

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ  
АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНІЙ УНІВЕРСИТЕТ



**Калінін Євген Іванович**

УДК 629.1.02

ФОРМУВАННЯ СИСТЕМНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ  
ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ АГРЕГАТІВ ЗМІННОЇ МАСИ

Спеціальність 05.22.20 – експлуатація та ремонт засобів транспорту

Автореферат  
дисертації на здобуття наукового ступеня  
доктора технічних наук

Харків – 2019

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:** доктор технічних наук, професор  
**Шаша Ігор Костянтинівич,**  
Національна академія Національної гвардії України,  
професор кафедри експлуатації та ремонту  
автомобілів та бойових машин;

доктор технічних наук, професор  
**Біліченко Віктор Вікторович,**  
Вінницький національний технічний університет,  
завідувач кафедри автомобілів та транспортного  
менеджменту;

доктор технічних наук, професор  
**Грицук Ігор Валерійович,**  
Херсонська державна морська академія,  
професор кафедри експлуатації суднових  
енергетичних установок.

Захист відбудеться «23» жовтня 2019 р. о 12<sup>00</sup> годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 64.059.02 при Харківському національному автомобільно-дорожньому університеті за адресою:  
61002, м. Харків, вул. Ярослава Мудрого, 25

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці Харківського національного автомобільно-дорожнього університету за адресою:  
61002, м. Харків, вул. Ярослава Мудрого, 25

Автореферат розісланий «20» вересня 2019 р.

Вчений секретар  
спеціалізованої вченої ради



О.П. Смирнов

## ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

**Актуальність теми** та її доцільність обґрунтовуються необхідністю забезпечення безвідмовності тракторів при їх використанні у складі транспортно-технологічних агрегатів змінної маси.

В сільськогосподарському виробництві транспортні роботи – невід’ємна частина технологічних і виробничих процесів. При цьому, в найбільш загальному випадку, транспортно-технологічний агрегат являє собою певну кількість елементів, що знаходяться у зв’язках та утворюють певну цілісність – машинний агрегат, або система. Транспортний режим роботи такого агрегату за характером динамічної навантаженості істотно відрізняється від руху на технологічних операціях. Він характеризується відносно малою величиною середньої тягової сили і найбільшими коливаннями її амплітуд. Такі навантаження суттєво впливають на системні властивості даної системи та її підсистем, а динаміка положення у просторі центру мас агрегату призводить до особливого формування цих властивостей.

Необхідним є новий підхід до оцінки навантаженості елементів трансмісії при виконанні трактором транспортно-технологічної операції. Це є актуальною проблемою наукових досліджень. Дослідження в даному напрямку регламентовані паспортом спеціальності 05.22.20 – експлуатація та ремонт засобів транспорту.

**Зв’язок роботи з науковими програмами, планами, темами.** Робота виконана згідно: Закону України «Про стимулювання розвитку вітчизняного машинобудування для агропромислового комплексу» № 5478-VI (5478-17) від 06.11.2012 р.; «Транспортна стратегія України на період до 2020 року» (Розпорядження Кабінету міністрів України від 20.10.2010р. №2147-р); Програма реалізації Пріоритетних напрямків співробітництва держав учасників СНД у сфері транспорту на період до 2020 року (міжнародний документ від 22.05.2009 р. №998445); «Про затвердження Правил експлуатації колісних транспортних засобів» (Наказ Міністерства інфраструктури України від 26.07.2013 р., №550).

Робота є складовою частиною досліджень Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка по держбюджетним темам «Створення гнучких технологічних процесів механізованих робіт виробництва продукції рослинництва» (ДР № 0104 U 004492); «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 № 0109 U 006633) (2009-2014 рр.).

Також дослідження виконувалися по темі 06.2.7 (2013-2015 рр.) «Удосконалення методів і засобів оцінки тягово-енергетичних і динамічних параметрів сільськогосподарських агрегатів при випробуваннях і експлуатації» Державної наукової установи «Український науково-дослідний інститут

прогнозування та випробування техніки і технологій для сільськогосподарського виробництва імені Леоніда Погорілого».

**Мета дослідження:** підвищення працездатності елементів транспортно-технологічних агрегатів змінної маси шляхом обґрунтування їх раціональних динамічних і енергетичних властивостей.

**Завдання дослідження:**

- визначити та обґрунтувати актуальну невирішену проблему вибраним напрямком дослідження;
- обґрунтувати найбільш значні елементи транспортно-технологічних агрегатів змінної маси, що визначають їх безвідмовність в умовах експлуатації;
- сформулювати концепцію системного підходу підвищення безвідмовності транспортно-технологічного агрегату змінної маси;
- розробити алгоритм керування транспортно-технологічним агрегатом змінної маси в раціональній області навантаженості елементів трансмісії;
- синтезувати методологію забезпечення ресурсних показників основних елементів транспортно-технологічних агрегатів змінної маси;
- виконати експериментальні дослідження по оцінці енергетичних властивостей елементів транспортно-технологічних агрегатів в умовах експлуатації.

**Об'єкт дослідження:** процес функціонування трактора на транспортно-технологічних операціях в аграрному секторі.

**Предмет дослідження:** оцінка навантаженості елементів трансмісії трактора у складі транспортно-технологічного агрегату змінної маси.

**Методи дослідження.** Методологічною основою дисертаційної роботи є узагальнення та аналіз відомих наукових результатів щодо динаміки транспортно-технологічних агрегатів, раціональне поєднання теоретичних і експериментальних досліджень та використання системного підходу. Для формуванні наукової проблеми, визначення мети і постановки задач дослідження використовувався аналітичний метод та порівняльний аналіз. При створенні емпіричних моделей використані основні положення теорії систем, методології системного аналізу та дослідження операцій. Для розв'язання математичної моделі динаміки трактора на транспортно-технологічних операціях застосовано чисельний метод. При дослідженні коливального руху елементів транспортно-технологічного агрегату застосовувався метод амплітудно-фазового простору. При підтвердженні достовірності розроблених математичних моделей використані експериментальні методи та методи статистичної обробки масивів даних.

Математичне моделювання, теоретичні дослідження та обробка результатів дослідження виконані з використанням програмного забезпечення MapleSoft Maple v.10.0, Microsoft Excel та StatSoft Statistica.

**Наукова новизна** отриманих результатів полягає у розробці науково-практичного підходу формування системних властивостей транспортно-технологічних агрегатів змінної маси за рахунок забезпечення функціонування їх основних елементів в області працездатності. При цьому *вперше*:

– сформована концепція системного підходу підвищення безвідмовності основних елементів транспортно-технологічних агрегатів змінної маси, що базується на зменшенні додаткових енергетичних витрат, яка, на відміну від відомих, дозволяє забезпечити працездатний стан транспортно-технологічного агрегату при змінній його масі;

– запропоновано методологію визначення динаміки транспортних агрегатів зі змінним положенням центру мас, що базується на доведених теоремах головних моментів та прискорення центру мас, які, на відміну від відомих, дозволяють оцінити траєкторію його руху у динамічному просторі;

– розрахунково-функціональним моделюванням за критерієм працездатності одержані аналітичні залежності з визначення навантаженості елементів транспортно-технологічного агрегату змінної маси, які, на відміну від відомих, дозволяють оцінити відхилення від базових значень навантаженості основних елементів транспортно-технологічного агрегату при виконанні транспортної операції;

– отримані нові функціональні зв'язки структурних елементів транспортно-технологічного агрегату змінної маси, які, на відміну від відомих, підвищують точність імітаційного моделювання навантаженості основних елементів транспортно-технологічного агрегату при виконанні транспортної операції.

*Отримали подальший розвиток:*

– сформульована теорія руху транспортно-технологічного агрегату при зміні його маси, яка, на відміну від відомих, дозволяє враховувати додаткові енергетичні втрати, викликані динамікою центру мас агрегату;

– уточнена теорія формування навантаженості основних елементів трактора у складі транспортно-технологічного агрегату змінної маси, яка, на відміну від відомих, дозволяє оцінити його працездатність при нестабільності гакового навантаження.

*Удосконалено:*

– метод забезпечення працездатності трактора на транспортних роботах, який, на відміну від відомих, засновано на динаміці центру мас агрегату;

– метод збільшення ефективності транспортно-технологічного агрегату змінної маси, який, на відміну від відомих, базується на корисній та додатковій роботі по переміщенню його центру мас.

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

Основні результати дисертації можуть використовуватися для підвищення працездатності тракторів у складі транспортно-технологічних агрегатів змінної маси на стадії їх виробництва, випробуваннях і експлуатації. Запропоновані в дисертації основні наукові положення, розробки і рекомендації впроваджені:

– у Державному підприємстві «Харківський регіональний науково-виробничий центр стандартизації, метрології та сертифікації» прийнята до використання методологія оцінки динаміки систем зі змінним положенням центру мас;

– на ПАТ «Харківський тракторний завод» при розробці нової моделі трактора ХТЗ-240К стосовно підвищення працездатності його основних елементів;

– у ТОВ «Українське конструкторське бюро трансмісій і шасі» стосовно підвищення безвідмовності основних елементів транспортно-технологічних агрегатів змінної маси;

– у ТОВ «Завод Кобзаренка» стосовно забезпечення ефективності транспортно-технологічних агрегатів змінної маси для внесення рідких і твердих органічних добрив серії ВНЦ і ТЗП;

– у Харківській філії УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого в практиці проведення випробувальних робіт тракторів та сільськогосподарської техніки при державних приймальних випробуваннях;

– у ПрАТ «АвтоКрАЗ» стосовно підвищення безвідмовності трансмісійної установки автомобільної техніки власного виробництва;

– у ДП «Харківський автомобільний завод» стосовно збільшення ресурсу складальних одиниць відремонтованих та модернізованих автомобілів;

– у Харківському національному технічному університеті сільськогосподарства імені Петра Василенка в навчальному процесі підготовки бакалаврів та магістрів.

**Особистий внесок здобувача.** Теоретичні та експериментальні результати досліджень, що виносяться на захист, отримані автором самостійно та викладені у роботах [1 – 40]. У наукових роботах, що опубліковані у співавторстві, здобувачу належать: обґрунтовано необхідність врахування нестационарності гакового навантаження через зміну маси агрегату при силовому розрахунку технологічного агрегату [4]; аналіз надійності елементів трансмісійної установки тракторів сільськогосподарського призначення та оцінка впливу формування перехідних процесів на динаміку окремих елементів трансмісійної установки [6, 23, 24]; обґрунтовано можливість аналізу енергетичних показників трактора за показниками його двигуна та трансмісійної установки як єдиної динамічної системи [8]; розвинуто теорію буксування трактора на транспортних роботах, що дозволяє оцінити динамічну складову буксування та пов'язує її виникнення з коливаннями сил, що формують рух транспортного агрегату [9]; оцінено вплив гнучкості кузова на формування коливальної динаміки енергетичного засобу [10]; обґрунтовані параметри, на яких базується аналіз динаміки самохідного енергетичного засобу [12, 14, 29, 30, 35, 37]; запропоновано умови стійкості транспортно-технологічного агрегату як лінійної системи [13]; виявлені проблемні питання динаміки махових мас трансмісії в процесі експлуатації [15]; оцінено вплив неоднорідності та ізотропності елементів транспортно-технологічного агрегату на їх механічні властивості [19]; встановлено умови динаміки повороту трактора з урахуванням змінності гакового навантаження [25]; оцінено вплив коливання дійсної швидкості, буксування та прискорення на формування дотичної сили тяги ведучого колеса [31, 32, 34]; оцінено динаміку руху колісних машин з урахуванням стохастичності зовнішніх впливів [38, 39].

**Апробація результатів роботи.** Основні положення та результати теоретичних і експериментальних досліджень дисертаційної роботи доповідалися, обговорювалися та отримали позитивні відгуки на міжнародних 5 науково-практичних та науково-технічних конференціях: міжнародній науково-практичній конференції «Технічний прогрес в АПК» (Харків, ХНТУСГ, 2013 – 2015 рр.); III International Scientific Congress on agricultural machinery (Varna, Bulgaria, 22 – 25 июня 2015 р.); міжнародній науковій сесії «Інноваційні проекти в галузі технічного сервісу машин» (Харків, ХНТУСГ, 24 – 25 березня 2016 р.); першому міжнародному форуму агропромислового інжинірингу ДНУ УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого (Дослідницьке, 13 вересня 2016 р.); XV міжнародній науково-технічній конференції «Вібрація в техніці та технологіях» (Полтава, ПДАА, 20 – 21 жовтня 2016 р.); міжнародній науково-практичній конференції «Синергетика, мехатроніка, телематика дорожніх машин і систем у навчальному процесі та науці» (Харків, ХНАДУ, 16 березня 2017 р.); всеукраїнській науково-методичній конференції «Особливості викладання фахових дисциплін технічних спеціальностей – виклики часу та перспективи» (Харків, ХНАДУ, 21 березня 2017 р.); XIII міжнародному форумі молоді «Молодь і сільськогосподарська техніка в XXI сторіччі» (Харків, ХНТУСГ, 6 – 7 квітня 2017 р.). В повному обсязі дисертаційна робота обговорювалась та схвалена на розширених засіданнях кафедри тракторів і автомобілів ХНТУСГ ім. П. Василенка.

**Публікації.** Основні результати дисертаційної роботи опубліковані в 40 наукових працях, у тому числі: 31 стаття у наукових фахових виданнях України та інших держав (з них 5 у закордонних наукових періодичних виданнях, у тому числі 2 статті у виданнях, що індексуються у Scopus – [29, 30]); 6 тез у збірниках доповідей наукових конференцій; 3 публікації у інших виданнях.

**Структура та обсяг дисертації.** Дисертаційна робота складається зі вступу, шести розділів, висновків, списку використаних джерел та додатків. Повний обсяг роботи складає 378 сторінок, у тому числі основного тексту 283 сторінки. Робота ілюстрована 83 рисунками, наведено 4 таблиці. Додатки розміщені на 38 сторінках. Перелік використаних літературних джерел складається із 255 найменувань на 28 сторінках.

## ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У **вступі** обґрунтована актуальність теми, сформульовані мета і задачі, визначені об'єкт і предмет дослідження, описані основні методи досліджень і зв'язок з науковими програмами, планами, темами.

Викладені основні положення наукової новизни і практичної цінності, апробації і публікації результатів дисертації.

У **першому розділі** «Проблематика навантаженості трансмісії трактора на транспортних роботах і напрямок досліджень» розкрито характеристики об'єкту та предмету дослідження, проаналізовані тенденції підвищення тракторовикористання на транспортних роботах в аграрному секторі. Виконана

класифікація транспортно-технологічних агрегатів (рис. 1) на основі тракторів, до яких віднесені ТА складально-транспортного та транспортно-розподільчого процесу з причіпними та напівначіпними транспортно-технологічними машинами.



*a* – агрегат Claas 520C+Horsch Titan 34 UW (складально-транспортний процес);  
*б* – Case IH Magnum 250+ ВНЦ-30 (транспортно-розподільчий процес)  
 Рисунок 1 – Транспортно-технологічні агрегати

При дослідженні існуючих досліджень з питання тракторовикористання на транспортно-технологічних сільськогосподарських операціях, були визначені невирішені проблеми, до яких віднесені: динаміка агрегату змінної маси, енергозбереження, формування системних властивостей елементів агрегату.

На необхідність вирішення проблеми функціонування трактора в умовах змінного гакового навантаження звертали увагу в своїх роботах професор В.Н. Болтинський, професор В.В. Гуськов, професор І.П. Ксєневич, професор Г.М. Кутьков, професор А.В. Рославцев та інші. З метою покращення динаміки функціонування тракторних агрегатів пропонувалися різні конструктивні рішення. Наприклад, А.А. Юшин і В.Н. Болтинський вводять поняття коефіцієнту нерівномірності гакового навантаження та для зменшення його значення пропонують зниження швидкості руху агрегату. Одночасно в роботах зазначених вчених зроблено висновок, що внаслідок коливань навантаження знижуються показники потужності та економічні показники двигуна (за паливом) в порівнянні з цими показниками при завантаженні постійним моментом, і введено поняття коефіцієнта використання потужності двигуна.

В роботах Т.К. Годельшина, М.М. Коденко, М.А. Подригало обґрунтовано використання значень прискорення мобільних машин при оцінці функціональних параметрів. За даним критерієм функціональну стабільність транспортних агрегатів можна оцінити через їх функціональну стійкість, як характеристику відхилення основних параметрів від номінальних значень.

Проблемі енергозбереження сільськогосподарських агрегатів присвячені роботи академіка Л.В. Погорілого, професора Л.Є. Агєєва, професора Г.М. Кутькова, професора А.Т. Лебедева, доцента М.Л. Шуляка та інших. Загальним принципом визначення енергоефективності агрегату в даних роботах є формування величини додаткових втрат енергії на самопересування агрегату через збільшення траєкторії руху його окремих елементів та додаткове виконання роботи в цьому русі.



Вирішенню проблеми динаміки мобільних машин присвячені роботи академіка І.І. Артоболевського, академіка П.М. Василенка, академіка Л.В. Погорілого, професора В.Я. Аніловича, професора М.П. Артьомова, професора Біліченко В.В., професора В.О. Богомолова, професора А.І. Бондаренко, професора В.Л. Вейца, професора І.В. Грицука, професора Д.А. Лопарева, професора Є.Є. Олександрова, професора А.М. Туренко, професора О.С. Федосова, в основу яких покладено методи класичної механіки, що призводить до того, що рівняння руху системи не враховують перерозподілу маси всередині зазначеної системи при виконанні технологічної операції. При дослідженні динаміки мобільних машин широко використовується метод на основі сил інерції, розвинутий в роботах професора М.П. Артьомова, професора Д.М. Клеца, професора А.Т. Лебедева, професора М.А. Подригало, професора О.С. Полянського, який дозволяє математично привести рівняння динаміки в рівняння статички, але обмежує оцінку впливу динаміки центру мас агрегату у просторі на рух всього агрегату. Проте, за твердженням академіка Л.В. Погорілого, дослідження в напрямку функціонування транспортно-технологічного агрегату, при зміні та перерозподілі маси останнього, є пріоритетними при створенні сільськогосподарської техніки нового покоління.

Для оцінки динаміки навантаженості трансмісійної установки трактора при виконанні технологічного процесу зі змінним гаковим навантаженням запропоновані різні методи і прилади, які обґрунтовані у працях професора Н.Я. Говорущенко, професора Д.Н. Громова, професора А.В. Рославцева, професора В.К. Сербія, професора В.Н. Шалягіна, в яких звернено увагу на відсутність загальних принципів формування працездатності елементів трансмісійної установки з урахуванням перехідних процесів, викликаних динамікою системи сил, прикладених до агрегату. В суміжних галузях науки і техніки, наприклад на автомобільному транспорті, в роботах професора В.П. Волкова, професора М.Я. Говорущенко, професора Г.С. Гудзя, професора Я.Х. Закина, професора В.В. Рудзінського, професора О.В. Сараєва, професора Г.А. Смірнова, професора І.К. Шаши системні властивості автомобілів однозначно пов'язані з їх експлуатаційними властивостями і динамікою та безпекою руху.

Аналіз відомих наукових робіт і публікацій з забезпечення працездатності елементів транспортно-технологічних агрегатів при виконанні технологічного процесу показав, що загальні принципи формування наробітку на відмову за рахунок відхилення від номінальних значень зовнішніх збурюючих впливів не обґрунтовані. Не вирішена проблема динаміки транспортних агрегатів змінної маси, їх енергоефективності та забезпечення працездатності. Напрямок дослідження визначає необхідність розробки концепції системного підходу підвищення безвідмовності основних елементів транспортно-технологічних агрегатів змінної маси, що базується на зменшенні додаткових енергетичних витрат та методології визначення динаміки транспортних агрегатів зі змінним положенням центру мас та навантаженості їх елементів.

**У другому розділі** «Функціонування засобів транспорту в умовах зміни положення центру мас» сформульовано визначення тіла змінної маси, на основі

якого обґрунтовані динамічні показники трактора при виконанні транспортних робіт у складі агрегату змінної маси; запропоновані принципи вивчення динаміки транспортних агрегатів зі змінним положенням центру мас. Наукова новизна дослідження відображена в нових залежностях переміщення центру мас агрегату в процесі виконання транспортно-технологічної операції.

Розглянуто динаміку точки змінної маси, під якою розуміється змінна система  $n$  матеріальних точок постійної маси, що зосереджена під час руху в деякій області, розмірами якої можна знехтувати.

Рівняння руху даної точки має вигляд:

$$m \frac{d\bar{v}}{dt} = \bar{F} - \bar{\Phi} + \bar{K} + \bar{I}, \quad (1)$$

де  $F$  – рівнодіюча системи сил, що діє на машину;  $\bar{\Phi} = \sum_i m_i a_i^r$  – сила, що визначає відносне переміщення матеріальних точок всередині системи;  $\bar{K} = -2 \sum_i \bar{\omega} \times \bar{v}_i^r$  – сила Коріолісу;  $\bar{I} = \sum_j \frac{dm_j}{dt} \Delta \bar{v}_j$  – сила, що визначає рух додаткової маси.

Величина сили імпульсу  $\bar{I}$  визначається потоком маси, яка приєднується або від'єднується від матеріальної точки  $i$ , в найзагальнішому випадку, являє собою секундну витрату кількості руху додаткової маси, яка визначається через звичайну витрату або подачу речовини. Величина сили відносного переміщення  $\bar{\Phi}$  визначається переміщенням матеріальних точок всередині системи за допомогою додаткових механізмів, або гравітаційним методом (наприклад, переміщення транспортером речовини до задньої стінки розкидачі добрив).

При розгляді руху причепа як тіла змінної маси (рис. 2) з урахуванням можливості його обертання у просторі навколо трьох ортогональних вісей координат, рівняння динаміки центру мас останнього набувають вигляду:

$$\begin{aligned} \ddot{x}_p + \dot{\omega}_y (z_c - z_p) - \dot{\omega}_z (y_c - y_p) &= \frac{1}{m} (F_x - \Phi_x + K_x + I_x) + (\omega_y^2 + \omega_z^2)(x_c - x_p) - \\ &\quad - \omega_x \omega_y (y_c - y_p) - \omega_x \omega_z (z_c - z_p); \\ \ddot{y}_p + \dot{\omega}_z (x_c - x_p) - \dot{\omega}_x (z_c - z_p) &= \frac{1}{m} (F_y - \Phi_y + K_y + I_y) + (\omega_z^2 + \omega_x^2)(y_c - y_p) - \\ &\quad - \omega_y \omega_z (z_c - z_p) - \omega_y \omega_x (x_c - x_p); \\ \ddot{z}_p + \dot{\omega}_x (y_c - y_p) - \dot{\omega}_y (x_c - x_p) &= \frac{1}{m} (F_z - \Phi_z + K_z + I_z) + (\omega_x^2 + \omega_y^2)(z_c - z_p) - \\ &\quad - \omega_z \omega_x (x_c - x_p) - \omega_z \omega_y (y_c - y_p). \end{aligned} \quad (2)$$

Аналіз функціонування транспортно-технологічного агрегату в двох взаємно ортогональних площинах дозволяє сформулювати відповідні рівняння руху центру мас у просторі та отримати миттєві значення координат останнього:

– в повздовжній площині:

$$\begin{aligned} x'_C &= \frac{\Gamma_x(\dot{\varphi}^2 \cos\varphi - \ddot{\varphi} \sin\varphi) - \Gamma_y(\dot{\varphi}^2 \sin\varphi + \ddot{\varphi} \cos\varphi)}{m(\cos^2\varphi \dot{\varphi}^4 - \sin^2\varphi \dot{\varphi}^4 - \varphi \ddot{\varphi} \dot{\varphi}^2 \sin\varphi \cos\varphi + \ddot{\varphi}^2 \sin^2\varphi - \ddot{\varphi}^2 \cos^2\varphi)}; \\ y'_C &= \frac{\Gamma_y(\dot{\varphi}^2 \cos\varphi - \ddot{\varphi} \sin\varphi) - \Gamma_x(\dot{\varphi}^2 \sin\varphi + \ddot{\varphi} \cos\varphi)}{m(\cos^2\varphi \dot{\varphi}^4 - \sin^2\varphi \dot{\varphi}^4 - \varphi \ddot{\varphi} \dot{\varphi}^2 \sin\varphi \cos\varphi + \ddot{\varphi}^2 \sin^2\varphi - \ddot{\varphi}^2 \cos^2\varphi)}, \end{aligned} \quad (3)$$

– в поперечній площині:

$$\begin{aligned} x'_C &= \frac{\Gamma_x(\dot{\varphi}^2 \cos\varphi - \ddot{\varphi} \sin\varphi) + \Gamma_y(\dot{\varphi}^2 \sin\varphi - \ddot{\varphi} \cos\varphi)}{m(\dot{\varphi}^4 \sin^2\varphi + \dot{\varphi}^4 \cos^2\varphi - \ddot{\varphi}^2 \sin^2\varphi - \ddot{\varphi}^2 \cos^2\varphi)}; \\ y'_C &= \frac{\Gamma_y(\dot{\varphi}^2 \cos\varphi + \ddot{\varphi} \sin\varphi) - \Gamma_x(\dot{\varphi}^2 \sin\varphi + \ddot{\varphi} \cos\varphi)}{m(\dot{\varphi}^4 \sin^2\varphi + \dot{\varphi}^4 \cos^2\varphi - \ddot{\varphi}^2 \sin^2\varphi - \ddot{\varphi}^2 \cos^2\varphi)}, \end{aligned} \quad (4)$$

де  $\Gamma_x = a_{mp}^x m - F_x + \Phi_x - K_x - I_x$  і  $\Gamma_y = a_{mp}^y m - F_y + \Phi_y - K_y - I_y$  – проекції головного вектору сил (з урахуванням принципу Д'аламбера) на відповідні вісі координат.

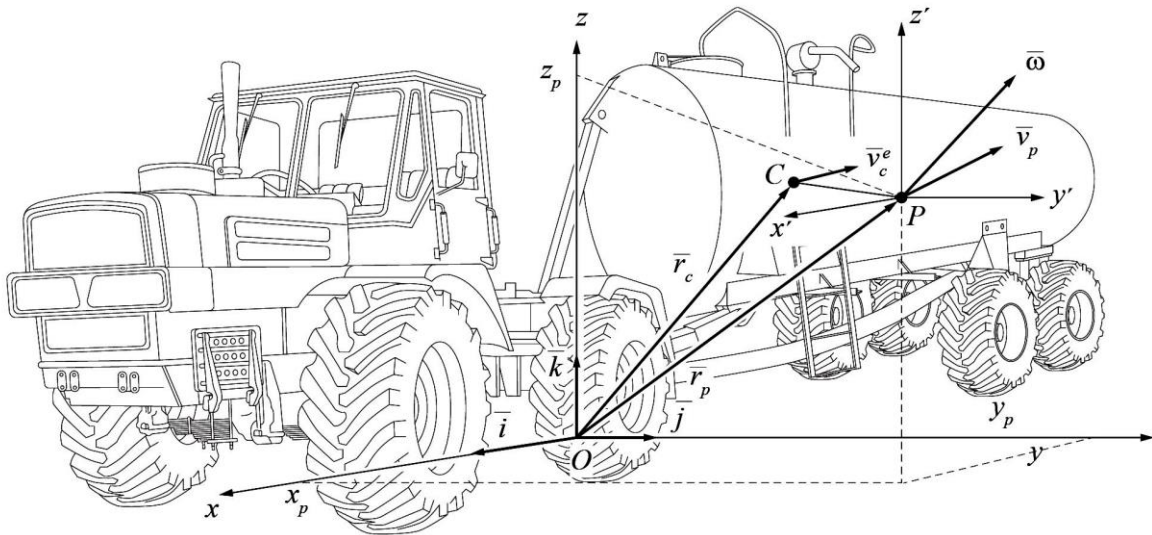


Рисунок 2 – Представлення транспортно-технологічної машини як тіла змінної маси

При визначенні кутів  $\varphi$  та кутових швидкостей  $\dot{\varphi}$  повороту транспортно-технологічної машини у просторі необхідно враховувати зміну маси  $m^\Delta$  та відцентрового моменту інерції  $J_{xy}^\Delta$  машини при зміні миттєвого напіру  $H^\Delta$ :

$$H^\Delta = H_o = \frac{\mu S_{oms} \sqrt{2gH_o t}}{2l \sqrt{2rH_o - H_o^2}}, \quad (5)$$

де  $\mu$  – коефіцієнт витрати рідини через технологічний отвір машини;  $S_{oms}$  – площа поперечного перерізу отвору;  $H_o$  – початковий напір рідини;  $l$  та  $r$  – довжина технологічної машини та радіус її поперечного перерізу.

Зазначений поворот машини в повздожній площині призводить до перерозподілу дотичних сил тяги по вісях трактора та формування змінного навантаження на гаку, величина якого може бути визначена за формулою виду:

$$\begin{aligned}
P_k = & \left\{ \pi r^2 - 0,5r^2 [2 \arccos \gamma - \sin(2 \arccos \gamma)] l \rho + M \right\} g f - \\
& - \frac{r^2 l \rho \mu S_{om\epsilon} \sqrt{2g(r\gamma + \gamma) \cos \varphi (r\gamma - H_o + r) (1 - \cos(2 \arccos \gamma))}}{t \sqrt{-\gamma^2 + 1}} + mg \sin \alpha + \\
& + \left\{ \lambda mg - \frac{g [x_{c'} + f (l_{2ak} \sin \varphi - h_{2ak} \cos \varphi + r_k)]}{l_{2ak} \cos \varphi - h_{2ak} \sin \varphi} \right\} \times \\
& \times \frac{[\pi r^2 - 0,5r^2 (2 \arccos \gamma - \sin(2 \arccos \gamma)) l \rho + M]}{l_{2ak} \cos \varphi - h_{2ak} \sin \varphi} + \\
& + \frac{(0,5l_{2ak} \sin 2\varphi - h_{2ak} \cos^2 \varphi + h_1) r^2 l \rho \mu}{(l_{2ak} \cos \varphi - h_{2ak} \sin \varphi) t \sqrt{\gamma^2 + 1}} \times \\
& \times \left. \frac{S_{om\epsilon} \sqrt{2g(r\gamma + \gamma) (r\gamma - H_o + r) (1 - \cos(2 \arccos \gamma))}}{(l_{2ak} \cos \varphi - h_{2ak} \sin \varphi) t \sqrt{\gamma^2 + 1}} \right\} f + \\
& + (1 - \lambda) mg f. \tag{6}
\end{aligned}$$

Умова стійкості руху транспортно-технологічного агрегату змінної маси:

$$\begin{aligned}
& \frac{Jm(k_3 l_{k3} - k_n l_{kn})}{v_{mp}} \left[ 2(k_3 + k_n) - (P_{2ak}^y - P_{2ak}^x + P_{k3}^1 - P_{f3}^1 + P_{k3}^2 - P_{f3}^2 - P_{fn}^1 - P_{fn}^2) \right] + \\
& + \frac{2J(k_3 + k_n)(k_3^2 + k_3 k_n)(l_{k3}^2 - l_{k3}) + (k_n^2 + k_n k_3)(l_{kn}^2 - l_{kn})}{v_{mp}^2} > 0, \tag{7}
\end{aligned}$$

де  $P_{k3}^2$  та  $P_{k3}^1$  – дотичні сили тяги задніх коліс правого і лівого бортів;  $P_{fn}^1$  і  $P_{fn}^2$  та  $P_{f3}^1$  і  $P_{f3}^2$  – сили опору перекочування передніх і задніх (лівого і правого бортів, відповідно) коліс;  $P_{2ak}^x$  та  $P_{2ak}^y$  – поздовжня та поперечна складова гакового навантаження;  $C_{ш}$  і  $k_{ш}$  – жорсткість і податливість шини транспортно-технологічної машини.

З даної умови можна визначити критичну швидкість поступального руху трактора, при перевищенні якої тракторний агрегат втрачає стійкість. Для агрегату ХТЗ-17221 + МЖТ-10 величина даної швидкості становить 10 км/год. Для вивчення формування вертикальних і кутових коливань енергетичного засобу у складі транспортно-технологічного агрегату змінної маси сформована динамічна модель (рис. 3) п'ятимасової системи, для якої отримані рівняння коливального руху з урахуванням переміщення центра мас транспортно-технологічної машини змінної маси у просторі. Для врахування впливу такого переміщення на перерозподіл навантаження по вісях трактора та формування його дотичної сили тяги зв'язок між сільськогосподарською машиною та

трактором розглядався як неідеальний шарнір з можливістю повороту транспортно-технологічної машини навколо своєї вісі в повздовжній площині.

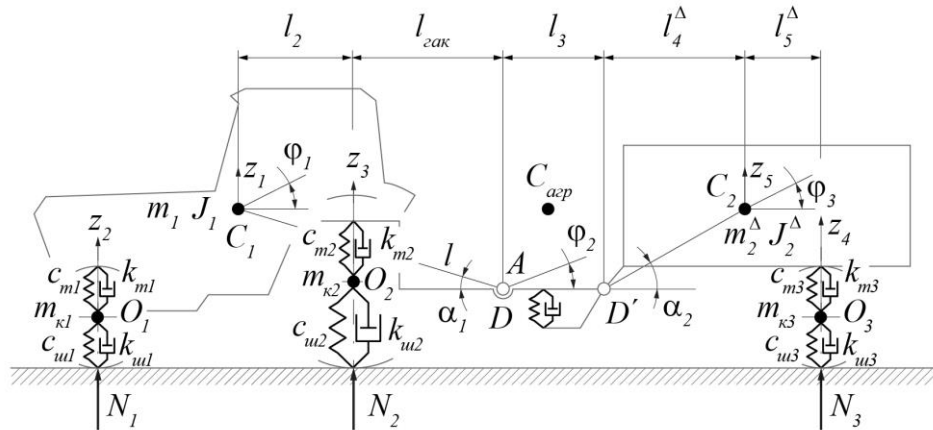
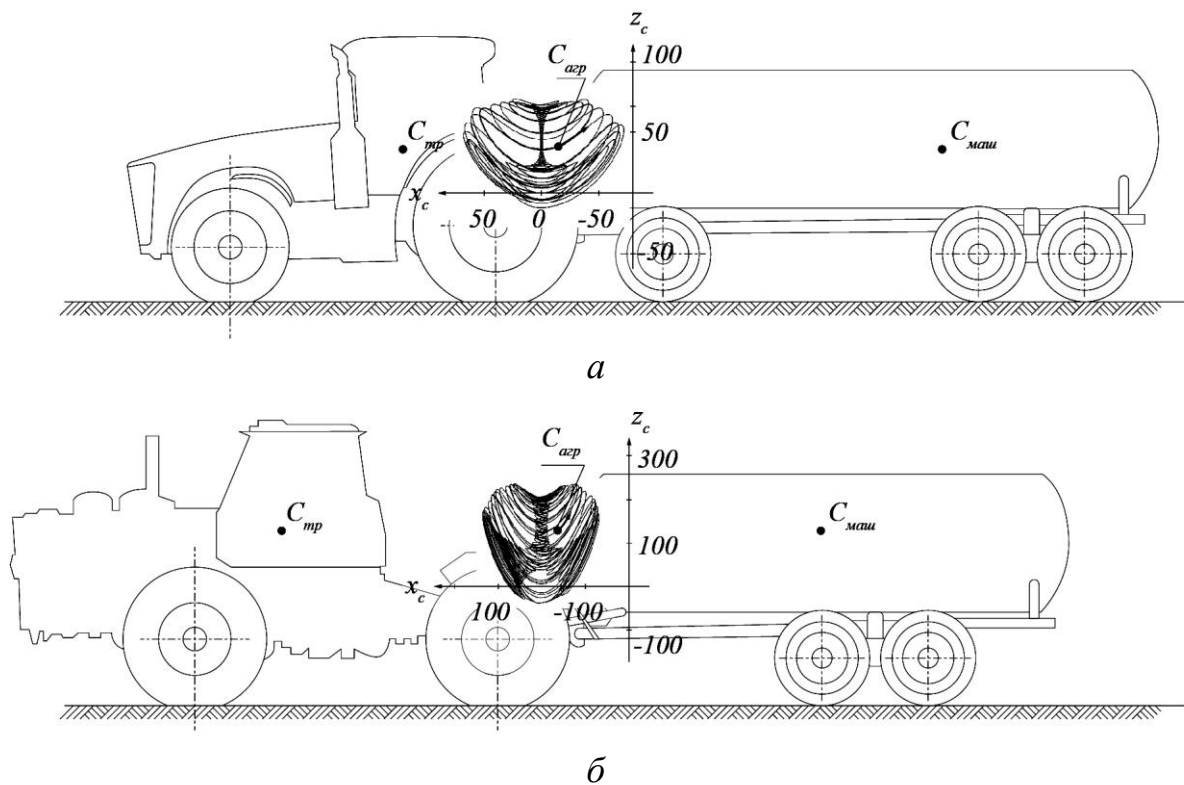


Рисунок 3 – Динамічна модель системи «трактор-транспортно-технологічна машина» в повздовжній площині

Результати розрахунків показують, що під час руху трактора у складі напівначіпного транспортно-технологічного агрегату спостерігаються значні кутові коливання остова трактора (в діапазоні від  $5$  до  $15^\circ$ ), що формує суттєвий вплив на процес відриву керованих коліс останнього. На основі розробленої моделі руху транспортно-технологічного агрегату отримані траєкторії центру мас останнього у просторі для причіпної (рис. 4, а) та напівначіпної (рис. 4, б) технологічної машини. В найбільш загальному випадку отримані траєкторії є аттракторами, до яких наближається траєкторія руху при  $t \rightarrow \infty$ .



а – для агрегату з причіпної машиною (агрегат John Deere 8310R + МЖТ-16);  
 б – для агрегату з напівначіпною машиною (агрегат ХТ317221 + МЖТ-10)  
 Рисунок 4 – Траєкторії руху у просторі центру мас транспортно-технологічного агрегату змінної маси

Розрахунок для причіпної машини проводився за отриманими моделями з урахуванням зменшення ступенів вільності за рахунок відсутності повороту причіпної машини в повздовжній площині.

Можна зробити висновок, що динаміка центру мас системи з напівначіпною машиною передбачає формування коливань навколо усіх трьох вісей, в той час як коливання центру мас системи з причіпною машиною спостерігається тільки за двома вісями – вертикальною та повздовжньою.

Окрім того, можна казати про збільшення розмаху коливального процесу для напівначіпної машини (270 мм для вертикальної координати) у порівнянні з причіпною (90 мм, відповідно) у три рази. Таке збільшення також можна пояснити формуванням обертального моменту для напівначіпної машини, який призводить до розгойдування рідини всередині неї.

**У третьому розділі** «Простір енергетичних конфігурацій руху трактора при виконанні транспортних робіт у складі агрегату змінної маси» визначено простір енергетичних конфігурацій трактора, на основі якого обґрунтовано принципи формування енергетичного балансу транспортно-технологічного агрегату змінної маси та запропоновані принципи вивчення енергетичних показників такого агрегату. Наукова новизна дослідження відображена в нових залежностях роботи, витраченої трактором в процесі виконання транспортно-технологічної операції.

Використовуючи енергетичний баланс агрегату та поняття миттєвої роботи, отримаємо баланс робіт, виконуваних агрегатом під час виконання технологічного процесу, який, в найбільш загальному випадку, прийме вид:

$$dA_k = dA_{zak} + dA_\delta + dA_f + dA_j + dA_p + dA_n, \quad (8)$$

де  $dA_k = N_k / dt$  – елементарна робота, що здійснюються ведучими колесами трактора по переміщенню агрегату в просторі;  $dA_{zak} = N_{zak} / dt$  – елементарна робота, яка витрачена на переміщення транспортно-технологічної машини в просторі;  $dA_\delta = N_\delta / dt$  – елементарна робота, яка витрачена при буксуванні ведучих коліс трактора;  $dA_f = N_f / dt$  – елементарна робота, яка витрачена на подолання опору перекошування коліс транспортно-технологічного агрегату по опорній поверхні;  $dA_j = N_j / dt$  – елементарна робота на подолання сил інерції агрегату (в залежності від напрямку вектору сил інерції може мати як позитивне, так і негативне значення);  $dA_p = N_p / dt$  – елементарна робота, яка витрачена при роботі пристрою для зниження коливань і інших пружних пристроїв агрегату;  $dA_n = N_n / dt$  – елементарна робота, яка недовикористана агрегатом через змінний характер моменту опору.

З урахуванням того, що кожна складова залежності (9) формується як постійним значенням відповідної сили, так і її стохастичним додатком, можна говорити, що окремий елемент балансу робіт представляється як сума постійної  $dA_{icon}$  та змінної  $dA_{ivar}$  величин. Тому елементарна робота, що здійснюються ведучими колесами трактора по переміщенню агрегату в просторі  $dA_k$  може бути розділена на дві компоненти: постійну  $dA_{kcon}$ , яка необхідна для

самопересування агрегату в просторі, і змінну  $dA_{kvar}$ , величина якої пов'язана з додатковими переміщеннями центру ваги агрегату внаслідок зміни маси останнього. При цьому:

$$\begin{aligned} dA_{kcon} &= dA_{\delta con} + dA_{con}(P_{fz}) + dA_{con}(P_{fm}) + dA_{pcon}; \\ dA_{kvar} &= dA_{zak var} + dA_{var}(P_{fz}) + dA_{var}(P_{fn}) + dA_{var}(P_{fm}) + dA_{var}(I) + dA_{var}(\Phi) + dA_{hvar}. \end{aligned} \quad (9)$$

Отже,  $dA_{kcon}$  – корисна робота сил, що витрачається на переміщення агрегату, та визначається на підставі статичного тягового розрахунку, а  $dA_{kvar}$  – робота, яка витрачена на подолання сил опору руху агрегату при зміні маси останнього.

Розглянемо зміну складових елементарної роботи  $dA_k$  як залежність результуючої всіх сил  $P_\Sigma$ , що діють на транспортно-технологічний агрегат (вхідний параметр) і елементарного переміщення центру ваги агрегату  $dS_c$ , викликаного дією даної результуючої (вихідний параметр).

Доведено взаємно однозначне співвідношення між множинами даних величин, геометричною інтерпретацією якого буде конфігураційна площину  $P_\Sigma - dS_c$ , що отримана на декартовому добутку множин  $\tilde{P}_\Sigma \times d\tilde{S}_c$ .

Тоді множина  $\tilde{P}_\Sigma \times d\tilde{S}_c$  є метричним простором конфігурацій. З огляду на визначення, кожна точка даного простору  $\tilde{P}_\Sigma \times d\tilde{S}_c$  є відображення роботи результуючої сили  $P_\Sigma$  на деякому переміщенні центру ваги агрегату  $dS_c$ . При цьому робота, яка витрачена на повному переміщенні центру ваги агрегату  $S_c$  при виконанні транспортно-технологічної операції визначиться інтегралом, і, відповідно, площею, яка обмежена відповідними миттєвими значеннями величин  $P_\Sigma$  і  $dS_c$ .

При розгляданні задачі відшукування мінімального по витраті енергії руху, який переводить заданий початковий стан  $\xi$  в заданий кінцевий стан  $\theta$  протягом встановленого часу  $T_f$ , прийнято припущення, що динамічна система описується диференціальним рівнянням виду:

$$\dot{\tilde{x}}(t) = \tilde{A}\tilde{x}(t) + \tilde{B}\tilde{u}(t), \quad (10)$$

де  $\tilde{x}(t)$  – стан системи;  $\tilde{u}(t)$  – управління системи.

Сформулюємо необхідні умови. Нехай  $\tilde{u}^*(t)$  – оптимальне по витраті енергії управління, що переводить  $\xi$  в  $\theta$ . Позначимо через  $\tilde{x}^*(t)$  траєкторію системи, що відповідає  $\tilde{u}^*(t)$ , що виходить з  $\xi$  при  $t_0 = 0$  і потрапляє в стан  $\theta$  в заданий момент часу  $T_f$ . Тоді існує відповідний вектор  $\tilde{p}^*(t)$  такий, що

а)  $\tilde{x}^*(t)$  і  $\tilde{p}^*(t)$  є рішеннями канонічних рівнянь виду:

$$\dot{\tilde{x}}^*(t) = A\tilde{x}^*(t) + B\tilde{u}^*(t); \quad (11)$$

$$\dot{\tilde{p}}^*(t) = -A'\tilde{p}^*(t), \quad (12)$$

з граничними умовами виду

$$\tilde{x}^*(0) = \xi, \quad \tilde{x}^*(T_f) = \theta; \quad (13)$$

б) співвідношення

$$\begin{aligned} & \sum_{j=1}^r |u_j^*(t)| + \langle A\tilde{x}^*(t), \tilde{p}^*(t) \rangle + \langle \tilde{u}^*(t), B'p^*(t) \rangle \leq \\ & \leq \sum_{j=1}^r |u_j^{**}(t)| + \langle A\tilde{x}^*(t), \tilde{p}^*(t) \rangle + \langle \tilde{u}^{**}(t), B'p^*(t) \rangle \end{aligned} \quad (14)$$

виконується для всіх допустимих  $\tilde{u}(t)$  і  $t \in [0, T_f]$ .

Припустимо, що  $\tilde{u}^*(t)$  і  $\tilde{u}^{**}(t)$  – два різних мінімальних по витраті енергії управління, що переводять  $\xi$  в  $\theta$  за один і той же час  $T_f$ . Нехай  $\tilde{x}^*(t)$  і  $\tilde{x}^{**}(t)$  – різні траєкторії, що починаються з  $\xi$ . Оскільки обидва управління  $\tilde{u}^*(t)$  і  $\tilde{u}^{**}(t)$  передбачаються мінімальними по витраті енергії, то маємо:

$$\int_0^{T_f} \sum_{j=1}^r |u_j^*(t)| dt = \int_0^{T_f} \sum_{j=1}^r |u_j^{**}(t)| dt. \quad (15)$$

З необхідних умов:

$$\begin{aligned} & \sum_{j=1}^r |u_j^*(t)| + \langle A\tilde{x}^*(t), \tilde{p}^*(t) \rangle + \langle B\tilde{u}^*(t), \tilde{p}^*(t) \rangle \leq \\ & \leq \sum_{j=1}^r |u_j^{**}(t)| + \langle A\tilde{x}^*(t), \tilde{p}^*(t) \rangle + \langle B\tilde{u}^{**}(t), \tilde{p}^*(t) \rangle, \end{aligned} \quad (16)$$

оскільки співвідношення (14) справедливо для всіх  $\tilde{u}(t)$  і, зокрема, для  $\tilde{u}^*(t)$ . Припущення про нормальність означає, що нерівність (16) є строгою, якщо тільки

$$\tilde{u}^*(t) \neq \tilde{u}^{**}(t). \quad (17)$$

Тому вираз (16) зводиться до строгої нерівності виду:

$$\sum_{j=1}^r |u_j^*(t)| + \langle B\tilde{u}^*(t), \tilde{p}^*(t) \rangle < \sum_{j=1}^r |u_j^{**}(t)| + \langle B\tilde{u}^{**}(t), \tilde{p}^*(t) \rangle. \quad (18)$$

Утворюємо скалярний добуток:

$$\left\langle \tilde{\pi}, \int_0^{T_f} e^{-At} B\tilde{u}^*(t) dt \right\rangle = \left\langle \tilde{\pi}, \int_0^{T_f} e^{-At} B\tilde{u}^{**}(t) dt \right\rangle, \quad (19)$$

де  $\tilde{\pi} = \tilde{p}^*(0)$ .

Оскільки  $\tilde{\pi}$  – постійний вектор  $\tilde{\pi} = e^{At} \tilde{p}^*(t)$ , то можна бачити, що рівність (19) зводиться до рівняння виду:

$$\int_0^{T_f} \langle B\tilde{u}^*(t), \tilde{p}^*(t) \rangle dt = \int_0^{T_f} \langle B\tilde{u}^{**}(t), \tilde{p}^*(t) \rangle dt. \quad (20)$$



Таким чином, припущення про те, що управління  $\tilde{u}^*(t)$  і  $\tilde{u}^{**}(t)$  різні і мінімальні по витраті енергії, призвело до суперечливих співвідношень. Отже,  $\tilde{u}^*(t) = \tilde{u}^{**}(t)$  для всіх  $t \in [0, T_f]$ . Таким чином, мінімальне значення енергії, витраченої при русі транспортно-технологічного агрегату, єдине. Це, природно, означає, що поверхня, яка характеризує витрата енергії, має цілком певний абсолютний мінімум. Наявність інших відносних мінімумів невідома. Якщо є багато управлінь, які відповідають всім необхідним умовам, то, крім абсолютного мінімуму, може мати місце і відносний (локальний) мінімум. У цьому випадку, щоб відрізнити управління, яке відповідає абсолютному мінімуму, необхідно обчислити витрату енергії, що вимагається для кожного управління, яке задовольняє необхідним умовам, і порівняти ці витрати. Природно, що управління з найменшою витратою енергії і буде шуканим мінімумом. Доведено, що припущення, які гарантують єдиність мінімального по витраті енергії управління, також гарантують існування тільки одного управління, що задовольняє початковим умовам. Така єдиність мінімального значення обґрунтовується нормальним законом розподілу величин, на яких побудовано простір конфігурацій.

**В четвертому розділі** «Формування довговічності трансмісійної установки транспортно-технологічного агрегату змінної маси» сформульовано еквівалентну схему трансмісійної установки з урахуванням змінного характеру впливу зовнішніх чинників на динаміку її вхідних елементів (рис.5), на основі якої обґрунтовані динамічні та частотні показники елементів трансмісії трактора при виконанні транспортних робіт у складі агрегату змінної маси; запропоновані принципи вивчення динаміки махових мас елементів трансмісії при змінному навантаженні.

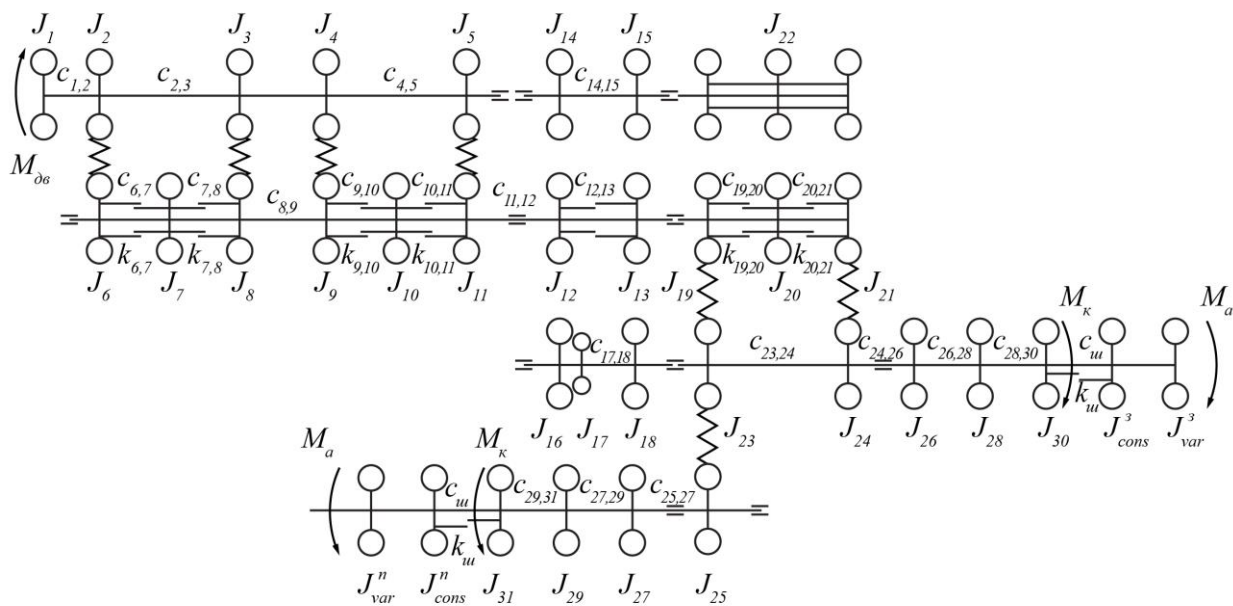


Рисунок 5 – Коливальна система, що еквівалентна трансмісії трактора ХТЗ-17221 з колісною формулою 4К4

Рівняння руху мас еквівалентної системи можна отримати, використовуючи принцип Д'аламбера і складаючи рівняння рівноваги для кожної маси. В остаточному вигляді рівняння руху еквівалентної системи матимуть вигляд (для схеми 4К2):

$$\left\{ \begin{array}{l} J_1 \ddot{\varphi}_1 + k_{mp}(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_{30}) + c_{28,30}(\varphi_{28} - \varphi_{30}) + c_{26,28}(\varphi_{26} - \varphi_{28}) + c_{24,26}(\varphi_{24} - \varphi_{26}) + \\ + c_{23,24}(\varphi_{23} - \varphi_{24}) + c_{19,20}^3(\varphi_{19} - \varphi_{20}) + c_{13,19}(\varphi_{13} - \varphi_{19}) + c_{11,12}(\varphi_{11} - \varphi_{12}) + \\ + c_{8,9}(\varphi_8 - \varphi_9) + c_{6,7}^3(\varphi_6 - \varphi_7) + c_{1,2}(\varphi_1 - \varphi_2) = M_{\delta\delta}; \\ J_{30} \ddot{\varphi}_{30} - c_{28,30}(\varphi_{28} - \varphi_{30}) - c_{26,28}(\varphi_{26} - \varphi_{28}) - c_{24,26}(\varphi_{24} - \varphi_{26}) - \\ - c_{23,24}(\varphi_{23} - \varphi_{24}) - c_{19,20}^3(\varphi_{19} - \varphi_{20}) - c_{13,19}(\varphi_{13} - \varphi_{19}) - c_{11,12}(\varphi_{11} - \varphi_{12}) - \\ - c_{8,9}(\varphi_8 - \varphi_9) - c_{6,7}^3(\varphi_6 - \varphi_7) - c_{1,2}(\varphi_1 - \varphi_2) - k_{mp}(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_{30}) = -M_{\kappa}; \\ J_{cons}^3 \ddot{\varphi}_{cons30} + J_{var}^3 \ddot{\varphi}_{var30} - k_{uu}(\dot{\varphi}_{30} - \dot{\varphi}_{cons30} - \dot{\varphi}_{var30}) - c_{uu}(\varphi_{30} - \varphi_{cons30} - \\ - \varphi_{var30}) = -M_a, \end{array} \right. \quad (21)$$

де  $\varphi_i$  – кутовий зсув маси.

Нехтуючи силами внутрішнього непружного опору, тобто вважаючи  $k_{mp} = k_{uu} = 0$ , рівняння вільних коливань моментів в еквівалентній системі можна отримати з виразу (21):

$$\left\{ \begin{array}{l} \ddot{M}_{mp} + \left( \frac{c_{mp}}{J_1} + \frac{c_{mp}}{J_{30}} \right) M_{mp} - \frac{c_{mp}}{J_{30}} M_{uu} = 0; \\ \ddot{M}_{uu} + \left( \frac{c_{uu}}{J_1} + \frac{c_{uu}}{J_{cons}} + \frac{c_{uu}}{J_{var}} \right) M_{uu} - \frac{c_{uu}}{J_{30}} M_{mp} = 0. \end{array} \right. \quad (22)$$

Тоді закони зміни вільних коливань навантажувальних моментів запишуться у вигляді:

$$\left\{ \begin{array}{l} M_{mp} = M_{mp}^A \cos(\lambda_1 \Delta t + \varphi_1) + M_{uu}^A \cos(\lambda_2 \Delta t + \varphi_2); \\ M_{uu} = v_{1\Delta} M_{mp}^A \cos(\lambda_1 \Delta t + \varphi_1) + v_{2\Delta} M_{uu}^A \cos(\lambda_2 \Delta t + \varphi_2), \end{array} \right. \quad (23)$$

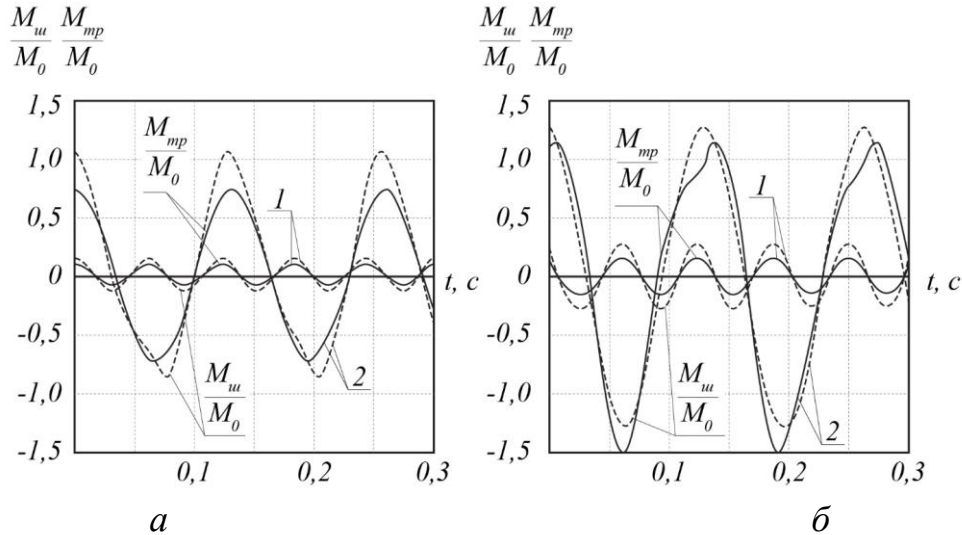
де  $\varphi_1$  і  $\varphi_2$  – фазові кути, які, якщо прийняти, що вільні коливання викликані попередньою закруткою системи деяким моментом, дорівнюватимуть нулю.

Остаточно отримаємо:

$$\left\{ \begin{array}{l} M_{mp} = M_0 \frac{1 - v_{2\Delta}}{v_{1\Delta} - v_{2\Delta}} \cos \lambda_{1\Delta} t + M_0 \frac{1 - v_{1\Delta}}{v_{2\Delta} - v_{1\Delta}} \cos \lambda_{2\Delta} t; \\ M_{uu} = M_0 v_{1\Delta} \frac{1 - v_{2\Delta}}{v_{1\Delta} - v_{2\Delta}} \cos \lambda_{1\Delta} t + M_0 v_{2\Delta} \frac{1 - v_{1\Delta}}{v_{2\Delta} - v_{1\Delta}} \cos \lambda_{2\Delta} t. \end{array} \right. \quad (24)$$

Розраховуючи відповідні значення розподілу амплітуд за координатами і власні частоти коливань в системі еквівалентної трансмісії, отримаємо графічні розв'язки рівнянь (24) для причіпного і напівначіпного транспортно-технологічного агрегату змінної маси за чотирма передачами транспортного

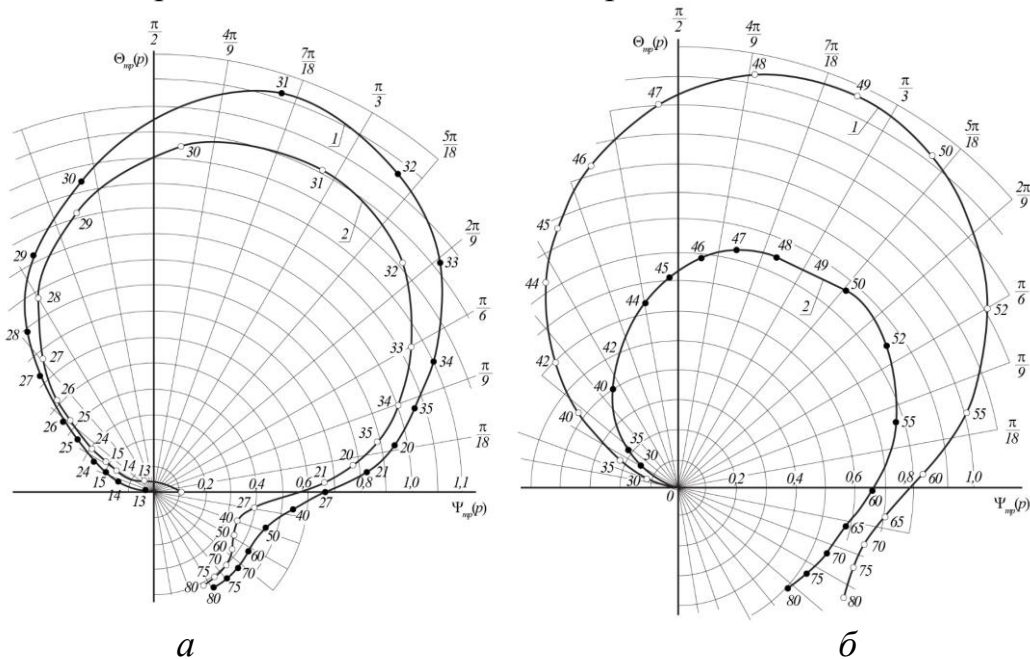
діапазону – рис. 6. З огляду на лінійність еквівалентної системи трансмісії, можна застосувати принцип суперпозиції коливань. Тоді реакція на кожний збуджуючий вплив може розглядатися незалежно від інших. Розглянемо реакції, що виникають в трансмісійній установці, від зовнішнього збурення, прикладеного до ведучих коліс (виконується умова  $M_{дв} = M_a = 0$ ).



1 – з порожньою транспортно-технологічною машиною; 2 – з повною транспортно-технологічною машиною

Рисунок 6 – Графіки вільних коливань моментів, що навантажують трансмісію трактора ХТЗ-17221 в складі причіпного (а) і напівначіпного (б) агрегату змінної маси

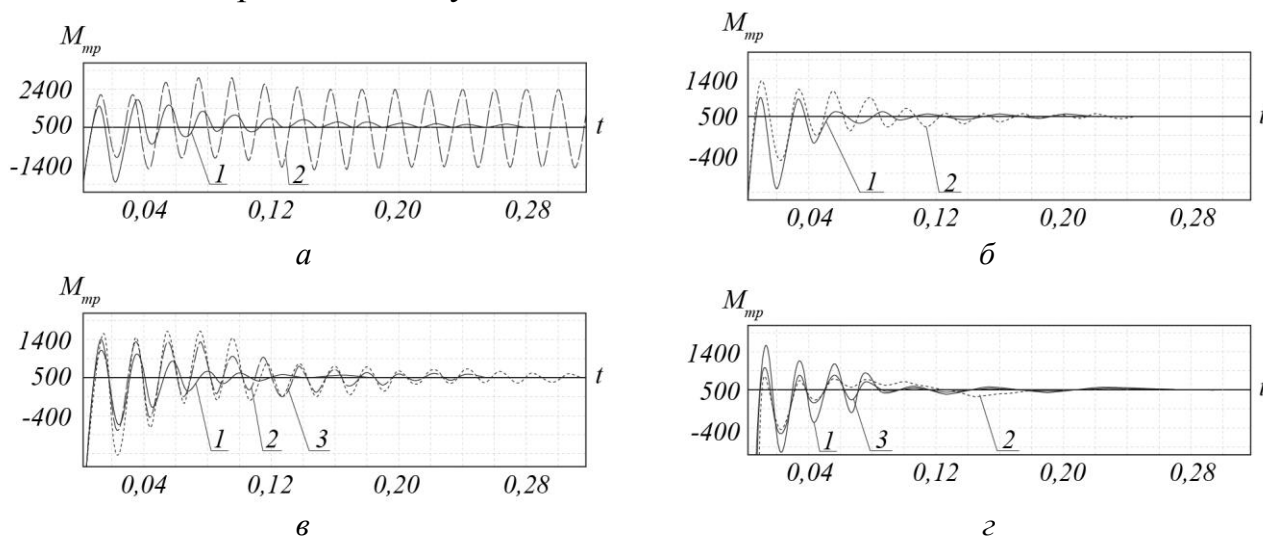
На рис. 7 наведені амплітудно-фазові характеристики приведенного моменту, що навантажує трансмісію трактора при виконанні транспортно-технологічної операції в складі причіпного і напівначіпного агрегатів змінної маси.



1 – при повній машині; 2 – при порожній машині

Рисунок 7 – Амплітудно-фазова характеристика приведенного моменту, що навантажує трансмісію трактора в складі причіпного (а) та напівначіпного (б) агрегату змінної маси на передачі транспортного діапазону

На рис. 8 показані приклади осцилограм перехідних функцій для відносної швидкості обертання ведучого колеса трактора в складі транспортно-технологічного агрегату змінної маси і моменту сил пружності, що виникає в еквівалентній трансмісійній установці.



а –  $\psi_{12} = 0$ ; б –  $\psi_{12} = 0,88$ ; в –  $\psi_{12} = 0,44$ ; г –  $\psi_{12} = 1,5$

1 –  $T_{\partial\partial} = 0$ ; 2 –  $T_{\partial\partial}/T_k = 5$ ; 3 –  $T_{\partial\partial}/T_k = 2,4$

Рисунок 8 – Осцилограми перехідних функцій моменту сил пружності  $M_{mp}$ , що виникають в еквівалентній трансмісійній установці трактора в складі транспортно-технологічного агрегату змінної маси (зовнішнє навантаження  $M_{\partial\partial} = 667 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ,  $\max M_k = 1200 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ) в залежності від коефіцієнта поглинання  $\psi_{12}$  та відношення постійних часу двигуна і колеса  $T_{\partial\partial}/T_k$

З рис. 8 можна зробити висновок, що, при виконанні технологічного процесу транспортно-технологічним агрегатом, зміна гакового навантаження формує в трансмісійній установці трактора змінні за величиною та часом крутні моменти на валах, значення яких мають від'ємне значення (від  $-410$  до  $-1900$  Нм). Такий періодичний вплив може викликати втомні руйнування валу за рахунок його циклічного закручування за чи проти годинникової стрілки.

Нехай транспортно-технологічний агрегат виконує технологічний процес з деяким значенням роботи  $A$ , що витрачається, а робота до зіставного ступеня пошкодження матеріалу дорівнює  $A^*$ . Тоді кількість циклів кожного спостережуваного рівня до моменту зіставлення на порівнюваних режимах роботи транспортно-технологічного агрегату можна виразити через результати експериментальних досліджень у вигляді:

$$n_{i \text{ cons}} = n'_{i \text{ cons}} \frac{A_{\text{cons}}^*}{A_{\text{cons}}}; \quad (25)$$

$$n_{i \text{ var}} = n'_{i \text{ var}} \frac{A_{\text{var}}^*}{A_{\text{var}}},$$

де штрих означає, що відповідне значення отримано на підставі реалізації процесу. Тоді співвідношення робіт на даних режимах:

$$\frac{A_{cons}^*}{A_{var}^*} = \frac{A_{cons} \sum_{i=1}^{r_{cons}} n'_{i\ cons} \sigma_{a_i}^m}{A_{var} \sum_{i=1}^{r_{var}} n'_{i\ var} \sigma_{a_i}^m}. \quad (26)$$

Отриманий вираз можна розглядати як коефіцієнт еквівалентності робіт, витрачених на переміщення транспортно-технологічного агрегату при постійній і змінній масах останнього. Позначаючи його буквою  $k_e$ , отримаємо:

$$A_{cons}^* = k_e A_{var}^*. \quad (27)$$

Приведене напруження усталеного режиму  $\sigma_{np}$ , еквівалентне даному несталому режиму визначиться з залежності виду:

$$\sigma_{np} = \frac{1}{\sqrt[m]{a}} \cdot \sqrt[m]{\left(\frac{1}{N_0}\right) \sum_i (\sigma_i^m \cdot n_i)}. \quad (28)$$

Тоді, запас міцності можна визначити з рівняння виду:

$$n = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{np}} = \frac{\sigma_{-1} \cdot \sqrt[m]{a}}{\sqrt[m]{\left(\frac{1}{N_0}\right) \sum_i (\sigma_i^m \cdot n_i)}}. \quad (29)$$

Окрім того, в процесі математичного експерименту досліджувався вплив відношення постійних часу  $v_{T1} = \frac{T_{\partial\partial}}{T_{\kappa}}$  ( $T_{\partial\partial}$  і  $T_{\kappa} = v\omega_0(J_1 + J_{30})$  – механічні постійні часу двигуна і колеса відповідно – час, необхідний для розгону двигуна і колеса від нерухомого стану до швидкості холостого ходу) і демпфірування ( $\psi_{ij}$ ) в трансмісійній установці на нерівномірність обертання ведучих коліс і навантаженість трансмісії. Коефіцієнт поглинання змінювався в діапазоні  $\psi_{ij} = 0 \div 1,5$ , відношення постійних часу  $v_{T1}$  – в діапазоні  $v_{T1} = 0 \dots 10$ . Такі широкі діапазони зміни параметрів практично охоплюють всі можливі режими функціонування.

Аналіз отриманих результатів показує, що відношення постійних часу двигуна  $v_{T1}$  є однією з найважливіших динамічних характеристик трансмісійної установки: чим менше значення  $v_{T1}$ , тим сильніше перехідні процеси на ведучих колесах агрегату впливають на динамічні процеси в трансмісії. Швидкість обертання ведучого колеса схильна до зазначеного впливу більшою мірою, ніж момент сил пружності.

Аналіз виразів для екстремальних значень перехідних функцій відносно швидкості обертання ведучих коліс і моменту сил пружності в трансмісійній установці дозволяє вказати шляхи зменшення динамічних явищ при накиданні навантаження. Зокрема, для цього слід збільшувати момент інерції кінцевої частини трансмісійної установки (наприклад,  $J_{30}$ ), підвищувати демпфірування (тобто, збільшувати  $\psi_{ij}$ ), вибирати двигун внутрішнього згоряння з можливо

меншою постійної часу  $T_{oe}$  і більшою швидкістю обертання колінчастого валу на холостому ходу  $\omega_0$ .

**В п'ятому розділі** «Концепція і методологія зниження навантаженості трансмісійної установки трактора у складі транспортно-технологічного агрегату змінної маси» розглянуто методологію аналізу і формування довговічності трансмісійної установки трактора в складі агрегату змінної маси, при виконанні транспортно-технологічної операції, з використанням простору енергетичних конфігурацій. Науковою новизною отриманих результатів є залежність між роботою, витраченою агрегатом при виконанні технологічної операції, і довговічністю трансмісійної установки трактора.

Умова міцності елементів трансмісії трактора, в залежності від роботи, витраченої агрегатом на його базі при виконанні транспортно-технологічної операції, набуває вигляду:

$$\sqrt{\frac{2GJ_p(A_{kcon} + A_{kvar})(K_\sigma^2\tau_{-1}^2 + K_\tau^2\sigma_{-1}^2)}{lW_p^2K_F^2K_d^2\tau_{-1}^2}} \leq \frac{\sigma_{-1}}{[s]}. \quad (30)$$

де  $l$  – довжина валу;  $G$  – модуль пружності другого роду;  $J_p$  – полярний момент інерції перерізу валу;  $\sigma_{-1}$ ,  $\sigma_u$ ,  $\tau_{-1}$ ,  $\tau_u$  – межі витривалості і межі міцності при згині і крученні;  $K_\sigma$ ,  $K_\tau$  – ефективні коефіцієнти концентрації при згині і крученні;  $K_F$  – коефіцієнт впливу шорсткості поверхні;  $K_d$  – коефіцієнт впливу абсолютних розмірів деталі.

З отриманої залежності можна визначити максимальне значення роботи, виконуваної агрегатом на переміщення центру мас, яка обмежена за втомним руйнуванням елементів трансмісійної установки:

$$A_{kvar} \leq \frac{lW_p^2K_F^2K_d^2\tau_{-1}^2\sigma_{-1}}{3,4GJ_p(K_\sigma^2\tau_{-1}^2 + K_\tau^2\sigma_{-1}^2)} - A_{kcon}. \quad (31)$$

З огляду на отриману залежність, можна говорити про те, що при виконанні транспортно-технологічним агрегатом змінної маси технологічного процесу величина  $A_{kvar}$  повинна наближатися до мінімуму. Тільки в такому випадку можливе зниження навантажень в трансмісії трактора і підвищення довговічності її елементів.

З рівняння руху агрегату можемо записати:

$$dA_{con} = m' \frac{dv_c}{dt} dS_{con}; \quad (32)$$

$$dA_{var} = \Delta m \frac{dv_c}{dt} dS_{var}. \quad (33)$$

Величина  $A_{con} = m'a_{agr}S_{agr}$ , являє собою роботу, необхідну для самопересування транспортно-технологічного агрегату в просторі на відстань  $S_{agr}$  з прискоренням  $a_{agr}$ , яка визначається на підставі тягового балансу трактора. Величина  $A_{var} = \Delta m a_c S_c$  – робота, що витрачається агрегатом на переміщення  $S_c$  центру мас агрегату з прискоренням  $a_c$  в результаті зміни його

маси. Таким чином, можна стверджувати, що між роботою, що витрачається агрегатом, і прискоренням центру мас існує прямопропорційна залежність. Тому, приймаючи  $a_{a2p} \rightarrow 0$ , отримуємо умову втомної міцності деталей трансмісійної установки з урахуванням прискорення центру мас  $a_c$  на деякому переміщенні  $S_c$ :

$$a_c \leq \frac{lW_p^2 K_F^2 K_d^2 \tau_{-1}^2 \sigma_{-1}}{3,4GJ_p \Delta m_{a2p} S_c (K_\sigma^2 \tau_{-1}^2 + K_\tau^2 \sigma_{-1}^2)}. \quad (34)$$

Використовуючи отриману залежність можна визначити вплив зміни прискорення руху центру мас транспортно-технологічного агрегату змінної маси на навантаженість деталей трансмісійної установки трактора. Представимо отриману залежність графічно на просторі енергетичних конфігурацій руху системи. У найбільш загальному вигляді простір конфігурацій визначається нормальними законами розподілу вхідного  $P_\Sigma$  і вихідного  $S_c$  параметрів, геометрична інтерпретація декартового добутку множин значень яких визначає даний простір. Даний простір має екстремум – точку мінімального значення роботи, витраченої агрегатом при виконанні транспортно-технологічної операції, і даний екстремум єдиний. Виходячи із вищевикладеного, можна говорити про те, що зниження навантаженості трансмісії можливо в разі наближення точок простору енергетичних конфігурацій до даного мінімуму, тобто:

$$\frac{lW_p^2 K_F^2 K_d^2 \tau_{-1}^2 \sigma_{-1}}{3,4GJ_p (K_\sigma^2 \tau_{-1}^2 + K_\tau^2 \sigma_{-1}^2)} \rightarrow \min. \quad (35)$$

У цьому випадку площа, що обмежена безліччю пар  $P_\Sigma - S_c$  (робота з переміщення центру мас агрегату  $A(S_c)$ , і, відповідно, сума  $A_{kcon} + A_{kvar}$ ) буде мінімальна.

Нехай аналітично (на основі тягового балансу трактора) встановлена величина дотичної сили тяги, яка необхідна для переміщення трактора в просторі –  $P_{к теор}$  – результуюча просторової системи сил, що діє на агрегат. В результаті дії даної сили транспортно-технологічний агрегат (його центр мас) може переміститися на величину  $S_{c теор}$ . Тоді, на просторі енергетичних конфігурацій руху, площа прямокутника, обмеженого величинами  $P_{к теор}$  і  $S_{c теор}$  являє собою роботу, яку необхідно затратити агрегату на самопересування – теоретична робота  $A_{теор}$ . Крім цього, дана робота витрачається на переміщення агрегату за умови сталості маси транспортно-технологічної машини. Тому можна говорити про те, що  $A_{теор} = A_{кcon}$ .

З огляду на зміну маси транспортно-технологічної машини і, як наслідок, стохастичність гакового навантаження трактора, сила, що необхідна для самопересування агрегату, може бути представлена у вигляді множини величин в інтервалі  $[P_{к теор} - \Delta P; P_{к теор} + \Delta P]$ . Така зміна гакового навантаження

призводить, як встановлено, до коливань всього агрегату і галопування трактора і, як наслідок, до додаткового переміщення центру ваги не тільки в ході розвантаження машини, а й в результаті коливань всієї системи. Додаткове (шкідливе) переміщення центру мас агрегату визначається збільшенням його значення на інтервалі  $[S_{c\ теор} - \Delta S; S_{c\ теор} + \Delta S]$  – рис. 9.

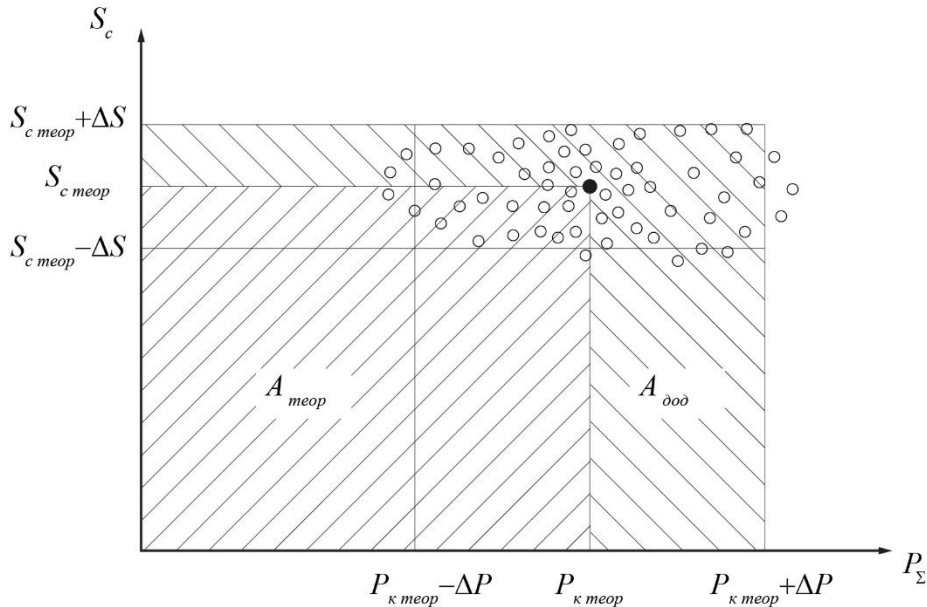


Рисунок 9 – Формування простору енергетичних конфігурацій руху агрегату при зміні гакового навантаження

Тоді площа, що обмежена прямокутником  $S_{c\ теор} + \Delta S$  і  $P_{к\ теор} + \Delta P$  визначить роботу, витрачену на переміщення центру мас агрегату з урахуванням зміни маси транспортно-технологічної машини, в той час, як область, що позначена на рис. 9 як  $A_{доод}$ , визначає величину додаткової роботи, витраченої транспортно-технологічним агрегатом внаслідок нестационарності гакового навантаження.

З огляду на симетричність нормального закону розподілу вхідного і вихідного параметрів, можна припустити, що велика частина реалізацій процесу буде розташовуватися симетрично відносно точки  $(P_{к\ теор}; S_{c\ теор})$  в межах розкиду реалізацій параметрів. Беручи до уваги цей факт, апроксимуємо отриману область простору енергетичних конфігурацій руху агрегату овалом, вершини якого розташуємо на кінцях інтервалів  $[P_{к\ теор} - \Delta P; P_{к\ теор} + \Delta P]$  і  $[S_{c\ теор} - \Delta S; S_{c\ теор} + \Delta S]$ . Тоді, можна записати:

$$\sqrt{((P_{к} + \Delta P) - P'_к)^2 + (S_{c\ теор} - S'_c)^2} \cdot \sqrt{((P_{к} - \Delta P) - P'_к)^2 + (S_{c\ теор} - S'_c)^2} = 2\Delta P^2, \quad (36)$$

де  $P'_к$  і  $S'_c$  – координати довільної реалізації в просторі енергетичних конфігурацій.

Або, після перетворення:

$$(P_{к}^2 + P'^2_{к})^2 - 2\Delta P^2 (P_{к}^2 - P'^2_{к})^2 = \Delta P^4. \quad (37)$$

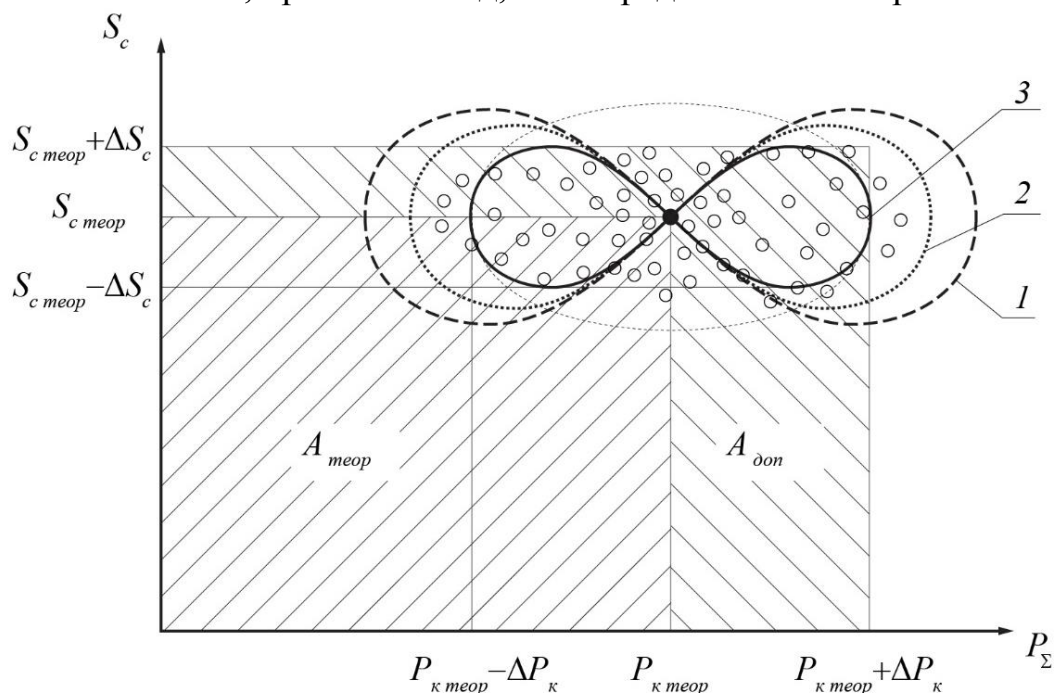


Дана залежність визначає овал Кассіні. Наявність у даної фігури, як було доведено вище, екстремальної точки, говорить про можливість її перетворення до лемніскати, яка найбільш повно описує простір енергетичних конфігурацій. Так, розташування реалізацій біля центральної точки мінімальної роботи (наприклад, за рахунок зниження коливань агрегату в просторі – за рахунок зниження коливань значень прискорення центру мас) дозволяє знизити витрати роботи на самопересування.

При зміні режимів руху агрегату спостерігається зміна його динамічних характеристик (зміна системи сил, що діє на агрегат, нестабільність значень прискорення руху центру мас системи і т.п.).

Такі зміни сприяють збільшенню розкиду як вхідних, так і вихідних параметрів, що безпосередньо збільшує величину роботи, що витрачається на самопересування транспортно-технологічного агрегату, і, як наслідок, збільшує розмір кривої, якою апроксимується простір енергетичних конфігурацій.

У свою чергу, зниження маси агрегату сприяє зниженню його коливань в просторі, тому крива апроксимації в процесі розвантаження транспортно-технологічної машини, прийме вигляд, який представлений на рис. 10.



1 – повна машина; 2 – завантаження на 50%; 3 – порожня машина

Рисунок 10 – Зміна кривої апроксимації простору енергетичних конфігурацій руху агрегату при певному завантаженні транспортно-технологічної машини (на прикладі агрегату ХТЗ-17221+МЖТ-16 на IV передачі транспортного діапазону)

Загальний алгоритм управління транспортно-технологічним агрегатом змінної маси в раціональній області навантаженості елементів трансмісії може бути синтезований у вигляді алгоритму, представленого на рис. 11.

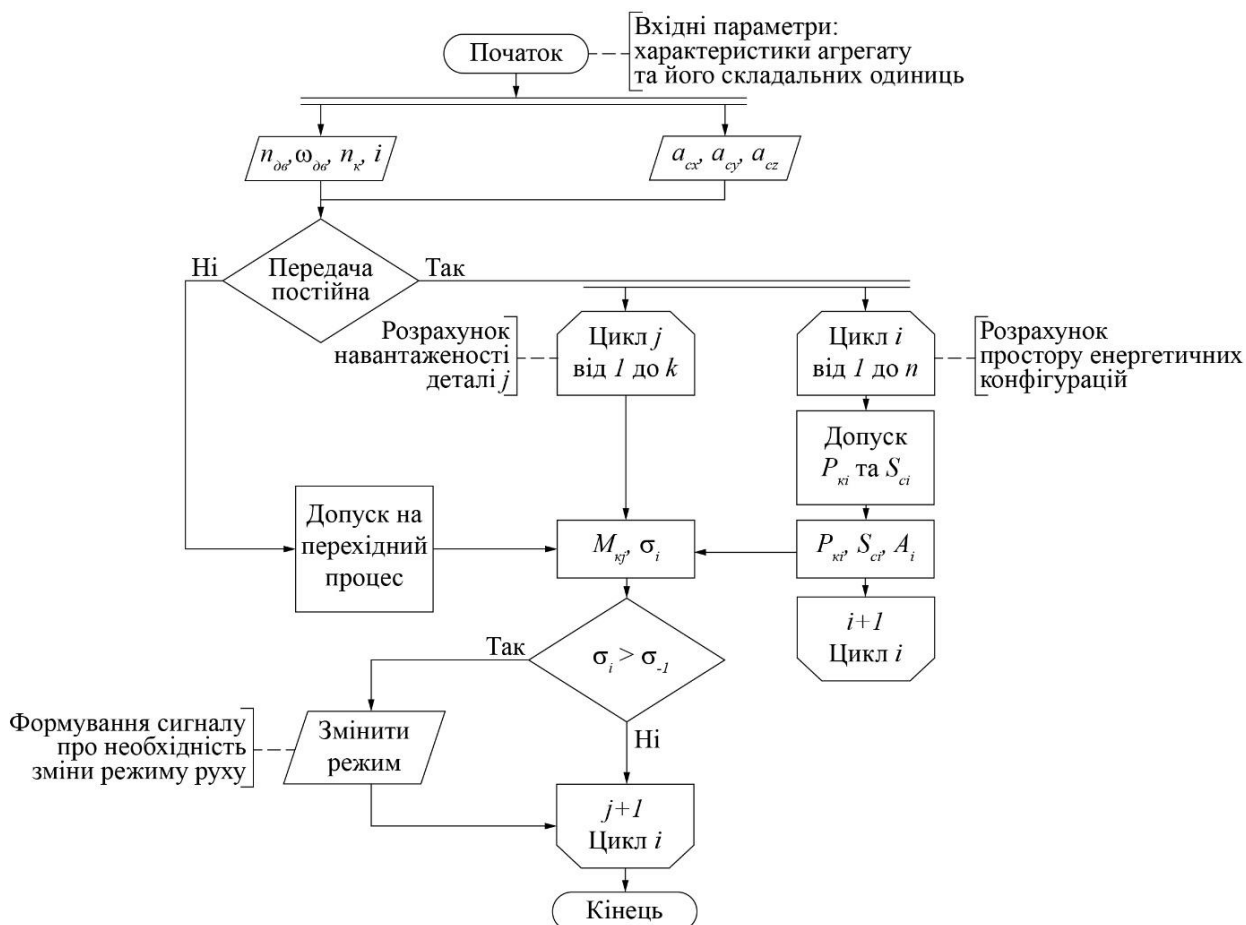


Рисунок 11 – Алгоритм управління транспортно-технологічним агрегатом змінної маси в раціональній області навантаженості елементів трансмісії

В процесі виконання транспортно-технологічної операції надходить інформація про обороти  $n_{об}$  і кутову швидкість  $\omega_{об}$  колінчастого валу двигуна, оберти ведучих коліс  $n_к$  і використовувану передачу  $i$ . Крім цього, за допомогою датчиків прискорень, надходить інформація про значення компонент вектору прискорення центру мас агрегату –  $a_{сх}$ ,  $a_{сy}$  і  $a_{сz}$ . На підставі отриманих значень робиться висновок про стаціонарність технологічного процесу (про відсутність перехідного процесу як, наприклад, перемикання передач). Якщо перемикання передач відсутнє, то в циклі виконується розрахунок простору енергетичних конфігурацій руху агрегату (величини дотичної сили тяги  $P_к$ , переміщення центру мас агрегату  $S_c$  і роботи  $A$ , виконаної агрегатом за даний проміжок часу) з урахуванням допусків  $\Delta P_к$  і  $\Delta S_c$  на швидкість руху агрегату. Паралельно, на підставі отриманих значень  $P_к$ ,  $S_c$  та  $A$ , в циклі проводиться аналіз навантаженості кожної деталі трансмісійної установки за умовою втомного руйнування  $\sigma \leq \sigma_{-1}$ . У разі наявності перемикання передач, здійснюється корегування результатів розрахунків на міцність від утоми деталі з урахуванням одностороннього допуску  $\Delta P_к$  та  $\Delta S_c$ . При невиконанні умови міцності за втомним руйнуванням, оператору транспортно-технологічного агрегату пропонується змінити режим руху для зниження навантаженості елементів трансмісійної установки.

**В шостому розділі** «Експериментальні дослідження тракторів на транспортних роботах» наведені експериментальні дослідження спрямовані на підтвердження теоретичних залежностей та встановлення емпіричних зв'язків між характером зміни системних властивостей елементів транспортно-технологічного агрегату та режимів його роботи.

При проведенні експериментальних дослідження вирішено задачі:

- експериментальне підтвердження можливості визначення положення центру мас транспортно-технологічного агрегату змінної маси з використанням величини його прискорення;
- підтвердження експрес-методу визначення роботи, витраченої транспортно-технологічним агрегатом змінної маси на підставі аналізу динаміки його центру мас в просторі;
- дослідження формування простору енергетичних конфігурацій руху транспортно-технологічного агрегату в залежності від зміни маси останнього;
- експериментальне підтвердження методології вибору режиму роботи, яка базується на аналізі величини додаткової роботи, витраченої агрегатом змінної маси, при виконанні транспортно-технологічної операції.

Експериментальні дослідження проведені на тракторних агрегатах змінної маси (рис. 12).



*a*



*б*

*a* – трактор ХТЗ-17221 та напівначіпна машина МЖТ-10; *б* – трактор John Deere 8310R та причіпна машина МЖТ-16

Рисунок 12 – Транспортно-технологічні агрегати, які брали участь в експериментальних дослідженнях

Експериментально з використанням комплексу підтверджено залежність між розмахом коливань повного прискорення агрегата (ХТЗ-17221 + МЖТ-10 і John Deere 8310R + МЖТ-16) та переміщенням його центру мас.



На підставі датчиків прискорень, встановлених на агрегаті (рис. 13), отримані значення прискорень центру мас агрегату за трьома вісями ортогональної системи координат (рис. 14, а).



Рисунок 13 – Встановлення двох акселерометрів на транспортно-технологічній машині МЖТ-10

Отримано сумарне переміщення центру мас агрегату в процесі виконання технологічної операції, величина якого може бути застосована для визначення значення дотичної сили тяги трактора – рис. 14, б. З рис. 14, б можна зробити висновок, що середнє значення переміщення центру мас агрегату, за час 15 с, становить 205 мм, тобто 13 мм кожену секунду.

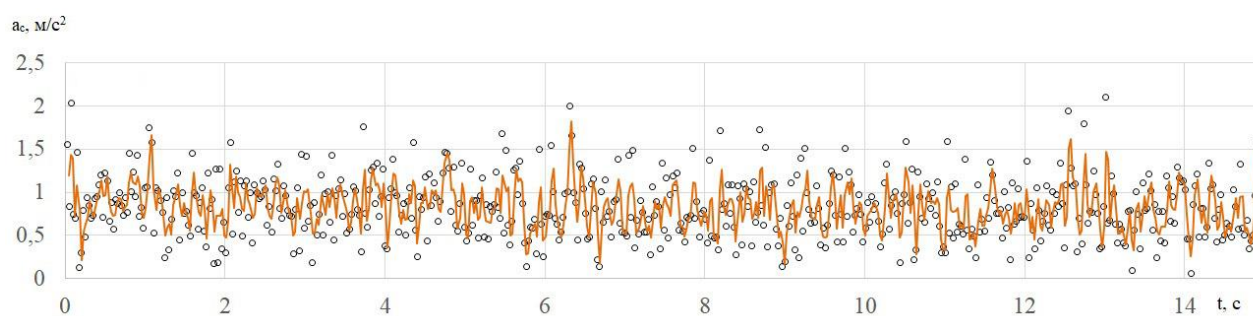
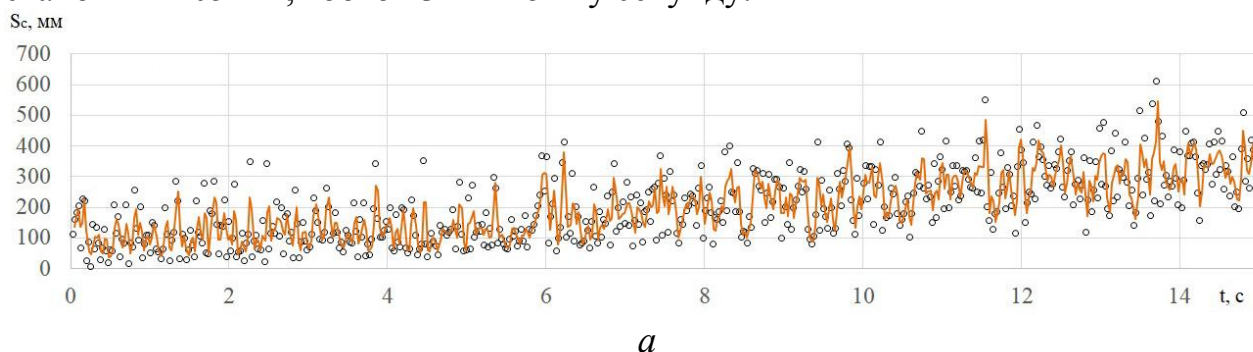


Рисунок 14 – Переміщення  $S_c$  (а) та повне прискорення  $a_c$  (б) центру мас агрегату ХТЗ-17221 + МЖТ-10 в просторі на 4 передачі транспортного діапазону по ґрунтовій дорозі

На підставі рис. 14 і виміряної, в ході експерименту, витрати рідини з транспортно-технологічної машини (зниження маси машини), з використанням отриманих залежностей, визначена дотична сила тяги трактора при виконанні даної операції при зміні маси агрегату – рис. 15.

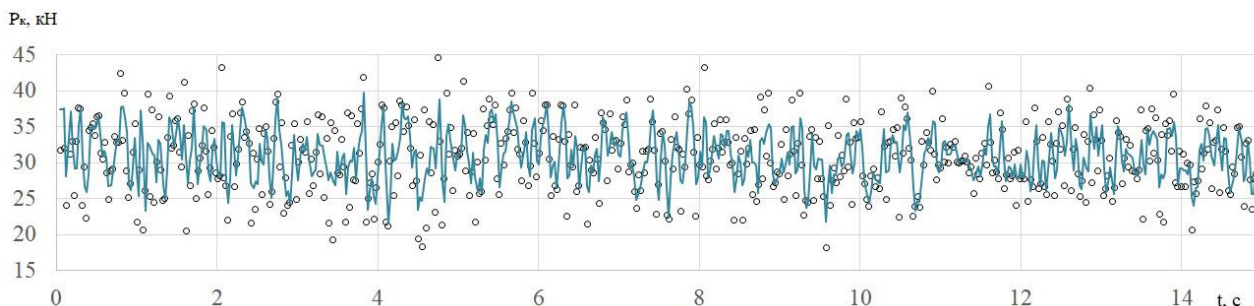
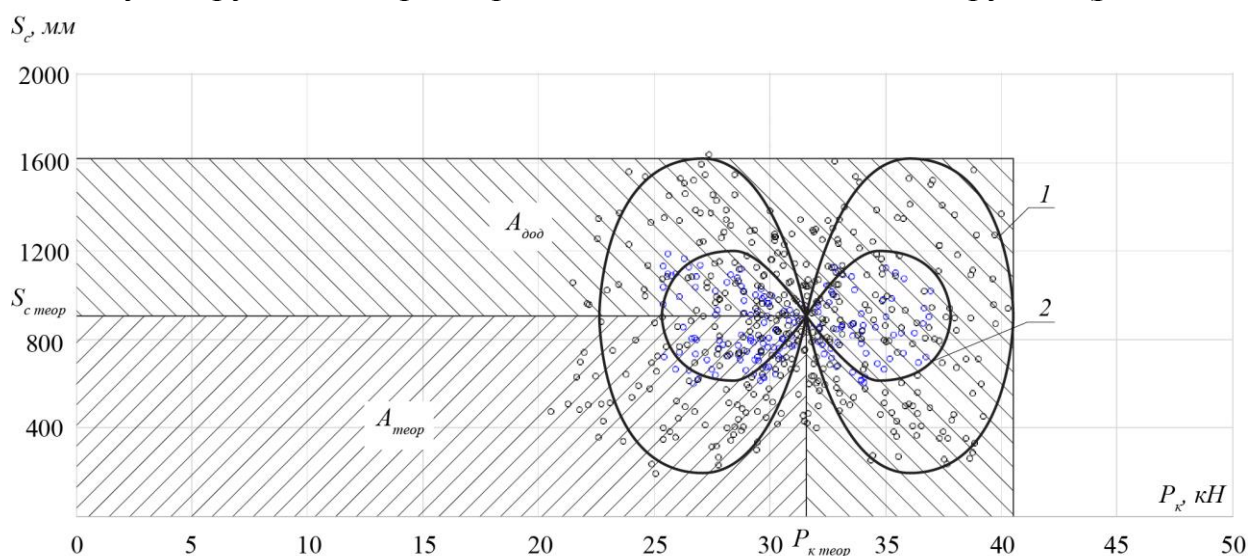


Рисунок 15 – Значення дотичної сили тяги  $P_k$  трактора при виконанні транспортно-технологічної операції в складі агрегату змінної маси ХТЗ-17221 + МЖТ-10 на 4 передачі транспортного діапазону по ґрунтовій дорозі за час  $t$

На підставі отриманих залежностей, побудовано простір енергетичних конфігурацій руху агрегату ХТЗ-17221 + МЖТ-10 на 4 передачі транспортного діапазону по ґрунтовій дорозі при зміні положення його центру мас (рис. 16).



1 – при повному завантаженні транспортно-технологічної машини; 2 – при порожній транспортно-технологічній машині

Рисунок 16 – Простір  $P_k - S_c$  енергетичних конфігурацій руху агрегату ХТЗ-17221 + МЖТ-10 на 4 передачі транспортного діапазону по ґрунтовій дорозі при нестаціонарності гакової сили  $P_{гак}$

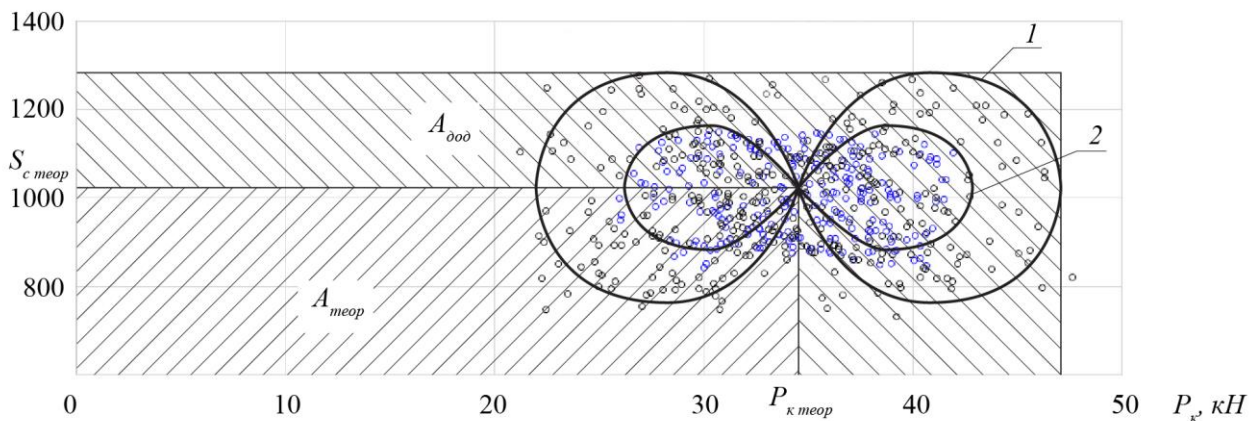
З рис. 16 можна зробити висновок, що при розвантаженні транспортно-технологічної машини спостерігається зниження коливань центру мас агрегату, що сприяє зниженню енерговитрат на його самопересування.

Крім того, як видно з рис. 16, теоретичне значення дотичної сили тяги, необхідної для самопересування агрегату, без урахування коливань, становить  $P_{k\ теор} \approx 31$  кН. В результаті застосування цієї сили агрегат переміститься на відстань  $S_{c\ теор} \approx 950$  мм (дана величина на 5% менше довжини експериментальної ділянки внаслідок наявності буксування), в результаті чого витратить теоретичну роботу  $A_{теор} = 29,4$  кДж. Наявність же додаткових переміщень центру мас агрегату призводить до збільшення пройденого шляху до  $S_{c\ дійс} \approx 1600$  мм, що вимагає докладання додаткової сили в  $P_{k\ дійс} \approx 40,5$  кН і

збільшення витраченої роботи до  $A_{\text{дійс}} = 64,8$  кДж (в 2,2 рази). Додаткова робота  $A_{\text{дод}} = 35,4$  кДж додатково передається по валах трансмісійної установки, викликаючи їх додаткове навантаження.

На рис. 17 представлено простір енергетичних конфігурацій руху причіпного транспортно-технологічного агрегату змінної маси John Deere 8310R + МЖТ-16 з характерними точками і відповідними значеннями робіт, що витрачаються як на самопересування агрегату, так і на його пересування з урахуванням коливального руху його центру мас. З рис. 17 можна зробити висновок, що для самопересування причіпного агрегату витрачається значно менше роботи, ніж на самопересування напівначіпного агрегату. Таке зменшення теоретично необхідної роботи можна обґрунтувати значним зниженням величини коливання центру мас агрегату, а також практично повною його відсутністю за однією з ортогональних вісей.

$S_c$ , мм



1 – при повному завантаженні транспортно-технологічної машини; 2 – при порожній транспортно-технологічній машині

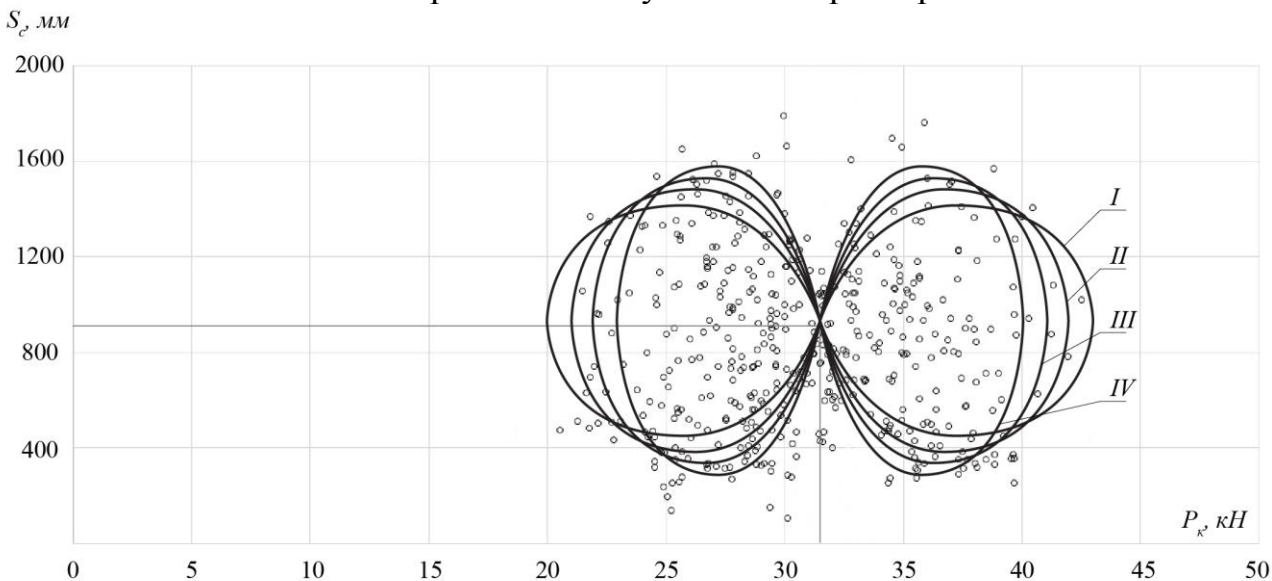
Рисунок 17 – Простір  $P_k - S_c$  енергетичних конфігурацій руху агрегату John Deere 8310R + МЖТ-16 на 4 передачі транспортного діапазону по ґрунтовій дорозі при нестационарності гакової сили  $P_{\text{зак}}$

Для перевірки гіпотези можливості аналізу величини дотичної сили тяги за значенням додаткової роботи, витраченої агрегатом на виконання транспортно-технологічної операції і можливості вибору режиму функціонування агрегату по даному параметру, проведені експериментальні дослідження (рис. 18) для зазначеного напівначіпного (ХТЗ-17221 + МЖТ-10) агрегату на чотирьох передачах транспортного діапазону при зміні маси агрегату в заданих межах (витрата рідини з транспортно-технологічної машини і шлях, пройдений агрегатом обиралися таким чином, щоб забезпечити рівність зміни маси за різні відстані).

З рис. 18 можна зробити висновок, що перехід на знижену передачу дозволяє знизити амплітуду коливальних рухів центру мас транспортно-технологічного агрегату, на фоні підвищення величини дотичної сили тяги на ведучих колесах трактора, в результаті чого площа, яка визначається відповідною реалізацією (підпростором) стає менше, в наслідок чого



зменшується і додаткова робота, витрачена на самопересування агрегату. Тобто можна говорити про те, що, використовуючи простір енергетичних конфігурацій руху транспортно-технологічного агрегату, можна вибрати найбільш раціональний режим функціонування з мінімальними витратами додаткової роботи, величина якої визначається динамікою центру мас. Однак, слід звернути увагу, що даний вибір раціонального режиму повинен також регламентуватися навантаженістю і, відповідно, працездатністю елементів трансмісійної установки трактора. Можна припустити, що мінімальна площа додаткової роботи, витраченої агрегатом, буде відповідати мінімальній навантаженості елементів трансмісійної установки трактора.



*I, II, III, IV* – передачі транспортного діапазону

Рисунок 18 – Простір  $P_k - S_c$  енергетичних конфігурацій руху агрегату John Deere 8310R + МЖТ-16 на чотирьох передачах транспортного діапазону по ґрунтовій дорозі при однаковій зміні маси агрегату при нестационарності гакової сили  $P_{гак}$

Аналіз статистичних законів розподілу величин переміщення центру мас причіпного та напівначіпного транспортно-технологічного агрегатів змінної маси та їх дотичної сили тяги дозволяє зробити висновок, що для таких агрегатів виконується припущення про нормальний розподіл параметрів, які формують простір енергетичних конфігурацій.

З огляду на те, що випробування на міцність і довговічність передбачають проведення серії ресурсних випробувань, кількість циклів навантаження яких обчислюється істотними значеннями, в даний час великого поширення набуває вивчення навантаженості машинобудівних конструкцій за допомогою проведення комп'ютерного експерименту з використанням методу скінченних елементів.

Метою комп'ютерних досліджень є підтвердження аналітичних залежностей між динамікою центру мас транспортно-технологічного агрегату змінної маси і навантаженістю його елементів з метою визначення

раціонального режиму функціонування останнього. При проведенні експериментальних досліджень необхідно вирішити такі завдання:

- імітаційне підтвердження можливості визначення найбільш навантажених елементів трансмісійної установки трактора на підставі значень вхідного параметра – стохастичної величини крутного моменту – моменту опору перекочування на ведучих колесах трактора;

- підтвердження методики визначення навантаженості елементів трансмісійної установки на підставі аналізу динаміки центру мас агрегату в просторі і простору енергетичних конфігурацій руху останнього.

Знаючи значення дотичній сили тяги, що розвивається ведучим колесом трактора і статичний радіус колеса, можна визначити момент, діючий на піввісь і, відповідно, момент, який передається через неї в трансмісію трактора. Зміна значення крутного моменту, що подається на піввісь ведучого моста трактора, наведена на рис. 19

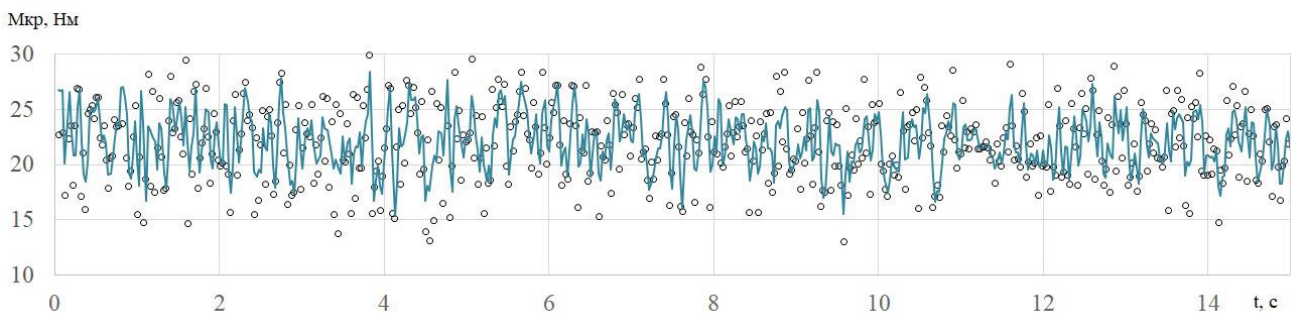
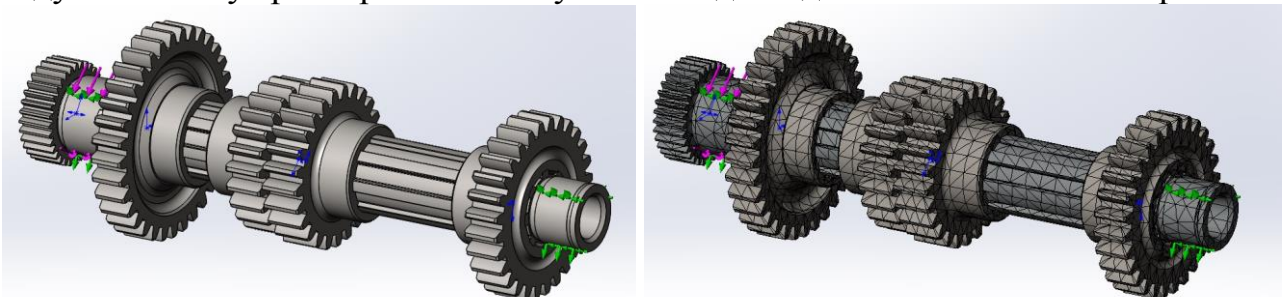


Рисунок 19 – Зміна в часі крутного моменту  $M_{кр}$ , прикладеного до піввісі ведучого моста трактора ХТЗ-17221, при агрегуванні з МЖТ-10 змінної маси на 4 передачі транспортного діапазону по ґрунтовій дорозі за час  $t$

Навантаженню піддавалися вхідні елементи трансмісійної установки: первинний вал коробки передач (рис. 20, а) навантажувався постійним за величиною обертовим моментом, значення якого визначається крутним моментом двигуна трактора. З іншого боку, як було зазначено вище, піввісі ведучого мосту трактора навантажувались відповідними моментами опорів.



а

б

Рисунок 20 – Імітаційне навантаження постійним крутним моментом первинного валу КЗП трактора ХТЗ-17221 (а) та результат розбиття збірки «Первинний вал КЗП» трактора ХТЗ-17221 на сітку скінченних елементів (б)

Для закріплення валів і для імітації підшипників кочення або ковзання використовувалися ідеальні зв'язки у вигляді ідеального шарніра. Такі



ідеалізації хоча і вносять помилку в дослідження, однак ніяк не впливають на вивчення напружено-деформованого стану деталі.

Після формування скінченно-елементної сітки (рис. 20, б) проводилося дослідження напружено-деформованого стану кожної деталі трансмісії.

В ході імітаційного моделювання отримані значення напружень на обох валах коробки зміни передач на різних передачах транспортного діапазону (рис. 21).

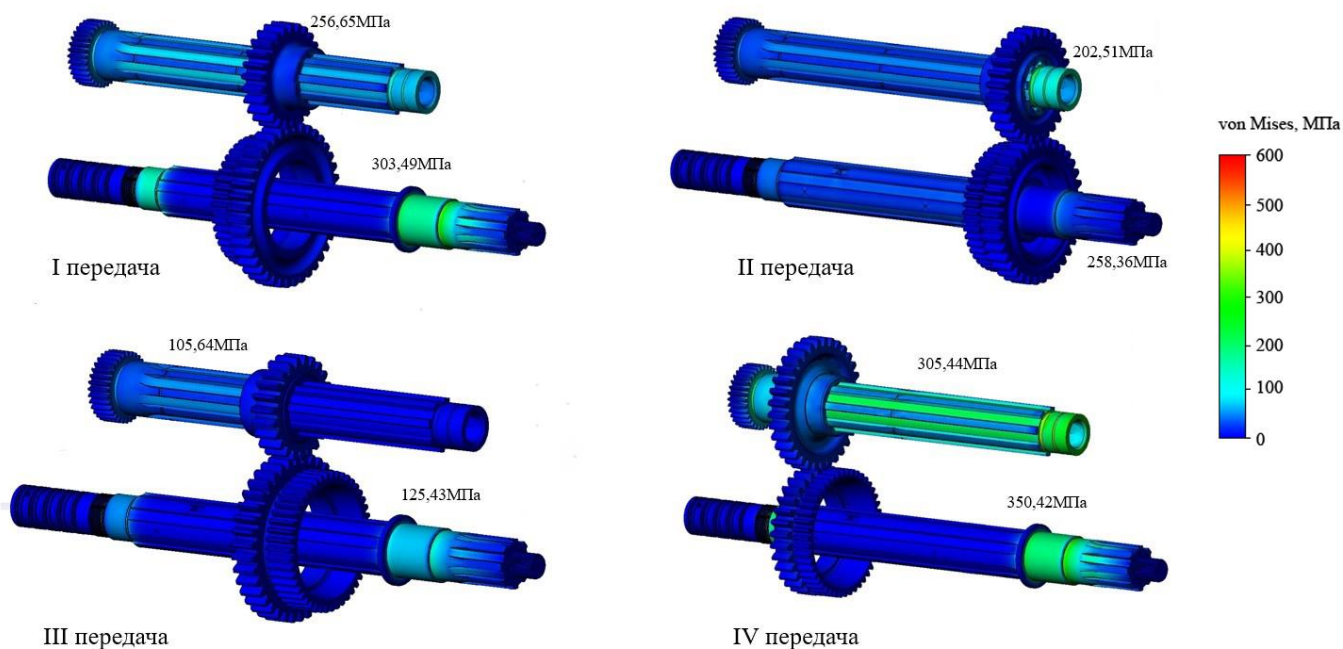


Рисунок 21 – Значення напружень на валах КПП трактора ХТЗ-17221 при виконанні технологічного процесу в агрегаті з транспортно-технологічною машиною МЖТ-10 на різних передачах транспортного діапазону

З даного рисунку можна зробити висновок, що експлуатація трактора на IV передачі транспортного діапазону призводить до виникнення напружень, які негативно впливають на шліцьові з'єднання первинного валу КПП.

Під час проведення імітаційного комп'ютерного моделювання встановлено, що перехід на III передачу транспортного діапазону трактора дозволяє знизити навантаженість валів коробки перемикачів передач: з  $\sigma_{-1}^{перввал} = 305,44 \text{ МПа}$  до  $\sigma_{-1}^{перввал} = 105,64 \text{ МПа}$  для первинного валу та з  $\sigma_{-1}^{вторвал} = 350,42 \text{ МПа}$  до  $\sigma_{-1}^{вторвал} = 125,43 \text{ МПа}$  для вторинного валу на IV та III передачі відповідно, що відповідає зменшенню у 3 рази.

При аналізі наробітку на відмову (рис. 22) можна говорити, що IV передача транспортного діапазону при виконанні транспортно-технологічної операції, негативно впливає на ресурс як первинного, так і вторинного валу КПП, знижуючи строк служби останніх на 30%.

Доведено, що перехід на III передачу транспортного діапазону дозволяє знизити навантаженість валів КПП в 3 рази, збільшуючи термін служби їх шліцьових з'єднань.

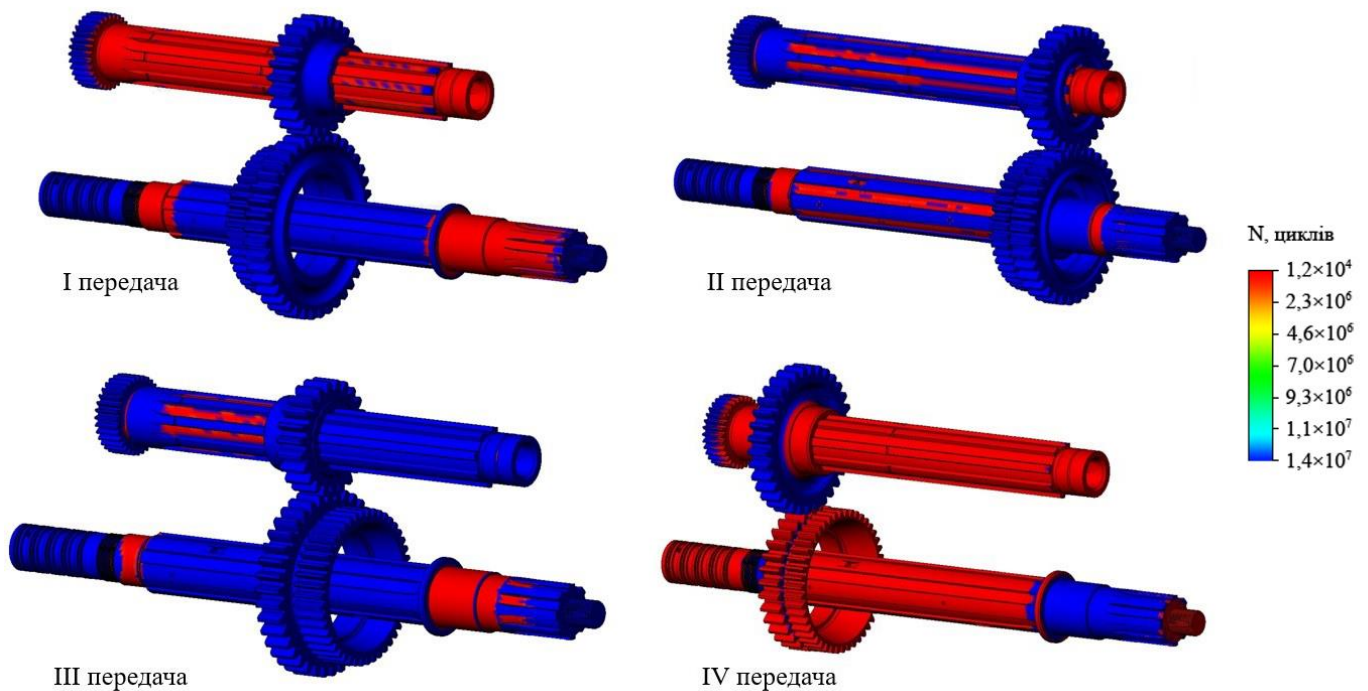


Рисунок 22 – Значення наробітку на відмову валів КПП трактора ХТЗ-17221 при виконанні технологічного процесу в агрегаті з транспортно-технологічною машиною МЖТ-10 на різних передачах транспортного діапазону

Запропонована теорія та концепція забезпечення системних властивостей трактора на транспортних роботах, що наведені в роботі, створюють методологію, яка згідно експериментальних даних дозволяє підвищити довговічність елементів транспортного агрегату.

## ВИСНОВКИ

У дисертаційному дослідженні виконано теоретичне узагальнення і нове вирішення наукової проблеми підвищення безвідмовності основних елементів транспортно-технологічних агрегатів змінної маси, що базується на зменшенні додаткових енергетичних витрат за рахунок раціональної динаміки їх центру мас. Результати досліджень дозволили сформулювати основні теоретичні та науково-практичні висновки:

1. За результатами аналізу наукових концепцій і тенденцій використання в аграрному секторі тракторів на транспортних роботах встановлено, що найбільш навантаженим елементом транспортно-технологічного агрегату є трансмісійна установка, проблема працездатності якої, в умовах зміни маси агрегату, не вирішена; показники її функціонування не систематизовані і не обґрунтовані в достатній мірі.

Напрямок дослідження визначено необхідністю формування системних властивостей транспортно-технологічних агрегатів з розробкою універсального методу, який забезпечує рух агрегату в заданих межах навантажень.

2. Запропоновано оцінку працездатності транспортно-технологічного агрегату, як системи, за його системними властивостями: навантаженістю та

працездатністю трансмісійної установки на підставі показників динаміки центру мас агрегату при виконанні технологічного процесу. В якості показників прийняті: прискорення і переміщення центру мас агрегату в просторі, дотична сила тяги трактора, робота, витрачена на самопересування агрегату і на осциляційний рух його центру мас.

3. Обґрунтовано нові залежності, які є науковою новизною дослідження, просторової динаміки центру мас транспортно-технологічного агрегату при виконанні технологічного процесу. Встановлено, що причіпне агрегування машини, на відміну від напівначіпного, дозволяє знизити поздовжні коливання центру мас на 60%, поперечні – на 50% і вертикальні – на 66,7%.

4. За результатами комплексного аналізу енергетичних втрат транспортно-технологічного агрегату змінної маси, при виконанні технологічного процесу, обґрунтована концепція системного підходу, яка є науковою новизною дослідження, підвищення працездатності останнього, яка, на відміну від відомих, базується на доведеному твердженні забезпечення мінімуму енергетичних втрат на осциляційні рухи центру мас. Встановлено, що «хорошою» кривою апроксимації є лемніската простору енергетичних конфігурацій, яка дозволяє детально вивчити додаткову роботу агрегату при виконанні технологічної операції.

5. Уточнено теорія формування сили опору перекочування ведучого колеса трактора в складі транспортно-технологічного агрегату змінної маси, яка, на відміну від існуючих, враховує нестационарність гакового навантаження внаслідок коливальних рухів центру мас. Доведено, що останню можна представити у вигляді кусочно-лінійної функції, що характеризує скидання і накидання навантаження, які періодично змінюють одне одного. Встановлено, що збільшення коефіцієнта поглинання з  $\psi_{ij} = 0$  до  $\psi_{ij} = 1,5$  і відношення постійних часу  $\nu_{T1}$  до 5 дозволяє поліпшити показники перехідного процесу трансмісійної установки.

6. Удосконалені в роботі методи аналізу навантаженості елементів транспортно-технологічного агрегату змінної маси покладені в основу алгоритму управління агрегатом в зоні допустимої працездатності. Доведено, що наявність додаткових осцилюючих переміщень центру мас агрегату на  $z = 1600$  мм при виконанні технологічного процесу (ХТЗ-17221 + МЖТ-10) збільшує необхідну роботу на самопересування  $A_{con}$  в 2,2 рази ( $S_{с.теор} = 900$ мм,  $\Delta S = \pm 700$ мм) на фоні збільшення гакової витрати палива з  $g_{зак} = 270$  г/кВт·год до  $g_{зак} = 325$  г/кВт·год. Додаткова робота  $A_{var} = 35,4$  кДж (при  $P_{с.теор} = 31$ кН,  $\Delta P_{зак} = \pm 9,5$ кН) передається через трансмісійну установку, додатково навантажуючи її.

7. Для забезпечення працездатності трансмісійної установки доведено твердження про зниження додаткових витрат роботи агрегату на самопересування і, як наслідок, зниження прискорення центру мас агрегату в його просторовій динаміці. Доведено, що перехід на III передачу транспортного діапазону дозволяє знизити навантаженість валів КПП в 3 рази

(з  $\sigma_{-1}^{\text{перввал}} = 305,44 \text{ МПа}$  до  $\sigma_{-1}^{\text{перввал}} = 105,64 \text{ МПа}$  та з  $\sigma_{-1}^{\text{вторвал}} = 350,42 \text{ МПа}$  до  $\sigma_{-1}^{\text{вторвал}} = 125,43 \text{ МПа}$  на IV та III передачі відповідно).

8. Обґрунтовано методику забезпечення функціонування транспортно-технологічного агрегату змінної маси з мінімізацією відхилення навантаженості його основних елементів від базових значень. Запропоноване зниження передавального числа КПП за рахунок переходу на строго певну передачу дозволяє підвищити працездатність її елементів, збільшуючи термін служби шліцьових з'єднань у 2,2 рази.

9. Адекватність розробленої математичної моделі транспортно-технологічного агрегату змінної маси на базі колісного трактора підтверджена експериментальними дослідженнями і комп'ютерним моделюванням на прикладі агрегату ХТЗ-17221 + МЖТ-10. Максимальна похибка при порівнянні теоретичних результатів з експериментальними не перевищує 7%, що дозволяє провести на базі оцінки переміщення центру мас агрегату комплексні теоретичні дослідження навантаженості його елементів.

10. Отримано практичні рекомендації щодо вибору режимів роботи трактора на основі запропонованого алгоритму. Встановлено, що рух з повною транспортно-технологічною машиною необхідно проводити на III передачі транспортного діапазону з можливим переходом на II передачу. Вихід же за зазначені межі веде до зниження терміну служби шліцьових з'єднань первинного і вторинного валів КПП. Дотримуватися цього режиму необхідно до співставлення мас агрегату і трактора.

11. Головні результати досліджень з оцінки навантаженості трансмісії колісного трактора в складі транспортно-технологічного агрегату змінної маси, які доведені до методів, методик, алгоритмів і програм, використовуються в державних наукових установах, на виробництві і в навчальному процесі.

## **ПЕРЕЛІК ОПУБЛІКОВАНИХ РОБІТ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ**

Список публікацій, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації:

1. Калинин Е.И. Анализ формирования тягового усилия трактора при его работе в агрегате с полунавесным скрепером с учетом особенности разгрузки последнего / Е.И. Калинин // *Механізація сільськогосподарського виробництва: Вісник ХНТУСГ*. – Х.: ХНТУСГ. – 2013. – Вип. 135. – С.174-179.

2. Калінін Є.І. Аналіз зміщення центру ваги напівначіпної машини при її функціонуванні / Є.І. Калінін // *Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України*. – Дослідницьке.: УкрНДІПВТ. – 2013. – Вип. 17(31). – Т.1. – С.234-245.

3. Калініні Є.І. Частотно-динамічна математична модель тракторного агрегату з передачею крутного моменту до рушіїв сільськогосподарської машини / Є.І. Калінін // *Механізація сільськогосподарського виробництва: Вісник ХНТУСГ*. – Х.: ХНТУСГ. – 2015. – Вип. 156. – С.327-335.

4. Лебедев А.Т. Опір перекочування колеса, що працює з буксуванням / А.Т. Лебедев, М.Л. Шуляк, Є.І. Калінін // *Сільськогосподарські машини: Зб.наук.праць ЛНТУ*. – Луцьк.: ЛНТУ. – 2015. – Вип. 32. – С.109-116.

5. Калінін Є.І. Вплив обертання елементів трансмісії як пружної системи на власні коливання / Є.І. Калінін // *Інженерія природокористування*. – Х.: ХНТУСГ. – 2016. – №1(5). – С.24-28.

6. Калінін Є.І. Дослідження перехідних процесів в коробці передач мобільного енергетичного засобу / Є.І. Калінін, М.Л. Шуляк, І.О. Шевченко // *Ресурсозберігаючі технології, матеріали та обладнання у ремонтному виробництві: Вісник ХНТУСГ*. – Х.: ХНТУСГ. – 2016. – Вип. 168. – С.73-79.

7. Калінін Є.І. Моделювання кількості перемикачів передач методом Монте-Карло / Є.І. Калінін // *Технічний сервіс машин для рослинництва: Вісник ХНТУСГ*. – Х.: ХНТУСГ. – 2016. – Вип. 170. – С.150-154.

8. Лебедев А.Т. Оцінка функціонування сільськогосподарського агрегату за динамічними критеріями / А.Т. Лебедев, М.Л. Шуляк, М.П. Артёмов, Є.І. Калінін // *Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів*. – Х.: ХНТУСГ. – 2016. – №4. – С.218-226.

9. Шуляк М.Л. Вплив нестаціонарності гакового навантаження на буксування рушіїв колісного трактора / М.Л. Шуляк, Є.І. Калінін, В.П. Мальцев // *Системи обробки інформації*. – Х.: ХУПС ім. Кожедуба. – 2016. – №5. – С.27-30.

10. Калінін Є.І. Моделювання коливань кузова транспортного засобу на гусеничному ході з врахуванням гнучкості кузова / Є.І. Калінін, В.М. Романченко, Г.П. Юр'єва // *Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів*. – Х.: ХНТУСГ. – 2016. – №6. – С.232-238.

11. Калінін Є.І. Оцінка міцності при дії локального навантаження на попередньо напружену безмоментну оболонку / Є.І. Калінін // *Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів*. – Х.: ХНТУСГ. – 2016. – №5. – С.167-172.

12. Калінін Є.І. Дослідження горизонтально-поперечних коливань напівпричепу / Є.І. Калінін, М.Л. Шуляк, С.О. Поляшенко // *Механізація сільськогосподарського виробництва: Вісник ХНТУСГ*. – Харків: ХНТУСГ, 2016. – Вип. 169 – С. 155-161.

13. Калінін Є.І. Формування умови стійкості лінійної системи при випадкових збуреннях її параметрів / Є.І. Калінін, В.М. Романченко, Г.П. Юр'єва // *Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів*. – Х.: ХНТУСГ. – 2017. – №7. – С.100-108.

14. Лебедев А.Т. Енергетична оцінка моторно-трансмісійної установки трактора / А.Т. Лебедев, Є.І. Калінін // *Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів*. – Х.: ХНТУСГ. – 2018. – №11. – С.60-67.

15. Калінін Є.І. Балансування валів з урахуванням їх деформацій в процесі експлуатації / Є.І. Калінін, В.М. Романченко, М.Л. Шуляк, С.О. Поляшенко // *Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів*. – Х.: ХНТУСГ. – 2018. – №12. – С.215-222.

16. Калінін Є.І. Визначення буксування колісного трактора з урахуванням супутніх витрат / Є.І. Калінін // *Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів*. – Х.: ХНТУСГ. – 2018. – №13. – С.236-240.

17. Калінін Є.І. Формування моменту опору і буксування на ведучому колесі трактора / Є.І. Калінін // *Проблеми надійності машин та засобів механізації сільськогосподарського виробництва: Вісник ХНТУСГ*. – Х.: ХНТУСГ. – 2018. – Вип. 192. – С.55-61.

18. Калінін Є.І. Стійкість МТА, як лінійної системи, при випадкових збуреннях його параметрів / Є.І. Калінін // *Інженерія природокористування*. – Х.: ХНТУСГ. – 2018. – №2(10). – С.25-31.

19. Калінін Є.І. Розв'язок статичної плоскої задачі теорії пружності для неоднорідних ізотропних тіл / Є.І. Калінін, С.О. Поляшенко // *Математичне моделювання*. – Дніпро: ДДГУ. – 2018. – №2(39). – С.102-111.

20. Калінін Є.І. Аналіз перехідних процесів в системах з нелінійними елементами / Є.І. Калінін // *Техніка та енергетика*. – К.: НУБіП. – 2019. – №3. – Т.9. – С.77-81.

21. Калінін Є.І. Вплив зміщення центру ваги бульдозерного агрегату при диференті остова трактора на буксування гусеничного рушія / Є.І. Калінін // *Інженерія природокористування*. – Х.: ХНТУСГ. – 2014. – №1. – С.12-14.

22. Калінін Є.І. Експлуатаційно-технологічне та динамічне моделювання самохідної збиральної машини / Є.І. Калінін // *Технічні науки: Зб.наук.праць ВНАУ*. – Вінниця.: ВНАУ. – 2015. – Вип. 1(89). – С.21-25.

23. Іванов В.І. Підвищення надійності системи методом селекції її елементів / В.І. Іванов, Є.І. Калінін, Є.П. Дейнека, А.С. Скитин // *Механізація сільськогосподарського виробництва: Вісник ХНТУСГ*. – Х.: ХНТУСГ. – 2015. – Вип. 163. – С.142-146.

24. Калінін Є.І. Дослідження динаміки самохідних збиральних машин як систем з безступінчастою зміною швидкості поступального руху / Є.І. Калінін, М.Л. Шуляк // *Технічні системи і технології тваринництва: Вісник ХНТУСГ*. – Х.: ХНТУСГ. – 2015. – Вип. 157. – С.238-246.

25. Лебедев А.Т. Аналітична модель повороту з шарнірно-зчленованою рамою / А.Т. Лебедев, Є.І. Калінін, М.Л. Шуляк, І.В. Колеснік // *Механізація сільськогосподарського виробництва: Вісник ХНТУСГ*. – Х.: ХНТУСГ. – 2016. – Вип. 173. – С.161-167.

26. Калінін Є.І. Частотний аналіз коливань гусеничних тракторів / Є.І. Калінін // *Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України*. – Дослідницьке.: УкрНДІПВТ ім. Л.Погорілого. – 2018. – №22(36). – С.86-91.

27. Калинин Е.И. Анализ смещения центра масс скрепера при его разгрузке / Е.И. Калинин // *Motrol Commision of motorization and energetics in agriculture*. – Lublin, 2014. – Vol.16, № 7. – С.150-157.

28. Калінін Є.І. Деформування перезвожених ґрунтів навантаженням вібраційного характеру / Є.І. Калінін // *World Science*. – Warsaw: RS Global. – Vol. №9 (37). – P.9-14.

29. Ovsyannikov S. Oscillation Process of Multi-support Machines When Driving Over Irregularities / S. Ovsyannikov, E. Kalinin, I. Koliesnik // *International Scientific Conference Energy Management of Municipal Facilities and Sustainable Energy Technologies EMMFT 2018*. – Cham: Springer. – Vol 982. – P.307-317.

30. Ovsyannikov S. Plough calculation peculiarities for walking tractors / S. Ovsyannikov, E. Kalinin // *MATEC Web of Conferences*. – Cham: Springer. – Vol 224. – P.135-141.

31. Kalinin E. Optimization of machinery operation modes from the point of view of their dynamics / E. Kalinin, M. Shuliak, I. Koliesnik // *Current Problems of Transport: Proceedings of the 1st International Scientific Conference. ICCPT – 2019* – С. 211-222.

Праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

32. Калінін Є.І. Метод прискореної оцінки довговічності і межі витривалості деталей машин при різних режимах навантаження / Є.І. Калінін, Р.М. Петров // *Матеріали Всеукраїнської науково-практичної конференції «Автомобільний транспорт в аграрному секторі: проектування, дизайн та технологічна експлуатація»*. – Харків: ХНТУСГ, 2019. – С.115-116.

33. Калінін Є.І. Аналіз перехідних процесів в системах з нелінійними елементами / Є.І. Калінін // *Збірник тез доповідей XIX міжнародної наукової конференції «Сучасні проблеми землеробської механіки» присвяченої 120-й річниці з дня заснування кафедри сільськогосподарських машин та системотехніки імені академіка П. М. Василенка та 118-й річниці з дня народження академіка Петра Мефодійовича Василенка*. – К: НУБіП, 2018. – С. 286-287.

34. Калінін Є.І. Використання алгоритму навчання для адаптації енергетичного засобу в процесі експлуатації / Є.І. Калінін, В.М. Романченко // *Збірник наукових праць за матеріалами II Міжнародної науково-практичної конференції «Синергетика, мехатроніка, телематика дорожніх машин і систем у навчальному процесі та науці»*. – Х.: ХНАДУ, 2018. – С.100-104.

35. Калінін Є.І. Динамічна модель тягово-транспортного засобу та визначення його частотних характеристик / Є.І. Калінін, В.М. Романченко // *Тези IV міжнародної науково-технічної конференції «Машини і пластична деформація металу»*. – Дніпро, 2018. – С.21.

36. Калінін Є.І. Вибір оптимальних показників надійності машин / Є.І. Калінін // *Матеріали Всеукраїнської науково-практичної конференції «Автомобільний транспорт в аграрному секторі: проектування, дизайн та технологічна експлуатація»*. – Харків: ХНТУСГ, 2018. – С.90-91.

Праці, які додатково відображають наукові результати дисертації:

37. Калінін Є.І. Динаміка взаємодії корпусу плуга з перешкодою / Є.І. Калінін, М.Л. Шуляк // *Механізація сільськогосподарського виробництва: Вісник ХНТУСГ*. – Харків: ХНТУСГ, 2015. – Вип. 158 – С. 207-213.



38. Калінін Є.І. Динаміка коренезбиральної машини з системою підтримання глибини ходу робочих органів / Є.І. Калінін, С.О. Поляшенко, О.В. Єсіпов // *Інженерія природокористування* – Харків: ХНТУСГ, 2017. – №2(8) – С. 63-68.

39. Лебедев А.Т. Методи контролю ергономічних показників тракторів на ринку України / А.Т. Лебедев, М.Л. Шуляк, Є.І. Калінін, Д.А. Луньова, С.А. Лебедев // *Механізація сільськогосподарського виробництва: Вісник ХНТУСГ*. – Харків: ХНТУСГ, 2019. – Вип. 198 – С. 315-326.

40. Калінін Є.І. Застосування комп'ютерних мультимедійних технологій для вивчення загальнотехнічних дисциплін / Є.І. Калінін // *Матеріали XVII міжнародної науково-практичної конференції «Побудова інформаційного суспільства: ресурси і технології»*. – К.: УкрІНТЕІ. – 2018. – С.90-95.

## АНОТАЦІЯ

**Калінін Є.І.** Формування системних властивостей транспортно-технологічних агрегатів змінної маси. – На правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.22.20 – експлуатація та ремонт засобів транспорту. – Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Міністерство освіти і науки України, Харків, 2019.

Дисертація присвячена вирішенню науково-прикладної проблеми підвищення ефективності та безвідмовності експлуатації тракторів у складі транспортно-технологічних агрегатів змінної маси за рахунок вибору раціональних режимів їх функціонування.

Розроблено концепцію системного підходу підвищення працездатності трактора, що базується на доведеному твердженні забезпечення мінімуму енергетичних втрат на коливання центру мас.

Встановлено, що «хорошою» кривою апроксимації є лемніската енергетичних конфігурацій, яка дозволяє вивчити додаткову роботу агрегату при виконанні технологічної операції.

Уточнено теорія формування сили опору перекочування ведучого колеса трактора в складі транспортно-технологічного агрегату змінної маси, яка, на відміну від існуючих, враховує нестационарність гакового навантаження внаслідок коливальних рухів центру мас. Доведено, що останню можна представити у вигляді кусочно-лінійної функції, що характеризує скидання і накидання навантаження, які періодично змінюють одне одного.

Для забезпечення працездатності трансмісійної установки доведено твердження про зниження додаткових витрат роботи агрегату на самопересування і, як наслідок, зниження прискорення центру мас агрегату в його просторовій динаміці. Доведено, що перехід на III передачу транспортного діапазону дозволяє знизити навантаженість валів КПП в 3 рази.

**Ключові слова:** трактор, енергозбереження, транспортні роботи, динаміка, концепція, вимірювання, функціонування, працездатність, системні властивості.



## АННОТАЦИЯ

**Калинин Е.И.** Формирование системных свойств транспортно-технологических агрегатов переменной массы. – На правах рукописи.

Диссертация на соискание научной степени доктора технических наук по специальности 05.22.20 – эксплуатация и ремонт средств транспорта. – Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, Министерство образования и науки Украины, Харьков, 2019.

Диссертация посвящена решению научно-прикладной проблемы повышения эффективности и безотказности эксплуатации тракторов в составе транспортно-технологических агрегатов переменной массы за счет выбора рациональных режимов их функционирования.

Разработана концепция системного подхода повышения работоспособности трактора, основанная на доказанном утверждении обеспечения минимума энергетических потерь на осцилляционные движения центра масс. Установлено, что «хорошей» кривой аппроксимации является лемниската пространства энергетических конфигураций, которая позволяет детально изучить дополнительную работу агрегата при выполнении технологической операции.

Уточнена теория формирования силы сопротивления перекатывания ведущего колеса трактора в составе транспортно-технологического агрегата переменной массы, которая, в отличие от существующих, учитывает нестационарность крюковой нагрузки вследствие колебательных движений центра масс. Доказано, что последнюю можно представить в виде кусочно-линейной функции, характеризующейся сбросом и набросом нагрузки, которые периодически сменяют друг друга.

Предложена оценка работоспособности транспортно-технологического агрегата по нагрузке трансмиссионной установки на основании показателей динамики центра масс агрегата при выполнении технологического процесса. В качестве показателей приняты: ускорение и перемещение центра масс агрегата в пространстве, касательная сила тяги трактора, работа, затраченная на самопередвижения агрегата и на осцилляционные движения его центра масс.

Усовершенствованные в работе методы анализа нагруженности элементов транспортно-технологического агрегата переменной массы положены в основу алгоритма управления агрегатом в зоне допустимой работоспособности.

Доказано, что наличие дополнительных осциллирующих перемещений центра масс агрегата при выполнении технологического процесса увеличивает необходимую работу на самопередвижение, которая передается через трансмиссионную установку, дополнительно нагружая ее.

Для обеспечения работоспособности трансмиссионной установки доказано утверждение о снижении дополнительных потерь работы агрегата на самопередвижение и, как следствие, снижение ускорения центра масс агрегата в его пространственной динамике. Доказано, что переход на более низкую

передачу транспортного диапазона позволяет снизить нагруженность валов коробки перемены передач.

**Ключевые слова:** трактор, энергосбережение, транспортные работы, динамика, концепция, измерения, функционирование, работоспособность, системные свойства.

## ABSTRACT

**Kalinin E.I.** The formation of the system properties of transport and technological units of variable mass. – Manuscript.

The thesis for the degree of doctor of technical sciences, specialty 05.22.20 – Operation and repair of vehicles. – Kharkiv National Automobile and Highway University, Ministry of Education and Science of Ukraine, Kharkiv, 2019.

The dissertation is devoted to the solution of scientifically applied problem of increase of efficiency and trouble - free operation of tractors in the composition of transport and technological units of variable mass due to the choice of rational modes of their functioning.

The concept of a systematic approach of increasing the efficiency of the tractor based on the proven assertion of providing a minimum of energy losses for vibrations of the center of mass is developed.

The theory of forming the resistance force of rolling of the driving wheel of the tractor in the composition of the transport-technological unit of variable mass, which, unlike the existing ones, takes into account the non-stationarity of the hook load due to the oscillatory motions of the center of mass, is clarified. It is proved that the latter can be represented as a piecewise linear function characterizing the dropping and loading of loads, which periodically change each other.

In order to ensure the efficiency of the transmission system, the statement about the reduction of additional operating costs of the unit for self-movement and, as a consequence, reduction of the acceleration of the center of mass of the unit in its spatial dynamics has been proved. It is proved that the transition to III transmission of the transport range allows to reduce the load on the shaft of the check point by 3 times.

**Keywords:** tractor, energy saving, transportation, dynamics, concept, measurements, functioning, working capacity, system properties.

Підписано до друку 17.09.2019 р. Формат 60×84 <sup>1</sup>/<sub>16</sub>.  
Умов. друк. арк. 2,45. Папір офсетний. Наклад 300 прим.