

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТРАНСПОРТНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Босенко Володимир Миколайович



УДК 629.113

**ПІДВИЩЕННЯ ПОКАЗНИКІВ МАНЕВРНОСТІ ТА СТІЙКОСТІ РУХУ
СІДЕЛЬНИХ АВТОПОЇЗДІВ ДЛЯ ПЕРЕВЕЗЕННЯ ДОВГОМІРНИХ
ВАНТАЖІВ**

Спеціальність: 05.22.02 – «Автомобілі та трактори»

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т

дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Київ – 2021

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана в Національному транспортному університеті (НТУ) Міністерства освіти і науки України, м. Київ.

Науковий керівник: кандидат технічних наук, доцент
Тімков Олексій Миколайович,
Національний транспортний університет, м. Київ,
доцент кафедри «Автомобілі».

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор
Кравченко Олександр Петрович,
Державний університет «Житомирська політехніка»,
м. Житомир, професор кафедри «Автомобілі і транспортні
технології»;

кандидат технічних наук, доцент
Онищук Василь Петрович,
Луцький національний технічний університет, м. Луцьк,
доцент кафедри «Автомобілі і транспортні технології».

Захист відбудеться « 2 » березня 2021 р. о 10⁰⁰ годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 26.059.03 в Національному транспортному університеті за адресою: 01010, м. Київ, вул. Омеляновича-Павленка, 1, аудиторія 209.

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці Національного транспортного університету за адресою: 01103, м. Київ, вул. М. Бойчука, 42.

Автореферат розісланий «29» січня 2021 р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради



С.В. Ковбасенко

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКИ РОБОТИ

Актуальність теми. Для перевезення великих партій вантажу доцільно використовувати автопоїзди різноманітних компоновальних схем. З метою максимальної відповідності автопоїздів конкретним умовам експлуатації, можливості формування автопоїздів великої вантажопідйомності з наявного рухомого складу без суттєвої зміни його конструкції застосовують модульний принцип формування таких автотранспортних засобів (АТЗ). Тобто єдину систему «автопоїзд» можна представити складеною з двох або більше підсистем, шарнірно поєднаних між собою – «автомобіль–тягач» та «напівпричіп», «напівпричіп та його возик» в залежності від компоновальної схеми автопоїзда. У конструкції ланок автопоїзда (тягач, напівпричіп) – складних технічних об'єктів, можна виділити підсистеми нижчого ієрархічного рівня: модулі ходових візків (керованих, некерованих), несучих систем, вантажних платформ та ін., з яких сформовано певної компоновальної схеми автопоїзд. При наявності у автопоїзда керованих ланок труднощі виникають у тому, що суттєво ускладнюється дослідження руху такого АТЗ з причини необхідності урахування впливу значної кількості факторів на характер його руху. Взаємодія сусідніх ланок при русі автопоїзда розповсюджується в решті–решт на весь транспортний засіб і викликає певні відхилення складових автопоїзда від заданого ведучою ланкою (тягачем) напрямку руху. Враховуючи те, що автопоїзд є засобом підвищеної небезпеки, при вирішенні проблем щодо можливості експлуатації керованих автопоїздів у числі перших слід робити кроки у напрямку теоретичних досліджень маневреності та стійкості їх руху, результати яких будуть підґрунтям для відповіді на багато питань технічного, організаційного, юридичного характеру. У множині чинників, що впливають на показники техніко–експлуатаційних властивостей автопоїзда, важливе місце займає система управління причіпними ланками, що робить їх дослідження актуальними.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Представлена дисертаційна робота є завершеним дослідженням, що виконане автором згідно з планами науково–дослідних робіт НТУ в рамках наукових тем кафедри «Автомобілі» «Підвищення продуктивності, економічності та безпеки автомобілів та автопоїздів» номер держреєстрації 0110U008227 (2011-2013pp.), «Поліпшення експлуатаційних властивостей автомобілів та автопоїздів з різними енергетичними установками» номер держреєстрації 0114U000119 (2014р., 2016р.) «Поліпшення експлуатаційних властивостей автотранспортних засобів з комбінованими енергетичними установками» номер держреєстрації 0117U000125 (2017-2019pp.).

Метою роботи є підвищення показників маневреності і стійкості руху сідельних автопоїздів шляхом раціонального вибору їх конструктивних параметрів і закону управління колесами (осями) напівпричепів. Відповідно до цього завдання дослідження визначені таким чином:

1. Проведення аналізу систем управління і визначення показників маневреності автопоїзда з різними системами управління напівпричепом.
2. Розробка математичної моделі для визначення стійкості руху автопоїздів із різними системами управління напівпричепом.
3. Виконання комп'ютерного моделювання руху автопоїзда із різними системами управління напівпричепом.

4. Експериментальна перевірка адекватності розробленої математичної моделі для визначення показників маневреності автопоїздів з керованим напівприцепом.

5. Розробка рекомендацій щодо поліпшення показників маневреності і стійкості автопоїзда з керованим напівприцепом.

Об'єкт дослідження – маневреність та стійкість руху сидельного автопоїзда з керованим напівприцепом.

Предмет дослідження – вплив типу приводу керування напівприцепом, величини і напрямку гальмівного моменту на колесах одного борту возика на показники маневреності та стійкості руху автопоїзда.

Методи дослідження передбачали математичне моделювання руху сидельного автопоїзда, багатоваріантні розрахунки на ПК показників маневреності та стійкості руху за різних масових, компоновальних параметрів ланок автопоїзда, різних систем управління напівприцепом, величини гальмівного моменту на колесах одного борту возика, а також експериментальне визначення цих показників на моделі автопоїзда.

Наукова новизна отриманих результатів:

вперше обґрунтовано застосування комбінованої системи управління напівприцепом, що включає подвійний привід керування і гальмування коліс одного борту коліс напівпричепа, за яких забезпечуються нормовані значення показників маневреності автопоїзда з довгобазовим напівприцепом;

удосконалено методику визначення критичної швидкості і граничної швидкості початку коливальної нестійкості автопоїзда з різними системами управління колесами (осями) напівпричепа, яка дозволяє підбирати та оптимізувати параметри системи управління напівприцепом та автопоїздом в цілому, завдяки чому забезпечується стійкість його руху в межах експлуатаційних навантажень та швидкостей.

отримав подальший розвиток підхід до визначення гальмівних моментів на окремих колесах возика напівпричепа, як складових загального поворотального моменту, що забезпечує необхідні показники маневреності та стійкості руху автопоїзда.

Достовірність результатів дослідження забезпечена коректним використанням існуючих математичних методів і основних положень теоретичної механіки і теорії автомобіля, застосуванням сучасної контрольно–виміральної апаратури і засобів математичного опрацювання результатів експериментальних досліджень макета автопоїзда і підтверджується задовільним збігом результатів аналітичних і експериментальних досліджень.

Практичне значення отриманих результатів. Розроблені математичні моделі руху автопоїзда, які дозволяють за заданими конструктивними параметрами прогнозувати маневреність і стійкість автопоїзда на стадії проектування, скорочуючи при цьому час і витрати на створення нових і модернізацію існуючих автопоїздів; величина гальмівного моменту на колесах возика напівпричепа, за якого забезпечується задовільні параметри маневреності та стійкості руху автопоїзда.

Застосування запропонованої системи управління колесами (осями) напівприцепів дозволяє зменшити габаритну смугу руху автопоїзда в середньому на 32 %.

Результати досліджень прийняті до використання у відділі науково–технічних експертиз ДП «ДержавтотрансНДІпроект» при визначенні експлуатаційних показників автопоїздів та у ТОВ «Укртрансміст ЛТД» при модернізації довгобазних автопоїздів, що здійснюють перевезення великогабаритних будівельних конструкцій в щільному міському русі. Також, основні положення та результати дисертаційної роботи використовуються при підготовці фахівців за спеціальностями 133 «Галузеве машинобудування» та 274 «Автомобільний транспорт».

Особистий внесок здобувача. Основні результати, висновки та рекомендації, що наведені у дисертаційній роботі, отримані автором самостійно та опубліковані у 35 наукових працях. В роботах, у співавторстві, здобувачу належать: у роботі [1] – аналіз методів визначення моментів інерції автомобіля; у роботі [2] – аналіз показників стійкості руху автопоїзда за різних систем управління напівприцепом; у роботі [3] – аналіз показників маневреності руху автопоїзда з універсальним напівприцепом–контейнеровозом; у роботі [4] – розробка алгоритму управління напівприцепом за подвійного приводу управління напівприцепом; у роботі [5] – визначені параметри стійкості руху автопоїзда за подвійного приводу управління напівприцепом; у роботі [6] – визначені параметри подвійного приводу управління напівприцепом сидельного автопоїзда; у роботі [7] – визначені показники маневреності автопоїзда з подвійним приводом управління напівприцепом та гальмування коліс одного борту возика; у роботі [8] – проведена попередня оцінка стійкості руху автопоїзда з керованим напівприцепом; у роботі [9] – визначені показники стійкості триланкових автопоїздів з некерованими причіпними ланками у неусталених режимах руху; у роботі [10] – виконано аналіз криволінійного руху автопоїзда за подвійного приводу управління на передню вісь напівпричепа; у роботі [11] – визначені передаточні відношення подвійного приводу управління на передню вісь напівпричепа; у роботі [12] – визначені показники стійкості руху автопоїзда з керованим напівприцепом за подвійного приводу управління; у роботі [13] – ідентифіковано основні складові невизначеності вимірювань під час гальмівних випробувань транспортних засобів; у роботі [14] – встановлено, що перекид заднього мосту візка найбільш суттєво впливає на критичну швидкість автопоїзда, порівняно з іншими мостами; у роботі [15] – підтверджена адекватність математичної моделі для визначення показників маневреності та стійкості руху автопоїзда з напівприцепом із самоустановлювальною задньою віссю; у роботі [16] – визначені кути нахилу осі шворня керованих коліс задньої осі напівпричепа, за яких ваговий стабілізуючий момент, як і момент бічних реакцій досягають свого максимального значення; в монографії [17] – проаналізовано стійкість руху автопоїзда при гальмуванні, яка захищена свідоцтвом про авторське право [34], у роботі [18] – встановлено, що для автопоїзда з базою напівпричепа 9,0 м і загальною довжиною 20,0 м виконання вимог DIRECTIVE 2002/7/EC можливе лише за комбінованого способу управління; у роботі [19] – визначення параметрів стаціонарного руху автопоїзда за відсутності перекосу мостів напівпричепа; у роботі [20] – визначені показники маневреності автопоїзда з подвійним приводом управління на передню вісь напівпричепа; у роботі [21] – аналіз методики визначення максимальної припустимої бази тривісного універсального напівпричепа–контейнеровоза за різних схем управління напівприцепом; у роботі [22] – доведено, що за комбінованого способу управління напівприцепом габаритна

смуга руху автопоїзда зменшується у порівнянні з автопоїздом з некерованим напівпричепом; у роботах [23–31] наведений перелік міжнародних науково-практичних конференцій за участю автора. Отримані результати були захищені патентами «Механізм керування поворотом напівпричепа автопоїзда з важелями поворотних цапф різної довжини [32]», «Механізм керування поворотом напівпричепа автопоїзда з електроприводом [33]», «Спосіб забезпечення керованого руху гібридного автопоїзда» [35].

Апробація результатів дисертації. Основні положення дисертації були представлені та отримали позитивну оцінку на: XVI-тій міжнародній науково-технічній конференції «Автомобільний транспорт: проблеми і перспективи» Севастопольський національний технічний університет (м. Севастополь, Україна 2013р.); XX научно-технической конференции с международным участием – (Ековарна, Болгарія, 2014 р.); Международной научно-практической конференции «Общество, наука и инновации» Научный центр «Аэтерна» (г. Уфа, Российская федерация, 2014г.); VIII-ой международной научно-технической конференции «Проблемы качества и эксплуатации автотранспортных средств» (г. Пенза, Российская федерация, 2014г.); 13-й Международной научно-технической конференции «Наука – образованию, производству, экономике», БНТУ (г. Минск, Белоруссия, 2015г.); на наукових конференціях професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та працівників відокремлених структурних підрозділів Національного транспортного університету (м. Київ, Україна, 2014 – 2016 рр.); на IV-й Міжнародній науково-практичній конференції «Науково – прикладні аспекти автомобільної і транспортно-дорожньої галузей» (м. Луцьк, Україна, 2016р.)

Публікації. Результати дисертаційної роботи опубліковано в 35 наукових працях, у тому числі: 18 – у наукових фахових виданнях України, 4 – в закордонних виданнях, 9 – у матеріалах вітчизняних науково-практичних конференцій. Опубліковано навчальний посібник та отримано Свідоцтво про реєстрацію авторського права на твір. Отримано 3 патенти на винахід та корисну модель.

Структура та обсяг дисертації. Дисертація містить вступ і чотири розділи, висновки, список використаних джерел (213 найменувань), додатки. Дисертаційна робота викладена на 213 сторінках машинописного тексту, проілюстрована 50 рисунками та 13 таблицями. Основна текстова частина становить 147 сторінок.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У **вступі** обґрунтовано актуальність роботи, сформульовані мета, задачі, об'єкт і предмет дослідження, викладені наукова новизна, практичне значення, інформація про апробацію та публікацію основних положень дисертації.

У **першому розділі** проведено огляд вітчизняних і закордонних публікацій щодо дослідження криволінійного руху автопоїзда. Показано, що основною задачею дослідження маневреності і стійкості АТЗ є встановлення кількісних і якісних характеристик між стійкістю автопоїзда і його компоновальною схемою: числом осей, розміщенням їх по базі, числом і місцем установки керованих осей.

Основними системами управління колесами (осями) напівпричепа є системи управління безпосередньої дії, для яких поворот керованих коліс (осей) напівпричепа здійснюється в залежності від кута складання автопоїзда і швидкості

руху. Ця залежність носить досить складний характер, бо при маневруванні автопоїзда з малою швидкістю колеса напівпричепа повертаються у бік, протилежний повороту коліс автомобіля–тягача, причому кут їхнього повороту тим більше, чим менше швидкість руху. Зі збільшенням швидкості руху кут повороту керованих коліс напівпричепа зменшується і при досягненні певної швидкості взагалі стає рівним нулю. Пояснити такий закон повороту керованих коліс напівпричепа і зв'язати його з гальмуванням коліс одного борту без всебічного аналізу складно, хоча деякі причини очевидні. Проте сказати заздалегідь, як поворот коліс напівпричепа і гальмування коліс одного борту вплине на керованість і стійкість автопоїзда в експлуатаційних умовах, не виконав відповідних досліджень, неможливо. Крім того, при складанні диференціальних рівнянь руху автопоїзда слід знаходити компроміс між двома суперечними обставинами: по–перше математична модель повинна, по можливості, найбільше повно і детально враховувати особливості реального автопоїзда; по–друге, складність моделі не повинна бути дуже високою, тому що це значно знижує потенційні можливості її аналізу.

У другому розділі визначені показники маневреності автопоїзда з керованим напівприцепом. Проведеними розрахунками встановлено, що найбільш інтенсивна зміна кривизни траєкторії возика напівпричепа спостерігається при збільшенні гальмівного моменту на колесах одного борту возика напівпричепа до 2000 Нм і далі практично стабілізується на досягнутому рівні. Тому подальші розрахунки були виконані за гальмівного моменту на колесах одного борту $M_{\text{гал}}=2000$ Нм. Одна і та ж зміна кривизни траєкторії возика з усіма керованими осями досягається за різних значень гальмівних сил на колесах його осей. При цьому на вході в поворот найменша гальмівна сила потрібна на колесах задньої осі, дещо більша – на колесах середньої осі і значно більша – на колесах передньої осі. У разі, коли повертаючий момент, що обумовлений дією гальмівного моменту на колесах одного борту возика, за напрямком протилежний напрямку повороту (рис. 1), початкова кривизна траєкторії напівпричепа зменшується і навпаки – при збігу напрямку повертаючого моменту і повороту кривизна траєкторії напівпричепа в початковий момент гальмування (до 0,5 с) різко збільшується (рис. 2). При цьому відбувається різка зміна кривизни траєкторії возика в початковий момент гальмування, що може привести до порушення стійкості руху напівпричепа.

Повертаючий момент на осях напівпричепа створюється як роботою приводу управління, так і дією гальмівного моменту на колесах одного борту возика. Багатоваріантними розрахунками, виконаними на ПК встановлено, що для забезпечення оптимальних показників маневреності автопоїзда гальмівний момент на колесах одного борту возика напівпричепа не повинен перевищувати 20% моменту, можливого до реалізації на осях возика за умови зчеплення його коліс з опорною поверхнею.

Неусталені процеси інтенсивної зміни кривизни траєкторії тривають протягом першої секунди. Кривизна траєкторії від гальмівного моменту змінюється за лінійним законом. Потім ці процеси стабілізуються і практично стають сталими. Гальмівні моменти на колесах окремих осей повинні змінюватися в межах від 0 до свого максимального значення двічі у відповідності до зміни напрямку кривизни траєкторії, що обумовлено кінематикою повороту автопоїзда.

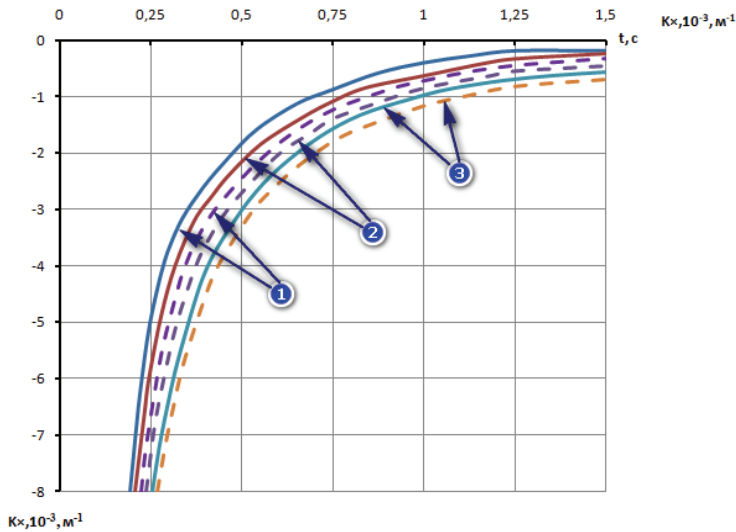


Рисунок 1 – Зміна кривизни траєкторії і швидкості її зміни в процесі повороту (напрямки повороту і гальмівного моменту не співпадають)

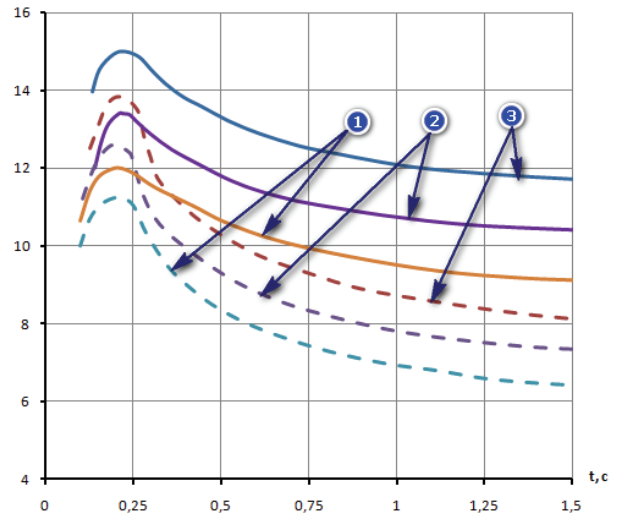


Рисунок 2 – Зміна кривизни траєкторії в процесі повороту (напрямок повороту і гальмівного моменту співпадають)

При відносно невеликій базі напівпричепа виконувати возик з усіма поворотними осями недоцільно. Кращою є схема з передньою або крайніми поворотними осями за умови, що співвідношення коефіцієнтів опору відведенню коліс передньої і задньої осей возика напівпричепа K_{yn} і K_{yz} відповідає розподілу маси по осях напівпричепа і знаходиться в межах 1,05 ... 1,1. При цьому рівномірний розподіл маси по крайніх осях возика і рівність кутів повороту осей при $K_{yn} = K_{yz}$ небажаний, оскільки час перехідного процесу збільшується, що погіршує параметри стійкості напівпричепа на кривій. Оптимальним потрібно вважати співвідношення кутів повороту передньої і задньої осі возика в межах $\theta_3 = (0,2 - 0,5)\theta_{II}$.

Необхідне співвідношення коефіцієнтів опору відведенню коліс передньої і задньої осей возика напівпричепа повинно бути досягнуто відповідним перерозподілом навантаження на возик напівпричепа, для чого точка зчеплення напівпричепа з рамою возика повинна бути зміщена на 40...50 мм від середини у напрямку до передньої осі. Проведений аналіз показав, що ефективність від гальмування коліс однієї сторони або одного борту має місце при невеликих швидкостях руху автопоїзда і мінімальних радіусах повороту, які і визначають параметри маневреності автопоїзда, причому найбільший ефект досягається у випадку автопоїзда із подвійним керуванням возика напівпричепа.

У третьому розділі розроблена математична модель та визначені показники стійкості автопоїзда. Відмінності в конструкціях автопоїздів в переважній більшості випадків визначаються відмінностями причіпних (ведених) ланок, оскільки конструкція ведучих ланок (тягачів) практично незмінна.

Автопоїзд, вигляд якого у плані показаний на рис. 3, має модульну ведену ланку, що складається з кінематично незалежних платформи і возика. При модульному принципі побудови автопоїзда несуча система напівпричепа (або вантаж, що виконує функцію несучої системи) спирається на возик, причому між ними існує шарнірний зв'язок, а керованими є колеса або осі возика. Між змінними, що характеризують рух автопоїзда в горизонтальній і вертикальній площинах,

існують взаємні нелінійні зв'язки, які проявляють себе в різних режимах руху по різному.

У ведучої ланки (тягача) передня вісь має керовані колеса, кути повороту яких θ_1 і θ'_1 . Дві задні осі неповоротні і розташовані позаду центра мас тягача. Возик напівпричепа також трьохвісний, причому колеса всіх осей поворотні. Кути повороту цих осей позначені через θ_{2j} ($j=1 \dots 3$).

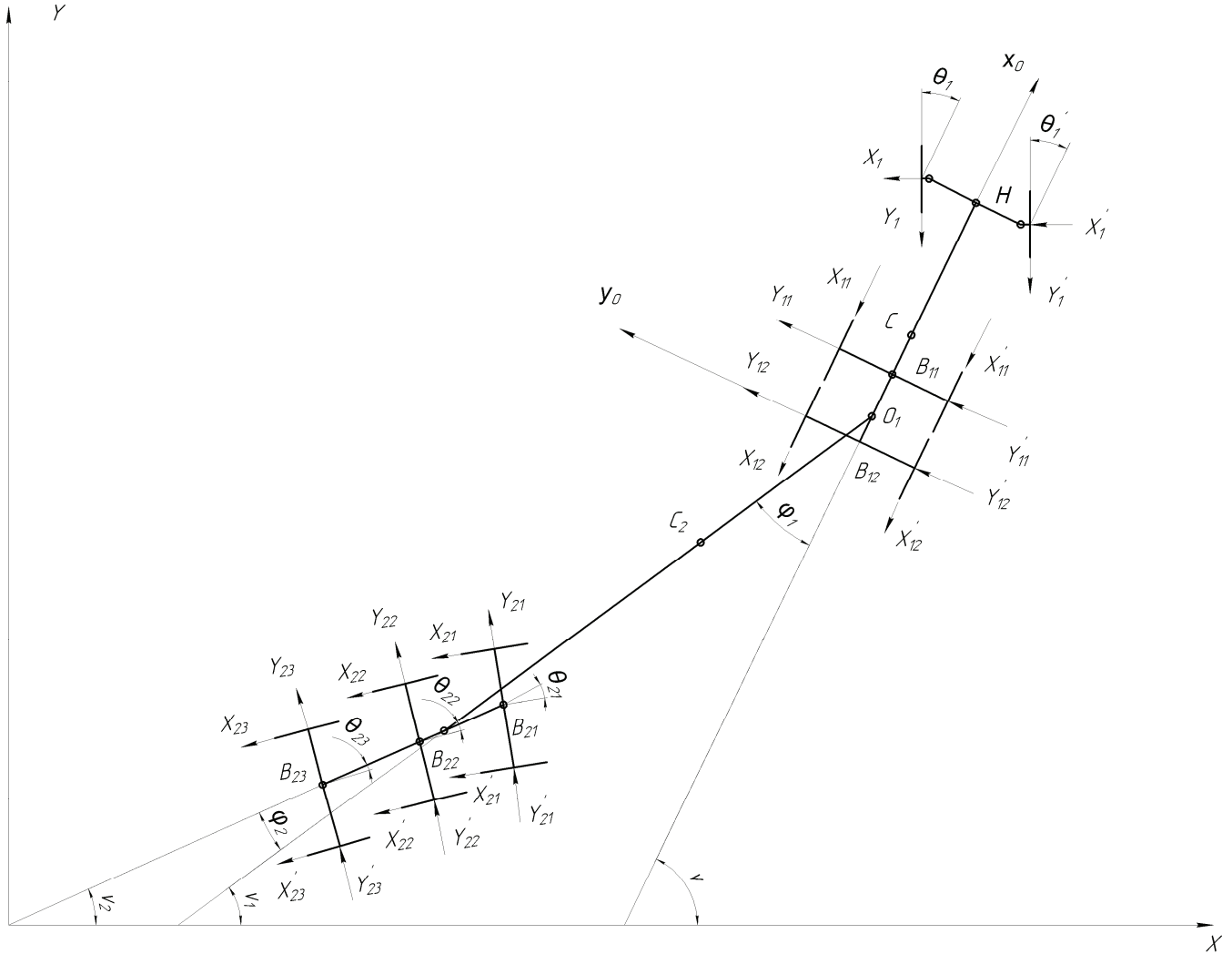


Рисунок 3 – Розрахункова схема автопоїзда з керованим напівприцепом

Після визначення швидкостей характерних точок автопоїзда та кутів відведення коліс всіх осей з використанням методу перетинів були складені диференціальні рівняння руху автопоїзда:

$$\begin{aligned}
 & (m + m_1 + m_2)\ddot{U} - [c(m_1 + m_2) + (m_1 d_1 + m_2 l_1) \cos \phi_1 + m_2 d_2 \cos(\phi_1 + \phi_2)] \dot{\omega} + (m_1 d_1 + m_2 l_1) \cdot \\
 & \cdot \cos(\phi_1 + \phi_2) \ddot{\phi}_1 + m_2 d_2 \cos(\phi_1 + \phi_2) \ddot{\phi}_2 + (m + m_1 + m_2) \omega V - (m_1 d_1 + m_2 l_1) \omega_1^2 \sin \phi_1 - \\
 & - m_2 d_2 \omega_2^2 \sin(\phi_1 + \phi_2) = Y_1 \cos \theta_1 - X_1 \sin \theta_1 + Y'_1 \cos \theta'_1 - X'_1 \sin \theta'_1 + \sum (Y_{li} + Y'_{li}) + \\
 & + \sum [(Y_{2j} + Y'_{2j}) \cos(\theta_{2j} + \phi_2) - (X_{2j} + X'_{2j}) \sin(\theta_{2j} + \phi_2)] - \sum X_{2j \text{ гал}} \sin(\theta_{2j} + \phi_2);
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& -c(m_1 + m_2)\dot{U} + \left\{ I + c^2(m_1 + m_2) + c[(m_1 d_1 + m_2 l_1) \cos \phi_1 + m_2 d_2 \cos(\phi_1 + \phi_2)] \right\} \ddot{\phi}_1 - \\
& -cm_2 d_2 \cos(\phi_1 + \phi_2) \ddot{\phi}_2 - c(m_1 + m_2) \omega V + c[(m_1 d_1 + m_2 l_1) \omega_1^2 \sin \phi_1 + m_2 d_2 \omega_2^2 \sin(\phi_1 + \phi_2)] = \\
& = (X_1 \sin \theta_1 - Y_1 \cos \theta_1)(\varepsilon \sin \theta_1 + a) + (Y_1' \cos \theta_1' - X_1' \sin \theta_1')(a + \varepsilon \sin \theta_1') + (Y_1 \sin \theta_1 + X_1 \cos \theta_1) \cdot, \quad (1) \\
& \cdot (H + \varepsilon \cos \theta_1) - (Y_1' \sin \theta_1' + X_1' \cos \theta_1') \cdot (H + \varepsilon \cos \theta_1') - c \sum [(Y_{2j} + Y_{2j}') b_{2j} - c \sum [(Y_{2j} + Y_{2j}') \cdot \\
& \cdot \cos(\theta_{2j} + \phi_2) - (X_{2j} + X_{2j}') \sin(\theta_{2j} + \phi_2)] - \sum X_{2j \text{зан}} \sin(\theta_{2j} + \phi_2) \cdot B / 2; \\
& (m_1 d_1 + m_2 l_1) \sin \phi_1 \dot{V} + (m_1 d_1 + m_2 l_1) \cos \phi_1 \dot{U} - [I_1 + m_1 d_1 (c \cos \phi_1 + d_1) - m_2 l_1 (l_1 + c \cos \phi_1 + \\
& + d_2 \cos \phi_2)] \dot{\omega} + [I_1 + m_1 d_1^2 + m_2 l_1 (d_2 \cos \phi_2 + l_1)] \ddot{\phi}_1 + I_1 m_2 d_2 \cos \phi_2 \times \ddot{\phi}_2 + [V \cos \phi_1 - \\
& - (U - \omega c) \sin \phi_1] (m_1 d_1 + m_2 d_2) - m_2 d_2 l_1 \omega_2^2 \sin \phi_1 = \sum l_1 [(X_{2j} + X_{2j}') \sin(\theta_{2j} + \phi_2) + \\
& + (Y_{2j} + Y_{2j}') \cos(\theta_{2j} + \phi_2)] + M_1 - M_{\text{зан}}; \\
& [m_2 d_2 \sin(\phi_1 + \phi_2)] \dot{V} + [(m_2 d_2 \cos(\phi_1 + \phi_2) \dot{U} - (I_2 + m_2 d_2 [c \cos(\phi_1 + \phi_2) + d_2 + \\
& + l_1 \cos \phi_2]) \dot{\omega} + [I_2 + m_2 d_2^2 (d_2 + l_1 \cos \phi_2)] \ddot{\phi}_1 + (I_2 + m_2 d_2^2) \ddot{\phi}_2 + [V \cos \phi_1 - \\
& - (U - \omega c) \sin \phi_1] m_2 d_2 \omega + m_2 d_2 l_1 \omega_2^2 \sin \phi_2 = \sum \{ -H_2 (X_{2j} + X_{2j}') + (d_2 + b_{2j}) \cdot \\
& \cdot [(X_{2j} + X_{2j}') \cdot \sin \theta_{2j} + (Y_{2j} + Y_{2j}') \cos \theta_{2j}] \} + M_{\text{зан}}
\end{aligned}$$

де m, I – маса і центральний момент інерції тягача відносно вертикальної осі;

m_k, I_k – те ж саме для кінематично незалежних елементів ведених ланок ($k=1,2$);

$\vartheta, \vartheta_1, \vartheta_2$ – курсові кути ланок;

ϕ_1, ϕ_2 – кути складання кінематично незалежних елементів ведених ланок;

V, U – поздовжня та бокова проекції швидкості точки С, тобто проекції швидкості точки С на осі рухомої системи координат, що постійно пов'язана з тягачем;

$M_{\text{зан}} = f(\varphi_k, \varphi_k^*)$ – гальмівні моменти на колесах возика напівпричепа, що використовуються для корекції траєкторії руху автопоїзда;

M_c – момент опору повороту возика напівпричепа;

X_{ij}, Y_{ij}, Z_{ij} – поздовжні, бокові та вертикальні реакції полотна дороги на колеса возика напівпричепа;

$a=CA, b_{li}=CB_{li} (i=1,2), c=CO_1, d_1=O_1C_1, c_1=C_1O_2, l_1=d_1+c_1, d_2=O_2C_2, b_{2j}=C_2B_{2j} (j=1,2,3), l_2=b_{21}+b_{23}$ – геометричні параметри автопоїзда.

Для знаходження траєкторій характерних точок автопоїзда до отриманих динамічних рівнянь необхідно додати кінематичні рівняння:

$$\begin{aligned}
\dot{x} &= V \cos \theta - U \sin \theta, & \dot{y} &= V \sin \theta + U \cos \theta, & \dot{\theta} &= \omega
\end{aligned} \quad (2)$$

Динамічні (1) і кінематичні рівняння (2) автопоїзда можна проінтегрувати лише чисельними методами. Для цього систему диференціальних рівнянь необхідно розв'язати відносно похідних $\dot{V}, \dot{U}, \dot{\omega}, \dot{\phi}_1, \dot{\phi}_2$ і привести до нормального виду Коші. У

некритичних за Ляпуновим випадках можна обмежитися аналізом лінійного наближення стаціонарного руху автопоїзда, для якого система рівнянь (1) допускає розв'язок $U=0$, $\omega=0$, $\varphi_1=\varphi_2=0$, $(\theta_1=\theta_2=0)$ і якому на площині дороги відповідає рух усіх точок автопоїзда зі швидкістю V вздовж прямої $\theta=const$. Прийmemo такий рух за незбурений.

Характеристичним рівнянням для вихідної лінеаризованої системи рівнянь є рівняння шостого порядку з дуже громіздкими коефіцієнтами. Тому визначення коренів характеристичного рівняння здійснювалося за допомогою програмного забезпечення Maple 15. Аналіз отриманих значень коренів рівняння показує, що рух автопоїзда до швидкості 31 м/с за відсутності гальмівних моментів на колесах одного борту є стійким за обраних вихідних даних (всі дійсні корені і дійсні частини комплексно-спряжених коренів – від'ємні). Перевищення цієї швидкості приводить до появи додатних коренів, за яких рух стає коливальним і нестійким. Використання гальмівного моменту для корекції траєкторії возика напівпричепа призводить до того, що вже при швидкості 10 м/с і гальмівному моменті $M_{зал}=30000$ Нм серед коренів системи рівнянь з'являється додатний корінь, що вказує на можливу коливальну нестійкість автопоїзда.

Крім названих вимог забезпечення стійкості руху (від'ємні дійсні корені і дійсні частини комплексно-спряжених коренів) є також вимога додатності вільного члена характеристичного рівняння. За цієї умови визначається критична швидкість руху автопоїзда:

$$V_{kp}^2 = \frac{(M_{зал} + D + Q)(k_s G - K^2) + M_{зал}(k_2 G + k_s T^2 k_2^{-1} + 2KT)}{m[(M_{зал} + D + Q)K - qT] + m_1(F - qS) + m_2(W - M_{зал}U)} = \frac{a + bM_{зал}}{h + dM_{зал}}, \quad (3)$$

де

$$F = Dd_1k_s + (D + Q - d_1k_2)(ck_s + K), \quad S = Q - d_1k_2 - [(c + d_1)k_s + K],$$

$$W = B[(2c + l_1)k_s + 2K], \quad U = B - [(c + l_1 + d_2)k_s + K].$$

В цих формулах введені наступні позначення:

$$k_s = k_1 + k_1' + \sum_{i=1}^2 (k_{1i} + k_{1i}'), \quad k_2 = \sum_{j=1}^3 (k_{2j} + k_{2j}'), \quad K = a(k_1 + k_1') - \sum_{i=1}^2 (k_{1i} + k_{1i}')b_{1i},$$

$$G = a^2(k_1 + k_1') + b_{1i} \sum_{i=1}^2 (k_{1i} + k_{1i}'), \quad B = \sum_{j=1}^3 (k_{2j} + k_{2j}')b_{2j}, \quad D = \sum_{j=1}^3 (k_{2j} + k_{2j}')(d_2 + b_{2j}),$$

$$T = \sum_{j=1}^3 (k_{2j} + k_{2j}')(c + l_1 + d_2 + b_2), \quad Q = \sum_{j=1}^3 (k_{2j} + k_{2j}')(l_1 + d_2 + b_{2j}).$$

Рух зі швидкістю, що менша критичної, асимптотично стійкий за умови відсутності у цьому інтервалі коливальної нестійкості і загасання збурень проходить

з плином часу. Якщо швидкість перевищує $V_{кр}$, то рух нестійкий і збурення змінних зростають по експоненті.

Критична швидкість суттєво залежить від масових (m_1, m_2), геометричних параметрів ведених ланок автопоїзда (c_1, d_1, d_2, b_{2j}) і величини гальмівного моменту на колесах його осей. Збільшення мас і габаритних розмірів ведених ланок, а також величини гальмівного моменту на колесах возика звужує інтервали швидкості, за якої можливий стійкий рух. Величина гальмівного моменту залежить від параметрів руху автопоїзда – кутів складання і їх похідних. Переміщення точки зчіпки у напрямку центра мас тягача збільшує критичну швидкість руху автопоїзда.

Для розгляду показників стійкості у загальному випадку руху автопоїзда необхідно інтегрування системи рівнянь (1). Таке інтегрування було виконано за допомогою програмного забезпечення Mathcad 2015. При невеликих швидкостях руху ($v=5$ м/с), малих початкових збуреннях ($d\theta/dt=\omega_e=0,01$ с⁻¹) і незначному гальмівному моменті ($M_{гал}=0,05 \sum Z_6 B/2 \varphi$), зміна кута складання автопоїзда як з керованим напівпричепом, так і корекцією траєкторії возика гальмуванням коліс одного борту бічна і кутова швидкості автомобіля-тягача незначно відрізняються від їхніх значень, отриманих при лінійній постановці задачі. Проте із збільшенням швидкості руху до 15 м/с, початкових збурень до $d\theta/dt=\omega_e=0,1$ с⁻¹, гальмівного моменту до $M_{гал}=0,15 \sum Z_6 B/2 \varphi$, аперіодичний характер зміни перемінних φ, u, ω перетворюється в коливальний, що обумовлює його нестійкий рух. При цьому кути відведення всіх коліс тривісного візка напівпричепа можна розглядати як алгебраїчну суму кутів відведення, що виникають при швидкості $v \approx 0$ в результаті наявності двох осей із неповоротними колесами, і кутів відведення, що обумовлені поперечною складовою бокової сили, пропорційною при незмінному радіусі повороту і швидкості руху автопоїзда величині гальмівного моменту. У разі візка з некерованими осями зі збільшенням швидкості руху більш за все зростають кути відведення передньої осі. Кути відведення коліс задньої осі у візках з керованими колесами напівпричепа і корекцією траєкторії возика гальмуванням коліс одного борту зростають швидше, чим в некерованих. Знання характеру залежностей кутів відведення від швидкості і кута повороту передньої осі дозволяє оцінювати всі параметри керованості і стійкості автопоїзда.

За отриманими кутами відведення коліс візка і автомобіля тягача, а також кутів повороту керованих коліс тягача і передньої осі напівпричепа за різних значень величини гальмівного моменту на колесах одного борту визначався радіус повороту автопоїзда. При малій швидкості руху радіуси повороту автопоїзда для всіх розрахункових параметрів майже однакові, а із збільшенням швидкості руху і величини гальмівного моменту на колесах одного борту їх величина зменшується. Тому розглянемо більш детально взаємозв'язок між параметрами системи управління возиком напівпричепа і величиною гальмівного моменту на колесах його одного борту.

Для плоскої моделі приведенного автопоїзда «оптимальний» закон управління поворотними осями возика напівпричепа (за якого траєкторії автомобіля-тягача і напівпричепа співпадають між собою) записано у вигляді:

$$\theta_2 = h\varphi, \quad (4)$$

де φ – перший кут складання;

h – коефіцієнт передачі,
$$h = 1 - \frac{2V^2}{gk_2L_1} \pm \bar{M}_{гал};$$

V – лінійна швидкість руху автопоїзда;

k_2 – коефіцієнт опору відведення коліс приведеної ланки (напівпричепа);

L_1 – база напівпричепа.

Отже, значення h є функцією не тільки геометричних параметрів і обезрозмірених коефіцієнта опору бічному відведення k_2 і гальмівного моменту $\bar{M}_{гал}$, але і швидкості руху автопоїзда, тобто отриманий закон управління пов'язаний із характерною швидкістю $V_* = \sqrt{k_2L_1g}$ такою, що якщо $V < V_*$, то напівпричіп орієнтується у внутрішню сторону і гальмівний момент повинен бути прикладений до коліс зовнішнього борту, а при $V > V_*$, – у зовнішню і гальмівний момент повинен бути прикладений до коліс внутрішнього борту. Цим пояснюється наявність знаку $\pm$ біля гальмівного моменту.

Проведеними розрахунками встановлено, що подвійний привід управління, а також подвійний привід управління з корекцією траєкторії возика шляхом гальмування коліс одного борту забезпечують прийнятну вписуваність автопоїзда в найбільше типових умовах руху – поворотах на 90° і 180° . Проте при круговому русі і виконанні маневру «переставка» подвійний привід управління з корекцією траєкторії возика шляхом гальмування коліс одного борту забезпечує більш точне відслідковування траєкторії автомобіля–тягача возиком напівпричепа у порівнянні з подвійним приводом управління.

У четвертому розділі наведено мету, об'єкт, методику та результати експериментальних досліджень моделі автопоїзда.

Метою експериментальних досліджень є визначення показників маневреності автопоїзда з подвійним приводом керування напівприцепом і корекцією траєкторії возика шляхом гальмування коліс одного борту.

Об'єктом експериментальних досліджень була обрана фізична модель автопоїзда. Модель обладнана електронним приводом керування напівприцепом з можливістю корекції траєкторії возика шляхом гальмування коліс одного з бортів. Фізична модель автопоїзда, розроблена співробітниками кафедри «Автомобілі» Національного транспортного університету. Натурним зразком при складанні фізичної моделі автопоїзда був обраний автопоїзд категорії N3+O4 у складі двовісного сидельного тягача Volvo FM–500 та тривісного напівпричепа KRONE – SDP 24.

Фізична модель автопоїзда (рис. 4) складається з автомобіля–тягача і ходового возика, шарнірно з'єднаних між собою рамою напівпричепа.

Для можливості дослідження систем управління автопоїздом за подвійного приводу керування колесами передньої осі напівпричепа як при гальмуванні коліс одного борту, а також за його відсутності, у конструкції возика реалізовані два способи повороту: кінематичний та динамічний. Перший спосіб – з мікропроцесорною системою управління, яка реалізує закон зміни передаточного відношення подвійного приводу керування. Виконавчим пристроєм цього способу є

сервомотор, корпус якого закріплений на рамі напівпричепа, а шток шарнірно з'єднаний з поворотним візком. Другий спосіб – з поворотом керованих коліс за першим способом і регулюванням кутових швидкостей коліс возика шляхом гальмування коліс одного борту. Для реалізації цього способу всі колеса фізичної моделі є ведучими і обладнані кроковими моторами, що дозволяє створювати як тяговий, так і гальмівний моменти, за допомогою яких оператор при русі автопоїзда створює необхідний гальмівний момент для корекції траєкторії руху возика напівпричепа. Можлива корекція як вручну так і програмно.



Рисунок 4 – Фізична модель автопоїзда з керованим напівприцепом з можливістю корекції траєкторії возика шляхом гальмування коліс одного з бортів

У результаті виконання експериментальних досліджень були отримані дані про кут складання моделі автопоїзда та кути повороту керованих коліс тягача і возика напівпричепа, а також дані про шлях автопоїзда на криволінійній траєкторії при незмінному положенні керованих коліс тягача протягом кожного заїзду.

За результатами дослідження траєкторій автомобіля-тягача і возика напівпричепа при виконанні автопоїздом різних маневрів (рис. 5–8), встановлено, що за комбінованого способу управління напівприцепом габаритна смуга руху автопоїзда зменшується на 18...20% у порівнянні з автопоїздом з некерованим напівприцепом.

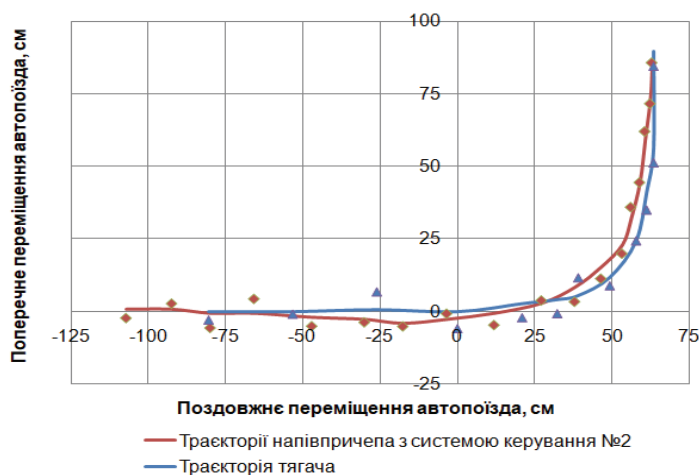


Рисунок 5 – До визначення траєкторії ланок автопоїзда з системою управління №2

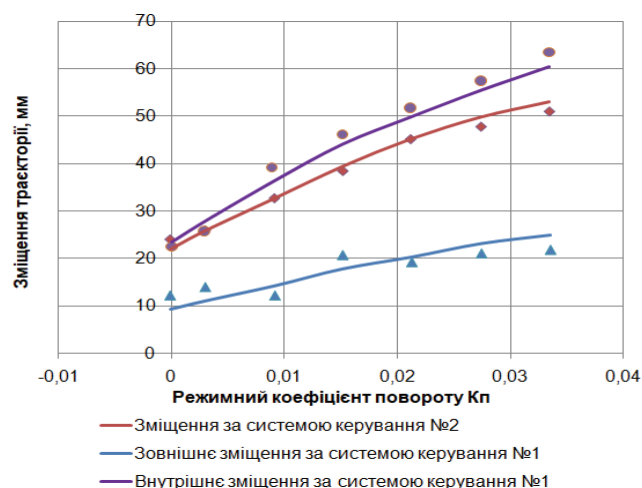


Рисунок 6 – Зміщення траєкторії ланок автопоїзда з системами управління №1 і №2

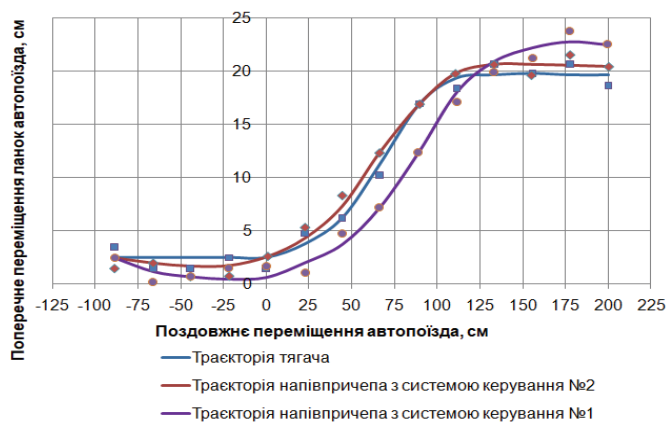


Рисунок 7 – До визначення траєкторій ланок автопоїзда при його русі S – подібною траєкторією

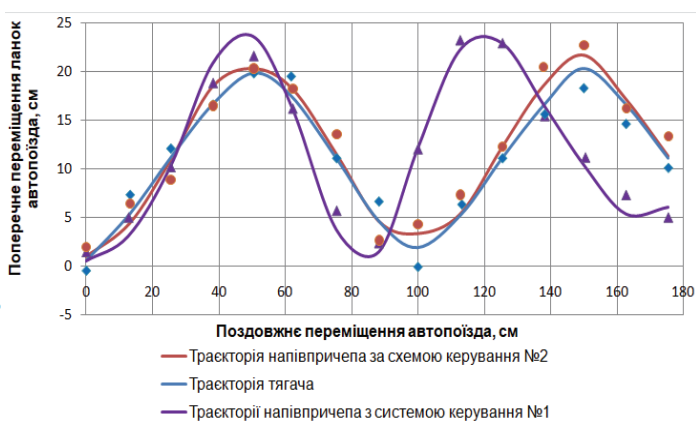


Рисунок 8 – До визначення траєкторій ланок автопоїзда при його русі «змійкою»

Проведеними експериментальними дослідженнями підтверджена адекватність розроблених математичних моделей для визначення показників маневреності, стійкості та керованості автопоїзда з системою управління №1 і №2. Максимальні відхилення траєкторій ланок автопоїзда при виконанні ним різних маневрів не перевищували 10%. Комбінований спосіб управління поворотом напівпричепа доцільно використовувати на гібридних автопоїздах з активним причепом.

ВИСНОВКИ

1. Покращення показників маневреності і стійкості автопоїзда із довгобазовим напівпричепом в найбільше типових умовах руху – прямолінійному русі, поворотах на 90° і 180° може бути досягнуто при використанні подвійного керування напівпричепом і корекцією траєкторії возика щодо траєкторії тягача шляхом гальмування коліс одного його борту. Проте таке гальмування ефективне при малих швидкостях руху, за яких забезпечуються як високі показники маневреності, так і не порушуються ще показники стійкості руху.

2. Встановлено, що в процесі повороту автопоїзда неусталені процеси інтенсивної зміни кривизни траєкторії, що обумовлені гальмівними моментами на колесах окремих осей або борту возика, протікають протягом першої секунди. Потім ці процеси стабілізуються і практично стають сталими.

3. Показано, що при відносно невеликій базі напівпричепа виконувати возик з усіма поворотними осями недоцільно. Кращою є схема з передньою або крайніми поворотними осями за умови, що співвідношення коефіцієнтів опору відведенню коліс передньої і задньої осей возика напівпричепа K_{yn} і K_{yz} відповідає розподілу маси по осях напівпричепа і знаходиться в межах $1,05 \dots 1,1$. При цьому рівномірний розподіл маси по крайніх осях возика і рівність кутів повороту осей при $K_{yn} = K_{yz}$ небажаний, оскільки час перехідного процесу збільшується, що погіршує параметри стійкості напівпричепа на кривій.

4. Показано, що врахування перерозподілу навантажень на колесах осей возика напівпричепа (просторова модель) суттєво не впливає на величину радіуса колової траєкторії автопоїзда у порівнянні із плоскопаралельним його рухом, тоді як врахування довантажень поряд із врахуванням поздовжніх сил, обумовлених

гальмуванням коліс одного борту возика напівпричепа, зменшує величину поперечних сил і збільшує радіус колової траєкторії при обраних швидкостях руху на 21,54 і 28,43% відповідно.

5. Встановлено, що кут складання у разі лінійної моделі некерованого автопоїзда в 2,05...2,28 рази перевищує кут повороту керованих коліс тягача, у той час як для автопоїзда з керованим напівприцепом це відношення складає 1,47.... 1,61, а за умови корекції траєкторії возика напівпричепа гальмуванням коліс одного борту – тільки 1,23... 1,38. Зміна кута складання для некерованого автопоїзда відбувається за аперіодичним законом, чим підтверджується стійкість його руху за будь-якої швидкості (реально можливої для існуючих автопоїздів). У той же час стійкий рух автопоїзда з керованими колесами напівпричепа і корекцією траєкторії возика гальмуванням коліс одного борту спостерігається тільки до швидкості 15 м/с. Перевищення цієї швидкості призводить до нестійкого руху автопоїзда.

6. За розробленою математичною моделлю автопоїзда у поздовжньо-вертикальній площині визначено критичну швидкість його руху. Показано, що рух зі швидкістю, що менша критичної, асимптотично стійкий за умови відсутності у цьому інтервалі коливальної нестійкості і загасання збурень проходить з плином часу по експоненті. Якщо швидкість перевищує $V_{кр}$, то рух нестійкий і збурення змінних зростають по експоненті.

7. Проведеними експериментальними дослідженнями моделі автопоїзда підтверджена адекватність розроблених математичних моделей для визначення показників маневреності автопоїзда як з системою подвійного керування возиком напівпричепа, так і подвійною системою управління возиком напівпричепа і корекцією траєкторії возика шляхом гальмування коліс одного борту. При однаковому якісному характері експериментальних і аналітичних залежностей максимальні відхилення досліджуваних параметрів не перевищували 10%.

8. Методика визначення основних конструктивних параметрів запропонованої системи управління та умов експлуатації автомобільного поїзда використовуються у відділі науково-технічних експертиз ДП «ДержавтотрансНДІпроект» при визначенні показників маневреності автопоїздів та у ТОВ «Укртрансміст ЛТД» при модернізації довгобазних автопоїздів, що здійснюють перевезення великогабаритних будівельних конструкцій в щільному міському русі. Також, основні положення та результати дисертаційної роботи використовуються при підготовці фахівців за спеціальностями 133 «Галузеве машинобудування» та 274 «Автомобільний транспорт».

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Публікації у наукових фахових виданнях України.

1. Тімков О.М. Аналітичні способи визначення моментів інерції автомобіля / О.М. Тімков, Д.М. Яценко, В.М. Босенко // Управління проектами, системний аналіз і логістика. Технічна серія. – 2010. – Вип. 7. – С. 177–181.

2. Сахно В.П. Порівняльна оцінка показників стійкості прямолінійного руху автопоїздів різних компонувальних схем /В.П. Сахно, В.М. Поляков, В.М. Глінчук, В.М. Босенко // Управління проектами, системний аналіз і логістика. – К.: НТУ – 2012. – Вип. 10. – С. 220–225.

3. Босенко В.М. Маневреність автопоїзда з універсальним напівприцепом–контейнеровозом / В.М. Босенко, П.О. Гуменюк, Р.М. Марчук // Вісник НТУ. К.: НТУ. – 2012. – Вип. 26. – С.111–117.

4. Сахно В.П. До розробки алгоритму управління напівприцепом сидельного автопоїзда / В.П. Сахно, В.М. Поляков, В.М. Босенко, П.О. Гуменюк // Вісник Національного транспортного університету: – К.: НТУ, 2013. – Випуск 28. – С.424–433.

5. Сахно В.П. До визначення стійкості автопоїзда з універсальним напівприцепом–контейнеровозом / В.П. Сахно, В.М. Босенко, П.О. Гуменюк, Р.М. Марчук // Вісник СевНТУ. Збірник наукових праць. Серія Машиноприладобудування та транспорт. Випуск 142/2013. – С. 15–18.

6. Сахно В.П. До визначення параметрів закону управління напівприцепом сидельного автопоїзда / В.П. Сахно, В.М. Поляков, В.І. Сирота, В.М. Босенко, П.О. Гуменюк // Управління проектами, системний аналіз і логістика: Науковий журнал. Вип. 12. – К.: НТУ, 2013. – С. 170–179.

7. Сахно В.П. До визначення показників маневреності автопоїзда з подвійним приводом управління напівприцепом та гальмуванням коліс одного борту возика. / В.П. Сахно, В.М. Поляков, О.А. Енглезі, В.М. Босенко //Проблеми транспорту. – К.: НТУ–2013–2014. – Вип. 10.– С. 41–46.

8. Сахно В.П. До попередньої оцінки стійкості руху автопоїзда з керованим напівприцепом / В.П. Сахно, В.М. Поляков, В.М. Босенко, П.О. Гуменюк // Вісник Національного транспортного університету: – К.: НТУ, 2014. – Випуск 29. – С. 370–378.

9. Сахно В.П. Порівняльна оцінка показників стійкості триланкових автопоїздів у неусталених режимах руху / В.П. Сахно, В.М. Поляков, В.М. Глінчук, В.М. Босенко //Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць. Серія Автомобіле– та тракторобудування. – №8(1051), – 2014. – С. 40–46.

10. Сахно В.П. Аналіз криволінійного руху автопоїзда за подвійного приводу управління на передню вісь напівприцепа / В.П. Сахно, В.М. Поляков, В.М. Босенко, Д.Л. Мойся // Вісник Національного транспортного університету: – К.: НТУ, 2014. – Випуск 30. – С. 330–338.

11. Сахно В.П. К определению передаточных отношений двойного привода управления полуприцепом / В.П. Сахно, В.М. Поляков, Д.М. Мойся, В.Н. Босенко //Вісник СевНТУ. Збірник наукових праць. Серія Машиноприладобудування та транспорт. – Випуск 152/2014. – С. 52–55.

12. Босенко В.М. До порівняльної оцінки стійкості руху автопоїзда з некерованим і керованим напівприцепом/ В.М. Босенко, Д.М. Мойся, В.М. Поляков, В.П. Сахно // Вісник Житомирського державного технологічного університету. Сер.: Технічні науки. – 2014. – № 2. – С. 56–63.

13. Сітовський О.П. Оцінювання невизначеності вимірювань під час гальмівних випробувань транспортних засобів / Сітовський О.П., Дембіцький В.М., Кашуба А.М., Босенко В.М. // Вісник НТУ. — К. : НТУ, 2014. — Вип. 29 . – С. 296 – 305.

14. Сахно В.П. Вплив перекосу мостів причіпних ланок на показники стійкості автопоїзда / Сахно В.П., Поляков В.М., Тімков О.М., Файчук М.І., Босенко В.М.,

Мойся Д.Л. // «Автошляховик України» – 2015 – №4 – С. 16–20.

15. Сахно В.П. Експериментальні дослідження автопоїзда з самоустановлювальною віссю напівпричепа / В.П. Сахно, О.М. Тімков, В.М. Поляков, В.М. Босенко, Д.Л. Мойся // Вісник Національного транспортного університету: – К.: НТУ, 2015. – Випуск 1(31). – С. 483–493.

16. Сахно В.П. До визначення моменту опору повороту задньої осі напівпричепа гібридного автопоїзда / В.П. Сахно, В.М. Поляков, О.М. Тімков, В.М. Босенко // Вестник Харьковського національного автомобільно – дорожнього університету: – Харків: ХНАДУ, 2016. – Випуск 74. – С. 35–40.

17. Сахно В.П. Прикладна теорія руху автопоїзда / В.П. Сахно, В.М. Поляков, С.М. Шарай, В.М. Босенко // Навчальний посібник / К: НТУ, 2016р., 231с.

18. Сахно В.П. До порівняльної оцінки маневреності гібридних автопоїздів за різних схем управління напівприцепом / В.П. Сахно, В.М. Поляков, Д.М. Ященко, В.М. Босенко, О.О. Лисенко // Вісник Національного транспортного університету: – К.: НТУ, 2017. – Випуск 3(39). – С.169–183.

Публікації у наукових періодичних виданнях іноземних держав.

19. Сахно В.П. До визначення показників стаціонарного руху автопоїзда з перекосом мостів ланок по колах малих радіусів/ В.П. Сахно, О.М. Тімков, М.І. Файчук, В.М. Босенко // Systemy s srodki transportu samochodowego. Badania, konstrukcja i technologia srodkow transportu. – №4, Séria: Transport. – Rzeszow, 2013 – С. 167–172.

20. Сахно Володимир. До визначення показників маневреності автопоїзда з керованим напівприцепом / Володимир Сахно, Віктор Поляков, Володимир Босенко, Дмитро Мойся // Systemy i srodki transportu samochodowego. Wybrane Zagadnienia. Systems and means of motor transport. Selected problems. Monografia nr 5. Séria: Transport. – Rzeszow, 2014 – С. 95–104.

21. Сахно В.П. Визначення максимально припустимої бази тривісного універсального напівпричепа–контейнеровоза за різних схем управління напівприцепом / В.П. Сахно, Р.М. Марчук, В.М. Босенко // The 4th International Academic Congress «Science and Education in the Modern World», Auckland, New Zealand, 2015 – С. 964–968.

22. Сахно В.П. Дослідження маневреності гібридного автопоїзда за комбінованого способу управління напівприцепом на моделі / В.П. Сахно, Д.М. Ященко, О.М. Тімков, О.А. Корпач, В.М. Босенко, О.А. Лисенко // Systemy i srodki transportu samochodowego – К.:Rzeszow. – №7, 2017 – С. 127 – 139.

Публікації апробаційного характеру.

23. Босенко В.М. До визначення стійкості автопоїзда з універсальним напівприцепом–контейнеровозом // XVI – та міжнародна науково–технічна конференція «Автомобільний транспорт: проблеми і перспективи» Севастополь : Севастопольський національний технічний університет, 2013.

24. Сахно В.П. К определению закона управления полуприцепом седельного автопоезда / В.П. Сахно, В.М. Поляков, В.М. Босенко, П.О. Гуменюк // XX научно–техническая конференция с международного участия – Ековарна, Болгария, 2014 – С. 148–156.

25. Марчук Р.М. К определению показателей маневренности автопоезда–

контейнеровоза / Р.М. Марчук, Д.Л. Мойся, В.М. Босенко // Сборник статей Международной научно-практической конференции, часть 2, Уфа – Научный центр «Аэтерна», 2014 – С. 52–55.

26. Тімков О.М. Математична модель сидельного автопоїзда з керованими колесами напівпричепа / Тімков О.М., Босенко В.М. // LXX наукова конференція професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та працівників відокремлених структурних підрозділів університету. Тези доповідей. – К.: НТУ, – 2014 – С. 42.

27. Сахно В.П. К оценке устойчивости автопоезда с управляемым полуприцепом / В.П. Сахно, В.М. Поляков, В.М. Босенко, П.О. Гуменюк // VIII-я международная научно-техническая конференция «Проблемы качества и эксплуатации автотранспортных средств» – Пенза 2014 – С. 379–388.

28. Босенко В.Н. К выбору математической модели двухзвенного седельного автопоезда с управляемыми колесами полуприцепа // Наука – образованию, производству, экономике: материалы 13-й Международной научно-технической конференции: Тезисы докл. Т. 3. – Минск : БНТУ, 2015. – С. 26.

29. Босенко В.М. До визначення передаточного відношення подвійного приводу управління напівприцепом / Босенко В.М., Мойся Д.М. // LXXI наукова конференція професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та працівників відокремлених структурних підрозділів університету. Тези доповідей. – К.: НТУ, – 2015 – С. 50.

30. Босенко В.М. До визначення аналізу маневреності і стійкості руху автопоїзда / Босенко В.М., Мойся Д.Л. // LXXII наукова конференція професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та працівників відокремлених структурних підрозділів університету. Тези доповідей. – К.: НТУ, – 2016 – С. 47.

31. Босенко В.М. IV Міжнародна науково-технічна конференція «Науково-прикладні аспекти автомобільної і транспортно-дорожньої галузей // Луцьк, червень, 2016р.

Патенти.

32. Патент на винахід №109818 «Механізм керування поворотом напівпричепа автопоїзда з важелями поворотних цапф різної довжини та електрогідравлічним приводом» / В.П. Сахно, Г.О. Ковальчук, В.М. Поляков, В.М. Босенко // Зареєстровано в Державному реєстрі патентів України на винаходи 12.10.2015, Бюл. №19.

33. Патент на винахід №109819 «Механізм керування поворотом напівпричепа автопоїзда з електроприводом та зубчастими передачами з різними передаточними числами на кожну вісь» / В.П. Сахно, Г.О. Ковальчук, В.М. Поляков, В.М. Босенко, П.Б. Прогній, П.О. Гуменюк // Зареєстровано в Державному реєстрі патентів України на винаходи 12.10.2015, Бюл. №19.

34. Свідоцтво про реєстрацію авторського права на твір №65882 навчальний посібник «Прикладна теорія руху автопоїзда» / В.П. Сахно, В.М. Поляков, С.М. Шарай, В.М. Босенко // дата реєстрації 06.06.2016.

35. Патент на корисну модель №130353 «Спосіб забезпечення керованого руху гібридного автопоїзда» / В.П. Сахно, В.М. Поляков, В.М. Босенко, М.М. Марчук, Р.М. Марчук // Зареєстровано в Державному реєстрі патентів України на винаходи 10.12.2018, Бюл. №23.

АНОТАЦІЯ

Босенко В.М. Підвищення показників маневреності та стійкості руху сідельних автопоїздів для перевезення довгомірних вантажів. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.22.02 – «Автомобілі та трактори». – Національний транспортний університет, Київ, 2021.

Метою дисертаційного дослідження є підвищення показників маневреності та стійкості руху сідельних автопоїздів шляхом раціонального вибору їх конструктивних параметрів і закону управління колесами (осями) напівпричепів.

Обґрунтовано застосування комбінованої системи управління напівпричепом, що включає подвійний привід керування і гальмування коліс одного борту коліс напівпричепа, за яких забезпечуються нормовані значення показників маневреності автопоїзда з довгобазовим напівпричепом.

Встановлено критичну швидкість і граничну швидкість початку коливальної нестійкості автопоїзда з різними системами управління колесами (осями) напівпричепа, яка дозволяє підбирати та оптимізувати параметри системи управління напівпричепом та автопоїздом в цілому, завдяки чому забезпечується стійкість його руху в межах експлуатаційних навантажень та швидкостей.

Визначено величину гальмівних моментів на окремих колесах возика напівпричепа, як складових загального поворотального моменту, що забезпечує необхідні показники маневреності та стійкості руху автопоїзда.

Достовірність результатів дослідження забезпечена коректним використанням існуючих математичних методів і основних положень теоретичної механіки і теорії автомобіля, застосуванням сучасної контрольно-вимірювальної апаратури і засобів математичного опрацювання результатів експериментальних досліджень макета автопоїзда і підтверджується задовільним збігом результатів аналітичних і експериментальних досліджень.

Встановлено, що застосування гальмування коліс одного борту візка для корекції траєкторії напівпричепа ефективно при малих швидкостях руху, при яких забезпечуються як високі показники маневреності, так і не порушуються показники стійкості руху.

Застосування запропонованої системи управління колесами (осями) напівпричепів дозволяє зменшити габаритну смугу руху автопоїзда в середньому на 32 %.

Ключові слова: автопоїзд, довгомірний вантаж, напівпричіп, возик, математична модель, маневреність, габаритна смуга руху, система управління, стійкість, критична швидкість, керуючий колісний модуль, фізична модель.

АННОТАЦИЯ

Босенко В.Н. Повышение показателей маневренности и устойчивости движения седельных автопоездов для перевозки длинномерных грузов. – Квалификационная научная работа на правах рукописи.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.22.02 «Автомобили и тракторы». – Национальный транспортный университет, Киев, 2021.

Целью исследования является повышение показателей маневренности и устойчивости движения седельных автопоездов путем рационального выбора их конструктивных параметров и закона управления колесами (осями) полуприцепов.

Обосновано применение комбинированной системы управления полуприцепом, который включает двойной привод управления и торможения колес одного борта колес полуприцепа, при которых обеспечиваются нормированные значения показателей маневренности автопоезда с длиннобазным полуприцепом.

Установлено критическую скорость и предельную скорость начала колебательной неустойчивости автопоезда с различными системами управления колесами (осями) полуприцепа, которая позволяет подбирать и оптимизировать параметры системы управления полуприцепом и автопоездом в целом, благодаря чему обеспечивается устойчивость его движения в пределах эксплуатационных нагрузок и скоростей.

Определена величина тормозных моментов на отдельных колесах тележки полуприцепа, как составляющих общего возвратно момента обеспечивает необходимые показатели маневренности и устойчивости движения автопоезда.

Достоверность результатов исследования обеспечена корректным использованием существующих математических методов и основных положений теоретической механики и теории автомобиля, применением современной контрольно-измерительной аппаратуры и средств математической обработки результатов экспериментальных исследований макета автопоезда и подтверждается удовлетворительным совпадением результатов аналитических и экспериментальных исследований.

Разработаны математические модели движения автопоезда, позволяющие по заданным конструктивным параметрам прогнозировать маневренность и устойчивость автопоезда на стадии проектирования, сокращая при этом время и затраты на создание новых и модернизацию существующих автопоездов.

Опираясь на результаты проведенного анализа установлено, что поворачивающий момент на осях тележки полуприцепа возможно создавать как за счет поворота управляемых колес, так и создания тормозного момента на колесах одного из бортов его тележки. Неустановившиеся процессы интенсивного изменения кривизны траектории продолжаются в течение первой секунды. Кривизна траектории автопоезда от влияния тормозного момента изменяется по линейному закону. В дальнейшем, эти процессы стабилизируются и становятся постоянными. При относительно небольшой базе полуприцепа выполнять тележка со всеми поворотными колесами (осями) нецелесообразно.

Установлено, что применение торможения колес одного борта тележки для коррекции траектории полуприцепа эффективно при малых скоростях движения, при которых обеспечиваются как высокие показатели маневренности, так и не нарушаются показатели устойчивости движения.

Применение предложенной системы управления колесами (осями) полуприцепов позволяет уменьшить габаритную полосу движения автопоезда в среднем на 32%.

Ключевые слова: автопоезд, длинномерный груз, полуприцеп, тележка, математическая модель, маневренность, габаритная полоса движения, система управления, устойчивость, критическая скорость, управляющий колесный модуль, физическая модель.

SUMMARY

Bosenko V.M. Improvement of maneuverability and stability of the road truck trains for the transportation of long loads. – Qualifying scientific work on the rights of the manuscript.

Dissertation for obtaining the candidate of technical sciences degree in specialty 05.22.02 «Cars and tractors». – National Transport University, Kyiv, 2021.

The purpose of the dissertation research is to increase the maneuverability and stability of truck trains by rational choice of their design parameters and the law of control of the wheels (axles) of semi-trailers.

The application of the combined control system of the semi-trailer is substantiated, which includes a double drive of control and braking of the wheels of one side of the wheels of the semi-trailer, which provides normalized values of maneuverability indicators of a long-base semi-trailer.

The critical speed and the maximum speed of the oscillation instability of the road train with different control systems of the wheels (axles) of the semi-trailer, which allows to select and optimize the parameters of the control system of the semi-trailer and road train as a whole.

The magnitude of the braking torques on the individual wheels of the semi-trailer trolley is determined as components of the total torque, which provides the necessary indicators of maneuverability and stability of the road train.

The reliability of the research results is ensured by the correct use of existing mathematical methods and basic principles of theoretical mechanics and theory of the car, the use of modern control and measuring equipment and means of mathematical processing of experimental studies of the train model and confirmed by satisfactory results of analytical and experimental studies.

It is established that the use of braking the wheels of one side of the truck to correct the trajectory of the semi-trailer is effective at low speeds, which provide both high maneuverability and not violated the stability of movement.

The application of the proposed semi-trailer wheel control system (axles) allows for an average reduction of the overall lane of lorry travel by 32%.

Keywords: road train, long load, semi-trailer, trolley, mathematical model, maneuverability, overall lane, control system, stability, critical speed, control wheel module, physical model.

Підписано до друку 26.01.2021 р.
Формат 60х84/16. Папір офсетний №1.
Обл. вид. арк. 0.85. Ум. друк. арк. 0.90
Гарнітура Times New Roman.
Наклад 100. Зам. 5011.

Редакційно-видавничий відділ НТУ.
01010, Україна, Київ, вул. Бойчука, 39, тел. +38 (044) 284 2626