

Міністерство освіти і науки України

ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНІЙ
УНІВЕРСИТЕТ

ДУБІНІН ЄВГЕН ОЛЕКСАНДРОВИЧ



УДК 629.017

**КОНЦЕПЦІЯ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ СТІЙКОСТІ ПОЛОЖЕННЯ
ШАРНІРНО-ЗЧЛЕНОВАНИХ КОЛІСНИХ МАШИН**

Спеціальність 05.22.20 – експлуатація
та ремонт засобів транспорту

Автореферат
дисертації на здобуття наукового ступеня
доктора технічних наук

Харків – 2017

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана в Харківському національному автомобільно-дорожньому університеті Міністерства освіти і науки України.

Науковий консультант: доктор технічних наук, професор
Полянський Олександр Сергійович,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет, професор кафедри технології машинобудування і ремонту машин.

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор
Ларін Олександр Миколайович,
Національний університет цивільного захисту України, професор кафедри інженерної та аварійно-рятувальної техніки;

доктор технічних наук, професор
Гринченко Олександр Степанович,
Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка, професор кафедри надійності, міцності та технічного сервісу машин імені В. Я. Аніловича;

доктор технічних наук, доцент
Бондаренко Анатолій Ігорович,
Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри автомобіле- і тракторобудування.

Захист відбудеться «26» червня 2017 р. о 12⁰⁰ годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 64.059.02 при Харківському національному автомобільно-дорожньому університеті за адресою: вул. Ярослава Мудрого, 25, м. Харків, Україна, 61002.

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

Автореферат розісланий «23» травня 2017 р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради



О. П. Смирнов

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Обґрунтування вибору теми дослідження. Досягнутий на сьогоднішній рівень безпеки використання колісних машин не дозволяє істотно зменшити кількість дорожньо-транспортних пригод. Основна увага під час розробки сучасних теоретичних і практичних рішень приділяється питанням забезпечення курсової стійкості і керованості, тоді як питанням забезпечення стійкості положення приділено недостатньо уваги. Питання стійкості положення є комплексом складних взаємозв'язків між конструктивними особливостями, параметрами надійності та руху машин, особливостями опорної поверхні, індивідуальними властивостями водія. Всі складові цієї системи «водій-машина-дорожні умови» постійно змінюються в часі, являючи собою функції багатьох змінних. При цьому результатом їхньої взаємодії є або відсутність аварійної ситуації, або втрата колісною машиною стійкості положення.

Для шарнірно-зчленованих колісних машин питання запобігання перекиданню за експлуатації носять першочерговий характер. Для них необхідна розробка концепції забезпечення безпеки використання з урахуванням їхніх особливостей.

Обладнання колісних машин складними електронними бортовими системами дозволяє застосувати накопичений досвід із метою створення приладів і пристроїв, що попереджують і запобігають перекиданням. Такі системи повинні мати низку властивостей, що дозволяють як знижувати вимоги до водія під час руху, так і брати на себе керування машиною у разі об'єктивного унеможливлення забезпечити стійкість положення.

Тому вирішення проблеми, що дозволяє підвищити безпеку використання шарнірно-зчленованих колісних машин забезпеченням стійкості їхнього положення, є актуальним.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Роботу виконано у межах тематики науково-дослідницької роботи кафедри технології машинобудування і ремонту машин Харківського національного автомобільно-дорожнього університету (ХНАДУ) відповідно до Закону України «Про пріоритетні напрями розвитку науки і техніки» № 2623-14 від 05.12.2012 р. і постанови Кабінету Міністрів України «Про затвердження переліку пріоритетних тематичних напрямів наукових досліджень і науково-технічних розробок на період до 2015 року» № 942 від 07.09.2011 р. Тема дисертаційної роботи була складовою частиною науково-дослідницьких робіт ХНАДУ «Оцінка та забезпечення стійкості положення засобів транспорту в процесі експлуатації» (ДР № 0112u008047) на 2012–2013 рр., «Підвищення стійкості положення шарнірно-зчленованих засобів транспорту» (ДР № 0114u003907) на 2014–2015 рр., договору про науково-технічне співробітництво між ПАТ «Харківський тракторний завод» та ХНАДУ «Забезпечення стійкості колісних засобів транспорту з шарнірно-зчленованими рамами та тракторних

поїздів виробництва ПАТ «ХТЗ» (№ 31/1-12 від 24.12.2012 р.) на 2013 р., договору між ХНАДУ та ТОВ «Статер-Авто» «Діагностування автомобільних поїздів, що перевозять великогабаритні вироби, методом парціальних прискорень» (№ 31-21-13 від 17.06.2013 р.) на 2013–2014 рр.

Мета і завдання дослідження. Метою дослідження є підвищення безпеки використання шарнірно-зчленованих колісних машин за рахунок забезпечення стійкості їхнього положення.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання:

- розробити концепцію оцінювання і забезпечення параметрів стійкості положення на етапах проектування, виробництва та експлуатації шарнірно-зчленованих колісних машин;
- оцінити вплив основних конструктивних параметрів та умов експлуатації шарнірно-зчленованих колісних машин на стійкість їхнього положення;
- розробити методи оцінювання надійності елементів системи «водій-машина-дорожні умови», що впливають на безпеку використання шарнірно-зчленованих колісних машин;
- розробити комплекс програмного забезпечення для оцінювання статичної та динамічної стійкості положення шарнірно-зчленованих колісних машин;
- розробити підходи для підвищення стійкості положення та надійності шарнірно-зчленованих колісних машин із використанням бортових електронних та механічних систем та пристроїв;
- провести експериментальні дослідження стійкості положення шарнірно-зчленованих колісних машин, розробити рекомендації щодо підвищення безпеки їхнього використання.

Об'єкт дослідження. Процес руху шарнірно-зчленованої колісної машини.

Предмет дослідження. Шляхи забезпечення стійкості положення шарнірно-зчленованої колісної машини і методи їхньої реалізації.

Методи дослідження. Вирішення поставленої проблеми забезпечується використанням системного підходу та раціонального поєднання теоретичних і експериментальних досліджень, узагальнення та аналізу відомих наукових результатів. Для оцінювання динамічної стійкості положення застосовано метод парціальних прискорень та енергетичний метод. Під час дослідження процесу руху шарнірно-зчленованої колісної машини з урахуванням взаємодії її секцій застосовано математичні методи розв'язання диференціальних рівнянь. У перебізі оцінювання впливу основних конструктивних параметрів та умов експлуатації шарнірно-зчленованих колісних машин на стійкість їх положення застосовано частотний метод оцінювання стійкості динамічних систем, імовірнісний метод та метод парціальних прискорень. Дослідження стійкості положення шарнірно-зчленованої колісної машини у разі бічного зіткнення з перешкодою проведено зі застосуванням енергетичного методу.

Експериментальні дослідження реалізовано з використанням мобільного реєстраційно-вимірювального комплексу, адаптованого для оцінювання стійкості положення. Для оцінювання параметрів стійкості положення, визначення розподілу кутових прискорень та швидкостей застосовано методи натурних випробувань, електричного вимірювання неелектричних величин, теорії ймовірностей та математичної статистики. Адекватність розроблених моделей оцінювалася з застосуванням теорії похибок.

Наукова новизна отриманих результатів полягає у розвитку методів оцінювання та забезпечення стійкості положення, що дозволило вирішити актуальну наукову проблему підвищення безпеки використання шарнірно-зчленованих колісних машин у системі «водій-машина-дорожні умови».

При цьому *вперше*:

- розроблена концепція забезпечення стійкості положення шарнірно-зчленованих колісних машин, що відрізняється від існуючих застосуванням комплексного та системного підходу на етапах проектування, виробництва та експлуатації;
- визначено критерій динамічної стійкості положення шарнірно-зчленованих колісних машин за умовою перекидання, що відрізняється від існуючих номенклатурою і методом одержання інформації;
- розроблено метод оцінювання надійності водія як елемента системи «водій-машина-дорожні умови», що відрізняється від існуючих підходом до визначення ступеня його впливу на безпеку використання шарнірно-зчленованих колісних машин.

Удосконалено:

- динамічну модель руху шарнірно-зчленованої колісної машини, що, на відміну від існуючих, враховує взаємодію її секцій;
- енергетичний метод оцінювання стійкості положення шарнірно-зчленованої колісної машини у разі бічного зіткнення з перешкодою, що враховує вплив особливостей її конструкції;
- метод оцінювання надійності кермового керування шарнірно-зчленованої колісної машини, що відрізняється від існуючих урахуванням інтенсивності складання секцій у процесі руху;
- метод оцінювання впливу розподілу крутного моменту двигуна за ведучими мостами на безпеку використання шарнірно-зчленованих колісних машин, що враховує розподіл нормальних реакцій між осями і взаємне складання їхніх секцій.

Дістали подальший розвиток:

- метод оцінювання статичної стійкості шарнірно-зчленованих колісних машин проти бічного перекидання з врахуванням особливостей зміни опорного контура;
- метод оцінювання динамічної стійкості колісних машин за довільної установки датчиків лінійних прискорень у вертикальній поперечній площині.

Практичне значення одержаних результатів дисертаційної роботи полягає у наданні суб'єктам господарювання нових ефективних підходів до

оцінювання і підвищення стійкості положення колісних машин під час проектування, виробництва та експлуатації, у разі проведення дослідно-конструкторських і науково-дослідницьких робіт, а саме: методу оцінювання стійкості положення на основі методів енергетичного балансу і парціальних прискорень; критерію стійкості шарнірно-зчленованих колісних машин проти перекидання; способів підвищення поперечної стійкості використанням бортових інформаційних систем і пружних елементів; методу проведення випробувань на динамічну стійкість проти перекидання; приладу контролю кутів нахилу машини; методів оцінювання надійності кермового керування та гальмівної системи колісної машини; пристрою для підвищення точності установки датчиків прискорень; рекомендацій щодо підвищення безпеки використання шарнірно-зчленованих колісних машин на основі вдосконалення інформування водіїв.

Основні положення дисертаційної роботи прийняті до впровадження на таких підприємствах та в організаціях: ПАТ «Харківський тракторний завод», ПАТ «Азовгазгальмаш», Харківському науково-дослідному інституті судових експертиз імені Засл. проф. М.С. Бокаріуса, Харківській філії Українського науково-дослідного інституту прогнозування та випробування техніки і технологій для сільськогосподарського виробництва імені Леоніда Погорілого, Державному підприємстві «Дослідне господарство «Кутузівка» Інституту сільського господарства Північного Сходу Національної академії аграрних наук України», Шебелинському відділенні технологічного транспорту і спецтехніки бурового управління «Укрбургаз».

Особистий внесок здобувача. Теоретичні та експериментальні результати досліджень, що виносяться на захист, отримані автором самостійно та викладені у роботах [1–50]. Роботи [2–6] опубліковані без співавторів. У колективній монографії [1] автором взято участь у написанні підрозділів 2.1, 2.8, 2.9, розділу 4. У роботах, опублікованих у співавторстві, автору належать: основні принципи концепції забезпечення стійкості положення, визначення поняття [7, 8, 32, 33]; метод оцінювання і підходи до підвищення статичної стійкості колісних машин [9–11, 27, 34]; критерій оцінювання та підходи до підвищення динамічної стійкості колісних машин [12–14, 28, 35, 36]; методи оцінювання впливу розподілу крутного моменту двигуна за ведучими мостами на показники безпеки та ефективності використання шарнірно-зчленованих колісних машин [15, 16]; підходи до оцінювання взаємодії секцій шарнірно-зчленованої колісної машини під час руху [17, 37]; підходи до оцінювання надійності гальмівної системи, кермового керування та водія, уточнені діагностичні параметри [18, 29, 38–40]; залежності для визначення впливу основних факторів на стійкість колісної машини [19, 30, 31]; залежності для оцінювання параметрів стійкості колісної машини з урахуванням довільної установки датчиків лінійних прискорень у вертикальній поперечній площині [20, 21]; постановка задачі та обробка числових результатів [22–26, 41–44]. У патенті [45] автору належать схема і принцип роботи пристрою; в патенті [46] –

підхід до встановлення датчиків; в патенті [47] – ідея автоматичного регулювання швидкості руху; в патенті [48] – ідея використання пружних елементів; в патенті [49] – підхід до інформування водія; в патенті [50] – конструкція пружного елемента.

Апробація результатів роботи. Основні результати теоретичних та експериментальних досліджень дисертаційної роботи були оприлюднені та позитивно оцінені на: науково-практичній конференції «Проблеми розвитку, удосконалення та експлуатації озброєння та військової техніки у внутрішніх військах МВС України» (Харків, Академія ВВ МВС України, 29 листопада 2012 р.); XX, XXI Науково-технічних конференціях з міжнародною участю «Транспорт, екологія – устойчиво развитие» (Варна, ТУ, 15–17 травня 2014 р., 14–16 травня 2015 р.); 9–11 Наукових конференціях «Новітні технології – для захисту повітряного простору» (Харків, ХУПС імені І. Кожедуба, 17–18 квітня 2013 р., 9–10 квітня 2014 р., 8–9 квітня 2015 р.); V Науково-практичній конференції «Наукове забезпечення службово-бойової діяльності внутрішніх військ МВС України» (Харків, Академія ВВ МВС України, 28 березня 2013 р.); I Міжнародній науково-практичній інтернет-конференції «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту» (Вінниця, ВНТУ, 12–14 листопада 2013 р.); Міжнародній науково-практичній конференції «Новітні технології розвитку конструкції, виробництва, експлуатації, ремонту і експертизи автомобіля» (Харків, ХНАДУ, 15–16 жовтня 2014 р.); XXII Міжнародній науково-практичній конференції «Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я» (Харків, НТУ «ХПІ», 15–17 жовтня 2014 р.); Міжнародній науково-технічній конференції «Нові технології, обладнання, матеріали в будівництві і на транспорті» (Харків, УкрДАЗТ, 26–28 листопада 2014 р.); VI Науково-практичній конференції «Наукове забезпечення службово-бойової діяльності Національної гвардії України» (Харків, НАНГУ, 9 квітня 2015 р.); V Всеукраїнській науково-практичній конференції «Інноваційні технології в АПК» (Луцьк, ЛНТУ, 19–20 травня 2015 р.); Міжнародній науково-практичній конференції «Новітні технології в автомобілебудівництві та транспорті» (Харків, ХНАДУ, 15–16 жовтня 2015 р.); Міжнародній науково-технічній конференції «Проблеми створення та забезпечення життєвого циклу авіаційної техніки» (Харків, НАУ імені М.Є. Жуковського «ХАІ», 20–21 квітня 2016 р.); Науково-технічних конференціях професорсько-викладацького складу ХНАДУ (9–13 квітня 2012 р., 13–17 травня 2013 р., 12–16 травня 2014 р., 12–15 травня 2015 р., 10–13 травня 2016 р.).

Публікації. Основні положення дисертаційної роботи опубліковані у 50 наукових роботах, у тому числі: 1 монографія; 25 статей у наукових фахових виданнях України (з них 8 статей – у виданнях, що включені до міжнародних наукометричних баз); 5 публікацій у закордонних виданнях; 13 тез у збірниках доповідей на наукових конференціях; отримано 6 патентів України.

Структура та обсяг дисертації. Дисертація складається з анотації, вступу, семи розділів, висновків, переліку використаних джерел та чотирьох додатків. Повний обсяг дисертації складає 397 сторінок, у тому числі обсяг

основного тексту – 264 сторінки. Робота ілюстрована 95 рисунками, наведено 24 таблиці. Перелік використаних джерел містить 256 найменувань на 30 сторінках, додатки розміщені на 70 сторінках.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі подано загальну характеристику роботи; обґрунтовано актуальність теми; сформульовано мету, завдання, об'єкт та предмет дослідження; описано застосовані методи дослідження та зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами; визначено наукову новизну та практичне значення одержаних результатів; надано інформацію про апробацію та публікацію результатів дисертаційних досліджень.

У першому розділі проведено аналіз літературних джерел, що стосуються досліджуваної в дисертаційній роботі проблеми. Виконано огляд існуючих досліджень стосовно аналізу статистичних даних щодо аварій із перекиданням колісних машин, у тому числі шарнірно-зчленованих, їхні причини та наслідки. Встановлено, що підвищення стійкості положення колісних машин, що є однією з найбільш важливих експлуатаційних властивостей, істотно впливає на безпеку їхнього використання. Проведено дослідження існуючих критеріїв, що враховують вплив на стійкість різних факторів, і методів визначення стійкості положення колісних машин, а також сучасних засобів та методів її контролю і забезпечення. Розглянуто перспективи застосування сучасних електронних систем для підвищення стійкості положення колісних машин. Також виконано аналіз надійності елементів системи «водій-машина-дорожні умови» під час експлуатації шарнірно-зчленованих колісних машин, що в комплексі впливають на стійкість положення. Обґрунтовано напрямки подальших досліджень.

Встановлено, що на сьогоднішній день у літературі недостатньо висвітлені питання щодо підвищення стійкості положення шарнірно-зчленованих колісних машин. Відсутня цілісна концепція її забезпечення на етапах проектування, виробництва та експлуатації, а також загальноприйнята система оцінювальних показників, що враховують вплив основних експлуатаційних і конструктивних факторів на вказану експлуатаційну властивість. Потрібна розробка показників стійкості з урахуванням конструктивних особливостей таких машин, методів її оцінювання та підходів до забезпечення під час експлуатації. За результатами першого розділу сформульовано завдання дослідження.

У другому розділі розроблені основні положення концепції забезпечення стійкості положення шарнірно-зчленованих колісних машин, вдосконалені методи оцінювання статичної та динамічної стійкості положення, що забезпечують комплексний підхід до вирішення проблеми. Концепція передбачає формулювання поняття стійкості положення, вибір показників оцінювання та визначення факторів впливу на ці показники, на основі чого розробляються шляхи вирішення конкретних науково-технічних завдань з оцінювання та забезпечення статичної та динамічної стійкості положення шарнірно-зчленованих колісних машин (рис. 1).

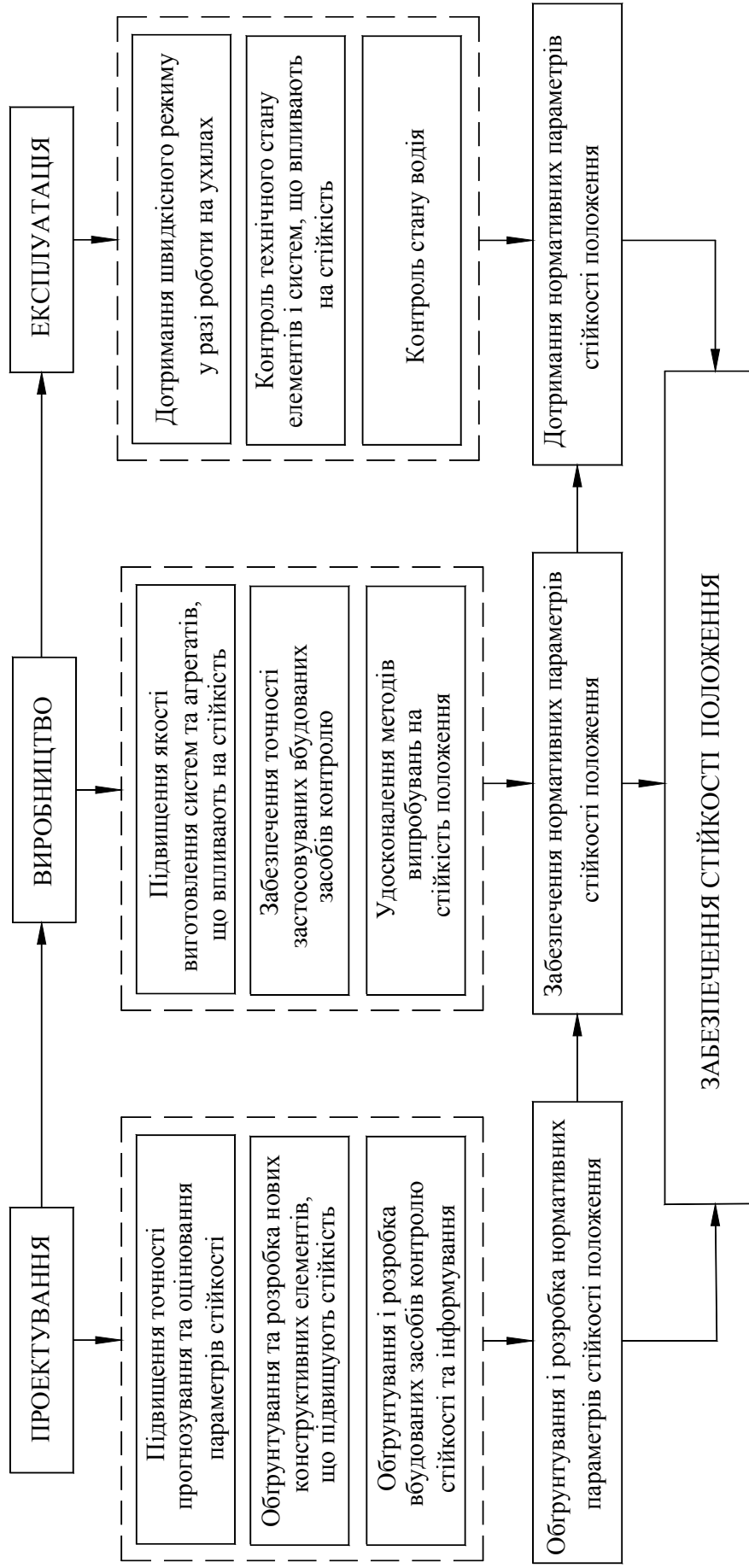


Рисунок 1 – Структура концепції забезпечення стійкості положення як складної експлуатаційної властивості

Концепція забезпечення стійкості положення шарнірно-зчленованих колісних машин побудована на основі комплексного підходу, що передбачає:

- на етапі проектування: розробку теоретичних основ на базі сучасних підходів і методів для підвищення точності її оцінювання та прогнозування; розробку конструкцій із високою стійкістю положення і вбудованих засобів контролю з урахуванням вітчизняного та закордонного досвіду;

- на етапі виробництва: технологічне забезпечення якості виготовлення систем і агрегатів машин, що безпосередньо впливають на стійкість (гальмівна система, кермове керування, ходова система тощо); виробництво перспективних вбудованих засобів контролю; розробку нових і вдосконалення існуючих методів випробувань шарнірно-зчленованих колісних машин на стійкість положення;

- на етапі експлуатації: удосконалення підходів до системи «водій-машина-дорожні умови» у вигляді дотримання умов і правил експлуатації машин на ухилах; забезпечення необхідного рівня контролю технічного стану агрегатів і систем, а також стану водія, що впливають на стійкість положення.

У результаті проведених досліджень розроблено вдосконалений метод оцінювання граничних кутів поперечної статичної стійкості секцій α_1 та α_2 , адаптований для шарнірно-зчленованих колісних машин з урахуванням особливостей їхньої конструкції. Результати розрахунків, на прикладі шарнірно-зчленованого трактора з номінальним тяговим зусиллям 30 кН, подано на рис. 2 (1, 1', 2, 2' – розраховані за відомою залежністю для передньої та задньої секцій без урахування та з урахуванням прогину шин відповідно; 3, 3', 4, 4' – розраховані за розробленим методом для передньої та задньої секцій без урахування і з урахуванням прогину шин відповідно; ' позначена задня секція; B – колія машини, h_{c1} , h_{c2} – висота центра мас передньої та задньої секцій відповідно).

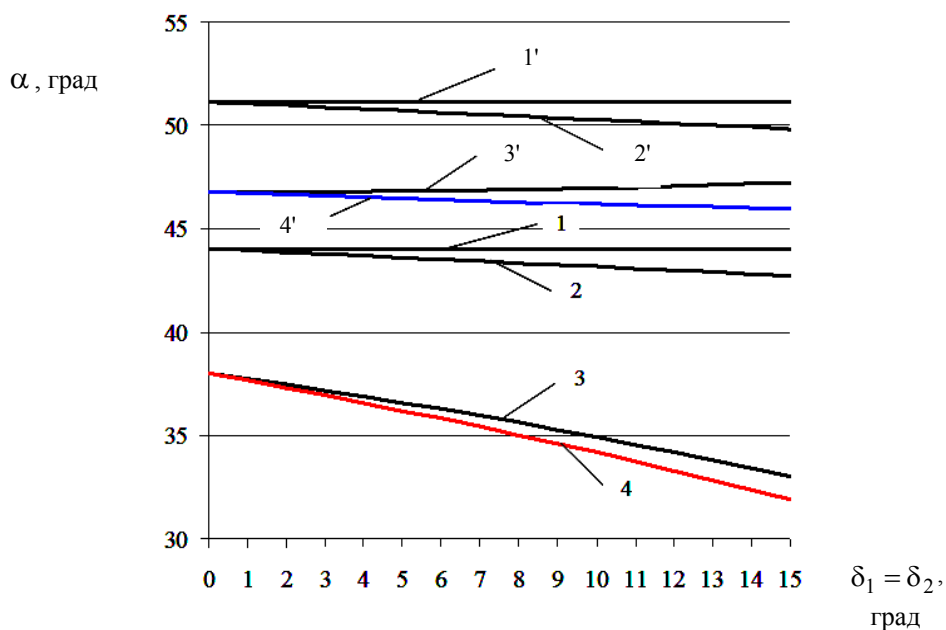


Рисунок 2 – Графік зміни кутів статичної стійкості секцій шарнірно-зчленованої колісної машини

Розроблений метод дозволяє підвищити точність оцінювання стійкості положення кожної секції (кут статичної стійкості передньої секції знижується на 15–30%, задньої секції – на 8–10%). Урахування кутів повороту секцій у площині дороги $\delta_1 = \delta_2$ в межах до 15° дозволяє уточнити кути статичної стійкості до 5° .

Практичне втілення методу запропоновано у вигляді розробленого програмного забезпечення SPSAV (Static Position Stability of Articulated Vehicles). Програма призначена для попереднього оцінювання статичної стійкості шарнірно-зчленованих колісних машин без використання високовартісного обладнання. Зовнішній вигляд екранної форми програми подано на рис. 3.

The screenshot shows the 'Static Position Stability of Articulated Vehicles (SPSAV)' window. It contains two main sections: 'Введення вихідних даних:' (Input data) and 'Результати розрахунка:' (Calculation results). The input section has fields for vehicle width, center of mass heights, distances to pivots, steering angles, wheel radii, and a calculation button. The results section shows the calculated static stability angles for the front and rear sections.

Введення вихідних даних:			
Колія B, м	1,86	Відстань від передньої вісі до шарніру L1, м	1,48
Висота центру мас hc1, м	1,04	Відстань від задньої вісі до шарніру L2, м	1,38
Висота центру мас hc2, м	0,75	Відстань від центру мас передньої секції до шарніру l1, м	1,25
Кут повороту δ_1 , град	15,0	Відстань від центру мас задньої секції до шарніру l2, м	1,1
Кут повороту δ_2 , град	15,0		
Радіус колеса статичний Rст, м	0,6		
Радіус колеса вільний Rв, м	0,8		

ПОРАХУНОК

Результати розрахунка:	
Кут поперечної статичної стійкості передньої секції α_1 , град	32
Кут поперечної статичної стійкості задньої секції α_2 , град	46

Рисунок 3 – Зовнішній вигляд екранної форми програми SPSAV

Отримано уточнену умову збереження динамічної поперечної стійкості положення шарнірно-зчленованої колісної машини на прикладі передньої (найменш стійкої) секції за руху поперечним ухилом з урахуванням впливу жорсткості підвіски і приведеної жорсткості системи «шини-ґрунт»

$$\omega_{\text{гран}} \leq \sqrt{\frac{2 \cdot g}{h_{c1}} \cdot \frac{1 - \cos(\alpha_1 - \beta - \alpha_{\text{п}} - \alpha_{\text{к}})}{\frac{i_{x1}^2}{h_{c1}^2} \cdot \cos \alpha_1 + \sec \alpha_1}}, \quad (1)$$

де $\omega_{\text{гран}}$ – гранична за умовою перекидання кутова швидкість, що виникає в поперечній вертикальній площині при дії парціального збурювального прискорення;

g – прискорення вільного падіння;

α_1 – кут поперечної статичної стійкості секції;

β – кут поперечного ухилу дороги;

α_{Π} – кут крену підресованої маси відносно опорної поверхні;

α_k – додатковий кут крену, що враховує жорсткості шин і опорної поверхні;

i_{x_1} – радіус інерції секції відносно горизонтальної осі, що проходить через центр мас.

На прикладі шарнірно-зчленованого колісного трактора з номінальним тяговим зусиллям 30 кН розраховано критичні швидкості прямолінійного руху за розблокованого і заблокованого горизонтального шарніра, що дозволяє взаємозалежний нахил секцій у вертикальній поперечній площині, дорогами з різним кутом ухилу під час наїзду на одиничну перешкоду. Встановлено, що передня секція трактора має найменший запас стійкості. При цьому задня секція стійка на всьому діапазоні розрахованих експлуатаційних швидкостей. Встановлено, що збільшення кутів δ_1 , δ_2 та β комплексно впливає на динамічну стійкість секцій машини проти перекидання, зменшуючи її, за максимальних значень цих кутів та за умови складання машини в бік ухилу, не менше ніж на 20%.

У третьому розділі виконано оцінювання впливу взаємодії секцій шарнірно-зчленованих колісних машин на стійкість їхнього положення.

Отримано диференціальне рівняння для визначення кута повороту передньої найменш стійкої секції в поперечній площині γ_{x_1} , як функції часу, внаслідок впливу динамічного збурення P_3 під час наїзду одного з коліс на перешкоду

$$I_{0_1} \cdot \frac{d^2 \gamma_{x_1}}{dt^2} = m_1 \cdot g \cdot \sin(\beta' + \gamma_{x_1}) \cdot h_{c_1} + P_3 \cdot B - m_1 \cdot g \cdot \cos(\beta' + \gamma_{x_1}) \cdot \frac{B}{2}, \quad (2)$$

де I_{0_1} – момент інерції передньої секції відносно осі перекидання;

m_1 – маса передньої секції;

$\beta' = \beta + \alpha_{\Pi} + \alpha_k$ – кут нахилу секції у вертикальній поперечній площині з урахуванням впливу жорсткостей підвіски і системи «шини-грунт».

Розрахунки проведено для $\beta = 9^\circ$ під час наїзду на перешкоду із транспортною швидкістю $V = 4,2$ м/с за умови $\gamma_{x_1 \max} = 15^\circ$ (рис. 4). Отриманий граничний час перекидання передньої секції на упори задньої не перевищує 0,6 с, що дозволяє для шарнірно-зчленованого трактора з номінальним тяговим зусиллям 30 кН зробити висновок про необхідність автоматичного запобігання ударних навантажень між секціями під час руху для підвищення стійкості положення.

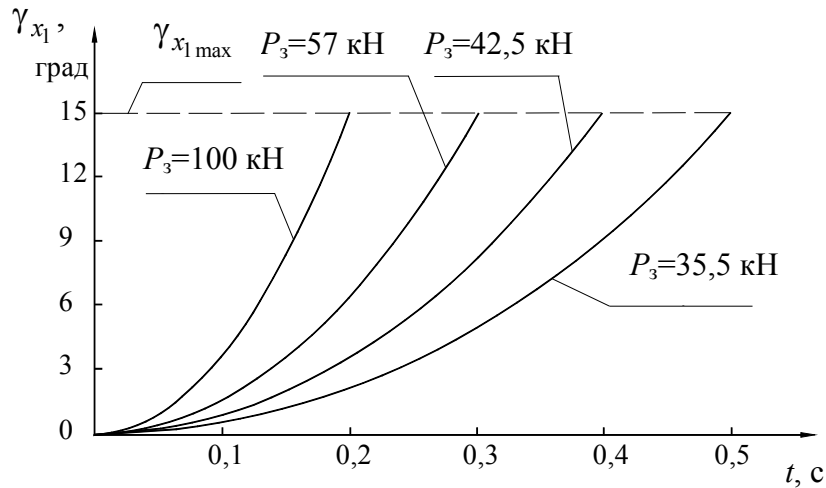


Рисунок 4 – Результати моделювання процесу перекидання передньої секції шарнірно-зчленованої колісної машини на упори задньої

Під час складання динамічної моделі руху шарнірно-зчленованої колісної машини нерівностями були враховані основні конструктивні параметри, що впливають на стійкість її положення в площині, перпендикулярній до опорної поверхні, а також характеристики самої опорної поверхні. Запропонований підхід дозволяє врахувати вертикальні та кутові коливання підресореної і невідресорених мас; взаємодію секцій у процесі руху; в'язко-пружні характеристики підвіски і шин.

Були складені схеми руху передньої і задньої секцій машини (рис. 5). Прийняті моделі, з урахуванням припущень, використовувалися надалі для складання математичного опису руху секцій машини.

Під час вирішення прикладних задач, пов'язаних із використанням спрощеної моделі, виникає необхідність у виборі таких збурювальних функцій, що задовільно описуючи реальні збурення, разом з тим мали б досить просте аналітичне вираження. Виходячи з цього, кути нахилу твірних нерівностей поверхні під колесами секцій ψ_1 і ψ_2 задаються у вигляді періодичних функцій.

З урахуванням зсуву за часом моментів наїзду коліс одного борту на нерівності поверхні, ці функції будуть мати вигляд

$$\psi_1 = \beta + A_\psi \cdot \cos\left(\frac{2 \cdot \pi}{l_n} \cdot x\right); \quad (3)$$

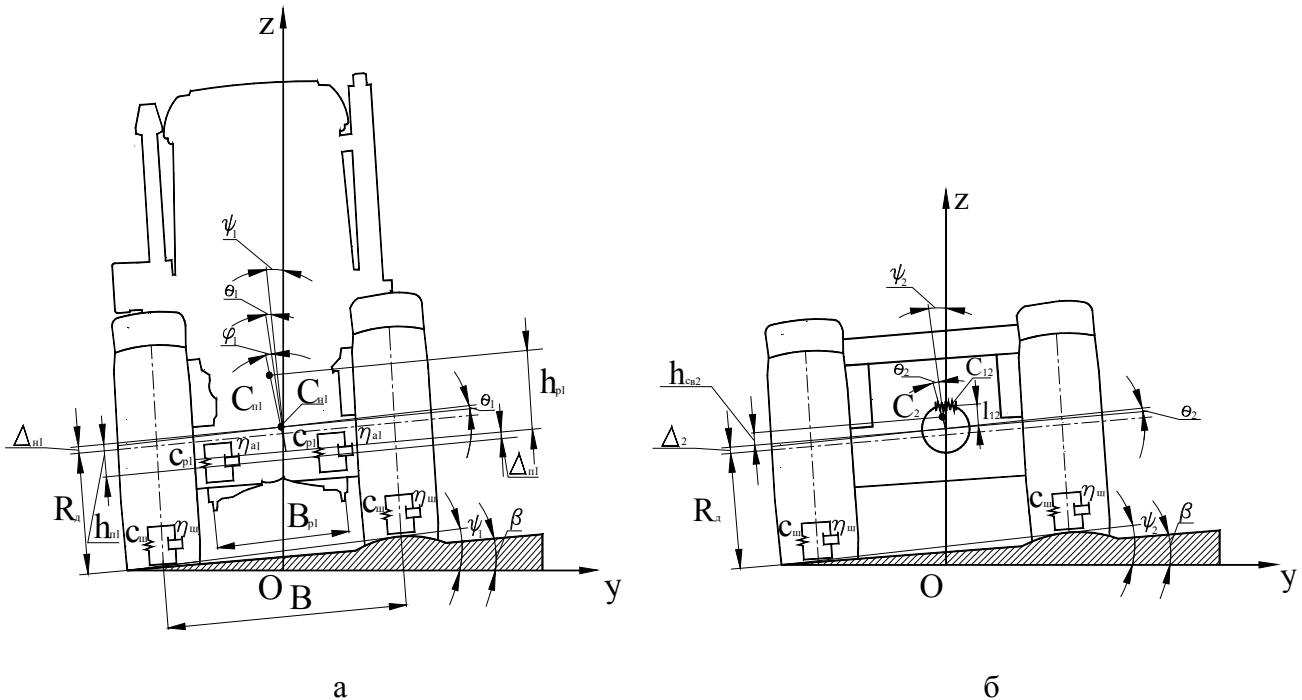
$$\psi_2 = \beta + A_\psi \cdot \cos\left[\frac{2 \cdot \pi}{l_n} \cdot (x - L)\right], \quad (4)$$

де $A_\psi = \arcsin\left(\frac{h_n}{B}\right)$ – амплітуда зміни ψ ;

h_n – амплітуда коливань нерівностей;

l_n – відстань між нерівностями;

L – поздовжня колісна база машини;
 x – поточне значення координати центра мас невіднесеної частини передньої секції у напрямку руху машини.



C_{p1} – жорсткість ресори підвіски у вертикальному напрямку; η_{a1} , $\eta_{ш}$ – коефіцієнти демпфування амортизатора підвіски і шин; $C_{ш}$ – радіальна жорсткість шини; R_d – динамічний радіус колеса; ψ_1 , ψ_2 – кути нахилу твірної нерівності поверхні під колесами передньої і задньої секцій; θ_1 , θ_2 – кути нахилу передньої і задньої секцій внаслідок нерівномірної радіальної деформації шин; ϕ_1 – кут нахилу відресореної маси передньої секції на підвісці; h_{n1} – відстань між передньою підвіскою секції у статичному горизонтальному положенні трактора і центром невіднесеної маси; h_{p1} – плече крену відресореної маси передньої секції; B_{p1} – ресорна база; h_{cb2} – відстань між центром мас задньої секції і віссю обертання колеса; Δ_{n1} – лінійне переміщення центра невіднесеної маси передньої секції нормаллю до опорної поверхні; Δ_{n1} – лінійне переміщення центра відресореної маси передньої секції нормаллю до осі коліс; Δ_2 – лінійне переміщення центра мас задньої секції нормаллю до опорної поверхні; l_{12} – плече дії пружного елемента горизонтального шарніра; C_{12} – жорсткість пружного елемента горизонтального шарніра
а – передня секція; б – задня секція

Рисунок 5 – Схеми руху секцій шарнірно-зчленованої колісної машини з пружним елементом у горизонтальному шарнірі

Для прийнятої динамічної системи виписано рівняння Лагранжа другого роду з урахуванням сил в'язкої дисипації. За узагальнені координати прийняті лінійні переміщення центрів мас передньої секції $q_1 = \Delta_{n1}$, $q_3 = \Delta_{n1}$, лінійне переміщення центра мас задньої секції $q_5 = \Delta_2$ і кутові координати $q_2 = \theta_1$, $q_6 = \theta_2$, $q_4 = \phi_1$.

Рівняння руху подано в матричному вигляді

$$A\ddot{q} + D\dot{q} + Cq = F, \quad (5)$$

де $q = (\Delta_{\text{н1}}, \theta_1, \Delta_{\text{п1}}, \varphi_1, \Delta_2, \theta_2)^T$ – вектор-стовпець узагальнених координат;

A , D , C – матриці кінетичної енергії, дисипації та потенційної енергії відповідно;

F – вектор правих частин, який містить вирази для сили інерції, що відповідає зміні кута ψ .

Вирази для елементів матриць A , D , C у разі наявності пружного елемента в з'єднувальному шарнірі мають вигляд:

$$A = \begin{pmatrix} m_1 & 0 & m_{\text{п1}} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_{\text{п1}}(h_{\text{п1}} - h_{\text{н1}})^2 + J_{\text{п1}} + J_{\text{н1}} & 0 & m_{\text{п1}}h_{\text{п1}}(h_{\text{п1}} - h_{\text{н1}}) + J_{\text{п1}} & 0 & 0 \\ m_{\text{п1}} & 0 & m_{\text{п1}} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_{\text{п1}}h_{\text{п1}}(h_{\text{п1}} - h_{\text{н1}}) + J_{\text{п1}} & 0 & m_{\text{п1}}h_{\text{п1}}^2 + J_{\text{п1}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & m_2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_2h_{\text{сб2}}^2 + J_2 \end{pmatrix}; \quad (6)$$

$$D = \begin{pmatrix} 2\eta_{\text{ш}} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{B^2}{2}\eta_{\text{ш}} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 2\eta_{\text{а1}} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{L_{\text{п1}}^2}{2}\eta_{\text{а1}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 2\eta_{\text{ш}} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{B^2}{2}\eta_{\text{ш}} \end{pmatrix}; \quad (7)$$

$$C = \begin{pmatrix} 2C_{\text{ш}} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{B^2}{2}C_{\text{ш}} - m_{\text{п1}}g(h_{\text{п1}} - h_{\text{н1}}) + C_{12}l_{12}^2 & 0 & -m_{\text{п1}}gh_{\text{п1}} & 0 & -C_{12}l_{12}^2 \\ 0 & 0 & 2C_{\text{п1}} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -m_{\text{п1}}gh_{\text{п1}} & 0 & \frac{B_{\text{п1}}^2}{2}C_{\text{п1}} - m_{\text{п1}}gh_{\text{п1}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 2C_{\text{ш}} & 0 \\ 0 & -C_{12}l_{12}^2 & 0 & 0 & 0 & \frac{B^2}{2}C_{\text{ш}} - m_2gh_{\text{сб2}} + C_{12}l_{12}^2 \end{pmatrix}, \quad (8)$$

де $m_{н1}$ – маса непідресореної частини передньої секції;

$m_{п1}$ – маса підресореної частини передньої секції;

m_2 – маса задньої секції;

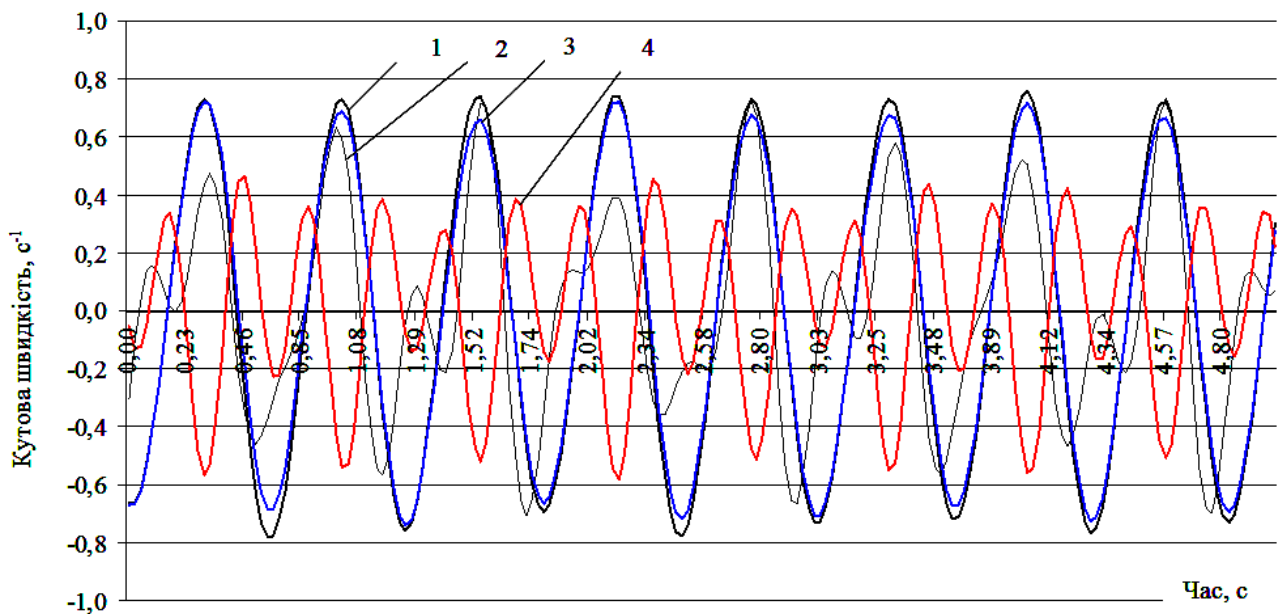
$J_{н1}$ – центральний момент інерції непідресореної маси передньої секції;

$J_{п1}$ – центральний момент інерції підресореної маси передньої секції;

J_2 – центральний момент інерції задньої секції.

Вирази для елементів вектора F були представлені у вигляді розкладань за ступенями $\psi(t)$ і $\dot{\psi}(t)$ до третього порядку включно.

Для розв'язання отриманої системи використовувався чисельний метод Рунге-Кутти з корекцією кроку за часом. На рис. 6 подано результати математичного моделювання для різних варіантів конструкції з'єднувального шарніра секцій колісного трактора.



1, 2 – передня та задня секції без пружного елемента відповідно;

3, 4 – передня та задня секції з пружним елементом відповідно

Рисунок 6 – Результати математичного моделювання процесу руху шарнірно-зчленованого трактора дорогою з істотними нерівностями

Похибка у визначенні максимальних кутових швидкостей секцій машини без пружного елемента у горизонтальному шарнірі у вертикальній поперечній площині з використанням математичного моделювання, порівняно з експериментальними даними, складала не більше 10%. Наявність пружних елементів у горизонтальному шарнірі між секціями знижує максимальні величини кутових швидкостей секцій у вертикальній поперечній площині на 15–20%.

У четвертому розділі проведено аналіз основних факторів, що впливають на точність оцінювання стійкості положення. Отримана залежність для визначення частоти вільних коливань підресореної частини передньої секції шарнірно-зчленованої машини у вертикальній поперечній площині

$$v_{\text{вільн}} = \frac{B_{p1}}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{C_{p1}}{2 \cdot m_{п1} \cdot (i_{xcп}^2 + h_{p1}^2)}}, \quad (9)$$

де $i_{xcп}$ – радіус інерції підресореної частини секції машини в поперечній площині.

Відповідно до залежності (9) для найменш стійкої передньої секції з ресорною підвіскою колісного шарнірно-зчленованого трактора з номінальним тяговим зусиллям 35 кН проведено відповідні розрахунки. Результати подано у вигляді графіка на рис. 7.

У результаті проведених досліджень встановлено, що для розглянутої секції можливе виникнення резонансних явищ (частота вільних коливань $v_{\text{вільн}} = 2,15$ Гц збігається з частотою вимушених коливань від зовнішніх впливів нерівностей шляху $v_{\text{зовн}}$) під час руху на транспортній швидкості $V = 4,2$ м/с та відстані між нерівностями $l_n = 2$ м.

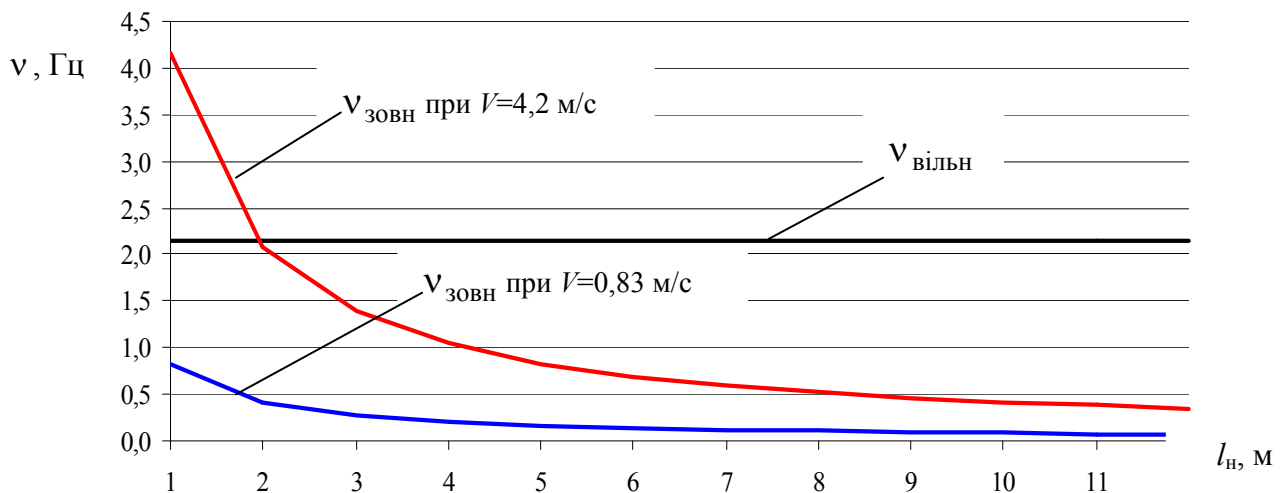


Рисунок 7 – Зміна розрахункових частот коливань підресореної частини передньої секції шарнірно-зчленованої колісної машини від відстані між нерівностями

Отримав подальший розвиток імовірнісний метод визначення радіусів інерції залежно від параметрів колісної машини, з огляду на те, що щільність розподілу моментів інерції підкоряється нормальному закону. Отримані діапазони найбільш імовірних значень радіусів інерції. Їхнє застосування ще на етапі проектування колісної машини дозволить уточнити значення характеристик, що впливають на стійкість положення.

На стійкість під час руху також впливають гіроскопічні моменти коліс. З їх урахуванням у разі наїзду на нерівність отриманий коефіцієнт стійкості машини в площині дороги

$$K_{\text{ст}} = \frac{b \cdot \sqrt{\varphi^2 \cdot \left(m_m \cdot g \cdot \frac{a}{L}\right)^2 - \left[(1 - K_M) \cdot P_K - f \cdot m_m \cdot g \cdot \frac{a}{L}\right]^2} + 2 \cdot \frac{I_K}{R_d} \cdot V \cdot \omega_{\text{кз}}}{a \cdot \sqrt{\varphi^2 \cdot \left(m_m \cdot g \cdot \frac{b}{L}\right)^2 - \left(K_M \cdot P_K - f \cdot m_m \cdot g \cdot \frac{b}{L}\right)^2}}, \quad (10)$$

де φ – коефіцієнт зчеплення коліс із дорогою;

m_m – маса машини;

a, b – відстані від передньої і задньої осей колісної машини до проекції центра мас на горизонтальну площину;

K_M – коефіцієнт розподілу загального крутного моменту ($K_M = 1$ – привід на передню вісь, $K_M = 0$ – привід на задню вісь);

P_K – сумарна тягова сила;

f – коефіцієнт опору коченню коліс;

I_K – момент інерції колеса відносно осі його обертання;

$\omega_{\text{кз}}$ – кутова швидкість підймання колеса.

Під час повороту шарнірно-зчленованої колісної машини з розблокованим горизонтальним шарніром у площині дороги також виникають гіроскопічні моменти, що викликають перерозподіл нормальних реакцій на колесах.

Розрахунки для уточнення впливу гіроскопічних моментів коліс на прикладі шарнірно-зчленованого трактора з номінальним тяговим зусиллям 30 кН доводять, що цей вплив є незначним. Для $K_{\text{ст}}$ можливе уточнення до 0,4%, а для перерозподілу нормальних реакцій на колесах найменш стійкої передньої секції – до 1,2%.

Оцінюючи параметри стійкості із застосуванням вбудованих засобів контролю, необхідно з високою точністю отримувати характеристики процесу руху, а саме – лінійні прискорення, що можуть бути використані для визначення кутових швидкостей і прискорень колісної машини. Для цього отримав подальший розвиток метод оцінювання параметрів стійкості за довільної установки датчиків лінійних прискорень.

Отримано залежності для визначення кутового прискорення ε_x та кутової швидкості ω_x для випадку довільної установки двох датчиків у площині, перпендикулярній площині дороги

$$\varepsilon_x = \frac{(a_{AY} + a_{BY}) \cdot (Z_A + Z_B) - (a_{AZ} + a_{BZ}) \cdot (Y_A + Y_B)}{(Y_A + Y_B)^2 + (Z_A + Z_B)^2}; \quad (11)$$

$$\omega_x = \text{sgn} \left[-(a_{AY} + a_{BY}) \cdot (Y_A + Y_B) - (a_{AZ} + a_{BZ}) \cdot (Z_A + Z_B) \right] \times \sqrt{\frac{-(a_{AY} + a_{BY}) \cdot (Y_A + Y_B) - (a_{AZ} + a_{BZ}) \cdot (Z_A + Z_B)}{(Y_A + Y_B)^2 + (Z_A + Z_B)^2}}, \quad (12)$$

де $a_{AY}, a_{BY}, a_{AZ}, a_{BZ}$ – компоненти лінійних прискорень щодо обраних координатних осей системи, пов'язаної з колісною машиною;

Y_A, Y_B, Z_A, Z_B – відповідно горизонтальні і вертикальні відстані від датчиків лінійних прискорень до осі перекидання.

За параметр стійкості положення запропоновано використовувати критерій динамічної стійкості $K_{ДС}$, що визначається за залежністю

$$K_{ДС} = \frac{\omega_{\text{поточн}}}{\omega_{\text{гран}}}, \quad (13)$$

де $\omega_{\text{поточн}}$ – поточне значення кутової швидкості колісної машини (секції) в поперечній вертикальній площині, що визначається за залежністю (12);

$\omega_{\text{гран}}$ – гранична за умовою перекидання кутова швидкість колісної машини (секції) в поперечній вертикальній площині, що визначається за залежністю (1).

За $K_{ДС} < 1$ стійкість положення забезпечується, за досягнення $K_{ДС} \geq 1$ існує небезпека перекидання.

У п'ятому розділі проведені дослідження з комплексного оцінювання стійкості положення колісних машин із різними типами приводу. Особливу увагу приділено запобіганню заносу, який, за несприятливого збігу обставин, може призвести до перекидання. Коефіцієнт стійкості одиночної шарнірно-зчленованої колісної машини або поїзда на її базі у випадку найбільш небезпечної ситуації (у разі повороту) буде визначатися співвідношенням

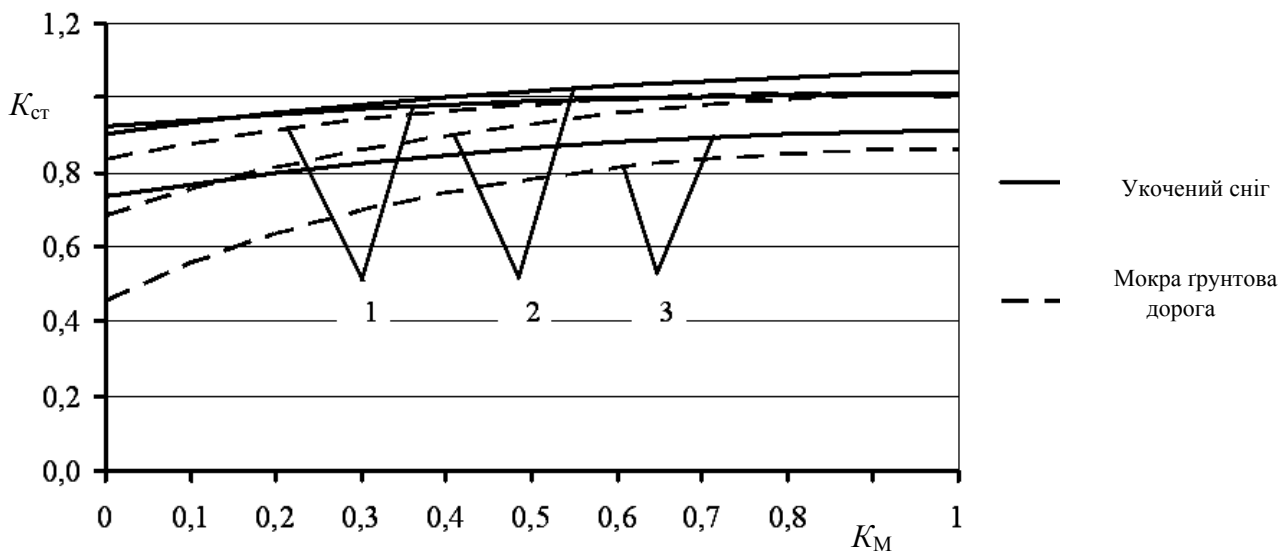
$$K_{ст} = \frac{\sqrt{\varphi^2 R_{Z_2}^2 - [(1 - K_M)P_K - fR_{Z_2}]^2} b}{\sqrt{\varphi^2 R_{Z_1}^2 - (K_M P_K - f \cdot R_{Z_1})^2} \cdot a + (K_M P_K - R_{Z_1} f) h_1 + [(1 - K_M)P_K - R_{Z_2} f] h_2 + P_{крх} h_{пр}}, \quad (14)$$

де R_{Z_1}, R_{Z_2} – сумарні нормальні реакції дороги на колеса передньої і задньої осей;

$P_{крх}$ – горизонтальний складник зусилля на гаку;

$h_1, h_2, h_{пр}$ – відстані від центра мас машини до ліній дії сил (сумарних дотичних реакцій дороги на колеса передньої R_{K_1} і задньої R_{K_2} осей машини, $P_{крх}$ відповідно).

Отримані аналітичні вирази для коефіцієнта стійкості шарнірно-зчленованої колісної машини і поїзда на її базі дозволяють оцінити їхню стійкість проти заносу під час повороту з різним коефіцієнтом розподілу загального крутного моменту між мостами. Результати математичного моделювання стійкості шарнірно-зчленованого колісного трактора з номінальним тяговим зусиллям 35 кН і тракторного поїзда на його базі показано на рис. 8.



1 – без причепа; 2 – з одновісним причепом; 3 – з двовісним причепом

Рисунок 8 – Залежності коефіцієнта стійкості $K_{ст}$ шарнірно-зчленованого трактора і тракторного поїзда від коефіцієнта розподілу загального крутного моменту K_M

Шарнірно-зчленований колісний трактор і тракторний поїзд стійкі проти заносу за умови $K_{ст} \geq 1$.

У результаті проведених досліджень отримана графічна залежність коефіцієнта стійкості від максимального вертикального складника зусилля на гаку і коефіцієнта розподілу загального крутного моменту на прикладі руху мокрою ґрунтовою дорогою з $\phi = 0,35$, $f = 0,11$ у випадку транспортування одновісного причепа вагою 44 кН (рис. 9).

Встановлено, що за вертикального складника зусилля на гаку $P_{крз} \leq 8$ кН (обмежене для умов реальної експлуатації шарнірно-зчленованих колісних тракторів із номінальними тяговими зусиллями 30 та 35 кН) ефективно застосування постійного ведучого переднього мосту та заднього мосту, що підключається. Такий розподіл крутного моменту двигуна підвищує стійкість тракторного поїзду проти заносу.

У випадку заносу найбільш небезпечною ситуацією буде одночасний або послідовний боковий упор коліс одного борту машини в перешкоду. В цьому випадку виникає перекидний момент у вертикальній поперечній площині, що у змозі порушити стійкість положення машини. У розвиток енергетичного методу визначення параметрів процесу перекидання як критерій стійкості положення під час заносу з упором у перешкоду можливо використовувати критичну швидкість V_y , перевищення якої може призвести до бічного перекидання колісної машини.

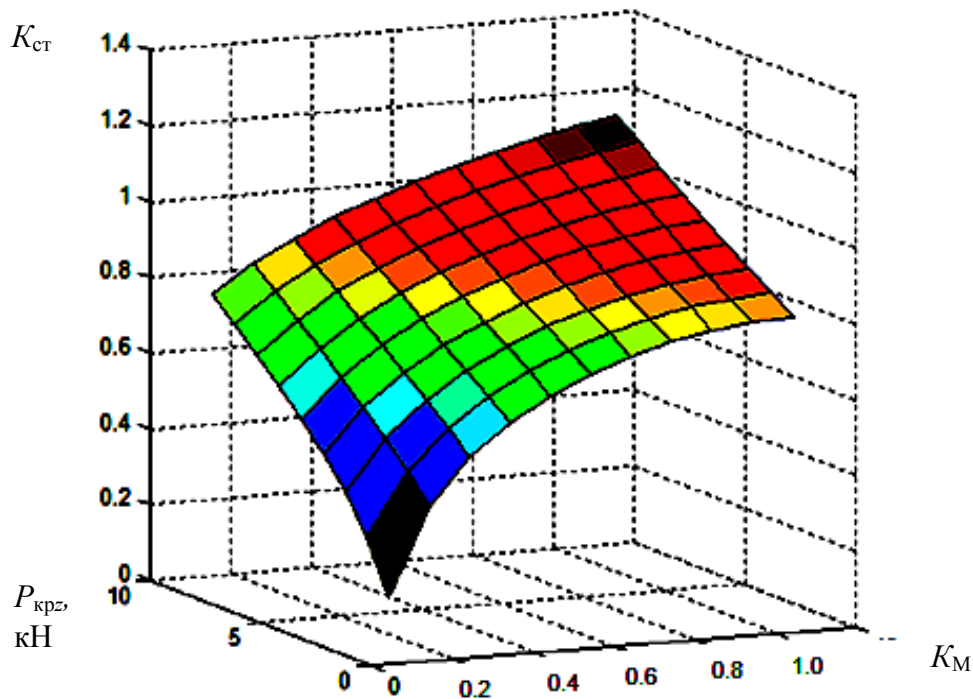


Рисунок 9 – Результати комплексного оцінювання стійкості шарнірно-зчленованої колісної машини з різним коефіцієнтом розподілу загального крутного моменту між мостами

Критична швидкість шарнірно-зчленованої колісної машини V_y під час заносу з упором у перешкоду буде визначатися залежністю

$$V_y = \sqrt{2 \cdot g \cdot \left(\sqrt{(h_{c1,2} - h_{\text{пер}})^2 + h_{\text{скл}}^2} - h_{c1,2} + h_{\text{пер}} \right)}, \quad (15)$$

де $h_{c1,2}$ – висота центра мас машини;

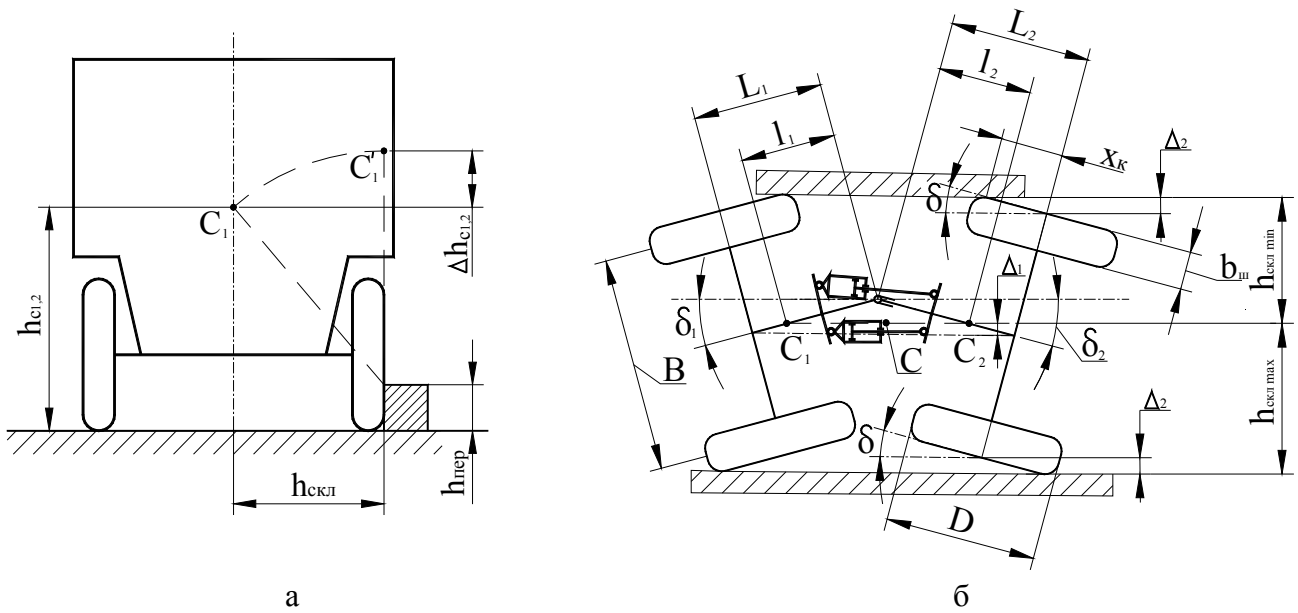
$h_{\text{пер}}$ – висота перешкоди;

$h_{\text{скл}}$ – відстань від проекції центра мас машини на опорну площину до її осі перекидання (рис. 10).

Для визначення $h_{\text{скл}}$ був розглянутий процес повороту секцій у площині дороги на кут $\delta = \delta_1 = \delta_2 = 0 - 15^\circ$ шарнірно-зчленованої колісної машини з номінальним тяговим зусиллям 30 кН. Результати подано у вигляді табл. 1.

Таблиця 1 – Зміна $h_{\text{скл}}$ залежно від 2δ

2δ , град	0	6	12	18	24	30
$h_{\text{скл min}}$, М	1,200	1,195	1,189	1,184	1,179	1,174
$h_{\text{скл max}}$, М	1,200	1,208	1,217	1,225	1,233	1,241



Δ_1 – відстань від центра мас машини до лінії, що з'єднує середини її мостів за складання секцій у площині дороги; Δ_2 – зміщення крайньої точки осі колеса відносно перешкоди внаслідок складання секцій машини в площині дороги; D – діаметр колеса; $b_{ш}$ – ширина шини; x_k – поздовжній зсув точки контакту колеса з перешкодою відносно його осі залежно від висоти перешкоди

Рисунок 10 – Оцінювання параметрів шарнірно-зчленованої колісної машини під час перекидання з бічним упором у перешкоду

Зміна висоти перешкоди $h_{пер}$ і кутів повороту секцій комплексно впливають на критерій критичної швидкості, перевищення якої може призвести до перекидання (рис. 11).

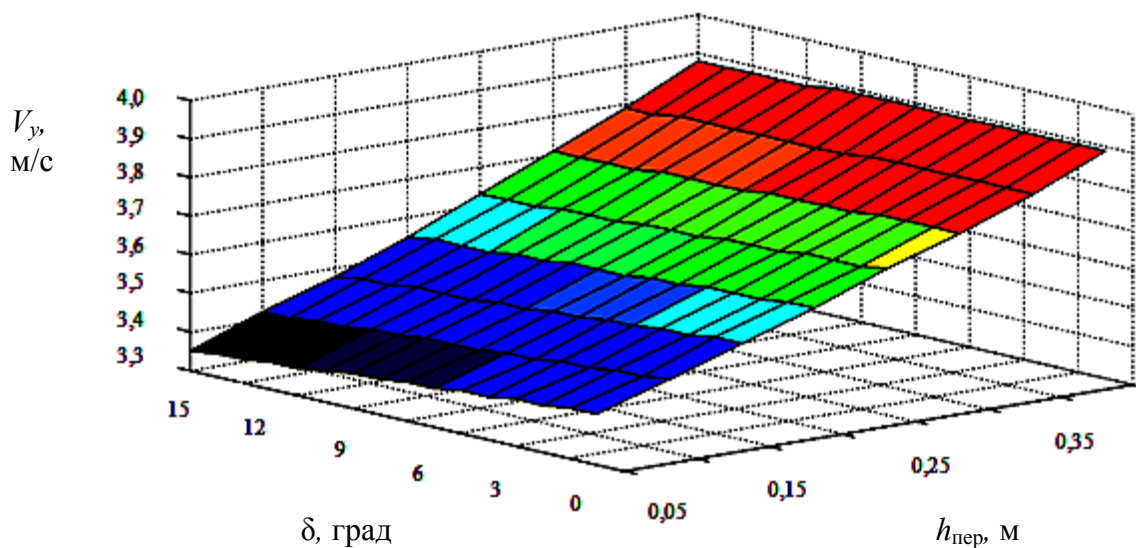


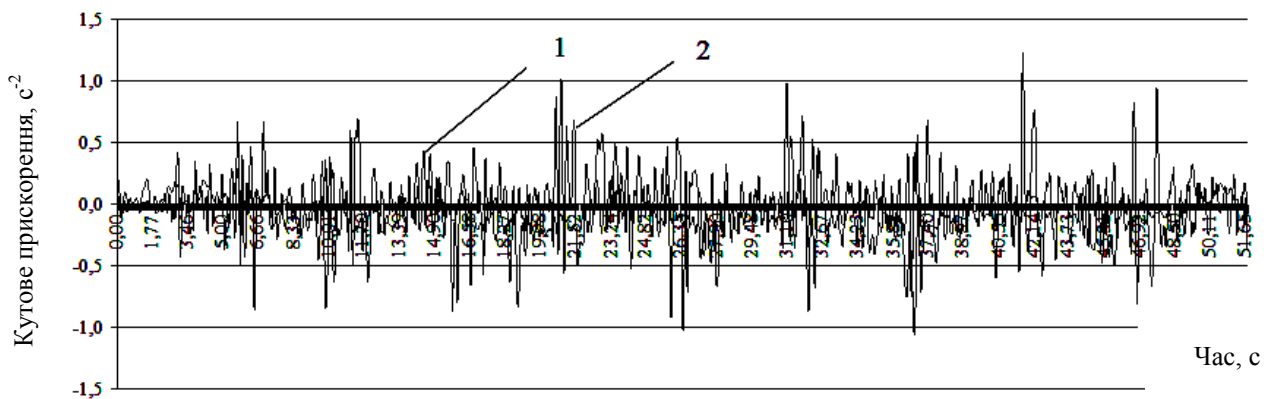
Рисунок 11 – Залежність критичної швидкості перекидання від кутів повороту секцій і висоти перешкоди

Встановлено: на прикладі найбільш небезпечної ситуації – складанні в бік перешкоди – зі збільшенням кутів складання секцій критична швидкість V_y зменшується.

У шостому розділі розроблено комплексний підхід до підвищення стійкості положення машини на основі оцінювання надійності елементів системи «водій-машина-дорожні умови» з використанням мобільного реєстраційно-вимірювального комплексу (МРВК).

Для підвищення точності оцінювання надійності кермового керування запропоновано вдосконалений метод, заснований на визначенні кутових прискорень ε_z секцій шарнірно-зчленованої колісної машини в площині дороги. Згідно з розробленим методом було проведено діагностування працездатності кермового керування на прикладі шарнірно-зчленованого колісного трактора з номінальним тяговим зусиллям 35 кН.

Результати подано у вигляді графіків кутових прискорень на рис. 12.



1 – напрацювання 30 годин; 2 – напрацювання 6 000 годин

Рисунок 12 – Графіки діагностичних параметрів кермового керування шарнірно-зчленованих тракторів у різному технічному стані

Зіставлення отриманих результатів для машин з істотними напрацюваннями з номінальними значеннями діагностичних параметрів, отриманими для нової машини, дозволяє оцінити технічний стан кермового керування шарнірно-зчленованих колісних машин у процесі експлуатації. Проведені експериментальні дослідження показали, що за напрацювання до 6 000 годин діагностичний параметр ε_z може зменшуватися до 15%.

Удосконалено метод оцінювання надійності гальмівної системи з використанням відомого методу парціальних прискорень стосовно опису кругового руху в площині дороги зі врахуванням особливостей конструкції шарнірно-зчленованих колісних машин.

За діагностичний параметр визначено кутове прискорення ε_{z_T} в площині дороги

$$\varepsilon_{z_r} = \frac{g}{i_z^2} \cdot \sqrt{\varphi^2 - \left(\frac{j}{g}\right)^2} \cdot (q_1 \cdot a \cdot k_a - q_2 \cdot b \cdot k_b), \quad (16)$$

де i_z – радіус інерції машини з урахуванням складання секцій щодо вертикальної осі OZ ;

j – сповільнення машини під час гальмування;

q_1, q_2 – частка загальної ваги машини, приведена до осей передньої та задньої секцій відповідно;

k_a, k_b – коефіцієнти, що враховують вплив складання секцій машини на відстані від проекції центра мас до проекцій відповідних осей на опорну площину.

За величиною і знаком ε_{z_r} можна робити висновок про зниження ефективності гальмівної системи. Під час гальмування з працездатною гальмівною системою ($\varepsilon_{z_r} \leq 0$) колісна машина буде мати запас стійкості. За досягнення $\varepsilon_{z_r} > 0$ машина стане нестійкою, що може свідчити про неправильну роботу гальмівної системи, в тому числі і внаслідок відмови гальмівних механізмів.

Розроблено метод оцінювання надійності водія шарнірно-зчленованої колісної машини. МРВК з програмним продуктом DPSAV (Dynamic Position Stability of Articulated Vehicles), адаптований для оцінювання стійкості положення, дозволяє оцінити та підвищити надійність водія під час виконання технологічних операцій у процесі експлуатації. Основний підхід полягає в оцінюванні поточних параметрів стійкості положення як у режимі реального часу, так і під час аналізу зібраних масивів інформації (рис. 13). Його застосування дозволить оцінити вплив водія на безпеку використання колісної машини за різних умов.

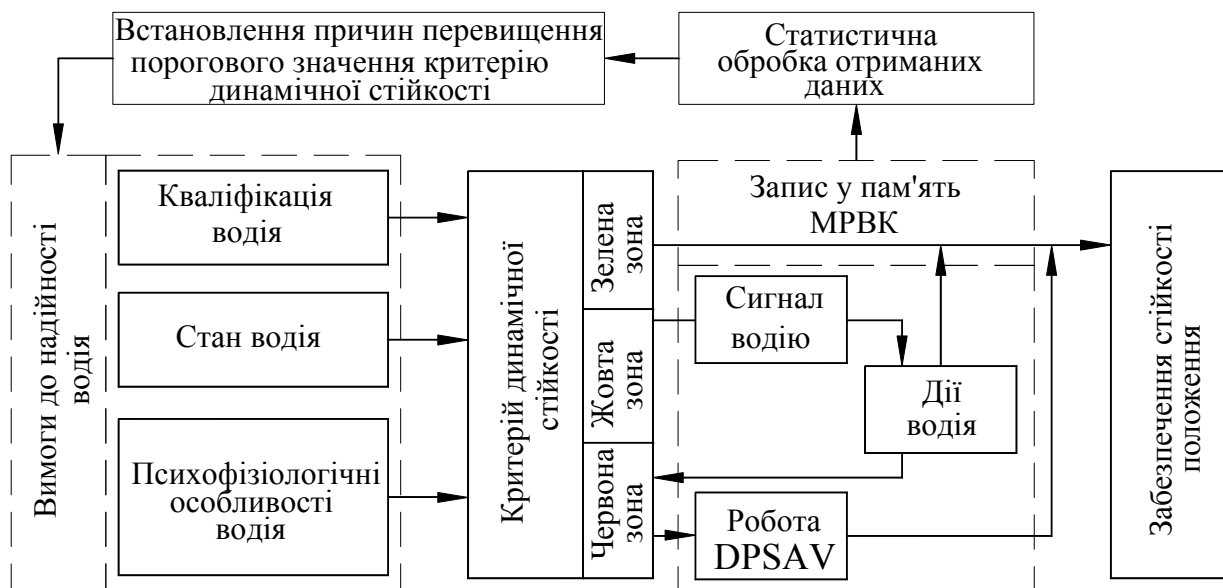


Рисунок 13 – Схема оцінювання надійності водія як елемента системи «водій-машина-дорожні умови»

У МРВК програмно задається «зелена зона» поточних параметрів стійкості положення. Водій під час руху, враховуючи власні можливості, дорожні умови, питання економії палива тощо, обирає безпечний, на його погляд, режим руху. МРВК у процесі руху, демонструючи в режимі реального часу поточну величину критерію динамічної стійкості, підказує водієві щодо правильності обраного режиму. У разі перевищення порогового значення «зеленої зони» система входить у режим «жовтої зони». В цьому випадку водій отримує світловий і звуковий сигнали. За незадовільної реакції водія або ігнорування сигналу система входить у режим «червоної зони». Зважаючи на подальшу незадовільну реакцію водія або ігнорування сигналу, система буде давати команду на зменшення подачі палива включно до зупинки машини. Всі виходи контрольованого параметра за межі зон записуються в пам'ять МРВК і аналізуються в подальшому для визначення ступеня впливу водія на безпеку використання колісної машини.

Зонування $K_{ДС}$ під час взаємодії водія з системою з урахуванням його часу реакції t_p на аварійну ситуацію подано на рис. 14.

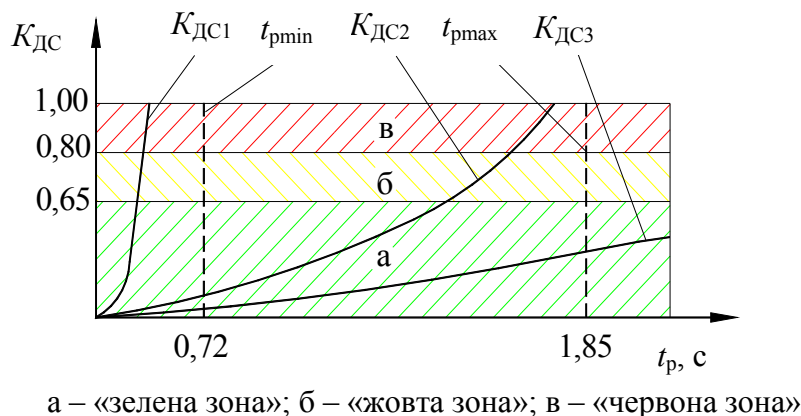


Рисунок 14 – Зонування $K_{ДС}$ під час взаємодії водія з системою забезпечення динамічної стійкості положення за складної задачі, несприятливих умов роботи

У разі високої інтенсивності зростання $K_{ДС1}$, наприклад за значної швидкості руху, що не відповідає дорожнім умовам, водій не встигає втрутитися у процес стабілізації машини. Тому для забезпечення стійкості положення буде спрацьовувати МРВК. Якщо інтенсивність зростання $K_{ДС2}$ є середньою, то у водія є запас часу для стабілізації машини без підключення системи. Якщо ж інтенсивність зростання $K_{ДС3}$ є низькою, то водій повністю контролює процес руху, допомога МРВК у зазначеному випадку не потрібна.

У цьому розділі представлені результати експериментальних досліджень стійкості положення на прикладі шарнірно-зчленованих колісних машин із номінальними тяговими зусиллями 30 кН і 35 кН. Попередньо була виконана експериментальна перевірка впливу підвіски на параметри стійкості під час руху за різних дорожніх умов (рис. 15) і дослідження, спрямовані на підвищення точності оцінювання лінійних прискорень датчиками МРВК

(застосування пристрою для підвищення точності їхньої установки, оцінювання впливу довжини з'єднувальних кабелів, температури і вібрації).



а



б

а – датчик GPS; б – датчики лінійних прискорень

Рисунок 15 – Місця установки датчиків на передню секцію трактора Т-150К

Результати проведених досліджень дозволили рекомендувати установку датчиків на підресореній частині колісної машини для підвищення точності оцінювання стійкості положення та зниження імовірності перекидання.

Експериментальні дослідження з оцінювання стійкості на прикладі шарнірно-зчленованого колісного трактора ХТА-200 «Слобожанець» і тракторного поїзда на його базі проводилися за різних дорожніх умов (рис. 16).



а



б



в

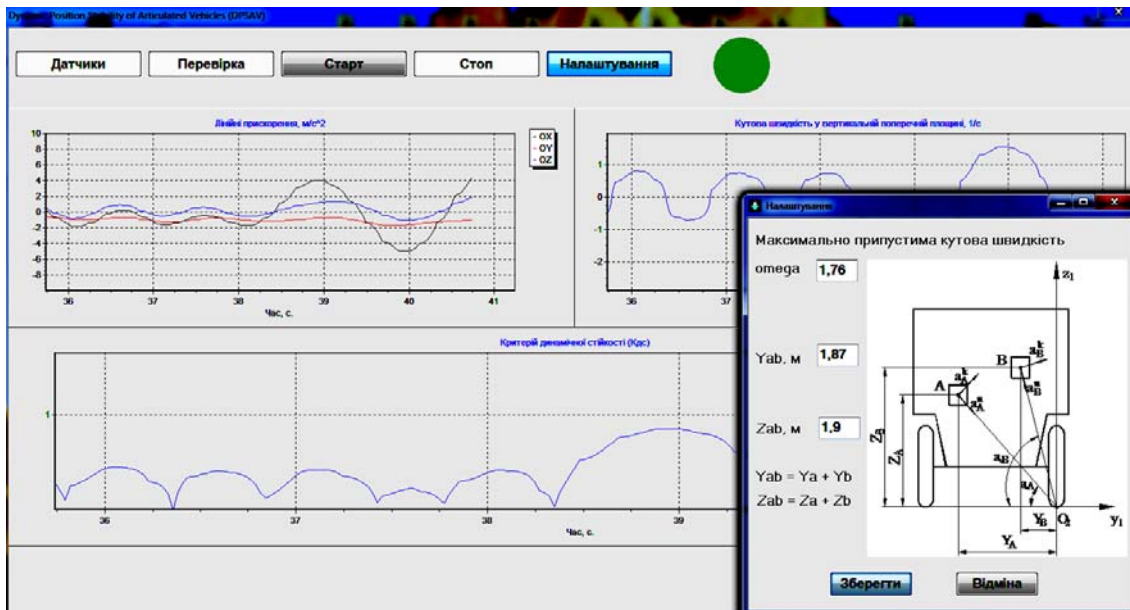


г

а – горизонтальна ділянка з істотними нерівностями мікропрофілю, рух із причепом; б – ґрунтова дорога (пересічена місцевість), рух без причепа; в – переїзд одиначної перешкоди висотою 0,2 м на горизонтальній ділянці, рух без причепа; г – розворот (петля) на горизонтальній поверхні, рух із причепом

Рисунок 16 – Проведення експериментальних досліджень на шарнірно-зчленованому колісному тракторі ХТА-200 «Слобожанець»

Обробка отриманих даних (лінійних прискорень) відбувалася за допомогою розробленого програмного забезпечення DPSAV (рис. 17).



Значення $K_{ДС}$ досягали 0,94, що підтверджує необхідність автоматизації процесу зменшення швидкості руху, включаючи повну зупинку машини.

За результатами виконаних досліджень розроблені рекомендації щодо забезпечення стійкості положення шарнірно-зчленованих колісних машин на основі розроблених підходів і методів на різних рівнях розвитку технізації – використанням пружного елемента в з'єднувальному шарнірі; підвищенням інформованості оператора на основі застосування приладу контролю граничних кутів нахилу машини; використанням бортової електронної системи. На основні практичні результати отримані патенти України.

ВИСНОВКИ

У дисертації виконано узагальнення і розвиток наукових основ актуальної і важливої науково-технічної проблеми підвищення безпеки використання шарнірно-зчленованих колісних машин, що склали основу концепції забезпечення стійкості положення, визначення взаємозв'язків, розробки математичних моделей і методів оцінювання та забезпечення стійкості машин на етапах проектування, виробництва та експлуатації.

Основні наукові і прикладні результати досліджень:

1. На основі проведеного аналізу відомих досліджень виконано комплексне оцінювання стійкості положення шарнірно-зчленованих колісних машин. Встановлено, що на сьогодні відсутня цілісна концепція забезпечення стійкості положення таких машин на етапах проектування, виробництва та експлуатації.

2. Розроблено концепцію, що дозволяє забезпечити стійкість положення шарнірно-зчленованих колісних машин на основі застосування комплексного та системного підходу до формування цієї експлуатаційної властивості на етапах проектування, виробництва та експлуатації з урахуванням існуючих та перспективного рівнів технізації. Запропоновані параметри стійкості положення, що задаються як норматив для виконання під час експлуатації з метою забезпечення безпеки використання.

3. Дістав подальший розвиток метод оцінювання статичної стійкості шарнірно-зчленованих колісних машин з урахуванням взаємного складання секцій, що дозволяє врахувати особливості зміни опорного контуру. Розроблені рекомендації у нормативні документи та програмне забезпечення SPSAV для експрес-оцінювання стійкості положення без використання високовартісних стендів. Врахування кутів повороту секцій шарнірно-зчленованого колісного трактора з номінальним тяговим зусиллям 30 кН у площині дороги в межах до 15° дозволяє підвищити точність оцінювання кутів статичної стійкості до 5° .

4. Отримана уточнена умова динамічної стійкості колісної машини з урахуванням впливу підвіски і системи «шини-грунт». Вона дозволяє оцінювати та прогнозувати необхідність стабілізації динамічної стійкості положення у процесі руху. На прикладі шарнірно-зчленованого колісного трактора з

номінальним тяговим зусиллям 30 кН встановлено, що реальна загроза його перекидання у разі прямолінійного руху існує під час наїзду на перешкоду за переміщення схилом із куту ухилу не менше 15° . Встановлено, що блокування горизонтального шарніра може підвищити динамічну стійкість положення не менше, ніж на 7%. Збільшення кутів повороту секцій шарнірно-зчленованої колісної машини в площині дороги до 15° та кута ухилу опорної поверхні до 9° комплексно впливає на динамічну стійкість секцій машини проти перекидання, знижуючи її не менше ніж на 20%.

5. Удосконалена динамічна модель руху шарнірно-зчленованої колісної машини урахуванням взаємодії її секцій. Похибка у визначенні максимальних кутових швидкостей секцій у вертикальній поперечній площині без пружного елемента в горизонтальному з'єднувальному шарнірі за запропонованою математичною моделлю, порівняно з експериментальними дослідженнями, склала не більше 10%. Наявність пружного елемента у горизонтальному шарнірі підвищує динамічну стійкість положення машини за рахунок зниження максимальних кутових швидкостей секцій у вертикальній поперечній площині на 15–20%.

6. Дістав подальший розвиток метод оцінювання стійкості колісної машини за довільного установлення датчиків лінійних прискорень, отримано відповідну залежність для визначення поточних значень кутової швидкості у вертикальній поперечній площині. На її основі визначено критерій динамічної стійкості положення $K_{ДС}$ шарнірно-зчленованих колісних машин у вигляді відношення поточного значення кутової швидкості у вертикальній поперечній площині до граничного за умовою перекидання. За $K_{ДС} < 1$ стійкість положення забезпечується, за $K_{ДС} \geq 1$ існує небезпека перекидання.

7. Удосконалено метод оцінювання впливу розподілу крутного моменту двигуна за ведучими мостами на безпеку використання шарнірно-зчленованих колісних машин. Отримані аналітичні вирази для визначення коефіцієнта стійкості шарнірно-зчленованого колісного трактора і тракторного поїзда під час повороту дозволяють оцінювати їхню стійкість проти заносу за різного розподілу загального крутного моменту між мостами. Для шарнірно-зчленованого колісного трактора з номінальним тяговим зусиллям 35 кН і тракторного поїзда на його базі встановлено, що стійкість проти заносу може бути підвищена до 80% використанням постійного ведучого переднього мосту та заднього мосту, що підключається.

8. Удосконалено енергетичний метод оцінювання стійкості положення шарнірно-зчленованої колісної машини у разі бічного зіткнення з перешкодою внаслідок заносу. Визначений критерій критичної швидкості, перевищення якої може призвести до бічного перекидання, з урахуванням конструктивних особливостей шарнірно-зчленованої колісної машини. Встановлено, що зміна кутів повороту секцій і висоти перешкоди мають комплексний вплив на критерій критичної швидкості. На прикладі шарнірно-зчленованої колісної

машини з номінальним тяговим зусиллям 30 кН у найбільш небезпечній ситуації (складання в бік перешкоди) встановлено, що зі збільшенням кутів повороту секцій у площині дороги до 15° і збільшенням висоти перешкоди до 0,4 м критична швидкість змінюється в межах до 15%.

9. Удосконалений метод оцінювання надійності кермового керування дозволив, на прикладі шарнірно-зчленованого колісного трактора з номінальним тяговим зусиллям 35 кН, встановити, що кутові прискорення секцій під час поворотів у площині дороги можуть зменшуватися до 15% з напрацюванням машини до 6 000 годин.

10. Розроблено метод оцінювання надійності водія як елемента системи «водій-машина-дорожні умови» з урахуванням граничних і допустимих значень критерію динамічної стійкості положення з використанням його зонування. Зонування критерію дозволяє визначити ступінь впливу водія на виникнення аварійних ситуацій, пов'язаних із перекиданням. Запропонований принцип взаємодії водія з МРВК із програмним забезпеченням DPSAV з урахуванням його часу реакції на аварійну ситуацію.

11. Проведені експериментальні дослідження за різних дорожніх умов підтвердили ефективність раніше отриманих теоретичних результатів. Встановлено основні режими роботи й отримано кількісну оцінку параметрів стійкості положення шарнірно-зчленованих колісних тракторів із номінальними тяговими зусиллями 30 кН та 35 кН і тракторних поїздів на їхній базі. Найкращим чином отримані результати описує нормальний закон розподілу. Критерій динамічної стійкості досягав 0,94, що підтверджує необхідність подальшої автоматизації процесу зменшення швидкості руху, включаючи повну зупинку колісної машини. З урахуванням одержаних результатів розроблено рекомендації щодо підвищення стійкості положення на різних рівнях технізації на основі застосування пружного елемента у горизонтальному шарнірі, приладу контролю граничних кутів нахилу і бортової електронної системи з відповідним програмним забезпеченням DPSAV.

12. Основні положення дисертації прийняті до впровадження на ПАТ «Харківський тракторний завод». Окремі результати теоретичних і експериментальних досліджень прийняті до використання в п'яти підприємствах і організаціях: ПАТ «Азовзагальмаш», Харківському науково-дослідному інституті судових експертиз імені Засл. проф. М.С. Бокаріуса, Харківській філії Українського науково-дослідного інституту прогнозування та випробування техніки і технологій для сільськогосподарського виробництва імені Леоніда Погорілого, Державному підприємстві «Дослідне господарство «Кутузівка» Інституту сільськогосподарства Північного Сходу Національної академії аграрних наук України», Шебелинському відділенні технологічного транспорту і спецтехніки бурового управління «Укрбургаз». Основний ефект від впровадження розроблених заходів дозволить виключити дорожньо-транспортні пригоди з перекиданням шарнірно-зчленованих колісних машин.

ПЕРЕЛІК ОПУБЛІКОВАНИХ РОБІТ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Покращення тактико-технічних властивостей засобів транспорту при русі в колоні: монографія / [Подригало М. А., Полянський О. С., Кайдалов Р. О., Дубінін Є. О., Абрамов Д. В., Баштовий В. М., Глущенко В. В., Клец Д. М., Нікорчук А. І.]. – Х.: Національна акад. НГУ, 2016. – 281 с.
2. Дубинин Е. А. Определение параметров процесса опрокидывания шарнирно-сочлененной колесной машины / Е. А. Дубинин // Вісник Донецької академії автомобільного транспорту. – 2014. – № 1. – С. 36–41.
3. Дубинин Е. А. Влияние условий эксплуатации на устойчивость положения шарнирно-сочлененных средств транспорта / Е. А. Дубинин // Вісник НТУ «ХП». Автомобіле- та тракторобудування. – 2015. – № 9 (1118). – С. 62–68.
4. Дубинин Е. А. Экспериментальная оценка устойчивости положения шарнирно-сочлененных колесных средств транспорта / Е. А. Дубинин // Автомобильный транспорт: сб. науч. трудов. – 2015. – Вып. 36. – С. 86–92.
5. Дубинин Е. А. Оценка устойчивости положения шарнирно-сочлененной колесной машины при боковом столкновении с препятствием / Е. А. Дубинин // Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів: науковий журнал. – 2015. – №3. – С. 252–258.
6. Дубинин Е. А. Фактор надежности водителя как элемента системы «водитель-машина-дорожные условия» в обеспечении устойчивости положения колесной машины / Е. А. Дубинин // Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів: науковий журнал. – 2016. – № 5. – С. 64–69.
7. Дубинин Е. А. Концепция обеспечения устойчивости положения колесных машин / Е. А. Дубинин, А. С. Полянский, Д. М. Клец, В. В. Задорожня // Збірник наукових праць ПолНТУ ім. Ю. Кондратюка. – 2015. – Вип. 3 (45). – С. 3–10.
8. Подригало М. А. Определение понятия устойчивости положения колесных машин / М. А. Подригало, А. С. Полянский, Е. А. Дубинин, Д. М. Клец, М. А. Скорик, В. В. Задорожня // Сільськогосподарські машини: зб. наук. ст. – 2015. – Вип. 32. – С. 155–163.
9. Подригало М. А. Оценка устойчивости против опрокидывания колесной машины с учетом влияния поддрессоренных масс / М. А. Подригало, А. С. Полянский, Д. М. Клец, Е. А. Дубинин, В. В. Задорожня // Механіка та машинобудування: науково-технічний журнал. – 2012. – № 1. – С. 65–70.
10. Дубинин Е. А. Повышение безопасности использования мобильных машин путём контроля предельных углов наклона / Е. А. Дубинин, А. С. Полянский, В. В. Задорожня, А. Ю. Костенко // Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. Механізація сільськогосподарського виробництва: зб. наук. праць. – 2014. – Вип. 148. – С. 449–454.
11. Дубинин Е. А. Повышение точности оценки статической устойчивости аэродромной техники с шарнирно-сочлененной рамой / Е. А. Дубинин, А. С. Полянский, Д. М. Клец // Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии. – 2016. – № 72. – С. 150–157.

12. Дубинин Е. А. Прогнозирование динамической устойчивости положения шарнирно-сочлененных средств транспорта методом парциальных ускорений / Е. А. Дубинин, А. С. Полянский // Ученые записки Крымского инженерно-педагогического университета: сб. науч. трудов. – 2013. – Вып. 40. – С. 37–41.
13. Дубинин Е. А. Перспективный метод испытаний средств транспорта на устойчивость положения / Е. А. Дубинин, А. С. Полянский, В. В. Задорожная // Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. Механізація сільськогосподарського виробництва: зб. наук. праць. – 2015. – Вип. 156. – С. 553–559.
14. Подригало М. А. Снижение динамических нагрузок колесных машин с шарнирно-сочлененной рамой использованием электронных систем / М. А. Подригало, А. С. Полянский, Е. А. Дубинин, Д. М. Клец, В. В. Задорожная // Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. Механізація сільськогосподарського виробництва: зб. наук. праць. – 2012. – Вип. 124, Т. 2. – С. 149–153.
15. Забелышинский З. Э. Влияние распределения нормальных реакций между осями колесного трактора на его эксплуатационные свойства / З. Э. Забелышинский, М. А. Подригало, Е. А. Дубинин // Вісник НТУ «ХПІ». Автомобіле- та тракторобудування. – 2014. – № 9 (1052). – С. 18–26.
16. Забелышинский З. Э. Оценка устойчивости шарнирно-сочлененного колесного трактора и тракторного поезда в различных дорожных условиях / З. Э. Забелышинский, М. А. Подригало, Е. А. Дубинин // Вісник НТУ «ХПІ». Автомобіле- та тракторобудування. – 2015. – № 8 (1117). – С. 3–10.
17. Дубинин Е. А. Математическое моделирование движения шарнирно-сочлененного колесного средства транспорта по неровностям / Е. А. Дубинин, А. С. Полянский, Ю. И. Руднев // Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету [Електронний ресурс]. – 2015. – Вип. 5, Т. 1. – С. 53–66. – Режим доступа: <http://nauka.tsatu.edu.ua/e-journals-tdatu/V5T1.html>.
18. Полянский А. С. Совершенствование метода оценки надежности тормозной системы колесной машины / А. С. Полянский, Е. А. Дубинин, Д. М. Клец, В. В. Задорожная // Інженерія природокористування: наук. журн. – 2015. – №1 (3). – С. 12–15.
19. Полянский А. С. Обеспечение устойчивости положения средств транспорта при движении по неровностям / А. С. Полянский, Е. А. Дубинин // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – 2014. – Вип. 14, Т. 3. – С. 74–80.
20. Клец Д. М. Метод определения параметров движения средств транспорта с помощью датчиков ускорений / Д. М. Клец, Е. А. Дубинин // Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. Проблеми надійності машин та засобів механізації сільськогосподарського виробництва: зб. наук. праць. – 2014. – Вип. 151. – С. 373–378.
21. Подригало М. А. Повышение точности измерения ускорений мобильных машин путем снижения монтажной погрешности датчиков / М. А. Подригало, А. С. Полянский, Д. М. Клец, Е. А. Дубинин, Н. П. Артёмов, В. В. Задорожная // Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету [Електронний ресурс]. – 2012. – Вип. 2, Т. 5. – С. 84–92. – Режим доступа: <http://nauka.tsatu.edu.ua/e-journals-tdatu/V12T5.html>.

22. Полянский А. С. Градуировка датчиков при использовании метода парциальных ускорений / А. С. Полянский, Д. М. Клец, Е. А. Дубинин, Р. Ю. Сальников, В. В. Задорожня // Вісник НТУ «ХП». Автомобіле- та тракторобудування. – 2012. – Вип. 64 (970). – С. 70–74.

23. Полянский А. С. Оценка эксплуатационных свойств автомобильных поездов большой грузоподъемности при перевозке негабаритных грузов / А. С. Полянский, Д. М. Клец, Е. А. Дубинин, В. Н. Плетнев // Вестник ХНАДУ: сб. науч. трудов. – 2013. – Вып. 60. – С. 38–41.

24. Полянский А. С. Оценка влияния длины соединительных кабелей датчиков, температуры и вибрации на точность измерения ускорений / А. С. Полянский, Д. М. Клец, Е. А. Дубинин, Н. П. Артемов, В. Н. Плетнев, В. В. Задорожня // Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. – 2013. – Вип. 15 (204), Ч. 2. – С. 208–211.

25. Полянский А. С. Повышение точности оценки эксплуатационных свойств мобильных машин с помощью регистрационно-измерительного комплекса / А. С. Полянский, Д. М. Клец, Е. А. Дубинин, В. В. Задорожня // Вісник НТУ «ХП». Автомобіле- та тракторобудування. – 2014. – № 8 (1051). – С. 103–108.

26. Дубинин Е. А. Влияние подвески шарнирно-сочлененных средств транспорта на параметры устойчивости положения / Е. А. Дубинин, А. С. Полянский // Вісник Сумського НАУ. – 2015. – Вип. 11 (27). – С. 156–160.

Публікації за кордоном

27. Полянский А. С. Повышение безопасности выполнения транспортных работ колесными средствами транспорта / А. С. Полянский, Д. М. Клец, Е. А. Дубинин, В. В. Задорожня, Н. М. Кириенко // MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. – 2014. – Vol. 16, No. 7. – P. 125–130.

28. Подригало М. А. Регистрационно-измерительный комплекс для проведения динамических испытаний мобильных машин / М. А. Подригало, А. С. Полянский, Д. М. Клец, Е. А. Дубинин, В. В. Задорожня // Транспорт, экология – устойчиво развитие: XX науч.-техн. конф. с межд. участие, 15–17 мая 2014 г.: сб. доклады. – Варна, 2014. – С. 358–366.

29. Дубинин Е. А. Совершенствование метода диагностирования рулевого управления шарнирно-сочлененной машины / Е. А. Дубинин, А. С. Полянский, А. А. Молодан, Д. М. Клец, В. Н. Плетнев // MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. – 2016. – Vol. 18, No. 8. – P. 53–58.

30. Дубинин Е. А. Оценка влияния гироскопических моментов колес на устойчивость машины / Е. А. Дубинин, А. С. Полянский, Д. М. Клец // MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. – 2015. – Vol. 17, No. 7. – P. 17–22.

31. Подригало М. А. Влияние частоты собственных колебаний на безопасность эксплуатации автомобилей и тракторов / М. А. Подригало, А. С. Полянский, Д. М. Клец, Е. А. Дубинин, В. И. Гацько // Транспорт, экология – устойчиво развитие: XXI науч.-техн. конф. с межд. участие, 14–16 мая 2015 г.: сб. доклады. – Варна, 2015. – С. 323–329.

Тези наукових конференцій

32. Дубинин Е. А. Формирование свойства устойчивости положения колесных машин / Е. А. Дубинин, А. С. Полянский, М. А. Скорик // Новітні технології – для захисту повітряного простору: 11 наук. конф., 8–9 квітня 2015 р.: тези доп. – Х., 2015. – С. 251–252.

33. Подригало М. А. Устойчивость положения колесных машин как сложное эксплуатационное свойство / М. А. Подригало, А. С. Полянский, Е. А. Дубинин, Д. М. Клец, М. А. Скорик, В. В. Задорожня // Інноваційні технології в АПК: V всеукр. наук.-практ. конф., 19–20 травня 2015 р.: тези доп. – Луцьк, 2015. – С. 101–103.

34. Дубинин Е. А. Разработка системы контроля предельных углов наклона мобильной машины / Е. А. Дубинин, А. С. Полянский, А. А. Молодан, В. В. Задорожня // Новітні технології – для захисту повітряного простору: 10 наук. конф., 9–10 квітня 2014 р.: тези доп. – Х., 2014. – С. 212.

35. Полянский А. С. Критерий динамической устойчивости положения шарнирно-сочлененных средств транспорта / А. С. Полянский, Е. А. Дубинин // Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту: I Міжнар. наук.-практ. інтернет-конф., 12–14 листопада 2013 р.: тези доп. – Вінниця, 2013. – С. 4–5.

36. Дубинин Е. А. Актуальность развития методов проведения испытаний средств транспорта на устойчивость / Е. А. Дубинин, А. С. Полянский // Нові технології, обладнання, матеріали в будівництві і на транспорті: міжнар. наук.-техн. конф., 26–28 листопада 2014 р.: тези доп. – Х., 2014. – С. 32–33.

37. Полянський О. С. Дослідження взаємодії секцій шарнірно-зчленованих засобів транспорту у вертикальній площині / О. С. Полянський, Є. О. Дубінін // Новітні технології розвитку конструкції, виробництва, експлуатації, ремонту і експертизи автомобіля: міжнар. наук.-практ. конф., 15–16 жовтня 2014 р.: тези доп. – Х., 2014. – С. 204–206.

38. Полянський О. С. Діагностування гальмівного управління засобів транспорту на основі методу парціальних прискорень / О. С. Полянський, Є. О. Дубінін, В. М. Плетньов // Новітні технології – для захисту повітряного простору: 9 наук. конф., 17–18 квітня 2013 р.: тези доп. – Х., 2013. – С. 240.

39. Дубинин Е. А. Метод оценки надежности водителя как элемента системы «водитель-машина-дорожные условия» / Е. А. Дубинин // Новітні технології в автомобілебудівництві та транспорті: міжнар. наук.-практ. конф., 15–16 жовтня 2015 р.: тези доп. – Х., 2015. – С. 205–208.

40. Дубинин Е. А. Повышение ремонтпригодности рулевого управления шарнирно-сочлененной машины / Е. А. Дубинин, А. С. Полянский, А. А. Молодан, Д. М. Клец // Проблеми створення та забезпечення життєвого циклу авіаційної техніки: міжнар. наук.-техн. конф., 20–21 квітня 2016 р.: тези доп. – Х., 2016. – С. 138–139.

41. Подригало М. А. Разработка метода градуировки датчиков линейных ускорений бортовой контрольно-измерительной системы средств транспорта / М. А. Подригало, А. С. Полянский, Д. М. Клец, Е. А. Дубинин, В. В. Задорожня // Проблеми розвитку, удосконалення та експлуатації озброєння та військової

техніки у внутрішніх військах МВС України: наук.-практ. конф., 29 листопада 2012 р.: тези доп. – Х., 2012. – С. 19–22.

42. Клец Д. М. Вплив температури, вібрації та довжини з'єднувальних кабелів датчиків на точність вимірювання парціальних прискорень / Д. М. Клец, Є. О. Дубінін, М. П. Артьомов, В. М. Плетньов, В. В. Задорожня // Наукове забезпечення службово-бойової діяльності внутрішніх військ МВС України: V наук.-практ. конф., 28 березня 2013 р.: тези доп. – Х., 2013. – С. 95–96.

43. Полянський О. С. Методика підвищення точності обробки сигналів датчиків прискорень / О. С. Полянський, Д. М. Клец, Є. О. Дубінін, В. В. Задорожня // Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я: XXII міжнар. наук.-практ. конф., 15–17 жовтня 2014 р.: тези доп. – Х., 2014. – С. 231.

44. Подригало М. А. Експериментальна оцінка впливу підвіски шарнірно-зчленованого засобу транспорту на стійкість його положення / М. А. Подригало, О. С. Полянський, Є. О. Дубінін // Наукове забезпечення службово-бойової діяльності Національної гвардії України: VI наук.-практ. конф., 9 квітня 2015 р.: тези доп. – Х., 2015. – С. 44–45.

Патенти

45. Пат. 94673 Україна, МПК B60W30/04. Пристрій для контролю кутів нахилу засобів транспорту / Полянський О. С., Федченко В. В., Дубінін Є. О., Задорожня В. В.; заявник і патентовласник Харківський нац. автом.-дорожній ун-т. – №201406143; заявл. 04.06.14; опубл. 25.11.14, Бюл. №22.

46. Пат. 79414 Україна, МПК G01P 15/00. Пристрій для підвищення точності встановлення датчиків прискорень на засобах транспорту / Подригало М. А., Полянський О. С., Байцур М. В., Клец Д. М., Артьомов М. П., Дубінін Є. О., Задорожня В. В.; заявник і патентовласник Харківський нац. автом.-дорожній ун-т. – №201210777; заявл. 14.09.12; опубл. 25.04.13, Бюл. №8.

47. Пат. 77840 Україна, МПК B60W 30/02. Спосіб підвищення поперечної стійкості колісних машин з використанням електронних систем / Подригало М. А., Полянський О. С., Дубінін Є. О., Клец Д. М., Задорожня В. В.; заявник і патентовласник Харківський нац. автом.-дорожній ун-т. – №201210778; заявл. 14.09.12; опубл. 25.02.13, Бюл. №4.

48. Пат. 63494 Україна, МПК B60W 30/02. Спосіб підвищення поперечної стійкості колісних машин зі складаними рамами / Подригало М. А., Полянський О. С., Дубінін Є. О., Задорожня В. В.; заявник і патентовласник Харківський нац. автом.-дорожній ун-т. – №201103212; заявл. 18.03.11; опубл. 10.10.11, Бюл. №19.

49. Пат. 72515 Україна, МПК B60W 30/04. Спосіб захисту колісних машин зі складаними рамами від перевертання на схилі / Подригало М. А., Полянський О. С., Дубінін Є. О., Клец Д. М., Задорожня В. В.; заявник і патентовласник Харківський нац. автом.-дорожній ун-т. – №201115431; заявл. 27.12.11; опубл. 27.08.12, Бюл. №16.

50. Пат. 64377 Україна, МПК B62D 21/00. Пристрій для забезпечення поперечної стійкості колісних машин з шарнірно-зчленованою рамою /

Подригало М. А., Полянський О. С., Дубінін Є. О., Клец Д. М., Задорожня В. В.; заявник і патентовласник Харківський нац. автом.-дорожній ун-т. – №201103211; заявл. 18.03.11; опубл. 10.11.11, Бюл. №21.

АНОТАЦІЯ

Дубінін Є. О. Концепція забезпечення стійкості положення шарнірно-зчленованих колісних машин. – Кваліфікаційна наукова праця 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, 2017.

Дисертація присвячена вирішенню актуальної наукової проблеми підвищення безпеки використання шарнірно-зчленованих колісних машин на основі розробки комплексного підходу на етапах проектування, виробництва та експлуатації, що склало основу концепції забезпечення стійкості положення таких машин. Запропоновано формулювання та параметри стійкості положення колісних машин, що дозволяють підвищити точність її оцінювання. Оцінено вплив основних факторів на формування цієї експлуатаційної властивості, що дозволило встановити відповідні взаємозв'язки та розробити математичні моделі. Розроблено та вдосконалено методи оцінювання надійності елементів системи «водій-машина-дорожні умови», що впливають на безпеку використання. Створено програмне забезпечення SPSSAV та DPSAV для оцінювання статичної і динамічної стійкості положення. Розроблено підходи до підвищення стійкості положення та надійності на основі використання пружних елементів та електронних систем. Проведено експериментальні дослідження стійкості положення шарнірно-зчленованих колісних машин.

Практичне значення одержаних результатів підтверджено впровадженням запропонованих методів та підходів у дослідно-конструкторські роботи на виробництві та випробування, судову автотехнічну експертизу і дослідження дорожньо-транспортних пригод, експлуатацію шарнірно-зчленованих колісних машин.

Ключові слова: безпека, стійкість положення, шарнірно-зчленована колісна машина, пружний елемент, електронна система.

АННОТАЦИЯ

Дубинин Е. А. Концепция обеспечения устойчивости положения шарнирно-сочлененных колесных машин. – Квалификационная научная работа на правах рукописи.

Диссертация на соискание ученой 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, 2017.

Диссертация посвящена решению актуальной научной проблемы повышения безопасности использования шарнирно-сочлененных колесных

машин на основе разработки комплексного подхода на этапах проектирования, производства и эксплуатации, что составило основу концепции обеспечения устойчивости положения таких машин. Предложены формулировка и параметры устойчивости положения колесных машин, которые позволяют повысить точность ее оценивания. Определен критерий динамической устойчивости положения шарнирно-сочлененных колесных машин в виде отношения текущего значения угловой скорости в поперечной вертикальной плоскости к предельному по условию опрокидывания, отличающийся от существующих номенклатурой и методом получения информации.

Получил дальнейшее развитие метод оценивания статической устойчивости шарнирно-сочлененных колесных машин с учетом складывания секций, позволяющий учесть особенности изменения опорного контура. Получено уточненное условие сохранения динамической устойчивости колесной машины с учетом влияния подвески и системы «шины-грунт». Усовершенствована динамическая модель движения шарнирно-сочлененной колесной машины с учетом взаимодействия ее секций, предложены пути решения проблемы снижения динамических нагрузок при движении. Усовершенствован метод оценивания влияния распределения крутящего момента двигателя по ведущим мостам на безопасность использования шарнирно-сочлененных колесных машин. Полученные аналитические выражения для коэффициента устойчивости при повороте позволяют оценивать устойчивость против заноса при различном распределении крутящих моментов между мостами. Усовершенствован энергетический метод оценивания устойчивости положения шарнирно-сочлененной колесной машины при боковом столкновении с препятствием вследствие заноса. Получен критерий критической скорости, превышение которой может привести к опрокидыванию, с учетом ее конструктивных особенностей. Получил дальнейшее развитие метод оценивания динамической устойчивости колесной машины при произвольной установке датчиков линейных ускорений в вертикальной поперечной плоскости.

Оценено влияние основных конструктивных параметров и условий эксплуатации на формирование устойчивости положения, что позволило установить взаимосвязи и разработать математические модели.

Усовершенствованы методы оценивания надежности рулевого управления и тормозной системы шарнирно-сочлененной машины, отличающиеся от существующих учетом параметров складывания секций в процессе движения. Разработан метод оценивания надежности водителя как элемента системы «водитель-машина-дорожные условия» с учетом граничных и допустимых значений критерия динамической устойчивости положения с использованием его зонирования. Зонирование критерия позволяет определить степень влияния водителя на возникновение аварийных ситуаций, связанных с опрокидыванием.

Создано программное обеспечение SP SAV для оценивания статической устойчивости, а также DP SAV для оценивания динамической устойчивости с помощью мобильного регистрационно-измерительного комплекса при проведении

дорожных испытаний колесных машин. Разработаны подходы к повышению устойчивости положения и надежности на основе использования упругих элементов и электронных систем.

Проведены экспериментальные исследования устойчивости положения шарнирно-сочлененных колесных машин в различных дорожных условиях.

Практическое значение полученных результатов подтверждено внедрением предложенных методов и подходов в опытно-конструкторские работы на производстве и испытания, судебную автотехническую экспертизу и исследование дорожно-транспортных происшествий, эксплуатацию шарнирно-сочлененных колесных машин.

Ключевые слова: безопасность, устойчивость положения, шарнирно-сочлененная колесная машина, упругий элемент, электронная система.

ABSTRACT

Ie. Dubinin. The Concept of Ensuring the Position Stability of Articulated Wheeled Vehicles. – Qualification scientific work. Manuscript copyright.

Thesis for obtaining the degree of Doctor of Technical Sciences, speciality 05.22.20 – operation and repair of vehicles. – Kharkiv National Automobile and Highway University, Ministry of Education and Science of Ukraine, Kharkiv, 2017.

The thesis deals with solving the actual scientific problem of increasing the safety of using articulated wheeled vehicles through the development of an integrated approach on the stages of design, manufacture and operation that made it possible to form the foundation of the concept of ensuring the position stability of the above-mentioned machines. The provision and parameters of position stability of wheeled vehicles that allow improving the accuracy of its estimates were proposed. There was also carried out the assessment of influence of the main factors on the formation of the operational property in question, which in turn made it possible to establish appropriate relationships and develop mathematical models. There were developed and improved the methods of evaluating the reliability of elements of the system «driver-vehicle-road conditions» that affect the operational safety. There was created the software SPSAV and DPSAV for assessing the static and dynamic position stability. There were developed the approaches to improve the position stability and reliability through the use of elastic elements and electronic systems. The experimental study of position stability of articulated wheeled vehicles is carried out.

The practical significance of the results obtained were confirmed by implementing the proposed methods and approaches in the development work at manufacturing site and testing, autotechnical forensic examination and investigation of accidents, as well as operation of articulated wheeled vehicles.

Key words: safety, position stability, articulated wheeled vehicle, elastic element, electronic system.

Підписано до друку 19.04.2017 р. Формат 60 × 84 1/16. Папір офсетний.
Гарнітура Times New Roman Суг. Віддруковано на різнографі
Ум.друк. арк. 1,6.
Зам. № 208/17. Тираж 100 прим. Ціна договірна

ВИДАВНИЦТВО
Харківського національного автомобільно-дорожнього університету

Видавництво ХНАДУ, 61002, Харків-МСП, вул. Петровського, 25.
Тел. /факс: (057)700-38-64; 707-37-03, e-mail: rio@khadi.kharkov.ua

Свідоцтво Державного комітету інформаційної політики, телебачення
та радіомовлення України про внесення суб'єкта видавничої справи
до Державного реєстру видавців, виготівників і розповсюджувачів
видавничої продукції, серія ДК №897 від 17.04 2002 р.