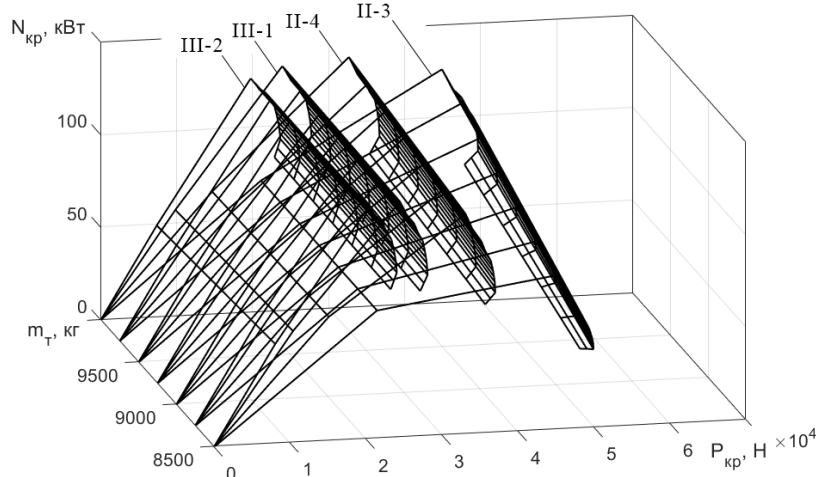


Рисунок 12 – Залежність тягової потужності ЕЗ від маси  $m_T$  та тягового зусилля  $P_{кр}$

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 (рис. 12).

Теоретично визначено, що 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  $(\text{м}/\text{с}^2)^2/\text{Гц}$  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  $(\text{м}/\text{с}^2)^2/\text{Гц}$ . Відповідно встановлення на задню півраму ЕЗ баласту приводить до зниження коливань на 10%.

Дослідження впливу тиску повітря в шинах на динаміку ЕЗ та агрегата потребують визначення жорсткості шини. Складено модель колеса ЕЗ в MatLab\Simulink використовуючи модель MF-Tire. Визначено залежність жорсткості колеса у вертикальному напрямі від тиску колеса від 80 до 200 кПа та навантаження від 20 до 25 кН (рис. 13).

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

Теоретично досліджено динаміку МТА для різного тиску в шинах ЕЗ. Значення тиску в шинах обрано виходячи з результатів експериментальних досліджень та виробничих випробувань тракторів серії ХТЗ-240К –  $P = 80, 140$  або  $200$  кПа. Результати теоретичних досліджень МТА для різних значень тиску наведено на рис. 14, 15.

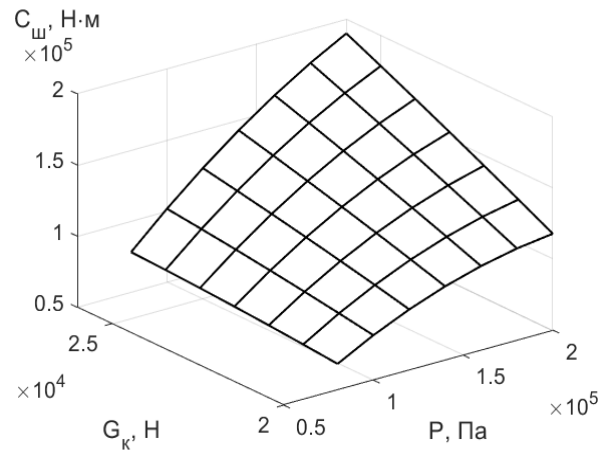


Рисунок 13 – Залежність жорсткості шини у вертикальному напрямі від тиску  $P$  та навантаження  $G_{\text{к}}$

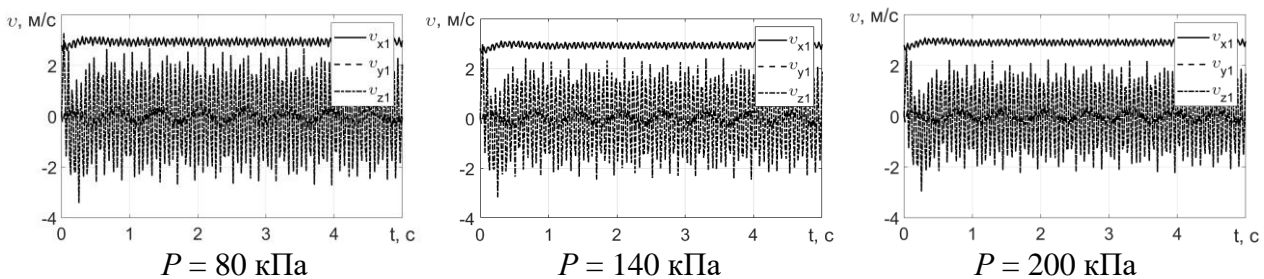


Рисунок 14 – Залежності проєкцій швидкостей рами ЕЗ від часу

Для тиску в шинах  $P = 80$  кПа проєкція швидкості центра мас трактора на вісь  $z$  має найбільший розмах коливань, що складає  $4,97$  м/с, мінімальне значення  $v_{z\text{min}} = -2,32$  м/с та максимальне значення  $v_{z\text{max}} = 2,65$  м/с (рис. 14). Із підвищенням тиску до  $P = 140$  кПа розмах коливань зменшується до  $4,69$  м/с; при  $P = 200$  кПа складає  $4,24$  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.

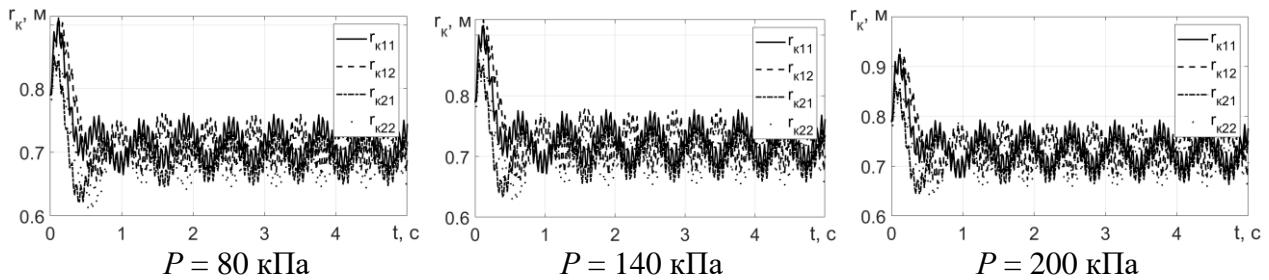


Рисунок 15 – Залежності динамічних радіусів коліс ЕЗ від часу

Динамічні радіуси коліс також мають вигляд гармонійних коливань (рис. 15). При тиску в шинах  $P = 80$  кПа максимальний динамічний радіус  $r_{кд}$  передніх коліс дорівнює  $0,75$  м, мінімальний –  $0,62$  м та розмах  $0,13$  м; задніх колеса відповідно –  $0,73$  м,  $0,65$  м та  $0,08$  м. Підвищення тиску в шинах до  $140$  кПа зменшує максимальний динамічний радіус  $r_{кд}$  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,  $0,71$  м 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). Тиск в колесах ЕЗ для посівного МТА необхідно підвищувати до  $100$ – $140$  кПа.

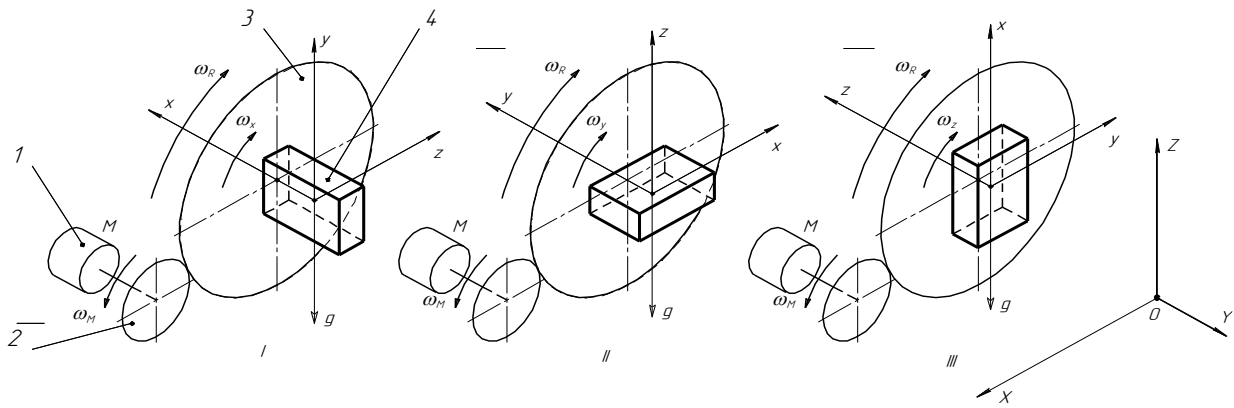
У **третьому розділі** «Програма та методика проведення лабораторно-польових досліджень» наведено мету, об'єкт та задачі лабораторно-польових досліджень МТА.

Лабораторні дослідження проведено на обладнанні кафедр мехатроніки та деталей машин і оптимізації технологічних систем ім. Т. П. Євсюкова Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка за програмою, яка включала тарування датчика динаміки колеса; градування динамометру; 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»; ДСТУ ГОСТ 7057-2003 «Трактори сільськогосподарські. Методи випробування» та включала такі етапи: розміщення вимірювальної апаратури на елементах агрегату; проведення експериментальних досліджень в двократній повторності; збір та аналіз інформації.

В експериментальних дослідженнях використано «Вимірювальну систему динаміки та енергетики мобільних машин». Для вимірювальної системи розроблено датчик динаміки колеса. Датчик 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.

Розроблено метод динамічного тарування датчика динаміки колеса який полягає в обертанні його навколо трьох осей з трьома кутовими швидкостями. Схему запропонованого методу наведено на рис. 16.



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

Рисунок 16 – Схема 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.

Результати тарування датчику динаміки колеса наведено на рис. 17 для осі x та трьох швидкостей обертання 1, 10, 15 рад/с.

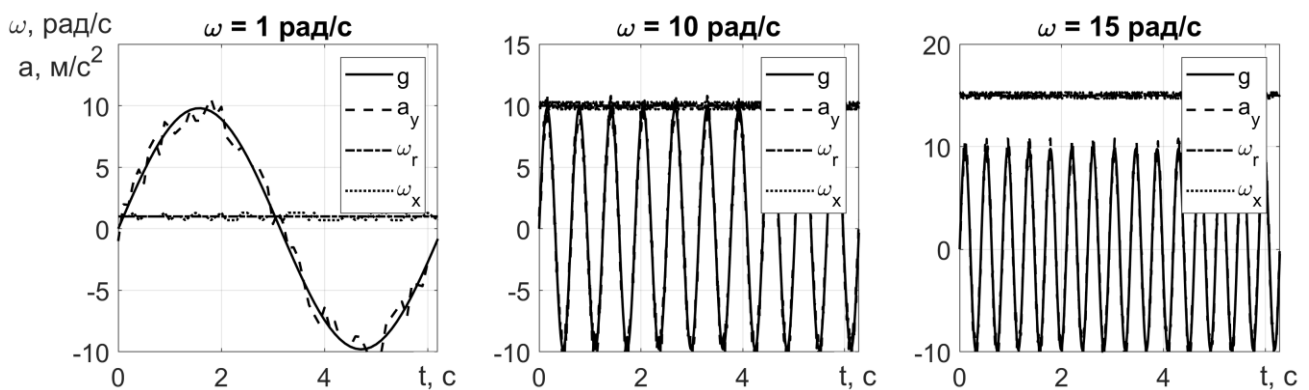


Рисунок 17 – Результати динамічного тарування датчика динаміки колеса

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 ( $a_x, a_y$ ). Метод динамічного тарування датчика динаміки колеса дозволив підвищити точність визначення буксування коліс до 1%.

У четвертому розділі «Результати експериментальних досліджень машинно-тракторного агрегату» наведено результати тягово-енергетичних показників МТА; підтвердження адекватності розробленої математичної моделі; оцінки спектральної щільності тягового опору в залежності від швидкості руху та навантаження. Експериментальні дослідження проведено на МТА у складі трактора ХТЗ-242К.20 та сівалки Vega-8 Profi (рис. 18).



Рисунок 18 – Загальний вигляд МТА

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 сівбі, а також амплітуди віброприскорень елементів агрегату.

Вологість ґрунту в шарі заробки насіння (5-10 см) складала 26-27,0%, що було добре для проростання насіння. Середньоквадратичне відхилення глибини загортання насіння складало  $\delta = \pm 3,5$  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.

Підтвердження адекватності розробленої математичної моделі динаміки просторового руху МТА виконано порівнянням значень спектральних щільностей досліджуваних процесів отриманих під час теоретичних та експериментальних досліджень. Порівняно спектральні щільності амплітуд віброприскорень центру мас ЕЗ у вертикальному напрямі, що розраховані математичною моделлю та отримані експериментально при швидкості руху  $v = 1,45$  м/с та тягових зусиллях 0 і 35 кН. На частотах вище 0,1 Гц різниця по значенню спектральної щільності амплітуд віброприскорень центру мас ЕЗ складає не більше 11 %. Різниця по частоті у гармонік 11 Гц та 38,5 Гц складає 0,08 та 0,1 Гц. Розроблена математична модель динаміки просторового руху МТА з урахуванням впливу профілю опорної поверхні є адекватною.

**У п'ятому розділі** «Економічне обґрунтування результатів дисертаційної роботи» наведено метод оцінки економічної ефективності застосування здвоєних шин та баластування та виконано розрахунок. Впровадження 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 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 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.

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  $2,188 \text{ (м/с}^2\text{)}^2\text{/Гц}$ ; 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 –  $S_{az2}(42,87) = 0,059 \text{ (м/с}^2\text{)}^2\text{/Гц}$ .

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  $\text{(м/с}^2\text{)}^2\text{/Гц}$  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  $\text{(м/с}^2\text{)}^2\text{/Гц}$ .

5. Підвищення маси ЕЗ на 1500 кг приводить до зниження буксування коліс з 5,9 до 1,8 % при  $P_{кр} = 13000 \text{ Н}$ , з 33,5 до 10,3 % при  $P_{кр} = 32000 \text{ Н}$  та з 41,8 до 15,9 % при  $P_{кр} = 35300 \text{ Н}$ . 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  $v = 15 \text{ км/год}$ ; 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.

## ПЕРЕЛІК ОПУБЛІКОВАНИХ РОБІТ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

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. 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 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 машинно-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. – № u 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. *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. Tolstolutskiy, 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.

## АНОТАЦІЯ

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

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

В дисертації наведено теоретичне узагальнення і нове вирішення науково-прикладної задачі, що виявляється в підвищенні ефективності експлуатації МТА зниженням коливань елементів. Це дозволило підвищити продуктивність агрегату через баластування енергетичного засобу та застосування здвоєних колісних систем. Для вирішення поставленої задачі теоретично досліджено МТА у складі трактора шарнірно-з'єднаної компоновки та сівалки. Складено математичну модель динаміки МТА з ЕЗ шарнірно-з'єднаної компоновки. На відміну від відомих математична модель враховує рух коліс по профілю опорної поверхні, коливань елементів в тривимірному просторі, залежності тиску повітря в шині, буксування та динамічної деформації шини у вертикальному напрямі. Отримано залежності буксування ведучих коліс тракторів серії ХТЗ-240К від маси трактора та тягового зусилля. Розраховано залежність опору кочення колеса трактора від навантаження на колесо та швидкості руху. Визначено жорсткості шини в залежності від тиску та навантаження і теоретично досліджено вплив на динаміку агрегата. В експериментальних дослідженнях використано «Вимірювальну систему динаміки та енергетики мобільних машин». Для даної системи розроблено датчик динаміки колеса та розроблено метод динамічного тарування. За результатами експлуатаційно-технологічних досліджень посівного агрегату – ХТЗ-242К.20 + Vega-8 Profi встановлено, що застосування здвоєних коліс на тракторі приводить до підвищення швидкості 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.

**Ключові слова:** динаміка, коливання, профіль опорної поверхні, здвоєні колеса, баластування, машинно-тракторний агрегат.

### АННОТАЦИЯ

**Галич И. В.** Повышение эффективности эксплуатации машинно-тракторных агрегатов снижением колебаний элементов. – На правах рукописи.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.05.11 – Машины и средства сельскохозяйственного производства. – Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства имени Петра Василенко, Министерство образования и науки Украины, Харьков, 2021.

В диссертации приведены теоретическое обобщение и новое решение научно-прикладной задачи, которые проявляются в повышении эффективности эксплуатации МТА путем снижения колебаний его элементов через балластировку энергетического средства и применение сдвоенных колесных систем. В результате это позволило повысить производительность агрегата. Для решения поставленной задачи теоретически исследовано МТА в составе энергетического средства (ЭС) трактора шарнирно-сочленённой компоновки и сеялки. Составлена математическая модель динамики МТА с ЭС шарнирно-соединённой компоновкой. В отличие от известных, математическая модель учитывает движение колес по профилю опорной поверхности, колебание элементов в трехмерном пространстве, зависимости давления воздуха в колесе, буксования и динамическую деформацию шины в вертикальном направлении. Получены зависимости буксования ведущих колес тракторов серии ХТЗ-240К от массы трактора и тягового усилия. Рассчитана зависимость сопротивления качению колеса трактора от нагрузки на колесо и скорости движения. Определены жесткости шины в зависимости от давления и нагрузки и теоретически исследовано влияние на динамику агрегата. В экспериментальных исследованиях использовано «измерительную систему динамики и энергетики мобильных машин». Для данной системы разработаны датчик динамики колеса и разработан метод динамического тарирования. По результатам эксплуатационно-технологических исследований посевного агрегата – ХТЗ-242К.20 + Vega-8 Profi установлено, что применение сдвоенных колес на тракторе приводит к повышению скорости на 4,1%, снижение расхода топлива на 0,5 кг/га, а балластирование приводит к повышению скорости на 5,2%, снижение расхода топлива на 0,6 кг/га.

**Ключевые слова:** динамика, колебания, профиль опорной поверхности, сдвоенные колеса, балластирование, машинно-тракторный агрегат.

### ABSTRACT

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

Thesis is for the degree of candidate of technical sciences on specialty 05.05.11 – Machines and means of mechanization of an agricultural production. – Kharkiv Petro

Vasylenko National Technical University of Agriculture, Ministry of education and science of Ukraine, Kharkiv, 2021.

The dissertation offers a theoretical generalization and a new solution of the scientific and applied problem, which is manifested in the increase of operational efficiency of machine - tractor units of reduction of oscillating elements. This allowed to increase the productivity of the unit due to the ballasting of the power vehicle and the use of dual wheel systems. To solve this problem theoretically investigated machine-tractor unit consisting of a tractor and seeder mounted.

The mathematical model of dynamics of the machine-tractor unit with the hinged tractor is made. Unlike the well-known mathematical model of the movement of the wheels on the profile of the bearing surface, fluctuations elements in three dimensions, the dependence of air pressure in the wheel, towing and dynamic deformation of the wheel in the vertical direction. The installation of a ballast weighing 1500 kg on the rear semi-frame of the tractor leads to a decrease in the spectral density of the amplitudes of vibration accelerations of the center of mass of the tractor in the vertical direction by 0.12, 0.04, 0.16, 0.021.  $(\text{m/s}^2)^2/\text{Hz}$  for frequencies 15.9, 23.4, 35.3, 42.8 Hz. The spectral density of the amplitudes of vibration accelerations of the center of mass of the tractor is reduced by 0.051, 0.01, 0.0045, 0.0058  $(\text{m/s}^2)^2/\text{Hz}$ .

The dependences of the tractive effort of tractors of the KhTZ-240K series on the mass of the tractor and traction are found. An increase in tractor weight by 1500 kg reduces wheel slip from 5.9 to 1.8% with a hook force of 13000 N, from 33.5 to 10.3% at 32000 and H from 41.8 to 15.9% at 35300 N. The maximum tractive power of the tractor on single wheels without ballast 121 kW is achieved at a speed of 12 km/h; traction power on single wheels with ballast 122 kW - at a speed of 15 km/h; the tractor on twin wheels without ballast develops a maximum traction power of 121 kW at a speed of 14.5 km/h. The dependence of the rolling resistance of a tractor wheel on the load on the wheel and the speed of movement has been calculated. Stiffness of the tire is determined as a function of pressure and load and theoretically investigated the influence of the dynamics of the machine. With an increase in tire pressure from 80 to 140 kPa, fluctuations in the projections of the velocities of the center of mass of the tractor along the x, y and z axes decrease by 0.02 m/s; 0.03 m/s and 0.28 m/s. Increasing the pressure in the tires reduces the amplitude of the dynamic radii of the wheels from 0.13 to 0.09 m (front wheels) and from 0.12 to 0.05 m (for the rear). The pressure in the tractor wheels for the sowing machine-tractor unit must be increased to 100-140 kPa. In experimental researches the "Measuring system of dynamics and energy of mobile machines" is used. The accuracy of determining the traction of the tractor wheels developed by the wheel dynamics sensor is 1%. The sensor is equipped with a three-axis magnetometer, accelerometer and gyroscope. According to the results of operational and technological studies of the sowing unit – 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.

**Keywords:** dynamics, oscillations, bearing surface profile, twin wheels, ballasts, agricultural unit.

Підписано до друку 29.03.2021 р.

Формат 60x90 1/16. Обл.-вид. арк. 1,9. Тираж 100 прим.  
Друк цифровий. Папір офсетний. Замовлення № 15  
Видавництво та друк ФОП Шейніна О.В.  
61052, Україна, м. Харків, вул. Слов'янська, 3

Свідоцтво про внесення суб'єкта видавничої справи  
до Державного реєстру видавців, виготівників  
і розповсюджувачів видавничої продукції