

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
СІЛЬСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА ІМЕНІ ПЕТРА ВАСИЛЕНКА

Антощенко Роман Вікторович

УДК 621.01:[631.372+631.331]

**ДИНАМІКА ТА ЕНЕРГОЕФЕКТИВНІСТЬ
БАГАТОЕЛЕМЕНТНИХ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ АГРЕГАТІВ**

05.05.11 – Машини і засоби механізації
сіськогосподарського виробництва

Автореферат
дисертації на здобуття наукового ступеня
доктора технічних наук

Харків – 2018 р.

Дисертацією є рукопис.

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

Науковий консультант: Заслужений діяч науки і техніки України,
доктор технічних наук, професор
Лебедєв Анатолій Тихонович,
Харківський національний технічний університет
сільського господарства імені Петра Василенка,
завідувач кафедри тракторів і автомобілів.

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

доктор технічних наук, професор
Мироненко Валентин Григорович,
Національний науковий центр «Інститут механізації та електрифікації сільського господарства»
Національної академії аграрних наук України,
головний науковий співробітник відділу електрифікації та автоматизації агропромислового виробництва;

доктор технічних наук, професор
Сало Василь Михайлович,
Кіровоградський національний технічний університет,
декан факультету сільськогосподарського машинобудування.

Захист відбудеться «22» березня 2018 р. о 10⁰⁰ 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 (Артема), 44.

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

Автореферат розісланий «20» лютого 2018 р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради

 С. І. Калінін

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Сучасний стан аграрного сектору України потребує підвищення ефективності виробництва продукції рослинництва, що в свою чергу залежить від витрати енергії на його виконання. Зменшення енергетичних витрат досягається за рахунок використання сучасних комбінованих сільськогосподарських агрегатів, які забезпечують підвищення якості виконання технологічного процесу, знижують обсяги використаних паливо-мастильних матеріалів, зменшують кількість проходів по полю, підвищують якість умов праці механізаторів.

Комбіновані сільськогосподарські агрегати представляють собою багатоелементні машини, способи з'єднання яких пропонуються заводом виробником. Динаміка багатоелементних агрегатів потребує поглиблених досліджень для визначення оптимальних та менш витратних режимів роботи. Але різноманіття структур багатоелементних агрегатів збільшує витрати часу на їх дослідження. Тому необхідно обґрунтувати методологію моделювання багатоелементних сільськогосподарських агрегатів, що враховує структури агрегатів та дозволить дослідити вплив схеми агрегування, кінематичних та силових параметрів на енергетичні витрати.

Таким чином, дослідження динаміки та енергоефективності багатоелементних сільськогосподарських агрегатів (БСА), що дозволяє встановити вплив схеми агрегування, кінематичних, силових параметрів і енергетичних витрат при проектуванні нових та експлуатації існуючих агрегатів й розробити рекомендації з їх мінімізації, є актуальною та перспективною науково-прикладною проблемою.

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.; пов'язана з державними науковими програмами: Постановою Президії Національної академії наук України № 55 від 25.02.2009 р. «Основні наукові напрямки, найважливіші проблеми фундаментальних досліджень у галузі природничих, технічних і гуманітарних наук на 2009-2013 рр.»; Постановою Кабінету Міністрів України № 942 від 07.09.2011 р. «Про затвердження переліку пріоритетних тематичних напрямків наукових досліджень і науково-технічних розробок до 2015 року»; спрямована на реалізацію Проекту ЄС «Підтримка впровадження сільськогосподарської та продовольчої політики в Україні».

Робота є частиною науково-дослідних держбюджетних тем: «Створення гнучких технологічних процесів механізованих робіт виробництва продукції рослинництва» ДР № 0104U004492; «Розробка ресурсозберігаючих технологій для міжрядної обробки просапних культур» ДР № 015U00493741, які виконані згідно договорів № 6/04.24 від 20.02.2004 р. і № 40/8 від 04.12.2007 р. з Міністерством аграрної політики України на розробку науково-технічної продукції; «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.).

Мета дослідження: підвищення енергоефективності багатоелементних сільсько-господарських агрегатів шляхом обґрунтування вибору компоувальних схем та режимів їх використання.

Завдання дослідження:

- обґрунтувати методологію формування математичних моделей руху БСА;
- теоретично обґрунтувати методи побудови математичних моделей руху двох-елементного агрегату для підтвердження положень методології формування математичних моделей руху БСА;
- провести теоретичний аналіз плоско-паралельного та просторового руху БСА для оцінки впливу схем агрегування й режимів роботи на тягово-енергетичні і динамічні характеристики;
- обґрунтувати метод оцінки енергетичних витрат БСА для визначення впливу схеми агрегування, кінематичних та силових параметрів;
- синтезувати структуру та алгоритм функціонування вимірювальної системи динаміки та енергетики мобільних машин для підвищення точності експериментальних досліджень БСА;
- експериментально довести адекватність теоретично обґрунтованих математичних моделей руху БСА за допомогою розробленої вимірювальної системи.

Об'єкт дослідження: процес руху багатоелементних сільськогосподарських агрегатів, його зв'язок з енергоефективністю.

Предмет дослідження: закономірності впливу динамічних показників руху БСА на енергетичні витрати.

Методи дослідження: в роботі використані методи класичної механіки, аналізу та синтезу, математичного моделювання, математичної статистики, розв'язку систем нелінійних диференційних рівнянь. Експериментальні дослідження проведені 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 GNU Octave, OpenOffice, ССКА «КиДиМ» та DASys PC Suite.

Наукова новизна одержаних результатів полягає у розробці підходу до вирішення наукової проблеми оцінки динаміки та енергоефективності багатоелементних сільськогосподарських агрегатів при проектуванні та експлуатації. При цьому

вперше:

- встановлено взаємозв'язок тягово-енергетичних і динамічних характеристик БСА з витратою енергії його елементами в залежності від компоувальних схем з урахуванням руху в трьохвимірному просторі;
- розроблено методологію формування математичних моделей динаміки БСА та одержано аналітичні залежності кінематичних зв'язків елементів, що дозволяють досліджувати динаміку n -елементних агрегатів різних схем агрегування;
- розрахунково-функціональним моделюванням просторового руху нелінійних динамічних систем БСА встановлено вплив агрегування на кінематичні, тягово-енергетичні, динамічні характеристики та режими роботи;
- встановлено взаємозв'язок зміни маси бункеру з динамікою та енергоефективністю БСА, що враховує рух елементів агрегату в трьохвимірному просторі.

Отримав подальший розвиток:

– метод формування математичних моделей плоско-паралельного руху БСА на базі тракторів з шарнірно-з'єднаною компоновкою, що дає можливість досліджувати динаміку агрегатів з довільною кількістю елементів;

– метод обробки даних та виконано синтез вимірювальної системи динаміки та енергетики мобільних машин, що враховує вплив місця розташування датчиків, прискорення вільного падіння, нерівностей та нахилу поля.

Удосконалено:

– теорію руху сільськогосподарських агрегатів, що на відміну від відомих досліджень дозволяє синтезувати оптимальну структуру n -елементних БСА різних схем агрегативання;

– метод визначення енергетичних витрат БСА, що відрізняється від існуючих врахуванням впливу взаємного розташування елементів агрегату та динамічних складових під час непрямолінійного руху в трьохвимірному просторі.

Практичне значення одержаних результатів полягає в тому, що на підставі проведених досліджень розроблено та виготовлено вимірювальну систему динаміки та енергетики мобільних машин, що дозволила підтвердити теоретичні положення оцінки динаміки та енергоефективності БСА, підвищити точність експериментальних досліджень агрегатів та запропонувати рекомендації з їх створення та експлуатації. Розроблено методи математичного моделювання руху та енергетичних витрат БСА, що дозволяють досліджувати тягово-енергетичні та динамічні характеристики новостворюваних агрегатів на стадії проектування й експлуатації існуючих. Запропоновано рекомендації для виробників сільськогосподарської техніки, в яких обґрунтовано шляхи удосконалення та створення нових тракторів і багатоелементних сільськогосподарських агрегатів з заданими властивостями та характеристиками.

Результати досліджень впроваджено у виробництво:

– на ПАТ «ХТЗ» – методологію моделювання БСА, що використовується при проведенні дослідно-конструкторських та науково-дослідницьких робіт по створенню нових та удосконаленню існуючих моделей тракторів;

– в розрахункову практику ДП «Харківське конструкторське бюро з машинобудування імені О. О. Морозова» – елементи математичного моделювання динаміки одна- та багатоелементних машин з одночасною оцінкою енергоефективності, що дозволяють адекватно моделювати рух в трьохвимірному просторі;

– в ТОВ «Українське конструкторське бюро трансмісій і шасі» ІГ УПЕК у вигляді методології визначення динамічних та енергетичних показників функціонування БСА, що використовується під час розробки нових конструкцій сільськогосподарської техніки;

– у Харківській філії УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого при виконанні науково-дослідних робіт використано методологію моделювання динаміки БСА; при випробуваннях техніки та технологій – вимірювальну систему динаміки та енергетики мобільних машин;

– на підприємстві «ХарківАгро-2000», де проведені експериментальні дослідження сільськогосподарської техніки за критерієм енергоефективності та рекомендовані склад й марки агрегатів для подальшого придбання господарством.

Впроваджено у навчальний процес ХНТУСГ ім. П. Василенка для студентів напрямку підготовки 6.100102 «Процеси, машини та обладнання агропромислового виробництва» в лекційний курс «Трактори і автомобілі»; для студентів спеціальності

«208 – Агроінженерія» – в лекційний курс «Мехатроніка» та «Аналіз та синтез мехатронних систем».

Особистий внесок здобувача. Основні результати досліджень дисертаційної роботи, що виносяться на захист, одержано самостійно та викладені у роботах [1–39]. У наукових роботах, що опубліковані у співавторстві, автору належать такі результати: теоретично досліджено енергетичні витрати на функціонування агрегату [2]; синтезовано структуру вимірювальної системи [4, 6, 16, 38]; обґрунтовано спосіб та засіб для вимірювання енергетичних витрат [10]; запропоновано методи аналізу експериментальних даних, що отримані вимірювальною системою [14, 39]; проаналізовано критерії оцінки тракторів [15]; розроблено методологію та методи математичного моделювання руху БСА [17, 25]; запропоновано метод визначення ефективної структури агрегату по енергетичним витратам [18]; теоретично досліджено математичну модель руху БСА для оцінки енергоефективності [20, 21, 22]; обґрунтовані методи оцінки динаміки БСА [23]; запропоновано метод дослідження динаміки БСА для випадку плоскопаралельного [26, 36] та просторового руху [31]; визначено міжелементні зв'язки БСА [30]; обґрунтовано методи використання вимірювальної системи для оцінки динаміки елементів сільськогосподарських агрегатів [33].

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 АПК» (Харків, ХНТУСГ ім. П. Василенка 2011-2017 рр.); XI МНТК «Вібрації в техніці і технологіях» (Харків, ХНТУСГ ім. П. Василенка 2013 р.); МНПК «Современные проблемы освоения новой техники, технологий, организации технического сервиса в АПК» (Мінськ, БГАТУ 2014 р.); МНПК «Актуальные направления научных исследований XXI века: теория и практика» (Воронеж, ВГЛТА 2014 р.); МНТК «Обеспечение экологической безопасности путем создания наукоемких технических средств и технологий в лесном комплексе» (Воронеж, ВГЛТА 2015 р.); Міжнародна наукова сесія «Інноваційні проекти в галузі технічного сервісу машин» (Харків, ХНТУСГ ім. П. Василенка 2015 р.); X-а МНПК «Проблеми конструювання, виробництва та експлуатації сільськогосподарської техніки» (Кіровоград, КНТУ 2015 р.); III International Scientific Congress on agricultural machinery (Варна, Болгарія 2015 р.); Міжнародний аграрний форум AGROPORT 2015, (Харків, Україна 2015 р.); Симпозіум, присвячений 80-річчю відомого вченого А. С. Кушнар'ова (Мелітополь, ТДАТУ 2015 р.); XVI Міжнародна наукова конференція «Сучасні проблеми землеробської механіки» присвячена 115-річчю з дня народження академіка Петра Мефодійовича Василенка (Київ, Україна 2015 р.); 5th International Conference “Nonlinear Dynamics – 2016” dedicated to the 90th anniversary of academician V.L. Rvachev, National Technical University “Kharkov Polytechnic Institute” (Kharkiv, Ukraine, 2016); Міжнародний аграрний форум AGROPORT East 2016 (Харків, Україна 2016 р.); Міжнародна науково-практична конференція-форум «Розумна агротехніка для ефективного землеробства» (Харків, УПЕК, Україна 2016 р.); Всеукраїнська науково-практична конференція «Інноваційна технологія відновлення і модернізації посівної техніки композитними матеріалами» (Дніпро, ДДАЕУ, Україна 2016 р.).

В повному обсязі дисертаційна робота обговорювалась та схвалена на розширеному засіданні кафедри тракторів і автомобілів Харківського національного технічно-

го університету сільського господарства ім. Петра Василенка.

Публікації. Основні результати дисертаційної роботи опубліковані в повному обсязі в 39 наукових працях, у тому числі: 1 монографія «Динаміка та енергетика руху багатоелементних машинно-тракторних агрегатів», 23 статті у спеціалізованих наукових виданнях України (з них 14 у виданнях, що включені до міжнародних наукометричних баз); 7 публікацій у закордонних виданнях; 5 тез у збірниках доповідей наукових конференцій, отримано 3 патенти.

Структура і обсяг роботи. Дисертація складається зі вступу, 6 розділів, висновків, списку використаних джерел і додатків. Повний обсяг дисертації складає 386 сторінок, у тому числі 24 додатка на 66 сторінках. Обсяг основного тексту дисертації становить 266 сторінок, 145 рисунків, 10 таблиць. Список використаних джерел нараховує 311 найменувань на 33 сторінках.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У **вступі** обґрунтовано актуальність теми дисертації, наведено зв'язок роботи із програмами, планами і темами НДР, сформульовано мету та завдання дослідження, відображено наукову новизну, практичне значення одержаних результатів та особистий внесок здобувача.

В **першому розділі** «Проблематика дослідження динаміки та оцінки енергоефективності багатоелементних сільськогосподарських агрегатів» проведено аналіз науково-технічної літератури за темою дисертації. Сформульовано сутність проблеми, яка наголошує, що тенденція створення комбінованих сільськогосподарських агрегатів, що суміщають технологічні операції викликає необхідність вирішення ряду наукових проблем прогнозування та розробки даних агрегатів із заданими функціональними показниками. Зазначено, що на ринку сільськогосподарської техніки України, в теперішній час, найбільш затребувані ґрунтообробно-посівні комбіновані агрегати, концепція створення яких потребує першочергової розробки.

Вагомий внесок у розвиток теорії та практики підвищення експлуатаційно-технологічної ефективності сільськогосподарських агрегатів здійснили Агеєв Л. Е., Василенко П. М., Кацигін В. В., Кіртбая Ю. К., Кравчук В. І., Ксєневич І. П., Кутьков Г. М., Лебедев А. Т., Медведєв М. І., Мельник В. І., Надикто В. Т., Погорілий Л. В. та ін. Функціональний аналіз комбінованих ґрунтообробно-посівних агрегатів вивчали Красовський В. С., Кушнар'єв А. С., Свирщевський Б. С. та ін.

Проведеним аналізом відомих робіт встановлено, що комбіновані сільськогосподарські агрегати потребують створення засобів та методів дослідження енергетичних витрат, які розроблено переважно для одноелементних машин. Відзначено, що проблема енергозбереження та оцінка енергоефективності сільськогосподарських агрегатів в аграрному секторі залишається актуальною на протязі багатьох років. Конструкції та схеми агрегування багатоелементних агрегатів потребують оцінки впливу структури на енергетичні витрати. Оцінку енергоефективності сільськогосподарських агрегатів наведено у роботах Козаченко О. В., Нікіфорова А. Н., Медведовського О. К., Пастухова В. І., Плаксіна А. М., Севернева М. М., Трепенєнкова І. І., Хафізова К. А., Fluck R. C., Gerriog S. та ін.

Встановлено, що досліджуючи динаміку комбінованих сільськогосподарських

агрегатів, як багатоеlementних (багатомасових) механічних систем, необхідно вирішувати наукову проблему динаміки при одночасному переміщенні по трьох декартових координатах з довільним поєднанням елементів системи. Дослідження динаміки даних систем потребує розробки методології формування рівнянь динаміки з урахуванням зміни структур та способів агрегування машин й агрегатів. Методології формування рівнянь динаміки машинно-тракторних агрегатів не можуть бути використані під час дослідження агрегатів зі змінними структурами, тому що не дозволяють змінювати математичну модель в залежності від схеми агрегування елементів багатоеlementних комбінованих агрегатів. Динаміку тракторів та сільськогосподарських агрегатів досліджували Авдєєв В. М., Адамчук В. В., Андрєєв Ю. М., Анілович В. Я., Артоболевський І. І., Артџомов М. П., Булгаков В. М., Кюрчев В. М., Подригало М. А., Рославцев А. В., Самородов В. Б., Werner R., Shabana A. A., Blundell M. та ін.

Пропозиції щодо використання вимірювальних систем для оцінки динаміки та енергозберігаючого функціонування сільськогосподарських агрегатів можна знайти у роботах Вантєсова Ю. А., Клеца Д. М., Коденко М. Н., Романова Ф. Ф., Serrano J. M., Mojtaba N. A, Salychev O. S. Зазначено, що використання сучасних вимірювальних систем зі значною кількістю напівпровідних датчиків дозволило обладнати трактори або сільськогосподарські агрегати бортовими засобами експлуатаційного контролю режимів роботи. Системи отримують інформацію про стан елементів агрегату та допомагають механізатору приймати рішення щодо покращення й ефективного керування машиною чи агрегатом. Проведеним аналізом встановлено, що для дослідження функціонування БСА не розроблено вимірювальну систему, що визначає динамічні показники більше як двох елементів агрегату.

В другому розділі «Методологія формування математичних моделей динаміки багатоеlementних сільськогосподарських агрегатів» сформовано методологію побудови математичних моделей динаміки БСА з довільною кількістю елементів, їх відносним розташуванням, жорстким та шарнірним з'єднанням, як системи твердих тіл з голономними й неголономними утримуючими зв'язками. Для підтвердження положень методології виконано математичне моделювання плоскопаралельного двохелементного агрегату. Обґрунтовано кінематичні зв'язки моделей елементів агрегату, тракторів класичної компоновки та з шарнірно-з'єднаною рамою, бункера та сівалки для математичних моделей плоскопаралельного та просторового руху.

Для дослідження процесів спільного руху двохелементного агрегату, прикладом якого може бути трактор з причіпним ґрунтообробним знаряддям, розглянуто його узагальнену модель.

В динамічній моделі плоскопаралельного руху трактора передня O_1 та задня навіски O_2 , розуміємо як точки приєднання (вузли 1 і

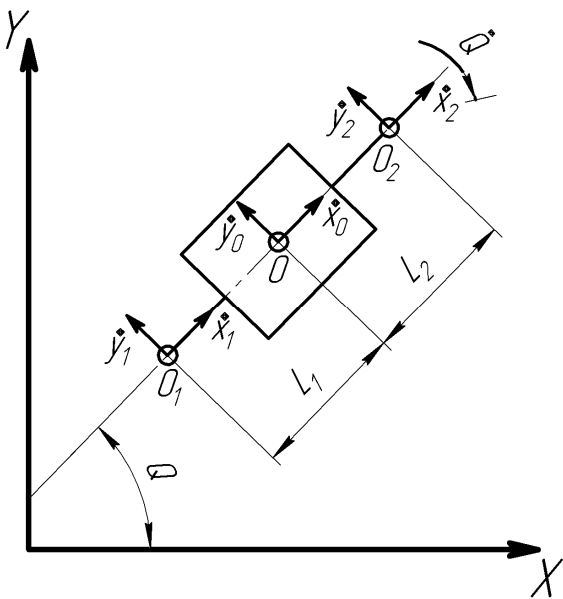


Рисунок 1 – Динамічна модель з передньою та задньою навісками

2) (рис. 1). Такі вузли знаходяться на відстані L_1 і L_2 від центру мас в напрямку поздовжньої осі. Відповідно до теореми про миттєвий центр швидкостей отримано, вирази швидкостей руху вузлів O_1 і O_2 :

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = \dot{x}_0, & \dot{x}_2 = \dot{x}_0, \\ \dot{y}_1 = \dot{y}_0 - \dot{Q} \cdot L_1, & \dot{y}_2 = \dot{y}_0 + \dot{Q} \cdot L_2, \end{cases} \quad (1)$$

де \dot{x}_0, \dot{y}_0 – швидкість центру мас трактора.

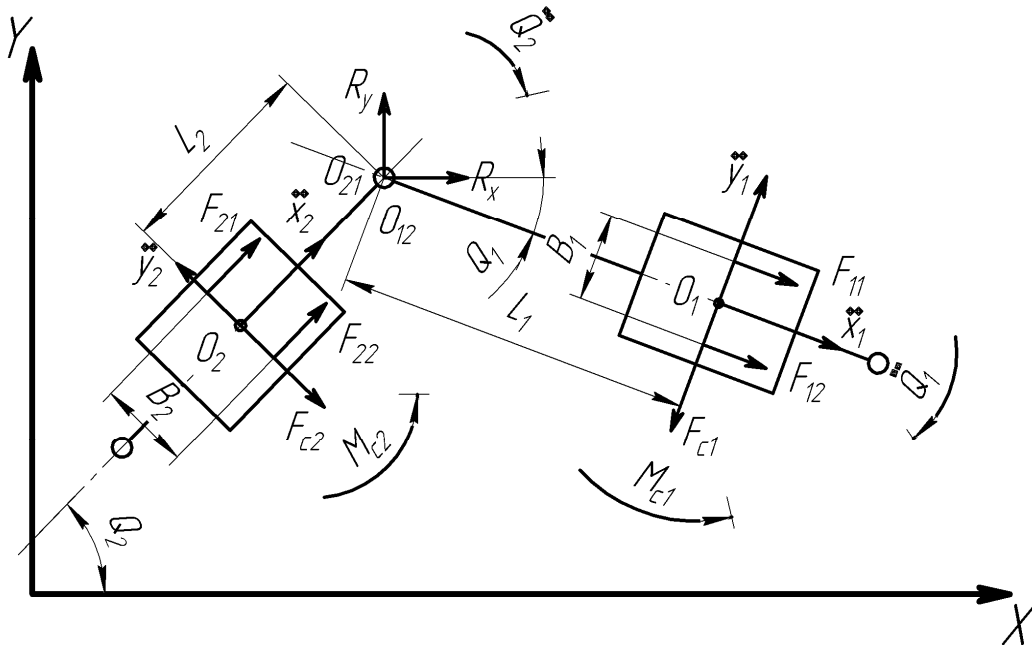
Для формування основних рівнянь зв'язків, виходячи з (1), визначено величини прискорень вузлів O_1 і O_2 у глобальній системі координат:

$$\begin{cases} \ddot{X}_1 = \ddot{X}_0 + \ddot{Q} \cdot L_1 \cdot \sin Q + \dot{Q}^2 \cdot L_1 \cos Q, & \ddot{X}_2 = \ddot{X}_0 - \ddot{Q} \cdot L_2 \cdot \sin Q - \dot{Q}^2 \cdot L_2 \cos Q, \\ \ddot{Y}_1 = \ddot{Y}_0 - \ddot{Q} \cdot L_1 \cdot \cos Q + \dot{Q}^2 \cdot L_1 \sin Q, & \ddot{Y}_2 = \ddot{Y}_0 + \ddot{Q} \cdot L_2 \cdot \cos Q + \dot{Q}^2 \cdot L_2 \sin Q, \end{cases} \quad (2)$$

де \ddot{X}_0, \ddot{Y}_0 – прискорення центру мас трактора у глобальній системі координат:

$$\begin{cases} \ddot{X}_0 = \ddot{x}_0 \cdot \cos Q + \ddot{y}_0 \cdot \sin Q - \dot{x}_0 \dot{Q} \sin Q + \dot{y}_0 \dot{Q} \cos Q, \\ \ddot{Y}_0 = \ddot{x}_0 \cdot \sin Q - \ddot{y}_0 \cdot \cos Q + \dot{x}_0 \dot{Q} \cos Q + \dot{y}_0 \dot{Q} \sin Q. \end{cases} \quad (3)$$

Складено динамічну модель двохелементного агрегату, що складається з трактора та сільськогосподарської машини для випадку плоско-паралельного руху (рис. 2).



F_{ij} – тягові зусилля на тракторі та машині; i – номер машини, j – індекс борту; M_{ci} – момент опору повороту; F_{ci} – сила опору бічному зсуву; R_x, R_y – проекції вектору реактивної сили, що діє в зчпному пристрої, на осі X, Y ; O_1, O_2 – центри мас першого та другого модуля; O_{12} – задня точка з'єднання першого модуля; O_{21} – передня точка з'єднання другого модуля; B_1, B_2 – колісна база першого та другого елемента

Рисунок 2 – Динамічна модель двохелементного агрегату

Система рівнянь плоскопаралельного руху трактора та сільськогосподарської

машини має вигляд:

$$\begin{cases} m_i \cdot \ddot{x}_i + R_x \cdot \sin Q_i + R_y \cdot \cos Q_i = F_{xi}; \\ m_i \cdot \ddot{y}_i + R_x \cdot \cos Q_i - R_y \sin Q_i = F_{yi}; \\ I_i \ddot{Q}_i \pm R_x L_i \cos Q_i \mp R_y L_i \sin Q_i = M_{Qi}, \end{cases} \quad (4)$$

де m_i – маса першої машини; F_{xi} – узагальнена сила, що діє на i -ту машину в по-
здовжньому напрямку; F_{yi} – узагальнена сила, що діє на i -ту машину в поперечному
напрямку; M_{Qi} – узагальнений момент i -ї машини; L_i – відстань від центра мас до
точки з'єднання елементів.

У процесі взаємодії трактора з машиною у місці зчеплення виникають реактивні си-
ли рівні по модулю та протилежні за напрямом, переданому зчіпкою, зусиллю. В якості
рівнянь зв'язків (кінематичних та силових) використано рівність проекцій лінійних прис-
корень на осі X і Y та проекції реактивних сил:

$$\begin{cases} \ddot{X}_{12} = \ddot{X}_{21}; \\ \ddot{Y}_{12} = \ddot{Y}_{21}, \end{cases} \begin{cases} R_{1x} = -R_{2x}; \\ R_{1y} = -R_{2y}, \end{cases} \quad (5)$$

де \ddot{X}_{ij} – прискорення i -го вузла j -ї машини в напрямку осі X ; \ddot{Y}_{ij} – прискорення i -
го вузла j -ї машини в напрямку осі Y ; R_{jx} , R_{jy} – проекції реактивних сил на осі глоба-
льної системи координат j -ї машини.

Вирішуючи спільно рівняння (4) і рівняння зв'язків (5) одержано систему дифере-
нціальних рівнянь руху двохелементного агрегату:

$$\begin{cases} m_1 \cdot \ddot{x}_1 + R_x \cdot \sin Q_1 + R_y \cdot \cos Q_1 = F_{x1}; \\ m_1 \cdot \ddot{y}_1 + R_x \cdot \cos Q_1 - R_y \sin Q_1 = F_{y1}; \\ I_1 \ddot{Q}_1 + R_x L_1 \cos Q_1 - R_y L_1 \sin Q_1 = M_{Q1}; \\ m_2 \cdot \ddot{x}_2 + R_x \cdot \sin Q_2 + R_y \cdot \cos Q_2 = F_{x2}; \\ m_2 \cdot \ddot{y}_2 + R_x \cdot \cos Q_2 - R_y \sin Q_2 = F_{y2}; \\ I_2 \ddot{Q}_2 - R_x L_2 \cos Q_2 + R_y L_2 \sin Q_2 = M_{Q2}; \\ \ddot{x}_1 \cdot \cos Q_1 + \ddot{y}_1 \cdot \sin Q_1 - \dot{x}_1 \dot{Q}_1 \sin Q_1 + \dot{y}_1 \dot{Q}_1 \cos Q_1 + \ddot{Q}_1 \cdot L_1 \cdot \\ \cdot \sin Q_1 + \dot{Q}_1^2 \cdot L_1 \cos Q_1 - \ddot{x}_2 \cdot \cos Q_2 - \ddot{y}_2 \cdot \sin Q_2 + \dot{x}_2 \dot{Q}_2 \cdot \\ \cdot \sin Q_2 - \dot{y}_2 \dot{Q}_2 \cos Q_2 + \ddot{Q}_2 \cdot L_2 \cdot \sin Q_2 + \dot{Q}_2^2 \cdot L_2 \cos Q_2 = 0; \\ \ddot{x}_1 \cdot \sin Q_1 - \ddot{y}_1 \cdot \cos Q_1 + \dot{x}_1 \dot{Q}_1 \cos Q_1 + \dot{y}_1 \dot{Q}_1 \sin Q_1 - \ddot{Q}_1 \cdot L_1 \cdot \\ \cdot \cos Q_1 + \dot{Q}_1^2 \cdot L_1 \sin Q_1 - \ddot{x}_2 \cdot \sin Q_2 + \ddot{y}_2 \cdot \cos Q_2 - \dot{x}_2 \dot{Q}_2 \cdot \\ \cdot \cos Q_2 - \dot{y}_2 \dot{Q}_2 \sin Q_2 - \ddot{Q}_2 \cdot L_2 \cdot \cos Q_2 + \dot{Q}_2^2 \cdot L_2 \sin Q_2 = 0. \end{cases} \quad (6)$$

У результаті розв'язку (6) одержано рішення:

$$\vec{D} = [\ddot{x}_1 \quad \ddot{y}_1 \quad \ddot{Q}_1 \quad \ddot{x}_2 \quad \ddot{y}_2 \quad \ddot{Q}_2 \quad R_x \quad R_y]^T. \quad (7)$$

Інтегруючи величини прискорень енергетичного та технологічного модулів і

підставивши у вираз (2) значення лінійних швидкостей і курсового кута, одержано швидкості руху першої та другої машини у глобальній системі координат. Наступним інтегруванням одержано переміщення та координати на місцевості.

Розглянуто інші два випадки з'єднання трактора з машиною. Кінематичними зв'язками жорсткого з'єднання двох динамічних моделей є рівність проекції прискорень точок з'єднання D^I і D^{II} на глобальну систему координат $\ddot{x}^I, \ddot{y}^I, \ddot{z}^I, \ddot{x}^{II}, \ddot{y}^{II}, \ddot{z}^{II}$ та рівність швидкостей обертання $\dot{\alpha}^I, \dot{\beta}^I, \dot{\gamma}^I, \dot{\alpha}^{II}, \dot{\beta}^{II}, \dot{\gamma}^{II}$. Верхнім індексом позначений номер машини I – перший елемент (трактор) та II – другий елемент (сільськогосподарська машина); D^I – (точка на навісці) місце з'єднання трактора з сільськогосподарською машиною; D^{II} – (точка на навісці) місце з'єднання сільськогосподарської машини з трактором. Система кінематичних та силових реакцій зв'язків для жорсткого з'єднання має вигляд:

$$\begin{cases} \ddot{x}_{D^I}^I = \ddot{x}_{D^{II}}^{II}; & \dot{\alpha}_{D^I}^I = \dot{\alpha}_{D^{II}}^{II}; & \begin{cases} R_x^I = R_x^{II}; \\ R_y^I = R_y^{II}; \\ R_z^I = R_z^{II}; \end{cases} & \begin{cases} M_\alpha^I = M_\alpha^{II}; \\ M_\beta^I = M_\beta^{II}; \\ M_\gamma^I = M_\gamma^{II}; \end{cases} \end{cases} \quad (8)$$

де $\ddot{x}_{D^I}^I, \ddot{y}_{D^I}^I, \ddot{z}_{D^I}^I, \ddot{x}_{D^{II}}^{II}, \ddot{y}_{D^{II}}^{II}, \ddot{z}_{D^{II}}^{II}$ – проекції прискорень т. D^I та D^{II} на глобальну систему координат; $\dot{\alpha}_{D^I}^I, \dot{\beta}_{D^I}^I, \dot{\gamma}_{D^I}^I, \dot{\alpha}_{D^{II}}^{II}, \dot{\beta}_{D^{II}}^{II}, \dot{\gamma}_{D^{II}}^{II}$ – кутові швидкості обертання точок з'єднання; $M_\alpha^I, M_\beta^I, M_\gamma^I, M_\alpha^{II}, M_\beta^{II}, M_\gamma^{II}$ – моменти, що діють навколо проекцій реакцій зв'язку на глобальну систему координат в місці з'єднання моделей; $R_x^I, R_y^I, R_z^I, R_x^{II}, R_y^{II}, R_z^{II}$ – проекції сил, що діють в місці з'єднання моделей.

Система кінематичних та силових зв'язків для з'єднання типу шарнір має вигляд:

$$\begin{cases} \ddot{x}_{D^I}^I = \ddot{x}_{D^{II}}^{II}; \\ \ddot{y}_{D^I}^I = \ddot{y}_{D^{II}}^{II}; \\ \ddot{z}_{D^I}^I = \ddot{z}_{D^{II}}^{II}; \end{cases} \begin{cases} R_x^I = R_x^{II}; \\ R_y^I = R_y^{II}; \\ R_z^I = R_z^{II}. \end{cases} \quad (9)$$

Обґрунтовано, що математична модель для дослідження динаміки функціонування багатоелементного сільськогосподарського агрегату з кількістю елементів n складається з системи диференційних рівнянь (4), кількість яких дорівнює кількості елементів, рівнянь кінематичних зв'язків (8) при жорсткому з'єднанні між елементами або (9) для з'єднання типу шарнір. Кількість елементів та з'єднань між ними може буди довільною. Рішенням такої системи є вектор (6) з відповідною кількістю параметрів.

Складено динамічну модель трактора класичної компоновки (рис. 3), де використано такі позначення: $XOYZ$ – глобальна система координат; $xoyz$ – зв'язана система координат; т. o – центр мас; т. O – центр глобальної системи координат; α, β, γ – кути повороту навколо відповідних осей x, y, z ; m – маса; J_x, J_y, J_z – приведені моменти інерції щодо відповідних осей; v – поступальна швидкість руху; Dhf, Dhr – переднє та заднє місця навішення (приєднання) технологічного обладнання, сільськогосподарських машин; l – база (відстань між передніми та задніми колесами);

l_1 – відстані від центру мас до осі передніх коліс; l_2 – відстані від центру мас до осі задніх коліс; b_1 – колія передніх коліс; b_2 – колія задніх коліс; hfa_z , hra_z – відстань від центру мас до осі передніх і задніх коліс по осі z ; hf_x , hf_y , hf_z – відстань від центру мас до передньої точки навіски Dhf ; hr_x , hr_y , hr_z – відстань від центру мас до задньої точки навіски Dhr ; r_{11} , r_{12} , r_{21} , r_{22} – радіус переднього лівого, переднього правого, заднього лівого, заднього правого коліс; P_{k11} , P_{k12} , P_{k21} , P_{k22} – дотична сила тяги на передньому лівому, передньому правому, задньому лівому, задньому правому колесах;

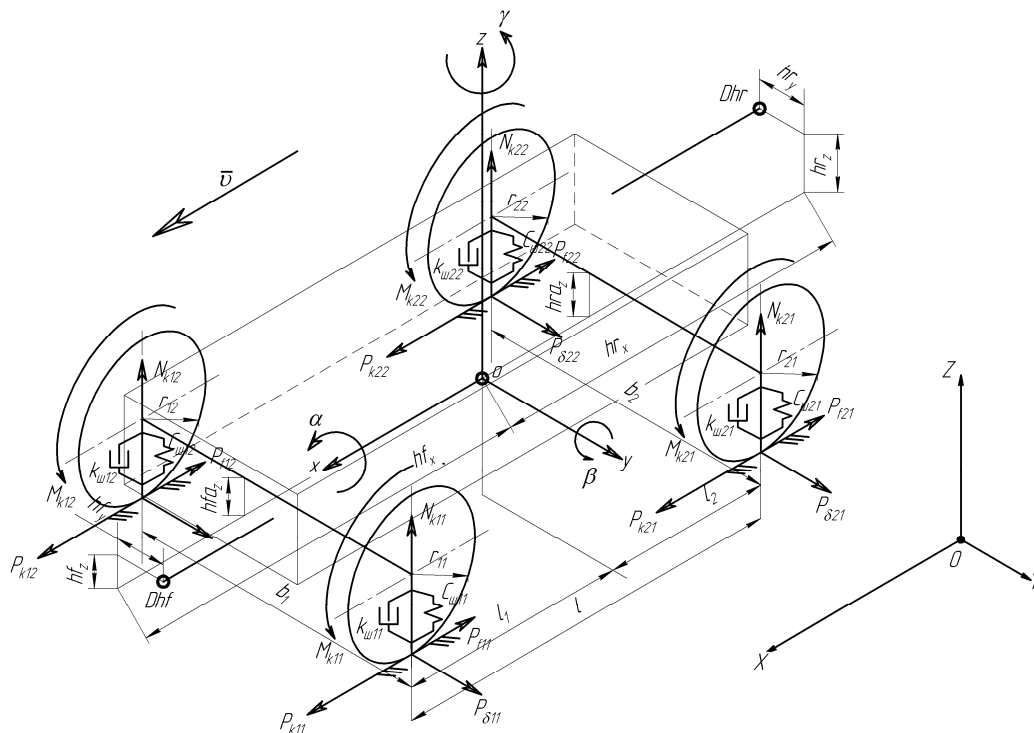


Рисунок 3 – Динамічна модель трактора класичної компоновки

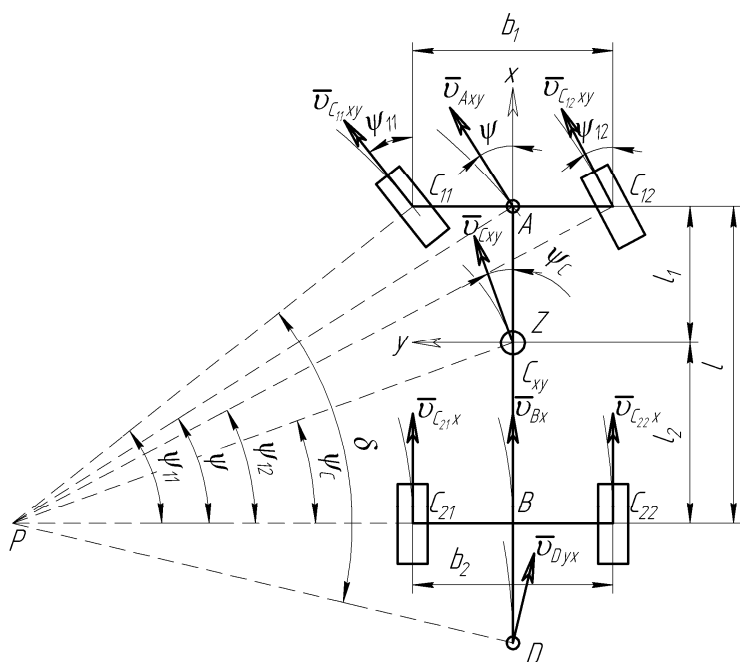


Рисунок 4 – Схема швидкостей точок трактора у площині рами

P_{f11} , P_{f12} , P_{f21} , P_{f22} , – сила опору ко-
ченню 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; N_{k11} ,
 N_{k12} , N_{k21} , N_{k22} – нормальна сила ре-
акції на передньому лівому, перед-
ньому правому, задньому лівому, за-
дньому правому колесах; 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; M_{k11} , M_{k12} , M_{k21} , M_{k22} – крутний момент на передньому лівому, передньому правому, задньому лівому, задньому правому колесах. Позначення наведені вище підходять до динамічної моделі бункера та сівалки. Верхній індекс, що набуває значень Т, Б, С, вказує на належність параметру моделі до трактора, бункера або сівалки.

Складено схему швидкостей точок рами трактора (рис. 4). Керуючим впливом на агрегат обрано кут повороту керованих коліс ψ . Визначено проекції швидкостей характерних точок рами на пов'язану з нею площину C_{xy} і проекцію кутової швидкості рами на перпендикулярну їй ось C_z через проекцію швидкості т. В на площину C_{xy} :

$$v_{Bx} = v_{Axy} \cos \psi, \quad (10)$$

звідки:

$$v_{Axy} = \frac{v_{Bx}}{\cos \psi}. \quad (11)$$

Кут ψ досить гострий, тому формула (11) не вироджується. Кут ψ_C для проекції швидкості центру мас визначено:

$$\operatorname{tg} \psi_C = \frac{BC}{PB} = \frac{BC}{l} \frac{l}{PB} = \lambda \operatorname{tg} \psi, \quad (12)$$

де $\lambda = \frac{BC}{l} = \frac{l_2}{l}$, відповідно швидкість т. С в площині xy :

$$v_{Cxy} = v_{Bx} \frac{1}{\sqrt{1 + \lambda^2 \operatorname{tg}^2 \psi}}. \quad (13)$$

Аналогічно визначено швидкості точок $v_{C_{21x}}$, $v_{C_{22x}}$, $v_{C_{11xy}}$:

$$v_{C_{21x}} = v_{Bx}(1 - \mu \operatorname{tg} \psi); v_{C_{22x}} = v_{Bx}(1 + \mu \operatorname{tg} \psi); v_{C_{11xy}} = v_{C_{21xy}} \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \psi_{11}}, \quad (14)$$

де $\mu = 0,5 \frac{b}{l}$, та швидкості точок $v_{C_{11xy}}$, $v_{C_{12xy}}$:

$$v_{C_{11xy}} = v_{Bx} \sqrt{\operatorname{tg}^2 \psi + (1 - \mu \operatorname{tg} \psi)^2}; v_{C_{12xy}} = v_{Bx} \sqrt{\operatorname{tg}^2 \psi + (1 + \mu \operatorname{tg} \psi)^2}. \quad (15)$$

Кутова швидкість повороту трактора в площині рами:

$$\omega_z = \frac{v_{Bx}}{PB} = \frac{v_{Bx}}{l} \frac{l}{PB} = \frac{v_{Bx} \operatorname{tg} \psi}{l}. \quad (16)$$

В якості незалежних швидкостей трактора обрано псевдошвидкості v_{Bx} , v_{Bz} ($v_{By} \equiv 0$), і ω_x , ω_y , (ω_z визначено з (16)).

Кінематичний вираз для швидкості т. В має вид:

$$\vec{v}_B^{3B} = \vec{v}_C^{3B} + \vec{\omega}^{3B} \times \overrightarrow{CB}^{3B} = \mathbf{S}_{a6c}^{3B} \cdot \begin{bmatrix} \dot{X} \\ \dot{Y} \\ \dot{Z} \end{bmatrix} + \begin{vmatrix} \vec{i} & \vec{j} & \vec{k} \\ \omega_x & \omega_y & \omega_z \\ -l_2 & 0 & -h \end{vmatrix} = \mathbf{S}_{a6c}^{3B} \cdot \begin{bmatrix} \dot{X} \\ \dot{Y} \\ \dot{Z} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -\omega_y h \\ \omega_x h - \omega_z l_2 \\ \omega_z l_2 \end{bmatrix}, \quad (17)$$

де \mathbf{S}_{a6c}^{3B} – матриця переходу від абсолютної до зв'язаної системи координат трактора (великими літерами позначені: C – \cos , S – \sin , відповідно, до кутів, позначених нижнім індексом):

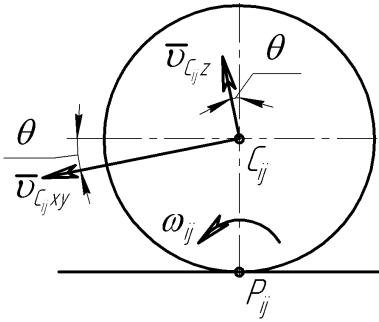
$$\mathbf{S}_{\text{abc}}^{3\text{B}} = \begin{bmatrix} t_{11} & t_{12} & t_{13} \\ t_{12} & t_{22} & t_{23} \\ t_{31} & t_{23} & t_{33} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} C_\beta C_\gamma + S_\alpha S_\beta S_\gamma & C_\alpha S_\gamma & -S_\beta C_\gamma + S_\alpha C_\beta S_\gamma \\ S_\alpha S_\beta C_\gamma - C_\beta S_\gamma & C_\alpha C_\gamma & S_\alpha C_\beta C_\gamma + S_\beta S_\gamma \\ C_\alpha S_\beta & -S_\alpha & C_\alpha C_\beta \end{bmatrix}, \quad (18)$$

Одержано 3 рівняння псевдошвидкостей, що зв'язують 7 швидкостей ($v_{By} \equiv 0$):

$$\begin{aligned} v_{Bx} &= t_{11}\dot{X} + t_{12}\dot{Y} + t_{13}\dot{Z} - h\omega_y; \\ \omega_x &= \frac{\lambda t_{11} \text{tg} \psi - t_{21}}{h} \dot{X} + \frac{\lambda t_{12} \text{tg} \psi - t_{22}}{h} \dot{Y} + \frac{\lambda t_{13} \text{tg} \psi - t_{23}}{h} \dot{Z} - \lambda \text{tg} \psi \omega_y; \\ v_{Bz} &= t_{31}\dot{X} + t_{32}\dot{Y} + t_{33}\dot{Z} - l_2 \omega_y. \end{aligned} \quad (19)$$

Встановлено, що без урахування неголономних зв'язків рама трактора має, як тверде тіло, 6 ступенів свободи та 6 незалежних швидкостей - $\dot{X}, \dot{Y}, \dot{Z}, \omega_x, \omega_y, \omega_z$. Урахування заданості кута ψ та неголономного зв'язку - миттєвого центру швидкостей у площині C_{xy} обмежує кількість незалежних швидкостей до 4 - $\dot{X}, \dot{Y}, \dot{Z}, \omega_y$. Швидкості будь-яких точок і дві складові кутової швидкості визначено за формулами (10)–(17), (19).

Колеса підвищують число ступенів свободи на 4. Кутові швидкості обертання коліс виражено через проекції швидкостей точок $C_{11}, C_{12}, C_{21}, C_{22}$ на площину C_{xy} .



Визначено, що модуль складової швидкості центру колеса $\vec{v}_{C_{ij}z}$, який перпендикулярний до площини рами, в умовах реальної експлуатації, досить малий (рис. 5). Також малі швидкості центру колеса $\vec{v}_{C_{ij}xy}$ в площині рами. Крім того, маленьким буде й кут θ - кут між нормаллю до площини рами та вертикаллю, тобто кут між площиною рами та горизонтальною площиною. Кутова швидкість колеса з врахованим припущенням має вигляд:

Рисунок 5 – Схема до визначення кутової швидкості колеса

$$\omega_{ij} = \frac{v_{C_{ij}xy}}{Z_{C_{ij}}}, \quad (20)$$

де $Z_{C_{ij}}$ - апліката центру колеса в абсолютній системі координат.

Швидкість шарніра т. D (рис. 3, 4) у місці з'єднання трактора з сільськогосподарською машиною визначено, як вектор швидкості т. D в абсолютній системі координат:

$$\vec{v}_D^{\text{T.abc}} = \vec{v}_C^{\text{abc}} + \vec{\omega}^{\text{abc}} \times \overrightarrow{CD}^{\text{abc}} = \begin{bmatrix} \dot{X} \\ \dot{Y} \\ \dot{Z} \end{bmatrix} + \mathbf{S}_{3\text{B}}^{\text{abc}} \begin{vmatrix} \vec{i} & \vec{j} & \vec{k} \\ \omega_x & \omega_y & \omega_z \\ hr_x & hr_y & hr_z \end{vmatrix}, \quad (21)$$

де $\mathbf{S}_{3\text{B}}^{\text{abc}} = \mathbf{S}'_{\text{abc}}^{3\text{B}}$ - транспонована матриця з (18); hr_x, hr_y, hr_z - відстані центра мас до т. D , місця приєднання сільськогосподарської машини (див. рис. 3).

Динамічні моделі бункера для посівного матеріалу та сівалки узагальнено моделлю (рис. 6), де використано позначення відповідні до рис. 3.

Складено схему швидкостей точок узагальненої моделі бункера та сівалки у площині рами (рис. 7) у відповідності до схеми швидкостей точок трактора (рис. 4).

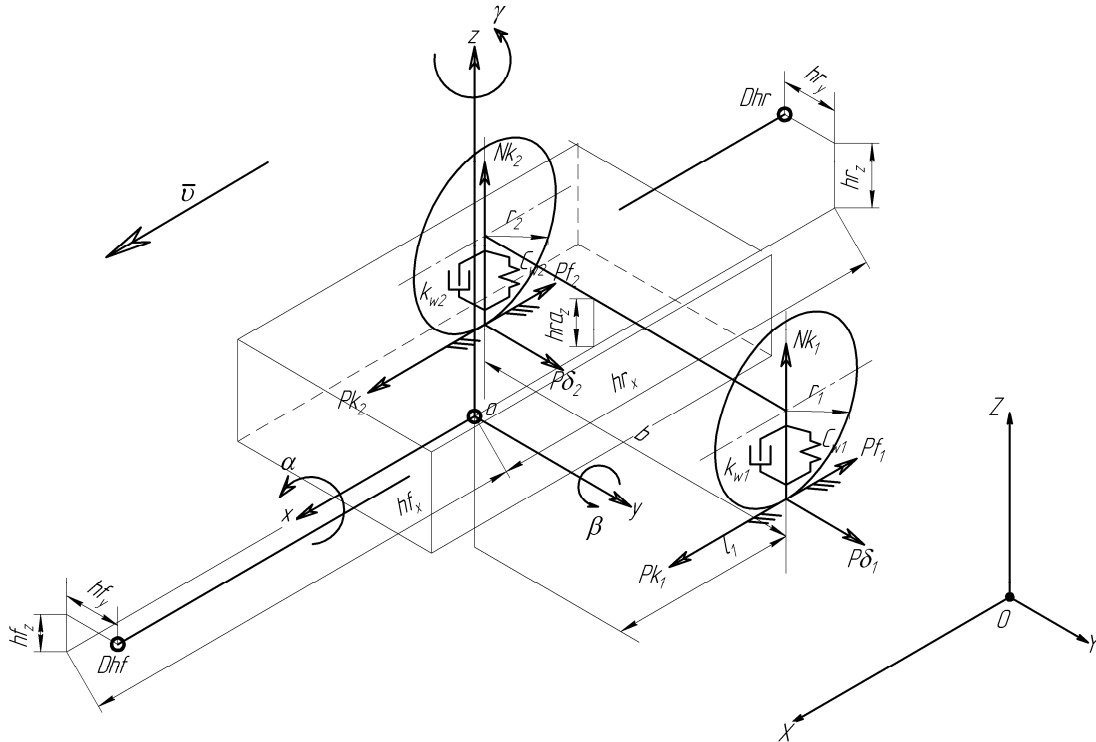


Рисунок 6 – Динамічна модель бункера для посівного матеріала та сівалки

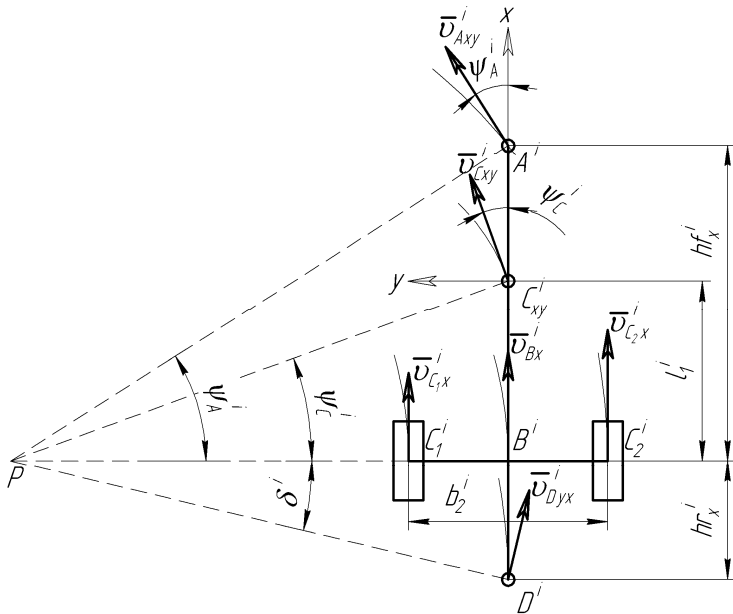


Рисунок 7 – Схема швидкостей точок бункера та сівалки у площині рами

Кутами $\alpha^B, \beta^B, \gamma^B, \alpha^C, \beta^C, \gamma^C$ задано орієнтацію осей зв'язаної системи координат бункера та сівалки щодо абсолютної системи координат. Так як бункер та сівалка мають шарнірне з'єднання, то визначено, що динамічні моделі трактора та бункера мають зв'язок у т. D трактора та т. A бункера у вигляді вектору швидкостей:

$$\vec{v}_A^B = \begin{bmatrix} v_{Ax}^B & v_{Ay}^B & v_{Az}^B \end{bmatrix}^T = \mathbf{S}_{abc}^{B.zv} \vec{v}_D^{T.abc}, \quad (22)$$

Відповідно, т. D бункера зв'язана з т. A сівалки вектором:

$$\vec{v}_A^C = \begin{bmatrix} v_{Ax}^C & v_{Ay}^C & v_{Az}^C \end{bmatrix}^T = \mathbf{S}_{abc}^{C.zv} \vec{v}_D^{B.abc}, \quad (23)$$

$$\text{де } \mathbf{S}_{abc}^{i.zv} = \begin{bmatrix} t_{11}^i & t_{12}^i & t_{13}^i \\ t_{21}^i & t_{22}^i & t_{23}^i \\ t_{31}^i & t_{32}^i & t_{33}^i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} C_{\beta^i} C_{\gamma^i} + S_{\alpha^i} S_{\beta^i} S_{\gamma^i} & C_{\alpha^i} S_{\gamma^i} & -S_{\beta^i} C_{\gamma^i} + S_{\alpha^i} C_{\beta^i} S_{\gamma^i} \\ S_{\alpha^i} S_{\beta^i} C_{\gamma^i} - C_{\beta^i} S_{\gamma^i} & C_{\alpha^i} C_{\gamma^i} & S_{\alpha^i} C_{\beta^i} C_{\gamma^i} + S_{\beta^i} S_{\gamma^i} \\ C_{\alpha^i} S_{\beta^i} & -S_{\alpha^i} & C_{\alpha^i} C_{\beta^i} \end{bmatrix}.$$

Верхнім індексом i позначено відповідність формул для B – бункера та C – сівалки.

Кути повороту бункера та сівалки, швидкості точок $v_{C_{31}}^i, v_{C_{32}}^i$ та геометричний па-

раметр μ^i визначено:

$$\psi^i = \operatorname{arctg} \frac{v_{Ay}^i}{v_{Ax}^i}; \quad (24)$$

$$\omega_z^i = \frac{v_{Axy}^i}{A^B P^B} = \frac{v_{Axy}^i}{A^i P^i} \frac{A^i B^i}{A^i B^i} = \frac{v_{Axy}^i \sin \psi^i}{A^i B^i} = \frac{v_{Ay}^i}{A^i B^i}; \quad (25)$$

$$v_{C_1x}^i = v_{Ax}^i - \mu^i v_{Ay}^i; \quad v_{C_2x}^i = v_{Ax}^i + \mu^i v_{Ay}^i; \quad \mu^i = 0,5 \frac{b^i}{A^i B^i}. \quad (26)$$

З виразу (26), з урахуванням того, що $\omega_z^i = \dot{\gamma}^i - \dot{\beta}^i \sin \alpha^i$, отримано:

$$\dot{\gamma}^i = \frac{v_{Ay}^i}{A^i B^i} + \dot{\beta}^i \sin \alpha^i. \quad (27)$$

Рівняння руху бункера та сівалки в абсолютній системі координат мають вигляд:

$$\begin{aligned} \dot{X}^i &= v_{Ax}^i + \omega_z^i (t_{11}^i h_{ry}^i - t_{21}^i h_{rx}^i) - t_{11}^i \omega_y^i h_{rz}^i + t_{21}^i \omega_x^i h_{rz}^i + t_{31}^i (\omega_y^i h_{rx}^i - \omega_x^i h_{ry}^i), \\ \dot{Y}^i &= v_{Ay}^i + \omega_z^i (t_{12}^i h_{ry}^i - t_{22}^i h_{rx}^i) - t_{12}^i \omega_y^i h_{rz}^i + t_{22}^i \omega_x^i h_{rz}^i + t_{32}^i (\omega_y^i h_{rx}^i - \omega_x^i h_{ry}^i), \\ \dot{Z}^i &= v_{Az}^i + \omega_z^i (t_{13}^i h_{ry}^i - t_{23}^i h_{rx}^i) - t_{13}^i \omega_y^i h_{rz}^i + t_{23}^i \omega_x^i h_{rz}^i + t_{33}^i (\omega_y^i h_{rx}^i - \omega_x^i h_{ry}^i). \end{aligned} \quad (28)$$

Встановлено, що бункер або сівалка мають 2 ступені свободи кожен – поворот навколо т. A^i на кути α^i і β^i . Кінематичні зв'язки (10)–(28) швидкостей точок динамічних моделей трактора, бункера та сівалки не вироджуються при $\psi = 0$ (при прямолінійному русі БСА) й можуть описувати довільну взаємну послідовність розташування елементів.

В аналітичній механіці, геометричні та кінематичні властивості моделі описуються як узагальненими координатами й узагальненими швидкостями ($\mathbf{q} = \{q_1, q_2, \dots, q_s\}$, $\dot{\mathbf{q}} = \{\dot{q}_1, \dot{q}_2, \dots, \dot{q}_s\}$), так і узагальненими координатами та псевдошвидкостями ($\mathbf{q} = \{q_1, q_2, \dots, q_s\}$, $\dot{\boldsymbol{\pi}} = \{\dot{\pi}_1, \dot{\pi}_2, \dots, \dot{\pi}_m\}$). У першому випадку рівняння лінійних неголономних зв'язків представлено через узагальнені координати та узагальнені швидкості у вигляді $\mathbf{A}(\mathbf{q}, t)\dot{\mathbf{q}} + \boldsymbol{\alpha}(\mathbf{q}, t) = 0$ і вирішуються щодо залежних узагальнених швидкостей $\dot{\mathbf{q}}_1$ через незалежні $\dot{\mathbf{q}}_2$:

$$\dot{\mathbf{q}}_1 = \mathbf{B}(\mathbf{q}, t)\dot{\mathbf{q}}_2 + \boldsymbol{\beta}(\mathbf{q}, t). \quad (29)$$

Причому швидкості $\dot{\mathbf{q}}_1$ і $\dot{\mathbf{q}}_2$ є двома частинами списку узагальнених швидкостей $\dot{\mathbf{q}} = \{\dot{\mathbf{q}}_1, \dot{\mathbf{q}}_2\}$ розмірністю m й $s - m$ відповідно. Для узагальнення результату приймемо інший вектор $\dot{\boldsymbol{\pi}}$ за вектор псевдошвидкостей $\dot{\boldsymbol{\pi}} = \dot{\mathbf{q}}_2$:

$$\dot{\mathbf{q}} = \begin{bmatrix} \dot{\mathbf{q}}_1 \\ \dot{\mathbf{q}}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{B}\dot{\mathbf{q}}_2 + \boldsymbol{\beta} \\ \dot{\mathbf{q}}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{B} \\ \mathbf{E} \end{bmatrix} \dot{\mathbf{q}}_2 + \begin{bmatrix} \boldsymbol{\beta} \\ 0 \end{bmatrix} = \mathbf{G}(\mathbf{q}, t)\dot{\mathbf{q}}_2 + \boldsymbol{\gamma}(\mathbf{q}, t) = \mathbf{G}\dot{\boldsymbol{\pi}} + \boldsymbol{\gamma}. \quad (30)$$

Рівняння динаміки для плоских моделей неголономних систем у векторно-матричному запису мають вигляд:

$$\mathbf{U} = \tilde{\mathbf{W}}_J^T [\mathbf{J}] \ddot{\boldsymbol{\alpha}} - \tilde{\mathbf{W}}_P^T \mathbf{P} = 0, \quad (31)$$

де $[\mathbf{J}]$ – діагональна матриця характеристик інерційних елементів – мас і осьових моментів інерції тіл; \mathbf{P} – вектор-матриця характеристик силових елементів – проєкцій векторів сил і моментів пара; $\boldsymbol{\alpha}$ – вектор-матриця координат інерційних елементів;

ρ - вектор-матриця координат силових елементів механічної моделі, $\tilde{\mathbf{W}}_J = \begin{bmatrix} \partial \dot{\mathbf{a}} \\ \partial \dot{\boldsymbol{\pi}} \end{bmatrix}$,

$\tilde{\mathbf{W}}_P = \begin{bmatrix} \partial \dot{\boldsymbol{\pi}} \\ \partial \dot{\boldsymbol{\pi}} \end{bmatrix}$ - структурні матриці інерційних і силових елементів, обумовлені через за-

значені координати за нижче наведеною методикою.

Для механічної системи із просторовим рухом ланок, рівняння динаміки має вигляд:

$$\mathbf{U} = \sum_{i=1}^n \left\{ \tilde{\mathbf{W}}_{C_i}^T m_i \vec{a}_{C_i} + \tilde{\mathbf{W}}_{\omega_i}^T \left([\tilde{\mathbf{J}}_i] \cdot \vec{\varepsilon}_i + \vec{\omega}_i \times [\tilde{\mathbf{J}}_i] \cdot \vec{\omega}_i \right) \right\} - \tilde{\mathbf{W}}_P^T \mathbf{P} = 0, \quad (32)$$

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 центру 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 наведені нижче.

Матриця \mathbf{G} у транспонованому вигляді у рівняннях (30) та (32) є загальним співмножником. У випадку просторового руху одержано рівняння у вигляді:

$$\mathbf{G}^T \left(\sum_{i=1}^n \left\{ \mathbf{W}_{C_i}^{uT} m_i \vec{a}_{C_i} + \mathbf{W}_{\omega_i}^{uT} \left([\tilde{\mathbf{J}}_i^{(i)}] \cdot \vec{\varepsilon}_i^{(i)} + \vec{\omega}_i^{(i)} \times [\tilde{\mathbf{J}}_i^{(i)}] \cdot \vec{\omega}_i^{(i)} \right) \right\} - \mathbf{W}_P^T \mathbf{P} \right) = 0. \quad (33)$$

Рівняння динаміки неголономної системи одержано лінійною комбінацією рівнянь динаміки голономної системи з коефіцієнтами, взятими з лінійної форми, що виражає узагальнені швидкості через незалежні узагальнені швидкості (псевдошвидкості). Одержані рівняння - це векторно-матрична форма відомих в аналітичній механіці «рівнянь неголономних систем з виключеними залежними швидкостями».

Для чисельного інтегрування системи загальних диференціальних рівнянь (СЗДР) перетворено до нормальної форми Коші в узагальнених координатах або псевдокоординатах. Для голономних систем вводяться вектори узагальнених прискорень і швидкостей – $\mathbf{w} = \dot{\mathbf{v}} = \ddot{\mathbf{q}}$, $\mathbf{v} = \dot{\mathbf{q}}$ і переписано рівняння (32) або (33) у вигляді:

$$\mathbf{M} \mathbf{w} = \mathbf{F}, \quad (34)$$

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

матриця узагальнених сил системи за винятком доданків з інерційних членів лівої частини (33) або (34), що не містять узагальнених прискорень, яку одержано, підставивши в аналітичні вирази рівнянь руху рівні нулю псевдоприскорення й взявши результат зі зворотним знаком, тобто:

$$\mathbf{F} = -\mathbf{U} \Big|_{\ddot{\boldsymbol{\pi}}=0}.$$

Вирішенням системи (34) щодо узагальнених прискорень – $\mathbf{w} = \mathbf{M}^{-1} \mathbf{F}$, отримано СЗДР у формі Коші:

$$\begin{cases} \dot{\mathbf{q}} = \mathbf{v} \\ \dot{\mathbf{v}} = \mathbf{M}^{-1} \mathbf{F} \end{cases} \quad (35)$$

Для систем, що описуються у псевдокоординатах (в узагальнених координатах і псевдошвидкостях), а також для неголономних систем, форму Коші одержано у вигляді:

$$\begin{cases} \dot{\mathbf{q}} = \mathbf{G}\mathbf{v} + \mathbf{g} \\ \dot{\mathbf{v}} = \mathbf{M}^{-1}\mathbf{F} \end{cases} \quad (36)$$

Перше рівняння (36), при $\mathbf{v} = \dot{\boldsymbol{\pi}}$, являється рівнянням залежних узагальнених швидкостей виражених через псевдошвидкості (30).

Початковими умовами для системи (36) є значення узагальнених координат і незалежних узагальнених швидкостей (псевдошвидкостей) у початковий момент часу:

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

При чисельному інтегруванні на кожному кроці за часом, матрицю інерції \mathbf{M} обчислено за значеннями узагальнених координат на попередньому кроці та для підрахунку лівих частин нижніх векторних рівнянь в (35) і (36) вирішена система лінійних рівнянь (34) методом Краута. Чисельно системи рівнянь в формі Коші (35) або (36) вирішені за допомогою ССКА «КиДиМ» та GNU Octave.

У третьому розділі «Оцінка динаміки багатоеlementних сільськогосподарських агрегатів» проведено теоретичні дослідження динаміки руху двох, трьох та чотирьох елементних БСА з трактором класичної компоновки і шарнірно-з'єднаною рамою. Теоретично досліджено плоскопаралельний рух двохелементного агрегату та розраховані силові та динамічні показники функціонування. Сформовано математичні моделі динаміки просторового руху елементів БСА із схемами «трактор – бункер – сівалка» та «трактор – сівалка – бункер». Проведено теоретичні дослідження впливу структури агрегату на динаміку.

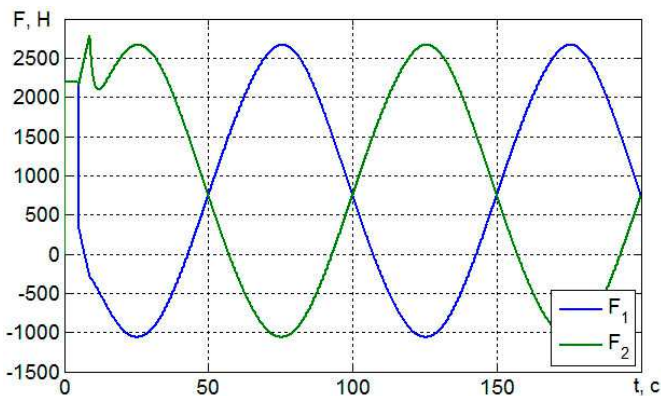


Рисунок 8 – Різниця рушійних сил трактора на лівому ΔF_1 та правому ΔF_2 бортах

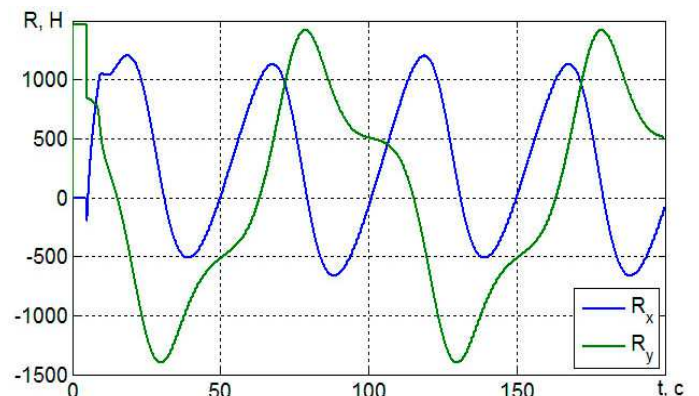


Рисунок 9 – Проекції зусиль механізму зчипки на осі x – R_x та y – R_y

Під час дослідження математичної моделі спільного руху двохелементного агрегату (6), в якості керуючого впливу, обрано різницю рушійних сил трактора на лівому ΔF_1 та правому ΔF_2 бортах трактора (рис. 8) (першого елементу динамічної моделі).

Розраховано проекції зусиль, що діють в механізмі зчипки двох тракторів на ось x – R_x та y – R_y (рис. 9), чисельне значення яких змінюються гармонійно з періодом $T = 50$ с та розмахом коливань для осі x дорівнює 1716 Н, а для осі y – 2819 Н.

Для теоретичного дослідження просторового руху БСА у складі трактора John Deere 8345R, бункера для посівного матеріалу John Deere 1910 та сівалки прямої сівби John Deere 1840 складено динамічну модель (рис. 10).

Математична модель просторового руху БСА сформована методологією (29)–(36) з урахуванням кінематичних зв'язків трактора (10)–(21), бункера для посівного матеріалу та сівалки (22)–(28).

Рівняння руху динамічної моделі БСА (рис. 10) має вісім узагальнених координат, вектор яких має вигляд:

$$\dot{\mathbf{q}} = [X^T \ Y^T \ Z^T \ \beta^T \ \alpha^B \ \beta^B \ \alpha^C \ \beta^C]^T, \quad (37)$$

де X^T , Y^T , Z^T – повздожня, поперечна та вертикальна координати центра мас трактора.

Математична модель динаміки БСА зі схемою агрегування «трактор – бункер – сівалка» в формі Коші має вигляд:

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{X}^T = f_1(\mathbf{G}, \mathbf{g}, \mathbf{M}, \mathbf{F}); \\ \dot{Y}^T = f_2(\mathbf{G}, \mathbf{g}, \mathbf{M}, \mathbf{F}); \\ \dot{Z}^T = f_3(\mathbf{G}, \mathbf{g}, \mathbf{M}, \mathbf{F}); \\ \dot{\beta}^T = f_4(\mathbf{G}, \mathbf{g}, \mathbf{M}, \mathbf{F}); \\ \dot{\alpha}^B = f_5(\mathbf{G}, \mathbf{g}, \mathbf{M}, \mathbf{F}); \\ \dot{\beta}^B = f_6(\mathbf{G}, \mathbf{g}, \mathbf{M}, \mathbf{F}); \\ \dot{\alpha}^C = f_7(\mathbf{G}, \mathbf{g}, \mathbf{M}, \mathbf{F}); \\ \dot{\beta}^C = f_8(\mathbf{G}, \mathbf{g}, \mathbf{M}, \mathbf{F}), \end{array} \right. \left\{ \begin{array}{l} \alpha^T = \frac{a^T \dot{X}^T + b^T \dot{Y}^T + c^T \dot{Z}^T - \beta^T (d^T \cos \gamma^T + \sin \gamma^T)}{\cos \gamma^T - d^T \sin \gamma^T}; \\ \dot{\gamma}^T = \alpha^T \beta^T + v B_x^T \frac{\text{tg} \gamma^T}{l^T}; \quad \dot{\phi}_{11}^T = \frac{v C_{11,xy}}{Z_{C_{11}}^T}; \quad \dot{\phi}_{12}^T = \frac{v C_{12,xy}}{Z_{C_{21}}^T}; \\ \dot{\phi}_{21}^T = \frac{v C_{21,xy}}{Z_{C_{21}}^T}; \quad \dot{\phi}_{22}^T = \frac{v C_{22,xy}}{Z_{C_{22}}^T}; \quad \dot{\gamma}^B = \frac{v y A^B}{l_1^B - h f_x^B} + \alpha^B \beta^B; \\ \dot{\phi}_1^B = \frac{v C_{1x}^B}{Z_{C_1}^B}; \quad \dot{\phi}_2^B = \frac{v C_{2x}^B}{Z_{C_1}^B}; \quad \dot{\gamma}^C = \frac{v y A^C}{l_1^C - h f_x^C} + \alpha^C \beta^C; \\ \dot{\phi}_1^C = \frac{v C_{1x}^C}{Z_{C_1}^C}; \quad \dot{\phi}_2^C = \frac{v C_{2x}^C}{Z_{C_2}^C}; \quad \dot{\phi}_3^C = \frac{v C_{3x}^C}{Z_{C_3}^C}; \quad \dot{\phi}_4^C = \frac{v C_{4x}^C}{Z_{C_4}^C}. \end{array} \right. \quad (38)$$

де f_i – функції від векторів-матриць $\mathbf{G}, \mathbf{g}, \mathbf{M}, \mathbf{F}$; $i = 1, \dots, 8$ – номер узагальненої координати.

В якості незалежних координат із залежними варіаціями обрано вектор:

$$\dot{\mathbf{v}} = [\alpha^T \ \gamma^T \ \phi_{11}^T \ \phi_{12}^T \ \phi_{21}^T \ \phi_{22}^T \ \gamma^B \ \phi_{11}^B \ \phi_{12}^B \ \gamma^C \ \phi_1^C \ \phi_2^C \ \phi_3^C \ \phi_4^C]^T, \quad (39)$$

де $\phi_{11}^T, \phi_{12}^T, \phi_{21}^T, \phi_{22}^T$ – кути повороту коліс трактора (переднього лівого, переднього правого, заднього лівого, заднього правого) навколо осі обертання; ϕ_{11}^B, ϕ_{12}^B – кути повороту коліс бункера (лівого та правого) навколо осі обертання; $\phi_1^C, \phi_2^C, \phi_3^C, \phi_4^C$ – кути повороту коліс сівалки навколо осі обертання.

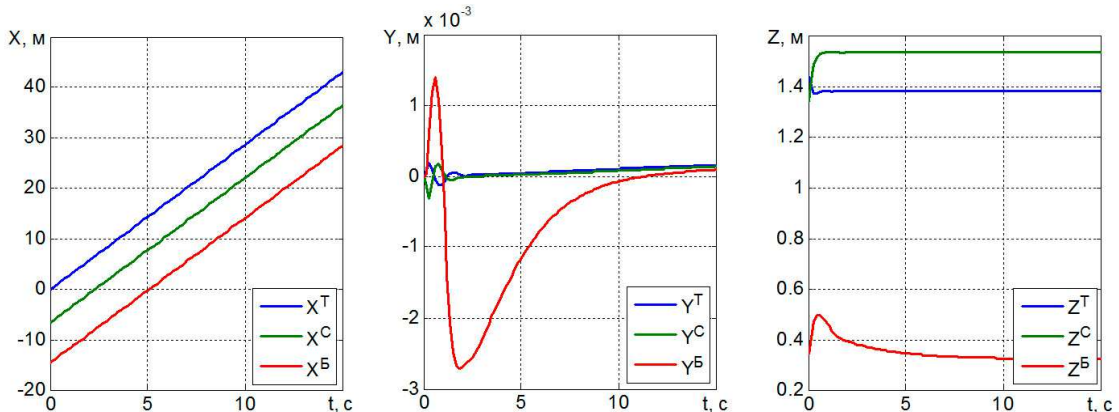


Рисунок 11 – Залежності координат центрів мас елементів БСА від часу

Під час прямолінійного руху БСА з постійною швидкістю розраховано координати центрів мас елементів (рис. 11). На початку руху відбуваються перехідні процеси при $0 < t < 15$ с, які пов'язані із деформацією шин елементів агрегату.

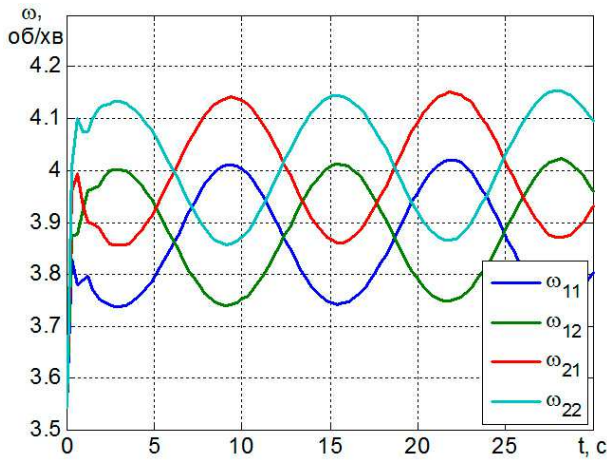


Рисунок 12 – Залежності швидкостей обертання коліс трактора від часу

Розглянуто рух агрегату по полю із впливом механізатора на рульове колесо. Кут повороту керованих коліс трактора задано гармонійним законом: $\psi = 0,1 \cdot \sin(0,5t)$. Розраховано швидкості обертання коліс трактора (рис. 12).

Перехідний процес, пов'язаний із деформацією шин, вплинув на швидкості обертання коліс трактора (рис. 12), але тривалість його 1 с. Розмах коливань швидкостей обертання коліс (для всіх коліс) складає 0,275 об/хв та період $T = 12$ с. Передні колеса ω_{11} , ω_{12} мають нижчу швидкість обертання, ніж задні ω_{21} , ω_{22} на 0,15 об/хв.

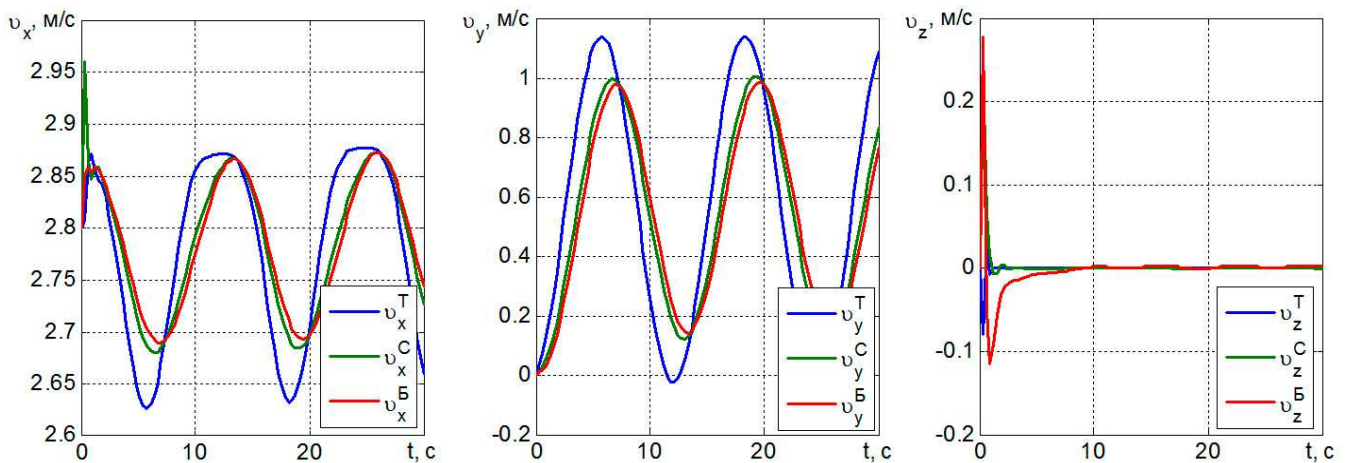


Рисунок 13 – Залежності проєкцій швидкостей руху центрів мас елементів БСА від часу

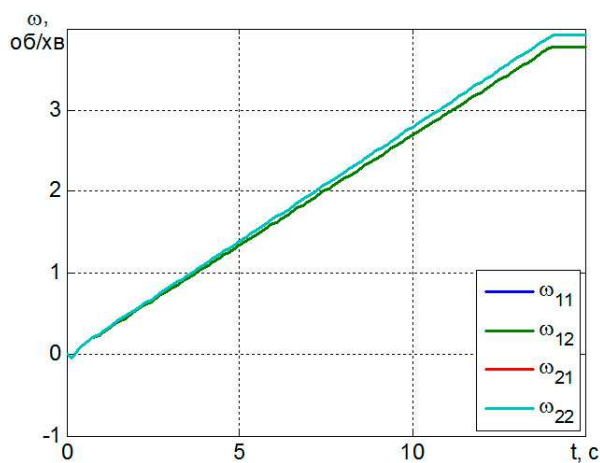


Рисунок 14 – Залежності швидкостей обертання коліс трактора від часу при розгоні

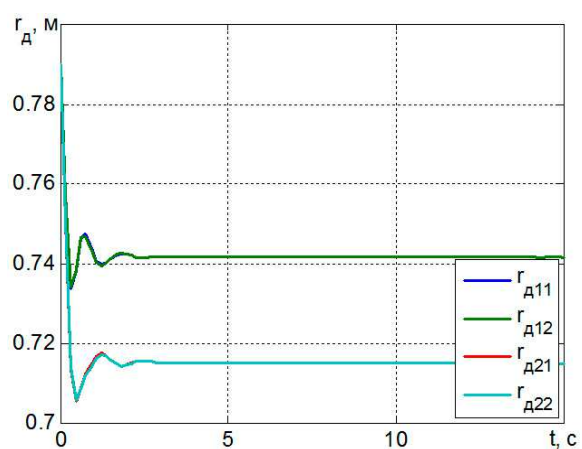


Рисунок 15 – Залежності динамічних радіусів коліс трактора від часу при розгоні

Розраховано проекції швидкостей руху центрів мас елементів агрегату (рис. 13). Встановлено, що розмах коливань проекцій швидкостей центрів мас елементів агрегату на ось x (v_x) відповідно для трактора, бункера та сівалки складає 0,25 м/с, 0,18 м/с та 0,17 м/с; на ось y (v_y) – 1,156 м/с, 0,87 м/с та 0,86 м/с. В проекціях швидкостей центрів мас на ось z (v_z) спостерігається лише перехідний процес на початку руху.

Досліджено розгін агрегату до швидкості 2,8 м/с, що визначена агротехнічними вимогами. Тривалість процесу складає 14 с. Розраховано швидкості обертання коліс трактора (рис. 14). Підвищення швидкості обертання коліс відбувається до 14 с та далі підтримується на сталому рівні 3,775 об/хв для передніх коліс й 3,96 об/хв для задніх.

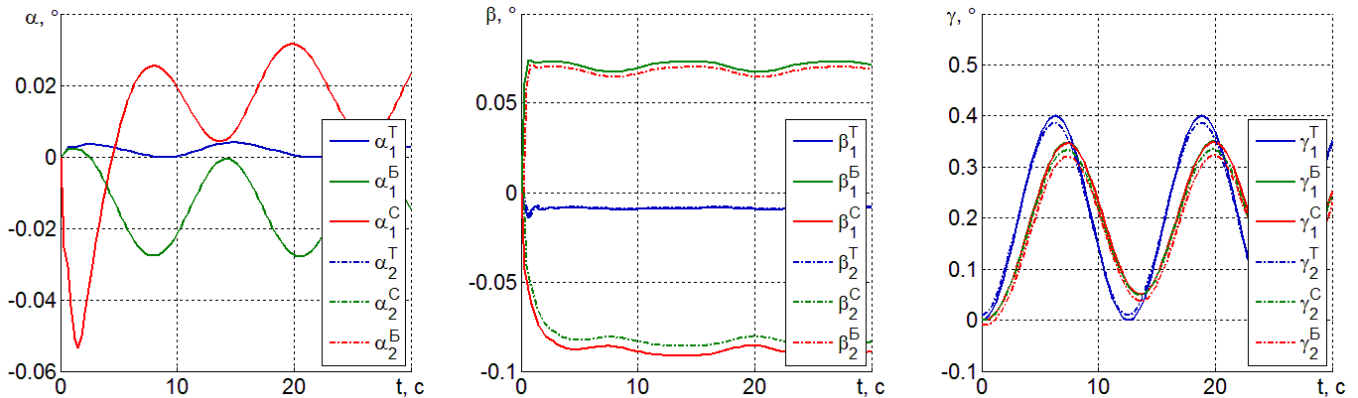
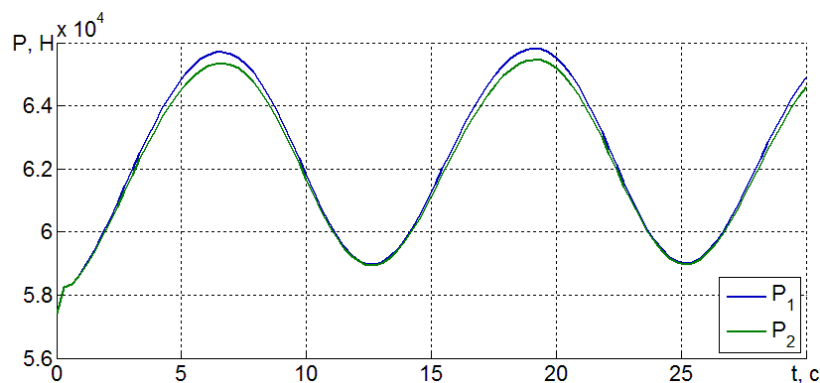


Рисунок 16 – Залежності кутів повороту елементів БСА для двох схем агрегування від часу

Динамічні радіуси коліс (рис. 15) під час розгону не залежать від швидкості їх обертання, але мають перехідний процес, що триває до 2,8 с. При $t > 2,8$ с значення залишаються на рівні 0,742 м для передніх коліс та 0,7 м для задніх.

Теоретично досліджено БСА складений за схемою «трактор – сівалка – бункер». Математична модель даного агрегату має відмінність у розташуванні сівалки та бункера відносно трактора.

Розбіжність між результатами моделювання руху агрегату з двома схемами агрегування не перевищує 5% (рис. 16). При різному агрегуванні не змінюється фаза



P_1 – для схеми агрегування «трактор – бункер – сівалка»; P_2 – для схеми «трактор – сівалка – бункер»

Рисунок 17 – Вплив схеми агрегування на тяговий опір БСА

коливань елементів. Для двох схем агрегування траєкторії руху трактора та кути повороту є однаковими.

Зниження швидкостей руху (та кутових швидкостей) бункера та сівалки приводить до зниження максимального значення тягового опору посівного агрегату з $P_{1\max} = 65710$ Н до $P_{2\max} = 65360$ Н для другої схеми агрегування «трактор – сівалка – бункер» (рис. 17).

У четвертому розділі «Енергоефективність багатоелементних сільськогосподарських агрегатів» обґрунтовано методи розрахунку енергетичних витрат багатоелементних сільськогосподарських агрегатів. Запропоновано математичний опис елементів агрегату, як динамічних об'єктів, що передають й витрачають енергію з послідовним, паралельним з'єднанням та з'єднанням зі зворотнім зв'язком.

Елементи БСА досліджено, як багатовимірні математичні моделі об'єкту керування в змінних стану, що складаються з рівнянь стану й виходу. Моделі описують передачу енергії та її витрату. Двигун, трансмісія, рушії та сільськогосподарські машини розглянуто, як енергетично-динамічні моделі (ЕДМ).

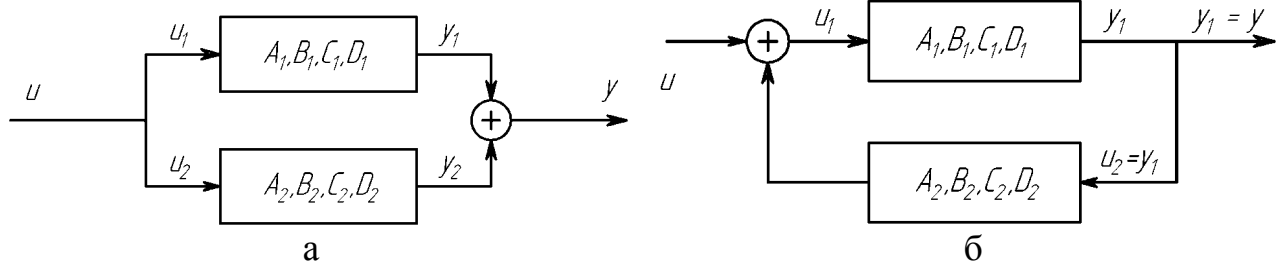


Рисунок 18 – Паралельне з'єднання ЕДМ (а) та з'єднання ЕДМ зі зворотнім зв'язком (б)

Розглянуто найбільш поширені способи з'єднання енергетично-динамічних моделей елементів агрегату. Рівняння системи, з урахуванням особливостей паралельного з'єднання ЕДМ (рис. 18, а) має вигляд:

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{X}}_1 &= \mathbf{A}_1 \mathbf{X}_1 + \mathbf{B}_1 \mathbf{U}; \\ \dot{\mathbf{X}}_2 &= \mathbf{A}_2 \mathbf{X}_2 + \mathbf{B}_2 \mathbf{U}; \\ \mathbf{Y} &= \mathbf{C}_1 \mathbf{X}_1 + \mathbf{C}_2 \mathbf{X}_2 + \mathbf{D}_1 \mathbf{U}_1 + \mathbf{D}_2 \mathbf{U}_2, \end{aligned} \quad (40)$$

де \mathbf{X} – вектор стану; \mathbf{U} – вектор керування; \mathbf{A} , \mathbf{B} – матриці коефіцієнтів, що визначаються параметрами елементу; \mathbf{Y} – вектор вихідних стану елементу; \mathbf{C} – матриця спостереження; \mathbf{D} – матриця постійних коефіцієнтів, що характеризують безінерційний вплив керуючих дій на вихід елементу.

Для випадку з'єднання елементів системи зі зворотнім зв'язком (рис. 18, б) математична модель має вигляд:

$$\begin{cases} \dot{\mathbf{X}}_1 = \mathbf{A}_1 \mathbf{X}_1 + \mathbf{B}_1 \cdot (\mathbf{U} \pm \mathbf{Y}_2); \\ \mathbf{Y}_1 = \mathbf{C}_1 \mathbf{X}_1 + \mathbf{D}_1 \cdot (\mathbf{U} \pm \mathbf{Y}_2); \\ \dot{\mathbf{X}}_2 = \mathbf{A}_2 \mathbf{X}_2 + \mathbf{B}_2 \mathbf{Y}_1; \\ \mathbf{Y}_2 = \mathbf{C}_2 \mathbf{X}_2 + \mathbf{D}_2 \mathbf{Y}_1, \end{cases} \quad (41)$$

або в матричній формі:

$$\begin{cases} \dot{\mathbf{X}} = \mathbf{A} \mathbf{X} + \mathbf{B} \mathbf{U}; \\ \mathbf{Y} = \mathbf{C} \mathbf{X} + \mathbf{D} \mathbf{U}, \end{cases} \quad (42)$$

$$\text{де } \mathbf{A} = \begin{bmatrix} \mathbf{A}_1 \pm \frac{\mathbf{B}_1 \mathbf{D}_2 \mathbf{C}_1}{1 \mp \mathbf{D}_1 \mathbf{D}_2} & \pm \frac{\mathbf{B}_1 \mathbf{C}_2}{1 \mp \mathbf{D}_1 \mathbf{D}_2} \\ \mathbf{B}_2 \mathbf{C}_1 \pm \frac{\mathbf{B}_2 \mathbf{D}_1 \mathbf{D}_2 \mathbf{C}_1}{1 \mp \mathbf{D}_1 \mathbf{D}_2} & \mathbf{A}_2 \pm \frac{\mathbf{B}_2 \mathbf{D}_1 \mathbf{C}_2}{1 \mp \mathbf{D}_1 \mathbf{D}_2} \end{bmatrix}; \quad \mathbf{B} = \begin{bmatrix} \mathbf{B}_1 \pm \frac{\mathbf{B}_1 \mathbf{D}_1 \mathbf{D}_2}{1 \mp \mathbf{D}_1 \mathbf{D}_2} \\ \mathbf{B}_2 \mathbf{D}_1 \pm \frac{\mathbf{B}_2 \mathbf{D}_1 \mathbf{D}_1 \mathbf{D}_2}{1 \mp \mathbf{D}_1 \mathbf{D}_2} \end{bmatrix};$$

$$C = \left[C_1 \pm \frac{D_1 D_2 C_1}{1 \mp D_1 D_2} \quad \pm \frac{D_1 C_2}{1 \mp D_1 D_2} \right]; \quad D = D_1 \pm \frac{D_1 D_1 D_2}{1 \mp D_1 D_2}.$$

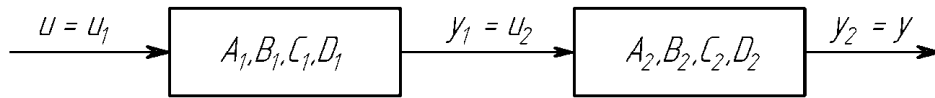


Рисунок 19 – Послідовне з'єднання ЕДМ елементів агрегату

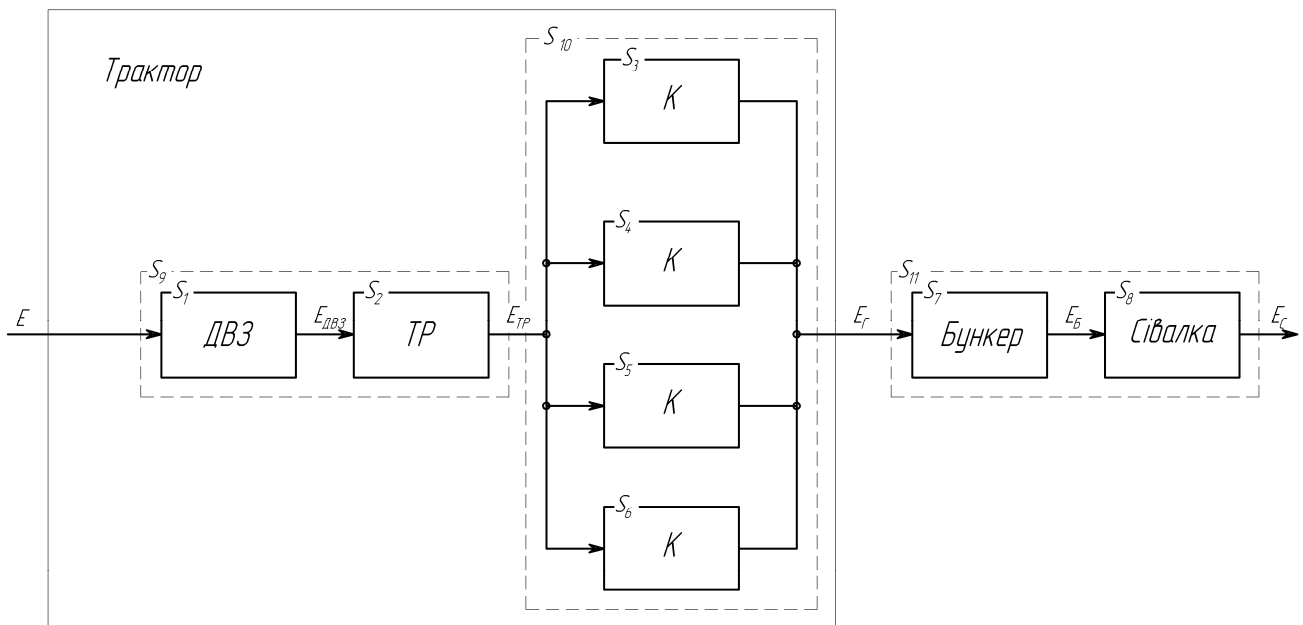
Рівняння послідовного з'єднання ЕДМ (рис. 19) у формі матричних рівнянь мають вигляд:

$$\frac{d}{dt} \begin{pmatrix} \mathbf{X}_1 \\ \mathbf{X}_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \mathbf{A}_1 & 0 \\ \mathbf{B}_2 \cdot \mathbf{C}_1 & \mathbf{A}_2 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \mathbf{X}_1 \\ \mathbf{X}_2 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \mathbf{B}_1 \\ \mathbf{B}_2 \cdot \mathbf{D}_1 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \mathbf{U}_1 \\ \mathbf{U}_2 \end{pmatrix}; \quad (43)$$

$$\mathbf{Y} = (\mathbf{D}_2 \cdot \mathbf{C}_1 \quad \mathbf{C}_2) \cdot \begin{pmatrix} \mathbf{X}_1 \\ \mathbf{X}_2 \end{pmatrix} + (\mathbf{D}_1 \quad \mathbf{D}_2) \cdot \begin{pmatrix} \mathbf{U}_1 \\ \mathbf{U}_2 \end{pmatrix}.$$

Визначено, що запропонована методологія дослідження енергетичних параметрів функціонування БСА, за допомогою опису елементів систем у вигляді рівнянь простору стану, дозволяє гнучке формування систем рівнянь враховуючи зміни складу та послідовності елементів багатоеlementного досліджуваного агрегату.

Енергетично-динамічна модель БСА – John Deere 8345R + John Deere 1910 + John Deere 1895 складається з восьми елементів, що мають послідовне та паралельне з'єднання (рис. 20).



ДВЗ – двигун внутрішнього згоряння; ТР – трансмісія; К – колеса; Е – енергетичні витрати агрегатом; $E_{ДВЗ}$ – енергія, що знімається з маховика ДВЗ; $E_{ТР}$ – енергія, що передається трансмісією на колеса; $E_{Г}$ – енергія на гаку трактора; $E_{Б}$ – енергія, що передається бункером на сівалку; $E_{С}$ – енергія, що витрачається сівалкою;

S_i – енергетично-динамічні моделі елементів агрегату

Рисунок 20 – Структурна схема енергетично-динамічної моделі БСА

ЕДМ трактора, сівалки та бункера мають послідовне з'єднання. ЕДМ коліс трактора передають енергію від трансмісії трактора до його остову паралельно.

Для зручності формування рівнянь об'єднано енергетично-динамічні моделі ДВЗ (S_1) та ТР (S_2) й позначено систему – S_9 . Рівняння стану та виходу для системи S_9 мають вигляд:

$$d \begin{pmatrix} \mathbf{X}_1 \\ \mathbf{X}_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \mathbf{A}_1 & 0 \\ \mathbf{B}_2 \cdot \mathbf{C}_1 & \mathbf{A}_2 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \mathbf{X}_1 \\ \mathbf{X}_2 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \mathbf{B}_1 \\ \mathbf{B}_2 \cdot \mathbf{D}_1 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \mathbf{U}_1 \\ \mathbf{U}_2 \end{pmatrix}; \quad (44)$$

$$\mathbf{Y}_{S_9} = (\mathbf{D}_2 \cdot \mathbf{C}_1 \quad \mathbf{C}_2) \cdot \begin{pmatrix} \mathbf{X}_1 \\ \mathbf{X}_2 \end{pmatrix} + (\mathbf{D}_1 \quad \mathbf{D}_2) \cdot \begin{pmatrix} \mathbf{U}_1 \\ \mathbf{U}_2 \end{pmatrix}, \quad (45)$$

де $\mathbf{U}_1 = E$; $\mathbf{U}_2 = E_{\text{ДВЗ}}$; $\mathbf{Y}_{S_9} = E_{\text{ТР}}$.

ЕДМ трактора досліджено, як паралельне з'єднання елементів. Рівняння стану та виходу для системи S_{10} мають вигляд:

$$\begin{cases} \dot{\mathbf{X}}_3 = \mathbf{A}_3 \cdot \mathbf{X}_3 + \mathbf{B}_3 \cdot \mathbf{U}_3; \\ \dot{\mathbf{X}}_4 = \mathbf{A}_4 \cdot \mathbf{X}_4 + \mathbf{B}_4 \cdot \mathbf{U}_4; \\ \dot{\mathbf{X}}_5 = \mathbf{A}_5 \cdot \mathbf{X}_5 + \mathbf{B}_5 \cdot \mathbf{U}_5; \\ \dot{\mathbf{X}}_6 = \mathbf{A}_6 \cdot \mathbf{X}_6 + \mathbf{B}_6 \cdot \mathbf{U}_6; \end{cases} \quad (46)$$

$$\mathbf{Y}_{10} = \sum_{i=3}^6 (\mathbf{C}_i \cdot \mathbf{X}_i + \mathbf{D}_i \cdot \mathbf{U}_i), \quad (47)$$

де $\mathbf{U}_3 = \mathbf{U}_4 = \mathbf{U}_5 = \mathbf{U}_6 = E_{\text{ТР}}$; $\mathbf{Y}_{10} = E_{\Gamma}$.

ЕДМ сівалки S_8 та бункера S_9 з'єднано послідовно та утворено систему S_{11} рівнянь стану та виходу якої мають вигляд:

$$d \begin{pmatrix} \mathbf{X}_7 \\ \mathbf{X}_8 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \mathbf{A}_7 & 0 \\ \mathbf{B}_8 \cdot \mathbf{C}_7 & \mathbf{A}_8 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \mathbf{X}_7 \\ \mathbf{X}_8 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \mathbf{B}_7 \\ \mathbf{B}_8 \cdot \mathbf{D}_7 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \mathbf{U}_7 \\ \mathbf{U}_8 \end{pmatrix}; \quad (48)$$

$$\mathbf{Y}_{S_{11}} = (\mathbf{D}_8 \cdot \mathbf{C}_7 \quad \mathbf{C}_8) \cdot \begin{pmatrix} \mathbf{X}_7 \\ \mathbf{X}_8 \end{pmatrix} + (\mathbf{D}_7 \quad \mathbf{D}_8) \cdot \begin{pmatrix} \mathbf{U}_7 \\ \mathbf{U}_8 \end{pmatrix}, \quad (49)$$

де $\mathbf{U}_7 = E_{\Gamma}$; $\mathbf{U}_8 = E_{\text{Б}}$; $\mathbf{Y}_{S_{11}} = E_{\text{С}}$.

Спільно досліджено ЕДМ S_9 – (44)–(45), S_{10} – (46)–(47) та S_{11} – (48)–(49), як послідовне з'єднання трьох моделей. Рівняння стану та виходу мають вигляд:

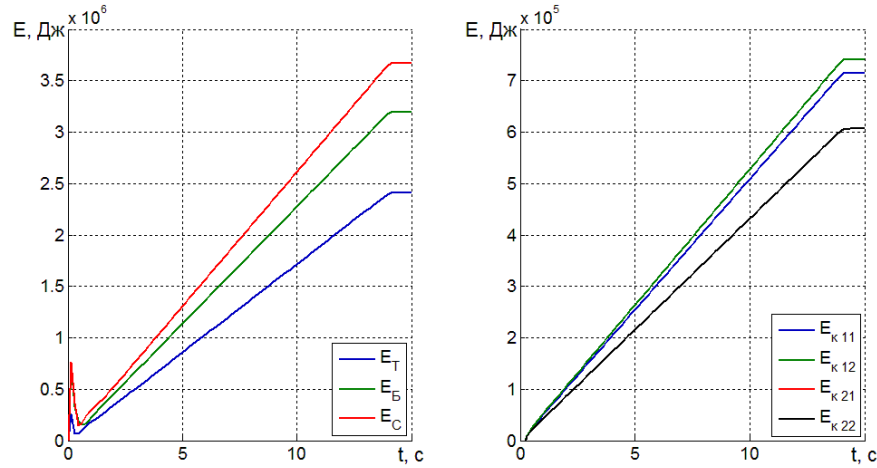
$$d \begin{pmatrix} \mathbf{X}_9 \\ \mathbf{X}_{10} \\ \mathbf{X}_{11} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \mathbf{A}_9 & 0 & 0 \\ \mathbf{B}_{10} \cdot \mathbf{C}_9 & \mathbf{A}_{10} & 0 \\ 0 & \mathbf{B}_{11} \cdot \mathbf{C}_{10} & \mathbf{A}_{11} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \mathbf{X}_9 \\ \mathbf{X}_{10} \\ \mathbf{X}_{11} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \mathbf{B}_7 \\ \mathbf{B}_8 \cdot \mathbf{D}_7 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \mathbf{U}_9 \\ \mathbf{U}_{10} \\ \mathbf{U}_{11} \end{pmatrix}, \quad (54)$$

$$\mathbf{Y}_{S_{12}} = (\mathbf{D}_{11} \cdot \mathbf{C}_{10} \quad \mathbf{D}_{10} \cdot \mathbf{C}_9 \quad \mathbf{D}_8) \cdot \begin{pmatrix} \mathbf{X}_9 \\ \mathbf{X}_{10} \\ \mathbf{X}_{11} \end{pmatrix} + (\mathbf{D}_9 \quad \mathbf{D}_{10} \quad \mathbf{D}_{11}) \cdot \begin{pmatrix} \mathbf{U}_9 \\ \mathbf{U}_{10} \\ \mathbf{U}_{11} \end{pmatrix}, \quad (55)$$

де $\mathbf{U}_9 = E$; $\mathbf{U}_{10} = E_{\text{ТР}}$; $\mathbf{U}_{11} = E_{\Gamma}$; $\mathbf{Y}_{S_{12}} = E_{\text{С}}$.

Встановлено, що для БСА – John Deere 8345R + John Deere 1910 + John Deere 1895 найбільша енергія витрачається сівалкою $E_{\text{С}} = 3,75 \cdot 10^6$ Дж після закінчення розгону

агрегату, тобто при $t \geq 14$ с (рис. 21). Найменші витрати енергії у трактора $E_C = 2,4 \cdot 10^6$ Дж. Для руху агрегату передніми колесами трактора витрачається $E_{к11} = 7,1 \cdot 10^5$ Дж та $E_{к12} = 7,45 \cdot 10^5$ Дж; задніми – $E_{к21} = E_{к22} = 6,1 \cdot 10^5$ Дж. Витрата енергії всіма елементами підвищується лінійно з відповідним підвищенням швидкості руху до робочої – $v = 2,8$ м/с.



E_T, E_B, E_C – енергетичні витрати трактора, бункера та сівалки;

$E_{к11}, E_{к12}, E_{к21}, E_{к22}$ – енергетичні витрати на колесах трактора

Рисунок 21 – Залежності енергетичних витрат БСА від часу при розгоні

Енергетичні витрати БСА при розгоні розраховано за формулами (54)–(55) та наведено на рис. 21.

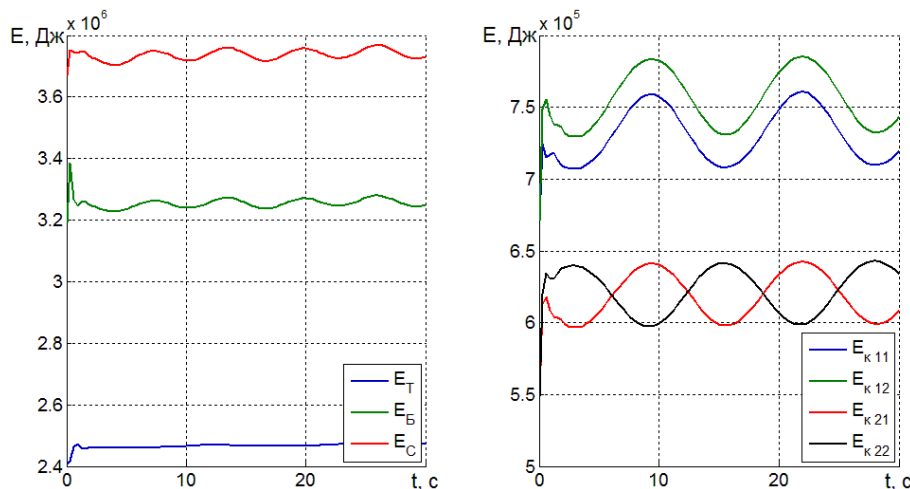


Рисунок 22 – Залежності енергетичних витрат БСА від часу при русі за синусоїдальною траєкторією

Для випадку руху БСА, що наближений до експлуатаційних умов, який задається зміною кута повороту керованих коліс трактора за гармонійним законом визначено, що енергетичні витрати елементами агрегату змінюються за таким же законом з періодом $T = 7,5$ с та перехідним процесом на початку руху при $0 < t < 1,5$ с (рис. 22). Найбільші витрати енергії спостерігаються в сівалці $E_C = 3,7 \cdot 10^6$ Дж з розмахом $\Delta_{E_C} = 0,15 \cdot 10^6$ Дж. Енергетичні витрати трактора та бункера дорівнюють $E_T = 2,5 \cdot 10^6$ Дж й $E_B = 3,25 \cdot 10^6$ Дж з розмахом $\Delta_{E_T} = 0,1 \cdot 10^6$ Дж та

$\Delta E_6 = 0,15 \cdot 10^6$ Дж. Коливання енергетичних витрат на передніх колесах трактора (рис. 22) знаходяться в однаковій фазі, а задніх – в протифазі та складають $E_{к11} = 7,25 \cdot 10^5$ Дж з розмахом $\Delta E_{к11} = 0,5 \cdot 10^5$ Дж – для переднього лівого колеса; $E_{к12} = 7,55 \cdot 10^5$ Дж з розмахом $\Delta E_{к12} = 0,5 \cdot 10^5$ Дж – для переднього правого; $E_{к21} = E_{к22} = 6,25 \cdot 10^5$ Дж з розмахом $\Delta E_{к21} = \Delta E_{к22} = 0,4 \cdot 10^5$ Дж – для задніх коліс.

БСА у складі трактора John Deere 8345R, бункера для посівного матеріалу John Deere 1910 та сівалки прямої сівби John Deere 1895 має бункер, маса якого змінюється лінійно за часом від $m_B|_{t=0} = 11436$ кг до $m_B|_{t=4000} = 3165$ кг за $T = 4000$ с.

Встановлено, що при зниженні маси бункера, його центр зв'язаної системи координат підвищується від 1,51 м до 1,58 м (рис. 23). Також підвищується і центр зв'язаної системи координат трактора від 1,372 м до 1,382 м. Це відбувається за рахунок пружності пневматичних шин трактора та бункера. Центр зв'язаної системи координат сівалки залишається на сталому рівні 0,3 м.

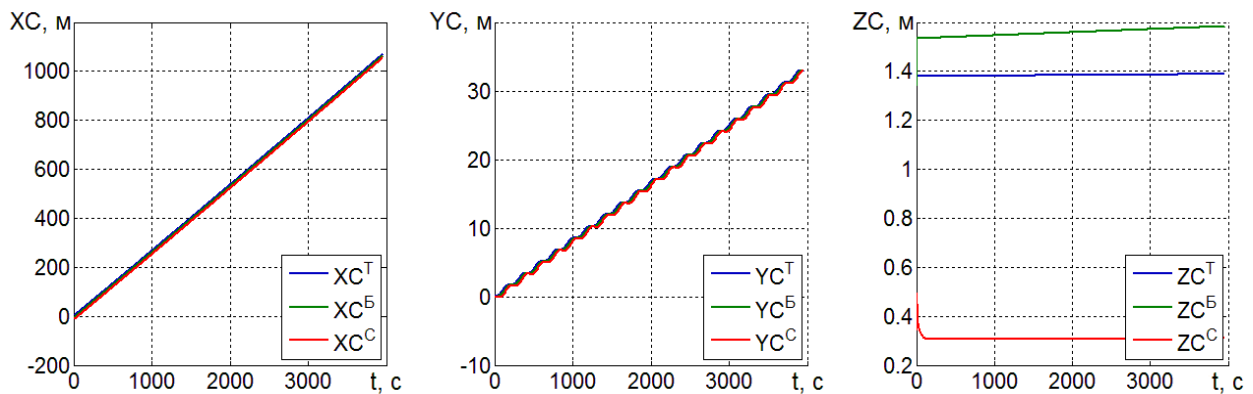


Рисунок 23 – Залежності координат центрів мас елементів БСА зі змінною масою бункера від часу

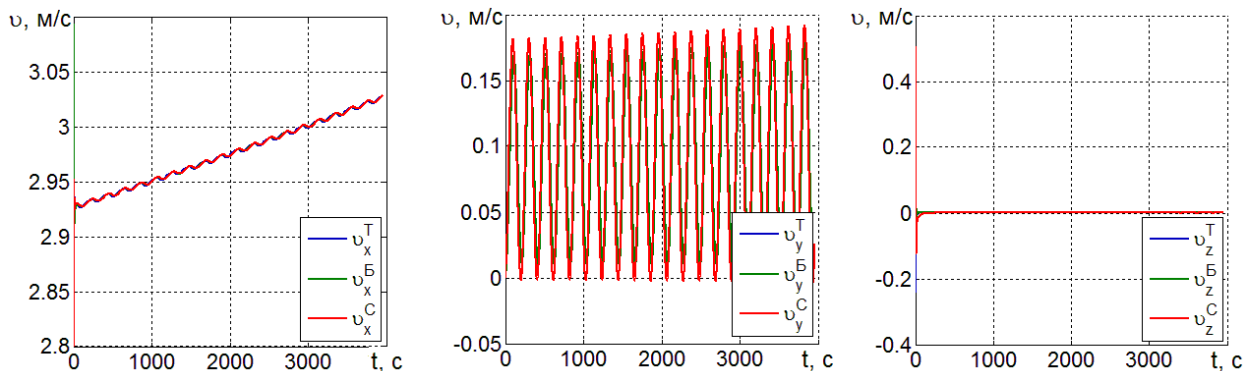


Рисунок 24 – Залежності проекцій швидкостей центрів мас елементів БСА зі змінною масою бункера від часу

Розраховано, що проекції швидкостей центрів мас елементів агрегату на ось x підвищуються лінійно на 0,1 м/с, що не призводить до погіршення агротехнічних вимог (рис. 24). Проекції швидкостей центрів мас елементів агрегату на ось y збільшуються на 0,05 м/с, що також не впливає на агротехнічні вимоги; на ось z – залишаються постійними.

Зниження маси бункера приводить до зниження тягового опору агрегату (зниження опору руху), що приводить до збільшення поступальної швидкості руху. Зниження тягового опору приводить до зниження навантаження на двигун внутрішнього згоряння і як наслідок – збільшення його швидкості обертання колінчастого валу (й збільшенні швидкості руху агрегату в цілому).

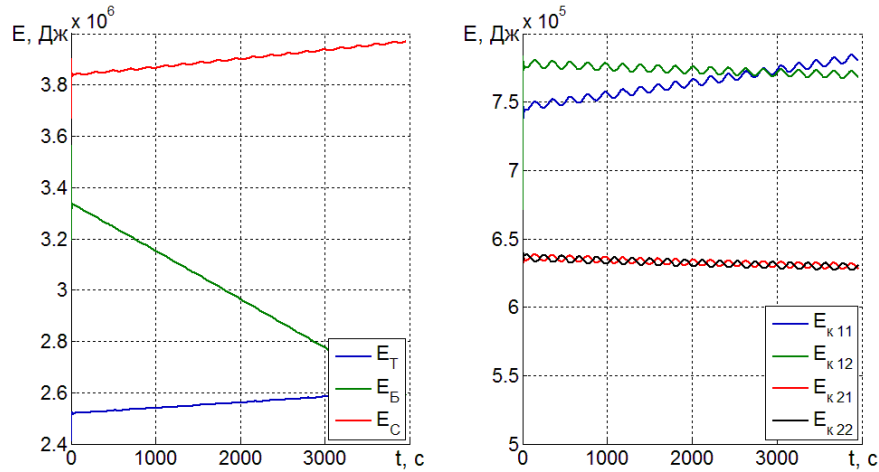


Рисунок 25 – Залежності енергетичних витрат елементів БСА зі змінною масою бункера від часу

Енергетичні витрати сівалкою та трактором збільшуються з 3,84 МДж до 3,96 МДж (сівалкою) й з 2,51 МДж до 2,6 МДж (трактором), лінійно, при зменшенні маси бункера (рис. 25). Енергетичні витрати бункером зменшуються з 3,33 МДж до 2,59 МДж. Енергетичні витрати задніми колесами трактора знижуються з 6,37 МДж до 6,28 МДж. Енергетичні витрати переднім лівим колесом підвищуються з 7,44 МДж до 7,81 МДж, а правим – знижуються з 7,8 МДж до 7,67 МДж.

У п'ятому розділі «Синтез вимірювальної системи динаміки та енергетики багатоелементних сільськогосподарських агрегатів» розроблено конструкцію вимірювальної системи динаміки та енергетики мобільних машин (рис. 26) та запропоновано математичний апарат обробки даних результатів експериментальних досліджень.

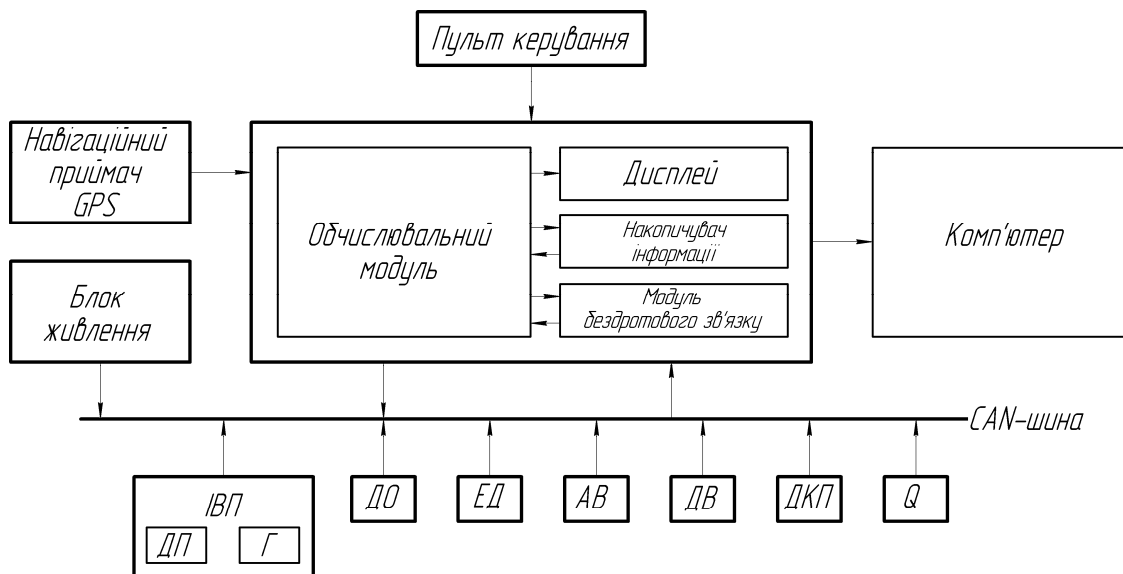


Рисунок 26 – Структурна схема вимірювальної системи динаміки та енергетики мобільних машин

Розроблена вимірювальна система відноситься до технічних засобів діагностування та експлуатаційного контролю і може бути використана в сільському господарстві та машинобудівній промисловості. Вона призначена для визначення кінематичних, динамічних, потужнісних та енергетичних характеристик мобільних машин та їх елементів при дорожніх, польових і стендових випробуваннях.

Вимірювальна система включає інерційні вимірювальні пристрої (ІВП), що складаються з гіроскопів (Γ) та датчиків прискорень (ДП), навігаційного приймача (GPS), датчиків швидкості обертання (ДО), електронних динамометрів (ЕД), аналогових (АВ) та дискретних (ДВ) входів та датчиків витрати палива (Q). Для вимірювальної системи розроблено програмне забезпечення DASys PC Suite, яке відповідає за зберігання інформації з датчиків на внутрішньому або зовнішньому носії інформації. Комунікація між датчиками та обчислювальним модулем відбувається по CAN-шині і радіоканалу у діапазоні 2,4 ГГц.

Інноваційною складовою вимірювальної системи є спосіб визначення буксування коліс або ведучих зірочок. Він полягає у визначенні швидкості обертання коліс за допомогою гіроскопу ω_z та акселерометру a_z встановлених в центрі колеса. Кутова швидкість, що вимірюється гіроскопом дорівнює кутовій швидкості обертання колеса $\omega_z = \omega_k$. При обертанні колеса, сигнал акселерометра a_z змінюється гармонійно, а частота даного сигналу дорівнює кутовій швидкості обертання колеса $\omega_k = f(a_z)$. Буксування коліс визначається:

$$\delta = \frac{2 \cdot \pi \cdot r_d \cdot n_k - v_d}{v_d} \cdot 100\%, \quad (56)$$

де n_k – частота обертання колеса, що визначається розробленим датчиком, об/с; r_d – радіус колеса, що визначається за ДСТУ 4140-2002, ISO 4251-1:1992, м; v_d – дійсна швидкість руху, що визначається приймачем GPS, м/с.

Встановлено, що першим кроком обробки даних, які надходять від гіроскопа та акселерометра, є коригування їх значення:

$$\mathbf{a}_c = \begin{bmatrix} a_{xc} \\ a_{yc} \\ a_{zc} \end{bmatrix}; \begin{bmatrix} a_{xc} \\ a_{yc} \\ a_{zc} \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{a}_r \\ 1 \end{bmatrix} \cdot \mathbf{A} = \begin{bmatrix} a_{xr} \\ a_{yr} \\ a_{zr} \\ 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} & b_1 \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} & b_2 \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} & b_3 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}; \quad (57)$$

$$\boldsymbol{\omega}_c = \begin{bmatrix} \omega_{xc} \\ \omega_{yc} \\ \omega_{zc} \end{bmatrix}; \begin{bmatrix} \omega_{xc} \\ \omega_{yc} \\ \omega_{zc} \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \boldsymbol{\omega}_r \\ 1 \end{bmatrix} \cdot \mathbf{G} = \begin{bmatrix} \omega_{xr} \\ \omega_{yr} \\ \omega_{zr} \\ 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} g_{11} & g_{12} & g_{13} & c_1 \\ g_{21} & g_{22} & g_{23} & c_2 \\ g_{31} & g_{32} & g_{33} & c_3 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix},$$

де $\mathbf{a}_r = [a_{xr} \ a_{yr} \ a_{zr}]^T$ – вхідний сигнал акселерометра; $\boldsymbol{\omega}_r = [\omega_{xr} \ \omega_{yr} \ \omega_{zr}]^T$ – вхідний сигнал гіроскопа; $\mathbf{a}_c = [a_{xc} \ a_{yc} \ a_{zc}]^T$ – корегований сигнал акселерометра; $\boldsymbol{\omega}_c = [\omega_{xc} \ \omega_{yc} \ \omega_{zc}]^T$ – корегований сигнал гіроскопа; \mathbf{A} , \mathbf{G} – матриці корегування акселерометра та гіроскопа; a_{ij} , b_i , g_{ij} , c_i – коефіцієнти матриць корегування.

БСА працюють в умовах вібрацій і шумів, що створюються навколишнім середовищем й технологічними знаряддями. Визначено, що з аналітичної точки зору прискорення елементів агрегату складається з чотирьох компонентів: дійсне прискорення (це прискорення, що діє повздовж відповідної осі елемента агрегату та створюється ним); кут нахилу відносно горизонту; вібрації, що створює навколишнє середовище при русі, в стаціонарному режимі або технологічною машиною; власний шум датчика.

Для видалення шуму та вібрацій використано фільтр нижніх частот Баттерворту з частотою зрізу 3 Гц за допомогою якого оброблено корегований сигнал акселерометра \mathbf{a}_c та гіроскопа $\boldsymbol{\omega}_c$:

$$\mathbf{a}_f = \text{filter}(\mathbf{a}_c), \quad \boldsymbol{\omega} = \text{filter}(\boldsymbol{\omega}_c), \quad (58)$$

де $\mathbf{a}_f = [a_x f \quad a_y f \quad a_z f]^T$ – матриця-вектор фільтрованого сигналу акселерометру; $\boldsymbol{\omega} = [\omega_x \quad \omega_y \quad \omega_z]^T$ – матриця-вектор фільтрованого сигналу гіроскопу.

Після фільтрації сигналу гіроскопа (58) отримано дійсне значення кутової швидкості обертання ω_x , ω_y , ω_z рами елемента навколо осей x , y , z .

Матрицю-вектор $\boldsymbol{\theta}$ кутів повороту датчика α , β , γ навколо осей x , y , z визначено вирішенням системи диференціальних рівнянь:

$$\boldsymbol{\theta} = \begin{bmatrix} \alpha \\ \beta \\ \gamma \end{bmatrix}, \quad \begin{bmatrix} \dot{\alpha} \\ \dot{\beta} \\ \dot{\gamma} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & \frac{\sin \beta \cdot \sin \alpha}{\cos \beta} & \frac{\sin \beta \cdot \cos \alpha}{\cos \beta} \\ 0 & \cos \alpha & -\sin \alpha \\ 0 & \frac{\sin \beta}{\cos \beta} & \frac{\cos \alpha}{\cos \beta} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \omega_x \\ \omega_y \\ \omega_z \end{bmatrix}. \quad (59)$$

Похибку розташування ІВП відносно центру мас агрегату або його елемента компенсовано відніманням від прискорення відцентрової сили:

$$\mathbf{a}_b = \begin{bmatrix} a_x b \\ a_y b \\ a_z b \end{bmatrix} = \mathbf{a}_f - \boldsymbol{\omega} \cdot \mathbf{v} = \begin{bmatrix} a_x f \\ a_y f \\ a_z f \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} \omega_x \\ \omega_y \\ \omega_z \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} v_x \\ v_y \\ v_z \end{bmatrix}^T, \quad (60)$$

де $\mathbf{v} = [v_x \quad v_y \quad v_z]^T$ – проекції швидкості руху елемента агрегату на осі x , y та z .

Від прискорень (60) віднято гравітаційну складову та отримано дійсне їх значення:

$$\mathbf{a} = \begin{bmatrix} a_x \\ a_y \\ a_z \end{bmatrix} = \mathbf{a}_b + g \cdot \begin{bmatrix} -\sin \beta \\ \cos \beta \cdot \sin \alpha \\ \cos \beta \cdot \cos \alpha \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_x b \\ a_y b \\ a_z b \end{bmatrix} + g \cdot \begin{bmatrix} -\sin \beta \\ \cos \beta \cdot \sin \alpha \\ \cos \beta \cdot \cos \alpha \end{bmatrix}, \quad (61)$$

де g – прискорення вільного падіння.

Проекції швидкості руху агрегату (на осі x , y та z) одержано інтегруванням прискорень (61):

$$\mathbf{v} = \begin{bmatrix} v_x \\ v_y \\ v_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \int_0^t a_x dt + v_x|_{t=0} \\ \int_0^t a_y dt + v_y|_{t=0} \\ \int_0^t a_z dt + v_z|_{t=0} \end{bmatrix}, \quad (62)$$

де $v_x|_{t=0}$, $v_y|_{t=0}$, $v_z|_{t=0}$ – початкове значення проекцій швидкостей.

Кутові швидкості елемента агрегату (58), прискорення (61) і швидкість (62) оброблено фільтром Калмана. Вектор стану фільтра Калмана \mathbf{x} вимірювальної системи, що включає датчики прискорення, гіроскоп та навігаційний приймач має вигляд:

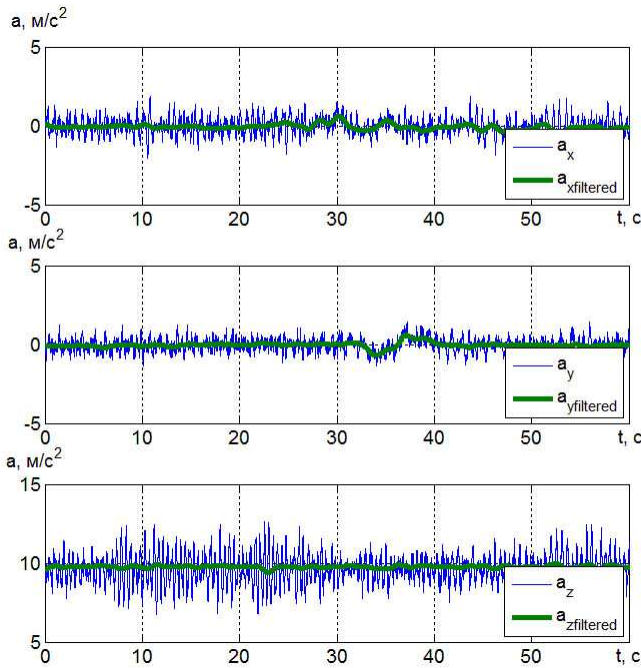
$$\mathbf{x} = [\mathbf{x}_{GPS} \quad \mathbf{v}_{GPS} \quad \mathbf{a} \quad \boldsymbol{\theta} \quad \boldsymbol{\omega}]^T = [x \quad y \quad z \quad v_x \quad v_y \quad v_z \quad a_x \quad a_y \quad a_z \quad \alpha \quad \beta \quad \gamma \quad \omega_x \quad \omega_y \quad \omega_z]^T. \quad (63)$$

Матрицю переходу \mathbf{A} фільтра Калмана розраховано з динамічної системи елемента агрегату, яка будується за класичними законами динаміки трьохвимірної декартової системи координат. Коваріаційну матрицю шуму вимірювання \mathbf{R} та коваріаційну матрицю процесу оцінювання \mathbf{Q} розраховано за похибками датчиків вимірювальної системи.

Результатами обробки даних експериментальних досліджень БСА John Deere 8345R + John Deere 1910 + John Deere 1895 підтверджена ефективність розробленого алгоритму.

Розраховано статистичні дані нефільтрованих та фільтрованих прискорень рами трактора John Deere 8345R при прямолінійному русі (рис. 27). Встановлено, що після фільтрації знижуються: стандартні відхилення $\sigma_{a_x} = 0,543$, $\sigma_{a_y} = 0,424$ і $\sigma_{a_z} = 0,957$

до $\sigma_{a_{x,filtered}} = 0,157$, $\sigma_{a_{y,filtered}} = 0,153$ і $\sigma_{a_{z,filtered}} = 0,080$; та дисперсії вибірки $D_{a_x} = 0,295$, $D_{a_y} = 0,180$, $D_{a_z} = 0,917$ до $D_{a_{x,filtered}} = 0,025$, $D_{a_{y,filtered}} = 0,024$ і $D_{a_{z,filtered}} = 0,006$.



a_x, a_y, a_z – не фільтрований сигнал;
 $a_{x,f}, a_{y,f}, a_{z,f}$ – фільтрований сигнал
 Рисунок 27 – Залежності прискорень рами трактора John Deere 8345R від часу

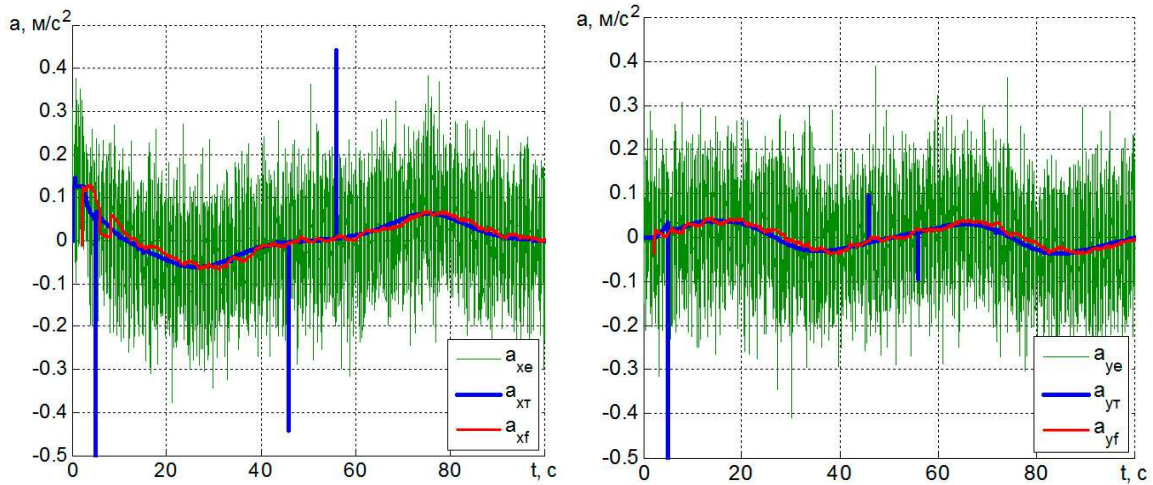
У шостому розділі «Експериментальні дослідження багатоеlementних сільськогосподарських агрегатів» наведено програму та методику експериментальних досліджень, що включають лабораторні і польові дослідження таких агрегатів:

1. БСА – John Deere 8345R + John Deere 1910 + John Deere 1895. В результаті дослідження, що відбувалось в господарстві «ХарківАгро-2000» Харківської області, визначено динамічні та енергетичні показники агрегату, що підтвердили адекватність розробленої математичної моделі просторового руху та енергетичних витрат.

2. Зчіпки з двох тракторів в складі ХТЗ-150К-09 та Т-70С, що підтвердили адекватність математичної моделі динаміки двохелементного агрегату.

Лабораторні дослідження проведено на обладнанні кафедри тракторів і автомобілів ХНТУСГ ім. П. Василенка по програмі, що включала тарування інерційних вимірювальних пристроїв відповідно до ДСТУ ГОСТ ISO 5347-2:2004. Розроблено методику експлуатаційних досліджень з оцінки динамічних та енергетичних показників машинно-тракторних агрегатів, що базується на ГОСТ 7057-81, ГОСТ 24055-88, ГОСТ 2457-80 і ГОСТ 18509-88.

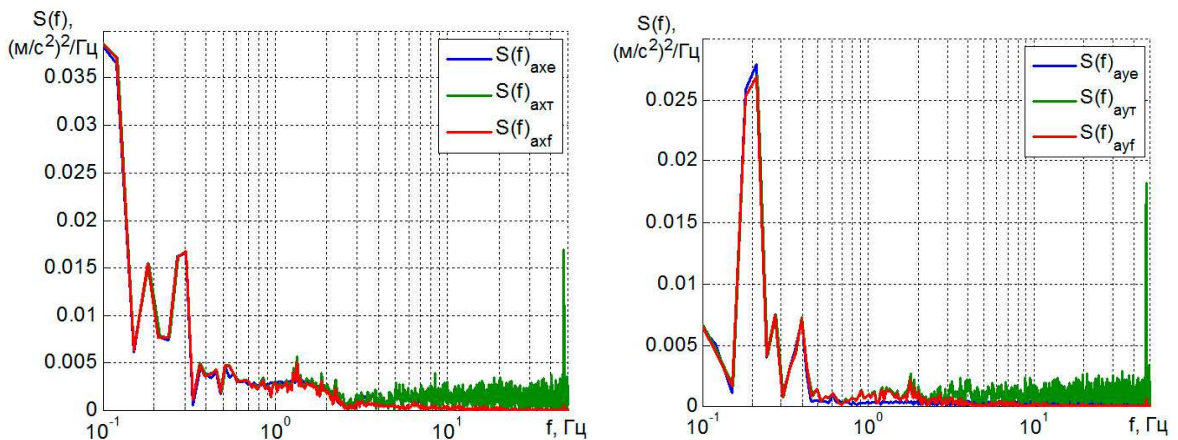
Порівняно результати експериментальних та теоретичних досліджень при русі по синусоїді, зчипки з двох тракторів ХТЗ-150К-09 та Т-70С. Результати дослідження прискорення трактора ХТЗ-150К-09 по осям x та y наведено на рис. 28.



по осі x та y визначені при експериментальних дослідженнях (a_{xe} , a_{ye}), теоретично розраховані (a_{xr} , a_{yr}) та відфільтровані (a_{xf} , a_{yf})

Рисунок 28 – Залежності прискорень трактора ХТЗ-150К-09 від часу при русі за синусоїдою

Обробка даних експериментальних досліджень дозволила знизити розмах коливань прискорень центру мас ХТЗ-150К-09 по осі x з $0,78 \text{ м/с}^2$ для a_{xe} до $0,17 \text{ м/с}^2$ – a_{xf} ; по осі y з $0,8 \text{ м/с}^2$ для a_{ye} до $0,06 \text{ м/с}^2$ – a_{yf} .



по осі x (а) та y (б) визначені при експериментальних дослідженнях $S(f)_{axe}$, $S(f)_{aye}$, теоретично розраховані $S(f)_{axr}$, $S(f)_{ayr}$ та відфільтровані $S(f)_{axf}$, $S(f)_{ayf}$

Рисунок 29 – Спектральні щільності прискорень трактора ХТЗ-150К-09 при русі за синусоїдою

Для перевірки адекватності математичної моделі руху двохелементного агрегату порівняно теоретичні $S(f)_{axr}$, $S(f)_{ayr}$ й експериментальні фільтровані значення $S(f)_{axf}$, $S(f)_{ayf}$ та не фільтровані $S(f)_{axe}$, $S(f)_{aye}$ значення спектральних щільностей прискорень центру мас ХТЗ-150К-09 по осям x та y (рис. 29). Найбільшу енергію прискорення по осі x мають на частотах до $0,15 \text{ Гц}$, по осі y – на частоті $0,2 \text{ Гц}$. Спектральні щільності прискорень центру мас трактора ХТЗ-150К-09 для експериментальних даних, теоретичних та фільтрованих співпадають до частоти 3 Гц , тобто до частоти зрізу фільтру Баттерворту.

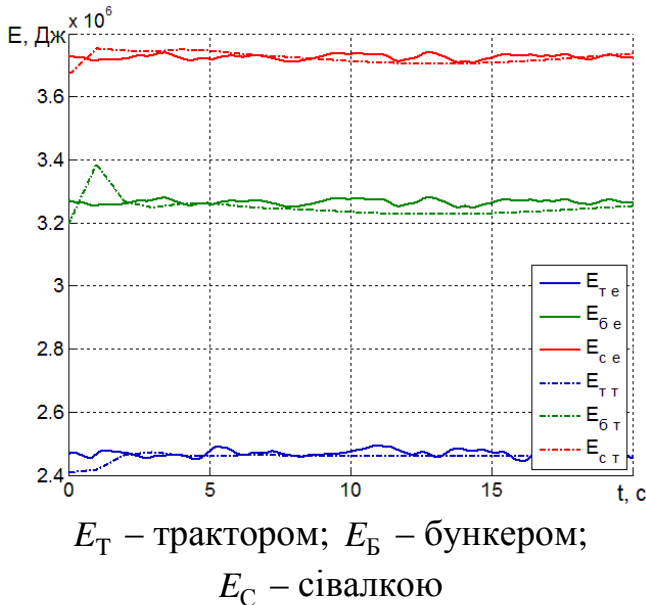


Рисунок 30 – Витрати енергії БСА під час експериментальних (індекс е) та теоретичних (індекс т) досліджень

Deere 1895, яке проведено в ТОВ «ХарківАгро-2000» Шевченківського району Харківської області при використанні вимірювальної системи динаміки та енергетики мобільних машин отримано рекомендації щодо їх агрегування та налаштування. Обґрунтовано склад і марки сільськогосподарських агрегатів для подальшого придбання господарством. Підібрано оптимальний для господарства склад та схеми агрегування, що дозволило отримати на сівбі зернових культур річний економічний ефект в розмірі 3 930 тис. грн.

ВИСНОВКИ

В дисертації наведено теоретичне узагальнення і нове вирішення науково-прикладної проблеми, що виявляється в підвищенні енергоефективності багатоеlementних сільськогосподарських агрегатів шляхом обґрунтування вибору компонентів схем та режимів використання через розробку математичних моделей динаміки і методів оцінки енергоефективності. Це дозволило створити нові методи до комплектування, розробки і ефективної експлуатації багатоеlementних сільськогосподарських агрегатів, зменшити енергетичні витрати та впровадити у виробництво розроблені рекомендації.

На основі проведеного дослідження зроблені такі основні висновки:

1. Проведеним узагальненням відомих досліджень встановлено, що методи формування рівнянь динаміки БСА не враховують зміну структури та способу агрегування. Відсутні методи оцінки впливу тягово-енергетичних і силових характеристик на енергетичні витрати сільськогосподарськими агрегатами довільних структур. Проблема енергозбереження та оцінки енергоефективності БСА в сільському господарстві залишається актуальною, адже переважна кількість методів оцінки енергетичних витрат розроблено саме для одноelementних машин. Наразі, для дослідження функціонування

Під час експериментальних та теоретичних досліджень порівняно витрату енергії елементами БСА – John Deere 8345R + John Deere 1910 + John Deere 1895 (рис. 30).

При $0 < t < 2,5$ с дані теоретичних досліджень енергетичних витрат мають перехідний процес. В усталеному процесі при $2,5 < t < 20$ с різниця між теоретичними та експериментальними даними складає не більше 4 %. Дані теоретичних досліджень мають менший розмах коливань. Теоретичними дослідженнями підтверджено адекватність методології формування рівнянь динаміки та енергетики руху БСА.

Результатами експлуатаційно-технологічних досліджень БСА – John Deere 8345R + John Deere 1910 + John

БСА відсутня вимірювальна система, що дозволяє визначати динаміку більше як двох елементів агрегату з урахуванням складових руху в трьохвимірному просторі.

2. Наведено теоретичне узагальнення і вирішення науково-прикладної проблеми, що виявляється в розроблених теоретичних методах формування математичних моделей руху і оцінки енергоефективності БСА, що дозволяють досліджувати динаміку n -елементних агрегатів різних схем агрегування й визначати вплив взаємного розташування елементів та є науковою новизною дослідження. Проведено теоретичний аналіз математичних моделей плоско-паралельного та просторового руху БСА. Запропоновано, що для формування рівнянь динаміки БСА необхідно вибрати кількість досліджуваних елементів, обґрунтувати силові та кінематичні зв'язки, скласти рівняння.

3. Розв'язанням задачі нелінійної динаміки двохелементного агрегату з керованим збудженням, тобто зміною рушійних сил на бортах першого елемента за гармонійним законом з розмахом 3728 Н та періодом $T = 100$ с, що є науковою новизною дослідження, отримано траєкторії руху елементів та значення проекцій зусиль в зчипці, які змінюються за гармонійним законом з розмахом коливань для осі x – 1716 Н та y – 2819 Н.

4. При складанні математичної моделі просторового руху БСА використано динамічну модель колісного трактора класичної компоновки на пружних колесах, що має 10 узагальнених координат. З урахуванням неголономних зв'язків трактор має 4 ступені свободи, бункер та сівалка – по дві. Встановлено, що при дослідженні руху БСА: в якості керуючого впливу на трактор приймати кут повороту керованих коліс ψ ; рівняння кінематичних зв'язків не повинні вироджуватись при прямолінійному русі елементів агрегату ($\psi = 0^\circ$); для побудови математичної моделі динаміки просторового руху потрібно описувати елементи, як системи твердих тіл з голономними і неголономними утримуючими зв'язками та використовувати рівняння Аппеля у псевдокоординатах.

5. Математичним моделюванням нелінійної динамічної моделі просторового руху БСА – John Deere 8345R + John Deere 1910 + John Deere 1895, що є науковою новизною дослідження, отримано значення координат та проекцій швидкостей центрів мас елементів агрегату, динамічних радіусів й швидкостей обертання коліс трактора. Визначено, що на початку руху відбуваються перехідні процеси при $0 < t < 15$ с, що пов'язані із деформацією шин елементів агрегату. Теоретичними дослідженнями математичних моделей динаміки БСА за схемами агрегування «трактор – сівалка – бункер» та «трактор – бункер – сівалка» встановлено, що траєкторії руху трактора співпадають. Максимальне значення тягового опору посівного агрегату для першої схеми агрегування складає $P_{1max} = 65710$ Н, для другої – $P_{2max} = 65360$ Н.

6. Обґрунтовано метод розрахунку енергетичних витрат БСА, що є науковою новизною дослідження, елементи якого описані як динамічні об'єкти, що передають й витрачають енергію з послідовним, паралельним з'єднанням та з'єднанням зі зворотнім зв'язком. Відзначено, що опис елементів систем у вигляді рівнянь простору стану, дозволяє гнучке формування системи рівнянь, що враховує зміни складу та послідовності з'єднання елементів БСА.

7. Формуванням енергетично-динамічної моделі БСА – John Deere 8345R + John Deere 1910 + John Deere 1895 встановлено взаємозв'язок між динамічними та енергетичними показниками. Визначено, що найбільші витрати енергії відбуваються в сівалці $E_C = 3,7 \cdot 10^6$ Дж з розмахом коливань $\Delta E_C = 0,15 \cdot 10^6$ Дж. Енергетичні витрати

трактора та бункера дорівнюють $E_T = 2,5 \cdot 10^6$ Дж та $E_B = 3,25 \cdot 10^6$ Дж з розмахом коливань $\Delta_{E_T} = 0,1 \cdot 10^6$ Дж та $\Delta_{E_B} = 0,15 \cdot 10^6$ Дж.

8. Під час сівби у БСА – John Deere 8345R + John Deere 1910 + John Deere 1895, маса бункера змінюється лінійно від $m_B|_{t=0} = 11436$ кг до $m_B|_{t=4000} = 3165$ кг. Встановлено, що при зниженні маси бункера, центр зв'язаної системи координат підвищується від 1,51 м до 1,58 м, трактора від 1,372 м до 1,382 м, а сівалки залишається незмінним. Розраховано, що проекції швидкостей центрів мас БСА на ось x підвищуються лінійно на 0,1 м/с, на ось y – збільшуються на 0,05 м/с та на ось z залишаються постійними, що не призводить до погіршення агротехнічних вимог. Енергетичні витрати John Deere 1895 – підвищуються з 3,84 МДж до 3,96 МДж; John Deere 8345R – підвищуються від 2,51 МДж до 2,6 МДж; John Deere 1910 – знижуються від 3,33 МДж до 2,59 МДж лінійно при зменшенні маси бункера.

9. Для відслідковування в режимі «реального часу» тягово-динамічних та енергетичних характеристик сільськогосподарських агрегатів розроблено та виготовлено вимірювальну систему динаміки та енергетики мобільних машин. Систему використано для визначення кінематичних, динамічних, потужнісних та енергетичних характеристик машин й агрегатів при дорожніх, польових і стендових випробуваннях. Систему адаптовано до кількості досліджуваних елементів багатоелементних машинно-тракторних агрегатів. Відзначено, що інноваційною складовою вимірювальної системи є спосіб визначення буксування рушіїв мобільної машини, який є достатньо точним і не потребує втручання в конструкцію машини. Розроблено алгоритм обробки даних вимірювальною системою, що виключає вплив показників місця розташування датчиків, прискорення вільного падіння, нерівностей полів та нахилу.

10. Проведеними експериментальними дослідженнями в лабораторних та польових умовах розробленою вимірювальною системою динаміки та енергетики мобільних машин підтверджено адекватність математичних моделей динаміки та енергетики БСА на прикладі зчипки двох тракторів ХТЗ-150К-09 та Т-70С й агрегату у складі John Deere 8345R + John Deere 1910 + John Deere 1895. Встановлено, що розбіжність розрахункових і експериментальних результатів не перевищує 4%.

11. За результатами експлуатаційно-технологічних досліджень БСА John Deere 8345R + John Deere 1910 + John Deere 1895 в ТОВ «ХарківАгро-2000» Шевченківського району Харківської області при використанні вимірювальної системи динаміки та енергетики мобільних машин отримано рекомендації щодо їх агрегування та налаштування. Обґрунтовано склад і марки сільськогосподарських агрегатів для подальшого придбання господарством. Підібрано оптимальний для господарства склад та схеми агрегування, що дозволило отримати на сівбі зернових культур річний економічний ефект в розмірі 3 930 тис. грн.

12. Результати наукового дослідження у вигляді методології моделювання динаміки БСА довільних структур й методів оцінки енергетичних витрат передано на ПАТ «ХТЗ», ДП «Харківське конструкторське бюро з машинобудування імені О. О. Морозова», ТОВ «Українське конструкторське бюро трансмісій і шасі» Індустріальної групи УПЕК та Харківську філію «УкрНДПВТ ім. Л. Погорілого». Вимірювальну систему динаміки та енергетики мобільних машин застосовано Харківським тракторним

заводом під час досліджень нових та існуючих тракторів, сільськогосподарських машин й технологій. Результати дисертаційної роботи впроваджено у навчальний процес ХНТУСГ ім. П. Василенка для студентів напрямку підготовки 6.100102 «Процеси, машини та обладнання агропромислового виробництва» в лекційний курс «Трактори і автомобілі»; для студентів спеціальності «208 – Агроінженерія» – в лекційний курс «Мехатроніка» та «Аналіз та синтез мехатронних систем».

ПЕРЕЛІК ОПУБЛІКОВАНИХ РОБІТ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Список публікацій, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації:

1. Антощенко Р. В. Динаміка та енергетика руху багатоелементних машинно-тракторних агрегатів: монографія. Х.: ХНТУСГ, 2017. 244 с.
2. Антощенко В. М., Антощенко Р. В. Математична модель визначення потужності необхідної для функціонування сільськогосподарського агрегату. *Системи управління, навігації та зв'язку*. К.: ЦНДІ НУ, 2011. Вип. 8 (20). С. 160–162.
3. Антощенко Р. В. Система збору та обробки даних для контролю за функціонуванням машинно-тракторного агрегату. *Механізація сільськогосподарського виробництва. Вісник ХНТУСГ*. Х.: ХНТУСГ, 2012. Вип. 124. Т. 2. С. 89–95.
4. Антощенко Р. В., Ковальов Р. Ю. Мехатронна інформаційна система машино-тракторного агрегату. *Механізація сільськогосподарського виробництва. Вісник ХНТУСГ*. Х.: ХНТУСГ, 2011. Вип. 107. Т. 2. С. 110–113.
5. Антощенко Р. В. До питання дослідження комбінованих сільськогосподарських агрегатів довільних структур. *Національний технічний університет «ХПІ»: зб. наук. праць. Серія: Автомобіле- та тракторобудування*. Х.: НТУ «ХПІ», 2012. № 64 (970). С. 26–30.
6. Мобільний вимірювальний комплекс для збору та обробки даних функціонування мобільних енергетичних засобів / Антощенко Р. В., Антощенко В. М., Голубничий М. А., Шаповалов Д. І. *Технічний сервіс машин для рослинництва: Вісник ХНТУСГ*. Х.: ХНТУСГ, 2013. Вип. 134. С. 52–57.
7. Антощенко Р. В. Обробка даних мобільного вимірювального комплексу для контролю за функціонуванням мобільних енергетичних засобів. *Вібрації в техніці та технологіях*. Вінниця, 2013. №2(70). С. 6–9.
8. Антощенко Р. В. Теоретичні дослідження руху ґрунтообробно-посівного агрегату при диференціації маси технологічної ємності. *Механізація сільськогосподарського виробництва: Вісник ХНТУСГ*. Х.: ХНТУСГ, 2013. Вип. 135. С. 158–162.
9. Антощенко Р. В. До розробки математичної моделі нелінійної динаміки мобільних машин. *Механізація сільськогосподарського виробництва: Вісник ХНТУСГ*. Х.: ХНТУСГ, 2014. Вип. 148. С. 268–272.
10. Антощенко Р. В., Антощенко В. М. Спосіб та вимірювальна система для визначення енергетичних витрат мобільної машини. *Технічний сервіс машин для рослинництва: Вісник ХНТУСГ*. Х.: ХНТУСГ, 2014. Вип. 145. С. 210–216.
11. Антощенко Р. В. До побудови математичної моделі руху багатоелементних мобільних машин та обґрунтуванню зв'язків між ними. *Праці Таврійського державного агротехнологічного університету*. Мелітополь: ТДАУ, 2014. Вип. 14. Т. 9. С. 282–287.
12. Антощенко Р. В. До визначення кінематичних зв'язків, кута зламу піврам і

швидкостей коліс трактора шарнірно-з'єднаної компоновки. *Вісник Львівського національного аграрного університету. Агроінженерні дослідження*. Львів: ЛНАУ, 2014. Вип. 18. С. 178–183.

13. Антощенко Р. В. До визначення кінематичних зв'язків, кутів і швидкостей коліс трактора класичної компоновки при повороті. *Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету*. Мелітополь: ТДАТУ, 2015. Вип. 5. Т. 1. С. 39–46. URL: <http://nauka.tsatu.edu.ua/e-journals-tdatu/pdf5t1/7.pdf>.

14. Антощенко Р. В., Антощенко В. М., Кашин Д. В. Аналіз експериментальних досліджень динаміки буксування рушіїв гусеничних та колісних тракторів. *Праці Таврійського державного агротехнологічного університету*. Мелітополь: ТДАУ, 2015. Вип. 15. Т. 3. С. 80–85.

15. Огляд українського ринку тракторів потужністю 260-390 к.с. / Антощенко В. М., Антощенко Р. В., Гуртов А. П., Станіславенко Д. В. *Механізація сільськогосподарського виробництва: Вісник ХНТУСГ*. Х.: ХНТУСГ, 2014. Вип. 148. С. 258–262.

16. Антощенко Р. В., Антощенко В. М., Кашин Д. В. Вимірювальна система динамічних та енергетичних показників орного агрегату. *Механізація сільськогосподарського виробництва: Вісник ХНТУСГ*. Х.: ХНТУСГ, 2015. Вип. 156. С. 320–326.

17. Антощенко Р. В., Тищенко Л. Н., Андреев Ю. М. К побудові урівняний динаміки багатоеlementного машинно-тракторного агрегата. *Вібрації в техніці та технологіях*. Вінниця, 2015. № 3 (79). С. 69–79.

18. 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.

19. Антощенко Р. В. Математичний апарат обробки даних вимірювальною системою динаміки та енергетики мобільних машин. *Інженерія природокористування*. Х.: ХНТУСГ, 2015. Вип. 1 (3). С. 96–103.

20. Антощенко Р. В., Антощенко В. М. Дослідження енергетичних параметрів функціонування багатоеlementних машинно-тракторних агрегатів. *Інженерія природокористування*. Х.: ХНТУСГ, 2016. Вип. 2 (6). С. 105–112.

21. Антощенко Р. В., Лебедев А. Т., Антощенко В. М. Дослідження енергетичних витрат багатоеlementного комбінованого ґрунтообробно-посівного агрегату. *Інженерія природокористування*. Х.: ХНТУСГ, 2017. Вип. 1 (7). С. 83–88.

22. Антощенко Р. В., Лебедев А. Т., Антощенко В. М. Керування енергетичними витратами машинно-тракторного агрегата. *Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів*. Х.: ХНТУСГ, 2017. Вип. 7. С. 172–179.

23. Антощенко Р. В., Лебедев А. Т., Антощенко В. М. Результати експериментальних досліджень комбінованого ґрунтообробно-посівного агрегату. *Механізація сільськогосподарського виробництва: Вісник ХНТУСГ*. Х.: ХНТУСГ, 2017. Вип. 180. С. 213–218.

24. Антощенко Р. В. Теоретичне дослідження динаміки та енергоефективності комбінованого сільськогосподарського агрегата зі зміною масою бункеру. *Науковий журнал. Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів*. Х.: ХНТУСГ, 2017. Вип. 8. С. 218–225.

25. Антощенко Р. Теоретические исследования динамической модели колесного трактора класса 30кН. *MOTROL. Commission of motorization and energetics in agriculture:*

Polish Academy of sciences. Lublin – Rzeslow, 2013. Vol. 15. № 7. P. 171–176.

26. Толстолицкий В. А., Антощенко Р. В. Методология моделирования функционирования многоэлементных мобильных машин на плоской горизонтальной поверхности. *Молодой ученый*. Чита, 2013. № 11 (58). С. 186–191.

27. Антощенко Р. К исследованию нелинейной математической модели движения многоэлементных мобильных машин. *MOTROL. Commission of motorization and energetics in agriculture: Polish Academy of sciences*. Lublin – Rzeslow, 2014. Vol. 16. № 7. P. 77–83.

28. Антощенко Р. В. Определение кинематических связей математической модели плоскопараллельного движения многоэлементного машинно-тракторного агрегата. *Сборник научных трудов по материалам Международной заочной научно-практической конференции актуальные направления научных исследований XXI века: теория и практика*. Воронеж: ВГЛТА, 2014. №. 5. Ч. 3. С. 183–186.

29. Антощенко Р. В. Измерительная система динамических и энергетических параметров тракторов и машинно-тракторных агрегатов. *Международный научный, научно приложный и информационный журнал «Механизация на земледелие»*. Варна, 2015. №. 12. С. 9–12.

30. Антощенко Р., Лебедев А., Толстолицкий В. К определению кинематических связей, углов и скоростей колёс пространственной математической модели движения многоэлементного машинно-тракторного агрегата. *MOTROL. Commission of motorization and energetics in agriculture: Polish Academy of sciences*. Lublin, 2015. Vol. 17. № 7. С. 11–16.

31. Antoshchenkov R., Tishchenko L., Lebedev A. Study of mathematical model of dynamics combined machine-tractor unit. *ТЕКА. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture: PAN*. Lublin, 2015. Vol. 15. № 3. P. 81–86.

Праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

32. Антощенко Р. В. К исследованию движения многоэлементных комбинированных почвообрабатывающих посевных агрегатов. *Современные проблемы освоения новой техники, технологий, организации технического сервиса в АПК: Материалы МНПК посвящённой 60 летию БГАТУ*. Минск.: БГАТУ, 2014. Ч. 2. С. 46–51.

33. Мельник В. И., Антощенко Р. В., Аль-Фтиххат Моусаб Абдулвахид Моххамед. Методика обработки экспериментальных данных при изучении динамики сошника. *Современные проблемы освоения новой техники, технологий, организации технического сервиса в АПК: Материалы МНПК посвящённой 60 летию БГАТУ*. Минск: БГАТУ, 2014. Ч. 2. С. 75–80.

34. Антощенко Р. В. Результаты исследования математической модели плоскопараллельного движения многоэлементного машинно-тракторного агрегата. *Сборник научных трудов по материалам Международной научно-технической конференции «Обеспечение экологической безопасности путем создания наукоемких технических средств и технологий в лесном комплексе»*. Воронеж: ВГЛТА, 2015. №. 2. Ч. 1. С. 15–19.

35. Антощенко Р. В. Аналіз методів моделювання динаміки механічних систем. *Матеріали X Міжнародної науково-практичної конференції. Проблеми конструювання, виробництва та експлуатації сільськогосподарської техніки*. Кіровоград: КНТУ, 2015. С. 61–63.

36. Andreev Y., Antoshchenkov R. Dynamics of multielement agricultural aggregates taking into account nonholonomic constraints and spatial motion. *Nonlinear Dynamics – 2016: Proceedings of 5th International Conference (September 27-30, 2016) / National Technical University “Kharkov Polytechnic Institute” at al. Kharkov, 2016. PP. 48–56.*

Праці, які додатково відображають наукові результати дисертації:

37. Спосіб визначення енергетичних витрат мобільної машини: пат. 89312 Україна, МПК А01В 67/00, А01В 73/00. № u 2013 14656 ; заяв. 16.12.13 ; надрук. 10.04.14, Бюл. № 7.

38. Вимірювальна система динамічних та тягово-енергетичних показників функціонування мобільних машин: пат. 92889 Україна, МПК В60К 31/00, G05D 3/00. № u 2014 03215 ; заяв. 31.03.14 ; надрук. 10.09.14, Бюл. № 17.

39. Спосіб визначення буксування коліс мобільної машини: пат. 96661 Україна, МПК В60В 39/00. № u 2014 09937 ; заяв. 10.09.14 ; надрук. 10.02.15, Бюл. № 3.

АНОТАЦІЯ

Антощенко Р. В. Динаміка та енергоефективність багатоелементних сільськогосподарських агрегатів. – На правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора 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, 2018.

В дисертації наведено теоретичне узагальнення і нове вирішення науково-прикладної проблеми, що виявляється в підвищенні енергоефективності багатоелементних сільськогосподарських агрегатів шляхом обґрунтування вибору компоновальних схем та режимів використання через розробку математичних моделей динаміки і методів оцінки енергоефективності. Це дозволило створити нові методи до комплектування, розробки і ефективної експлуатації багатоелементних сільськогосподарських агрегатів, зменшити енергетичні витрати та впровадити у виробництво розроблені рекомендації. Для вирішення поставленої проблеми створено нову методологію формування математичних моделей функціонування багатоелементних сільськогосподарських агрегатів з урахуванням структури і схеми агрегування, що дозволяє ефективно досліджувати динамічні показники n -елементних агрегатів. Створеним математичним моделюванням руху двохелементного машинно-тракторного агрегату, визначено методи формування моделей багатоелементних сільськогосподарських агрегатів, їх силову взаємодію та міжелементні кінематичні зв'язки. Одержано аналітичні залежності кінематичних зв'язків математичної моделі динаміки просторового руху багатоелементного сільськогосподарського агрегату, що не вироджуються при розрахунках та складанні математичних моделей. Складено математичні моделі просторового руху багатоелементних сільськогосподарських агрегатів зі схемою агрегування «трактор – бункер – сівалка» та «трактор – сівалка – бункер». При складанні математичної моделі динаміки просторового руху агрегату, елементи описано, як системи твердих тіл з голономними і неголономними утримуючими зв'язками та використано рівняння Аппеля у псевдокоординатах. Математичним моделюванням нелінійної динамічної моделі просторового руху БСА –

John Deere 8345R + John Deere 1910 + John Deere 1895 отримано значення координат та проєкцій швидкостей центрів мас елементів агрегату, динамічних радіусів й швидкостей обертання коліс трактора. Розроблено методи оцінки енергоефективності сільськогосподарських агрегатів довільної структури, що дозволили дослідити взаємозв'язок витрати енергії та динамічних показників роботи машинно-тракторних агрегатів. Розроблено вимірювальну систему динаміки та енергетики мобільних машин, що дозволила підтвердити теоретичні положення дослідження динаміки та енергетики функціонування багатоелементних сільськогосподарських агрегатів довільної структури, провести ефективні експериментальні дослідження агрегатів та сформувані рекомендації з їх створення та експлуатації. Проведеними експериментальними дослідженнями підтверджено адекватність математичних моделей динаміки та енергетики багатоелементних сільськогосподарських агрегатів довільних структур.

Ключові слова: динаміка, енергоефективність, багатоелементний сільськогосподарський агрегат, рух, вимірювальна система.

АННОТАЦІЯ

Антощенко Р. В. Динамика и энергоэффективность многоэлементных сельскохозяйственных агрегатов. – На правах рукописи.

Диссертация на соискание научной степени доктора технических наук по специальности 05.05.11 – Машины и средства механизации сельскохозяйственного производства. – Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства имени Петра Василенко, Министерство образования и науки Украины, Харьков, 2018.

В диссертации приведено теоретическое обобщение и новое решение научно-прикладной проблемы, что проявляется в повышении энергоэффективности многоэлементных сельскохозяйственных агрегатов путем обоснования выбора компоновочных схем и режимов использования через разработку математических моделей динамики и методов оценки энергоэффективности. Это позволило создать новые методы к комплектованию, разработки и эффективной эксплуатации многоэлементных сельскохозяйственных агрегатов, уменьшить энергетические затраты и внедрить в производство разработанные рекомендации. Для решения поставленной проблемы разработана новая методология формирования математических моделей функционирования многоэлементных сельскохозяйственных агрегатов с учётом структуры и схемы агрегатирования, что позволила эффективно исследовать динамические показатели n -элементных агрегатов. Математическим моделированием двухэлементного машинно-тракторного агрегата, определены методы формирования математических моделей многоэлементных сельскохозяйственных агрегатов, их силовое взаимодействие и межэлементные кинематические связи. Составлены математические модели пространственного движения многоэлементных сельскохозяйственных агрегатов со схемами агрегатирования «трактор – бункер – сеялка» и «трактор – сеялка – бункер». При составлении математических моделей динамики пространственного движения агрегата его элементы описаны, как системы твердых тел с голономными и неголономными удерживающими связями и использовано уравнение Аппеля в псевдокоординатах. Математическим моделированием нелинейной динамической модели пространственного движения многоэлементного сельскохозяйственного агрегата – John Deere 8345R +

John Deere 1910 + John Deere 1895 получено значение координат и проекций скоростей центров масс элементов агрегата, динамических радиусов и скоростей вращения колес трактора. Получены аналитические зависимости кинематических связей математической модели динамики пространственного движения многоэлементного сельскохозяйственного агрегата, которые не вырождаются при расчетах и составлении математических моделей. Разработаны методы оценки энергоэффективности сельскохозяйственных агрегатов произвольной структуры, которые позволили исследовать взаимосвязь затрат энергии и динамических показателей работы многоэлементных сельскохозяйственных агрегатов. Разработанная измерительная система динамики и энергетики мобильных машин позволяет подтвердить теоретические положения исследования динамики и энергетики функционирования многоэлементных комбинированных сельскохозяйственных агрегатов произвольной структуры, проводить эффективные экспериментальные исследования агрегатов и формировать рекомендации по их созданию и эксплуатации. Инновационной составляющей измерительной системы является достаточно точный способ определения буксования движителей мобильной машины, который не требует вмешательства в конструкцию машины. Разработан алгоритм обработки данных измерительной системой, исключая влияние показателей места расположения датчиков, ускорение свободного падения, неровностей полей и наклона. Проведенные экспериментальные исследования в лабораторных и полевых условиях, с помощью разработанной и изготовленной измерительной системы динамики и энергетики мобильных машин, подтвердили адекватность математических моделей динамики и энергетики комбинированных сельскохозяйственных агрегатов произвольных структур. Разработанная методология исследования динамики многоэлементных сельскохозяйственных агрегатов произвольных структур и измерительная система динамики и энергетики мобильных машин реализованы на заводах-производителях сельскохозяйственной техники, внедрены аграриями Украины и используются в учебном процессе ХНТУСХ им. П. Василенко.

Ключевые слова: динамика, энергоэффективность, многоэлементный сельскохозяйственный агрегат, движение, измерительная система.

ABSTRACT

R. Antoshchenkov. Dynamics and energy efficiency of multi-element agricultural aggregates. – Manuscript.

Thesis is for the degree of doctor of technical science 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, 2018.

The thesis provides theoretical generalization and new solution of scientific and applied problems manifested in increasing energy efficiency through multiple farm units justification for selecting layout patterns and usage through the development of mathematical models of dynamics and methods for assessing energy efficiency. It is possible to create new methods to the acquisition, development and effective operation of multi-farm units, reduce energy costs and implement recommendations in production. To solve the problem created by the formation of a new methodology mathematical model of multiple units based agricultural structure and

block diagrams to effectively investigate dynamic performance -element units. By mathematical modeling of two element tractor unit defined methods of forming multiple models of agricultural machines, their interaction and power kinematic relations between elements. Analytical dependence of kinematic linkages of mathematical model of the dynamics of spatial movement of multi element agricultural unit, which does not degenerate in the calculation and preparation of mathematical models are presented. A mathematical model of spatial motion of multi-element agricultural units with circuit-block “tractor – hopper – seeder” and “tractor – seeder – hopper” was studied. In compiling a mathematical model of the dynamics of the spatial motion of multi elements unit described as a system of solids bodies with holonomic and non-holonomic holding linkages; used equation of Appel in pseudo coordinates. Mathematical modeling of nonlinear dynamic model of spatial motion of multi element agricultural unit – John Deere 8345R + John Deere 1910 John Deere 1895 + received the coordinates and projections of speeds centers mass of the elements of the unit, dynamic radii and speeds the wheels of the tractor. Methods for evaluation of efficiency of agricultural units arbitrary structure, which allowed to investigate the relationship power consumption and dynamic performance of the machine and tractor units. Developed measurement system dynamics and power of mobile machines allowed confirming the theoretical position to study the dynamics and energy multi-functioning agricultural units arbitrary structure, effective conduct experimental research units and generate recommendations for their creation and operation. Experimental studies confirmed the adequacy of mathematical models of the dynamics of power and multiple farm units arbitrary structures.

Keywords: dynamics, energy efficiency, multi-element agricultural aggregate, motion, measuring system.

Підписано до друку 29.01.2018 р.

Формат 60x84 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
ДК № 2779 від 28.02.2007 р.