

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТРАНСПОРТНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**

На правах рукопису

Прогній Павло Богданович

УДК 629.114.3

**ПОЛІПШЕННЯ СТІЙКОСТІ АВТОМОБІЛЬНОГО
ПОЇЗДА У ГАЛЬМІВНОМУ РЕЖИМІ**

Спеціальність 05.22.02 – Автомобілі та трактори

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

Науковий керівник
САХНО Володимир Прохорович
доктор техн. наук, професор

Київ – 2016

ЗМІСТ

ВСТУП.....	4
РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ СТАНУ ПИТАННЯ, МЕТА І ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ	11
1.1 Вибір та обґрунтування критеріїв стійкості руху автопоїзда у гальмівному режимі	11
1.1.1 Аналіз досліджень стійкості руху автомобіля та автопоїзда при гальмуванні.....	11
1.1.2 Фактори, які впливають на стійкість руху транспортних засобів у гальмівному режимі.....	16
1.1.3 Критерії стійкості руху автомобілів та автопоїздів у гальмівному режимі	23
1.2 Аналіз систем забезпечення стійкості руху автомобілів та автопоїздів у гальмівному режимі.....	26
1.3 Вплив конструктивних та експлуатаційних факторів на динаміку гальмування автопоїзда.....	35
1.4 Мета і задачі дослідження.....	42
РОЗДІЛ 2 РОЗРОБКА МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ АВТОПОЇЗДА	45
2.1 Вихідні положення	45
2.2 Фізичні припущення, основні геометричні та кінематичні співвідношення.....	45
2.3 Кути відведення коліс автопоїзда.....	51
2.4 Нормальні реакції опорної поверхні на осях автопоїзда.....	55
2.5 Бічні сили на колесах осей автопоїзда	65
2.6 Диференціальні рівняння руху автопоїзда.....	75
2.7 Висновки по розділу.....	81
РОЗДІЛ 3 ІНТЕГРУВАННЯ РІВНЯНЬ РУХУ АВТОПОЇЗДА ТА ЇХ АНАЛІЗ.....	82
3.1 Лінеаризовані рівняння стаціонарних рухів автопоїзда.....	82
3.2 Стійкість руху автопоїзда у гальмівному режимі.....	82

3.3 Рівняння руху автомобільного поїзда у гальмівному режимі.....	84
3.4 Дослідження стійкості прямолінійного руху автопоїзда у гальмівному режимі	87
3.4.1 Стійкість прямолінійного руху автопоїзда за наявності нерівномірності гальмівних сил по колесах осей напівпричепа.....	88
3.4.2 Стійкість прямолінійного руху автопоїзда з перекосом осей напівпричепа.....	90
3.4.3 Стійкість прямолінійного руху автопоїзда з перекосом мостів напівпричепа та нерівномірністю гальмівних сил по його осях.....	94
3.5 Стійкість кругових рухів автопоїзда у гальмівному режимі	99
3.6 Дослідження стійкості руху автопоїзда з використанням комп'ютерної моделі	108
3.6.1 Загальні положення	108
3.6.2 Розробка комп'ютерної моделі автопоїзда.....	110
3.6.3 Налаштування комп'ютерної моделі для проведення досліджень	114
3.6.4 Дослідження гальмівної динаміки автопоїзда з використанням комп'ютерної моделі	118
3.7 Висновки по розділу.....	119
РОЗДІЛ 4 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ АВТОПОЇЗДА	123
4.1 Загальні положення	123
4.2 Об'єкт експериментального дослідження.....	124
4.3 Програма і методика експерименту	134
4.4 Результати експериментальних досліджень та їх аналіз	137
4.5 Висновки по розділу.....	145
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	147
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ	150
ДОДАТКИ.....	172

ВСТУП

Розвиток транспортного комплексу України передбачає зростання обсягів вантажних та пасажирських перевезень. Вагомий внесок у даний процес здійснює зручне географічне положення нашої держави, через яку проходить чотири європейських транспортних коридори. Проте, збільшення об'ємів перевезень неминуче призводить до зростання чисельності транспортних засобів, які курсують Україною, що чинить негативний вплив на завантаженість доріг, а також погіршення екологічної ситуації. Ефективним засобом скорочення чисельності транспортних засобів при збереженні обсягів вантажоперевезень є використання автопоїздів. У наш час автопоїзди застосовуються у багатьох країнах світу. Зважаючи на відносну конструктивну простоту та меншу довжину при однаковому рівні вантажопідйомності, та з урахуванням ряду інших переваг, сидельні автопоїзди отримали значне визнання й найбільш поширені у забезпеченні автотранспортних перевезень вантажів.

З огляду на зростання інтенсивності руху на сучасних автомагістралях, необхідно підвищити безпеку транспортних засобів, для уникнення аварійних ситуацій, що несуть за собою погіршення здоров'я людей та значні матеріальні втрати при пошкодженні транспортних засобів та вантажів. Особливо гостро це питання стосується автомобільних поїздів, процес руху та гальмування яких набагато складніший ніж в одиничних автомобілів. Необхідно щоби гальмівна система дозволяла регулювати швидкість руху автопоїзда у широкому діапазоні, протидіяла заносам, а також унеможливлювала складання ланок транспортного засобу та його зіткнення з іншими автомобілями, тобто забезпечувала відповідну стійкість. Водій повинен максимально контролювати поведінку транспортного засобу під часу руху, а за потреби швидко та безпечно зупинити його.

Зважаючи на це, поліпшення експлуатаційних властивостей автопоїздів у сучасних умовах руху є одним із пріоритетних завдань для забезпечення

високого рівня безпеки їх експлуатації з максимальною ефективністю використання. Досягнення даних вимог можливе лише за умови врахування можливих змін технічного стану автопоїздів у процесі експлуатації. Зокрема, значну увагу слід відвести змінам, які можуть відбутися у гальмівній системі ланок автопоїзда, що можуть спричинити порушення оптимальних показників регулювання й розподілу гальмівних сил по осях та бортах транспортного засобу, що неминуче призводить до втрати стійкості його руху навіть при незначних швидкостях, особливо при максимальному завантаженні.

Не менш важливим є контроль стану геометрії ходової частини автопоїзда як у процесі виробництва, так і в умовах експлуатації. Адже зміна характеристик її конструктивних елементів безпосередньо впливає на силові, кінематичні та жорсткісні властивості. Зокрема, наявність перекосу осей ланок автопоїзда спричиняє появу додаткових сил та зміну характеру розподілу реакцій в області контакту шин з опорною поверхнею. Як наслідок, змінюються гальмівні властивості автопоїзда, які безпосередньо залежать від характеру взаємодії коліс з опорною поверхнею, що впливає на погіршення стійкості його руху.

Отже, виникає питання щодо прогнозування курсової стійкості та безпеки руху автопоїзда з різним технічним станом його гальмівної системи та ходової частини. Врахування впливу вказаних факторів на стійкість руху автопоїзда як в процесі виробництва, так і в умовах експлуатації, прогнозування та аналіз його поведінки є важливою проблемою, що потребує комплексного вирішення. Для її розв'язання необхідно провести дослідження процесів, які відбуваються у ходовій та гальмівній системі під впливом експлуатаційних факторів, проаналізувати індивідуальний та спільний вплив зміни технічного стану гальмівної системи та геометрії ходової частини на гальмівну динаміку автопоїзда.

Вказані обставини спонукають до пошуку методів оцінки стійкості руху автомобільного поїзда у гальмівному режимі з урахуванням впливу перекосу

мостів напівпричепа та характеру розподілу гальмівних сил на колесах його осей.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Роботу виконано відповідно до НДР “Дослідження механіки та енергетики автомобілів і автопоїздів” № держреєстрації 0104U003346 та “Теоретичні основи та практичні методи комплексного вирішення проблеми раціонального вибору дво- та триланкових автопоїздів для міжміських та міжнародних перевезень вантажів” № держреєстрації РК 0104U003341, що виконуються кафедрою “Автомобілі” Національного транспортного університету (НТУ).

Мета і задачі дослідження. Метою роботи є поліпшення показників динамічності гальмування автопоїзда з урахуванням кутів встановлення осей напівпричепа та характеру розподілу гальмівних сил по колесах його мостів.

Для досягнення поставленої мети у роботі вирішувалися наступні ***задачі***:

1. Визначення основних оціночних показників стійкості руху автопоїзда в гальмівному режимі та факторів, що на неї впливають.
2. Розробка математичної моделі автопоїзда з урахуванням кутів встановлення осей напівпричепа та характеру розподілу гальмівних сил по колесах його бортів.
3. Проведення кількісної оцінки ступеня впливу перекосу осей напівпричепа та бортової нерівномірності гальмівних сил на колесах його мостів на показники курсової стійкості автопоїзда та динаміку його гальмування за вибраними оціночними показниками.
4. Розробка комп'ютерної моделі автопоїзда для проведення чисельних досліджень та співставлення результатів математичного та комп'ютерного моделювання.
5. Експериментальна перевірка адекватності показників розроблених моделей реальним показникам стійкості руху автопоїзда у гальмівному режимі.
6. Розробка рекомендацій щодо підвищення показників КСР та динаміки гальмування автопоїзда з урахуванням кутів встановлення осей напівпричепа та характеру розподілу гальмівних сил по його бортах.

Об'єкт дослідження – стійкість руху автопоїзда у гальмівному режимі.

Предмет дослідження – вплив характеру розподілу гальмівних сил та кутів встановлення мостів причіпної ланки на курсову стійкість руху автопоїзда у гальмівному режимі.

Методи дослідження передбачали аналіз показників стійкості руху автопоїзда у гальмівному режимі та факторів, які на неї впливають; математичне та чисельне моделювання руху автопоїзда з урахуванням кутів встановлення осей напівпричепа та характеру розподілу гальмівних сил по його бортах; багатоваріантні розрахунки показників стійкості руху автопоїзда у гальмівному режимі з різними схемами перекосу осей напівпричепа та бортової нерівномірності гальмівних сил; експериментальне дослідження стійкості руху автопоїзда у гальмівному режимі з урахуванням впливу величини та напрямку кутів встановлення осей напівпричепа та характеру розподілу гальмівних сил по колесах його бортів.

Наукова новизна дослідження полягає у тому, що:

- встановлено кількісні та якісні показники стійкості руху дволанкового сидельного автопоїзда у гальмівному режимі за різних схем поєднання перекосу мостів напівпричепа та бортової нерівномірності гальмівних сил його осей. Нерівномірність гальмівних сил на колесах правого або лівого борту однаково спричиняє деяке збільшення гальмівного шляху і зростання відхилення траєкторії напівпричепа від траєкторії автомобіля-тягача. Попри незначне зниження ефективності гальмування, при нерівномірності гальмівних сил однієї чи двох осей автопоїзд залишається стійким. Одностороння нерівномірність гальмівних сил усіх осей напівпричепа порушує стійкість автопоїзда;

- показано, що за наявності перекосу осей напівпричепа ефективність гальмування автопоїзда не погіршується. Разом з цим, перекос осей напівпричепа значно погіршує стійкість автопоїзда у гальмівному режимі. Зокрема, при однаковому напрямку перекосу всіх осей та нерівномірності гальмівних сил усіх коліс одного борту напівпричепа, зміщення траєкторії

напівпричепа відносно траєкторії тягача набуває максимального з отриманих у дослідженні значень. У коловому русі найбільш нестійким є автопоїзд з перекосом усіх осей напівпричепа, що не співпадає з напрямком повороту. Відхилення траєкторії напівпричепа в даному випадку в декілька разів перевищує максимально допустиме значення.

Практичну цінність результатів дослідження складають:

- математична модель руху дволанкового сидельного автопоїзда у гальмівному режимі з урахуванням кутів встановлення його осей та характеру розподілу гальмівних сил;
- комп'ютерна модель руху автопоїзда, розроблена у середовищі програмного комплексу Універсальний механізм;
- рекомендації щодо поліпшення стійкості руху дволанкового сидельного автопоїзда у гальмівному режимі з урахуванням кутів встановлення мостів причіпної ланки та характеру розподілу гальмівних сил по бортах її осей.

Достовірність результатів дослідження забезпечена коректним використанням існуючих математичних методів та основних положень теоретичної механіки і теорії автомобіля, застосуванням сучасного сертифікованого контрольно-вимірювального обладнання при проведенні експериментального дослідження та сучасної обчислювальної техніки при математичному опрацюванні отриманих результатів й підтверджується задовільним збігом результатів аналітичних чисельних та експериментальних досліджень.

Особистий внесок здобувача. Всі основні результати, що виносяться на захист, отримані здобувачем самостійно та опубліковані у 15 наукових працях. Роботи [171-173, 178, 179] написані здобувачем самостійно. У роботах, написаних у співавторстві, здобувачу належать: [170] – аналіз силової взаємодії колеса з опорною поверхнею при гальмуванні; [174] – аналіз процесу моделювання складних механічних систем засобами комп'ютерної техніки та розробка алгоритму побудови комп'ютерної моделі автопоїзда у середовищі програмного комплексу Universal Mechanism; [175] – побудова рівнянь

плоскопаралельного руху дволанкового сидельного автопоїзда у гальмівному режимі; [176] – розрахунок та оцінка показників стійкості руху автопоїзда у гальмівному режимі з використанням комп’ютерної моделі; [177] – аналіз результатів експериментальних досліджень стійкості руху автопоїзда з перекосом мостів напівпричепа та нерівномірністю гальмівних сил коліс його осей у гальмівному режимі; [180] – розробка комп’ютерної моделі підвіски, шин, кузова автопоїзда; [181] – аналіз показників динамічності гальмування автопоїзда із застосуванням комп’ютерної моделі; [182] – розробка комп’ютерної моделі основних підсистем автопоїзда; [183] – визначення довжини важеля поворотних цапф; [184] – розробка зубчастих редукторів механізмів повороту осей напівпричепа.

Реалізація роботи. Матеріали дисертаційної роботи впроваджені у ДП «ДержавтотрансНДІпроект» для визначення показників стійкості автопоїздів з різними за величиною та напрямком кутами встановлення мостів напівпричепа і нерівномірності гальмівних зусиль по колесах однієї осі або борту та у ТОВ «УКРПРОМЗЕМТЕСТСТАНДАРТ» для використання під час проведення робіт щодо визначення параметрів гальмівної динамічності автопоїздів для вантажних перевезень із заданими параметрами компоновальної схеми та конструкції їх причіпних ланок.

Апробація результатів роботи. Результати роботи доповідались та обговорювались на наукових конференціях професорсько-викладацького складу і студентів Національного транспортного університету (м. Київ, НТУ, 2014 р. [179], 2015 р. [180]); на міжнародних науково-практичних конференціях “Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту” (м. Вінниця, ВНТУ, 2013 р. [178]), “Отечественная наука в эпоху изменений: Постулаты прошлого и теории нового времени” (м. Єкатеринбург, Національна асоціація вчених, 2015 р. [181]); на міжнародній науково-технічній конференції “Наука – образованию, производству, экономике” (м. Мінськ, БНТУ, 2015р. [182]).

Публікації. Основний зміст дисертації опубліковано у 15 друкованих роботах: серед яких 7 – у фахових виданнях, 1 – в іноземному виданні, 2 патенти на винахід та 5 праць у тезах та матеріалах наукових конференцій.

Структура та обсяг роботи. Дисертація містить вступ, основну частину, яка складається з чотирьох розділів, висновки, список використаних джерел із 184 найменувань на 22 сторінках, два додатки. Повний обсяг дисертації складає 176 сторінок, з них 149 сторінок основного тексту, 49 рисунків, 27 таблиць та два додатки на 4 сторінках.

РОЗДІЛ 1

АНАЛІЗ СТАНУ ПИТАННЯ, МЕТА І ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1 Вибір та обґрунтування критеріїв стійкості руху автопоїзда у гальмівному режимі

1.1.1 Аналіз досліджень стійкості руху автомобіля та автопоїзда при гальмуванні

Для досягнення високих показників продуктивності використання автопоїздів при здійсненні вантажоперевезень необхідно створити умови для їх експлуатації з максимальною ефективністю тобто із максимальним завантаженням та при русі на максимальних швидкостях. Для цього, в першу чергу, потрібно забезпечити дотримання даними транспортними засобами основних експлуатаційних властивостей, що визначають безпеку руху. Серед найбільш важливих техніко-експлуатаційних властивостей автопоїздів, що забезпечують безпеку їх руху, варто виокремити стійкість, зокрема у гальмівному режимі. Адже втрата стійкості часто приводить до створення дорожньо-транспортних пригод, що супроводжуються травмуванням та значними матеріальними втратами.

Характер руху автопоїзда принципово відрізняється від руху одиничного автомобіля. Відмінність можна пояснити наявністю додаткових зусиль, що виникають у шарнірному з'єднанні ланок транспортного засобу, а також сил і моментів, які діють на його окремі ланки та рух транспортного засобу в цілому. Особливо помітним є їх вплив при гальмуванні автопоїзда, яке може супроводжуватися складанням ланок та втратою стійкості транспортного засобу. Це пояснюється тим, що у процесі гальмування на автомобіль діють сили та моменти в різних площинах та напрямках. Під їх впливом змінюється навантаження окремих коліс. Вплив бічних сил призводять до перевантаження коліс одного борту транспортного засобу, а також може спричинити відведення або ковзання його коліс.

Проблемі стійкості руху автомобіля та автопоїзда присвячено багато робіт, оскільки вона є важливою характеристикою, яка визначає його поведінку під впливом зовнішніх факторів. Дослідженню стійкості руху транспортних засобів при гальмуванні присвячені роботи Чудакова Є. О., Певзнера Я. М., Ляпунова О. М., Фалькевича Б. С., Литвинова А. С., Косолапова Г. М., Хачатурова А. А., Антонова Д. А., Закина Я. Х., Ревіна О. О., Гредескула А. Б., Малюгіна П. М., Соцкова Д. О., Хамова І. В., Ревіна С. О., Солнцева О. М., Сахно В. П., Полякова В. М., Подригало М. А., Волкова В. П. та інших науковців.

За визначенням ДСТУ 2886 – 94 стійкістю транспортного засобу під час гальмування називають його здатність зберігати заданий напрям швидкості і задану орієнтацію своїх осей [1].

Проте, слід зазначити, що дослідники стійкості автомобіля та автопоїзда по різному тлумачили даний термін. Наприклад, Фалькевич Б. С. у своїх роботах [2, 3] стійкістю автомобіля називає сукупність його властивостей, які забезпечують рух в заданому напрямку без бокового ковзання чи перекидання.

На основі загальної теорії стійкості О. М. Ляпунова [4], рух механічної системи вважається стійким, якщо створені збурення незначно змінюють його траєкторію. Проте, якщо початкові відхилення з часом збільшуються, то рух можна вважати нестійким.

У своїх дослідженнях [5-8] Чудаков Є. О. характеризує стійкість руху автомобіля під дещо різними точками зору. Зокрема, у ранніх роботах [5] дослідник під стійкістю автомобіля розуміє характеристику, яка впливає на тягові та гальмівні властивості транспортного засобу й обмежує швидкість руху на повороті та інтенсивність гальмування. Згодом стійкістю вчений називає одну із експлуатаційно-технічних властивостей автомобіля, яка полягає у його здатності утримуватися на дорозі з нерівною та слизькою поверхнею [6]. У подальших працях автор замінює термін стійкість на стійкість автомобіля при заносі, яку характеризує як здатність транспортного засобу протистояти боковому ковзанню його осей у різних напрямках [7, 8].

Описуючи поняття стійкості автомобіля, Литвинов А. С. [9] характеризує її як сукупність параметрів, які визначають можливість його стійкого руху за всіма ступенями свободи незакріпленого твердого тіла, за винятком руху в напрямку поздовжньої осі та в напрямку, перпендикулярному до опорної площини. На думку автора стійкість руху автомобіля в напрямку його поздовжньої осі визначається його тяговими та гальмівними якостями.

У своїй роботі [10] Косолапов Г. М. під стійкістю автомобіля розуміє його здатність без участі водія зберігати заданий напрямок руху і протидіяти впливу зовнішніх факторів, що намагаються змінити даний напрямок. Таку позицію автор пояснює обмеженістю психофізичних можливостей водія, який не в змозі повною мірою чинити опір втраті стійкості автомобіля при заносі, що може виникнути, наприклад, при аварійному гальмуванні.

Досліджуючи проблему стійкості автомобіля, Д. А. Антонов, як і більшість науковців, бере за математичну основу теорію стійкості О. М. Ляпунова. На думку дослідника стійкість характеризує здатність автомобіля зберігати задані водієм параметри руху або заданий закон їх зміни після припинення дії збурюючих сил [11]. Вчений вважає, що стійкість автомобіля дозволяє йому рухатися у чітко визначеному напрямку без відхилень та унеможливорює порушення безпеки руху.

На основі аналізу понять стійкості та особливостей гальмування автомобіля, Хамов І. В. [12] робить висновок, що для опису даного процесу найкраще підходять поняття технічної та умовної стійкості. На думку автора, процес гальмування на відміну від рівномірного чи прискореного руху характеризується своєю скінченністю, а тому відхилення параметрів руху автомобіля визначаються не лише величиною та напрямом дії збурюючих впливів, але й ефективністю гальмування, критерієм якої дослідник називає величину гальмівного шляху. Хамов І. В. пропонує вважати автомобіль технічно стійким, якщо показники його руху не виходять за визначені безпечні межі під час гальмування та після зупинки. Умовно стійким, на думку дослідника, автомобіль можна назвати тоді, коли через деякий час після

початку впливу зовнішніх факторів показники його руху не перевищуватимуть граничних значень і водій зможе виправити положення.

Вагомий внесок у дослідження стійкості руху транспортних засобів у різних режимах, зокрема і гальмівному, здійснили науковці школи доктора технічних наук, професора Гредескула А. Б., зокрема Подригало М. А., Волков В. П. та ін..

Працюючи над поліпшенням експлуатаційних властивостей автомобілів та тракторів [13], Подригало М. А. поділяє стійкість колісних машин на два види: стійкість руху та стійкість положення. На думку науковця, стійкість положення транспортного засобу полягає у стійкості проти перекидання у поздовжній та поперечній площинах. Автор зазначає, що стійкість положення є однією із властивостей стійкості руху, оскільки при втраті стійкості положення рух транспортного засобу є неможливим. Аналізуючи особливості стійкості руху колісних машин [13-16], Подригало М. А., Волков В. П. та інші дослідники виокремлюють поняття траєкторної та курсової стійкості. Траєкторна стійкість, на думку авторів, характеризує здатність транспортного засобу зберігати напрямку руху центра мас, а курсова визначає здатність автомобіля зберігати орієнтацію повздовжньої осі. Траєкторна стійкість дозволяє транспортному засобу досить точно рухатися заданою криволінійною траєкторією, а курсова – забезпечує можливість рухатися по прямій, не змінюючи напрямку руху. У роботі [13] Подригало М. А. та Клец Д. М. виокремлюють також поняття статичної та динамічної стійкості. Статична стійкість, на думку дослідників, характеризується відсутністю збуреного руху, а динамічна стійкість виникає при появі збуреного руху та характеризує здатність транспортного засобу повертатися до незбуреного.

Аналізуючи особливості руху транспортних засобів [13-18], дослідники стверджують, що стійкість автомобіля потрібно розглядати при усталеному та неусталеному русі. Стійкість усталеного руху науковці називають властивістю об'єкта, що полягає у здатності зберігати всі параметри та траєкторію руху під дією зовнішніх та внутрішніх збурень. При неусталеному русі стійкість

характеризується здатністю підкорятися керуючим впливам із заданою точністю реалізації параметрів та траєкторії руху.

Під стійкістю усталеного руху дослідники розуміють здатність автомобіля не відхилятися самовільно від траєкторії та параметрів усталеного руху під дією зовнішніх та внутрішніх факторів, що породжують збурення, яких водій не в змозі проконтролювати. Якщо при виникненні різного роду збурень автомобіль зберігає стійкий рух без відхилення від заданих кінематичних параметрів та траєкторії, то він володіє статичною стійкістю. Якщо ж задані кінематичні параметри та траєкторія руху відновлюються після появи відхилень під дією зовнішніх та внутрішніх збурюючих чинників, то автомобіль володіє динамічною стійкістю.

Багато досліджень науковців даної школи спрямовано на забезпечення стійкості руху транспортних засобів у гальмівному режимі, шляхом регулювання та оптимального розподілу гальмівних сил по їх осях; аналіз та вдосконалення конструкції існуючих та розробку нових зразків регуляторів гальмівних сил; дослідження впливу порушень роботи гальмівних механізмів на стійкість автомобілів та тракторів при гальмуванні; дослідження впливу на експлуатаційні властивості транспортних засобів різних значень коефіцієнта використання зчіпних мас та ін. [13-16, 18-22 та ін.].

Грунтовні дослідження експлуатаційних властивостей автомобілів та автопоїздів проведені доктором технічних наук, професором, В. П. Сахно, В. М. Поляковим та їх учнями [23-30 та ін.]. Вивчаючи стійкість транспортних засобів у різних режимах руху, науковці дотримуються тлумачення стійкості, як здатності транспортного засобу зберігати заданий напрямок руху та задане положення його осей і ланок під дією зовнішніх та внутрішніх збурень. При цьому дослідники розрізняють стійкість транспортного засобу проти бічного заносу (курсова стійкість), стійкість проти перекидання (стійкість щодо кута крену) та стійкість проти складання (для автопоїздів) [30].

Працюючи над дослідженням стійкості автомобілів, Сахно В. П., Вербицький В. Г. та інші [29] аналізують поняття курсової та траєкторної

стійкості. На думку науковців, курсовою стійкістю автомобіля є стійкість по орієнтації його поздовжньої осі, вона тісно пов'язана з поняттям «напрямок руху», а траєкторною – стійкість по напрямку траєкторії руху. Дослідники зауважують, що дані поняття не надто чітко відокремлені одне від одного. Науковці стверджують, що стійкість забезпечує збереження заданого водієм режиму руху автомобіля, та унеможливорює самовільне відхилення параметрів, змінювати які може лише водій. Підсумовуючи, автори дають визначення курсової стійкості руху (КСР) автомобіля, як його властивості зберігати заданий напрямок руху, та чинити опір впливу збуренням, що намагаються відхилити транспортний засіб від даного напрямку.

Проведений аналіз робіт вітчизняних та зарубіжних науковців дозволив з'ясувати, що в своїх працях дослідники не використовують єдино прийнятого тлумачення поняття стійкості транспортного засобу в гальмівному режимі руху. В більшості, кожен з них акцентує увагу на певних окремих особливостях даної властивості. Проте, незважаючи на певне розходження у тлумаченні терміну, усі автори вважають стійкість важливою характеристикою транспортного засобу, яка дозволяє йому зберігати заданий напрямок руху, не відхилятися від нього під впливом прикладених сил та моментів.

1.1.2 Фактори, які впливають на стійкість руху транспортних засобів у гальмівному режимі

У ході проведення досліджень вчені виділяють різні фактори, які порушують стійкість руху транспортних засобів у гальмівному режимі. Зокрема, у роботі [31] Ревін О. О., аналізуючи фактори, які впливають на стійкість автомобіля при гальмуванні, поділяє їх на дві групи: зовнішні та внутрішні. До зовнішніх дослідник відносить дорожні фактори, пов'язані зі зміною погодно-кліматичних умов, які впливають на зчеплення шин з опорною поверхнею, та провокують появу ділянок з поперечною неоднорідністю коефіцієнта зчеплення. Також до цієї групи автор відносить наявність поперечних нахилів дорожнього покриття, вплив аеродинамічних сил,

прикладених в боковому напрямку, вплив відцентрових сил, які діють на криволінійних ділянках доріг.

До внутрішніх Ревін О. О. відносить фактори, обумовлені технічним станом конструктивних елементів автомобіля.

В основу даного поділу автором покладений характер взаємодії транспортного засобу, як механічної системи, зі зовнішнім середовищем.

У своєму дослідженні [32] Соцков Д. О. також здійснює поділ факторів, що впливають на стійкість руху автомобілів та автопоїздів, виділяючи три основні групи: 1) зовнішні фактори, які залежать від погодно-кліматичних умов та стану дороги, 2) внутрішні, які залежать від технічного стану автомобіля, 3) конструктивні, що залежать від досконалості конструкції гальмівної системи транспортного засобу.

Аналізуючи зовнішні фактори, автор відводить значну роль нерівномірності коефіцієнта зчеплення під лівим і правим бортами автомобіля, яка може спричинити появу обертового моменту в горизонтальній площині, величина якого для двовісного автомобіля визначається:

$$M = 0,25Gl(\varphi_n - \varphi_j), \quad (1.1)$$

де G – вага автомобіля, l – колія, φ_n , φ_j – коефіцієнти зчеплення шин з дорогою під правим і лівим колесами відповідно.

Ще одним важливим фактором, який на думку дослідника може порушити стійкість автомобіля, особливо при гальмуванні з низькими зчіпними властивостями, є наявність поперечних нахилів дороги. У даному випадку при гальмуванні на автомобіль у боковому напрямку діятиме сила:

$$F_y = G \sin \gamma^*, \quad (1.2)$$

де γ^* – поперечний нахил дороги.

На думку Я. М. Певзнера [33] порушення стійкості автомобіля може виникнути при визначених умовах його взаємодії з опорною поверхнею, а також внаслідок інерційних та аеродинамічних явищ. До таких умов автор відносить нерівності дорожньої поверхні, наявність поздовжніх та поперечних нахилів, а також різницю у величині дотичних реакцій на правому та лівому колесах та нерівномірність сил зчеплення. Вчений вважає, що деякі з таких факторів можуть спричинити коливання керованих коліс автомобіля, що відобразатиметься на траєкторії його руху. На думку дослідника, при втраті стійкості транспортного засобу може виникнути занос. При цьому, автор розрізняє занос першого та другого роду [33]. Занос першого роду супроводжується ковзанням коліс лише задньої осі, а при заносі другого роду відбувається ковзання коліс і передньої, і задньої осей.

Ряд дослідників [7, 8, 10, 15, 16, 21, 22, 31, 32, 35 та ін.] можливим фактором втрати стійкості автомобіля при гальмуванні називають появу обертового моменту у горизонтальній площині, який виникає через нерівномірність дії гальмівних механізмів, що обумовлює появу різних за величиною гальмівних моментів на колесах однієї осі транспортного засобу. Поява такого моменту може спричинити занос транспортного засобу, а при гальмуванні автопоїзда – складання його ланок.

Серед причин, які можуть викликати різну ефективність дії гальмівних механізмів дослідники виділяють: збільшення зазорів між гальмівним барабаном та накладками, попадання вологи чи мастильних речовин на деталі тертя, заїдання деталей опорно-розтискного пристрою, відхилення коефіцієнта тертя гальмівної пари від номінального значення, наявність певних дефектів деталей гальмівного механізму та ін. [7, 8, 10, 31, 32, 34 та ін.].

На основі досліджень процесу гальмування транспортних засобів Є. О. Чудаков [8] висловив припущення щодо можливого погіршення стійкості автомобілів при гальмуванні через різницю у загальмовуванні лівого та правого коліс однієї осі. Для оцінки даного явища вчений використав коефіцієнт розподілу сумарної гальмівної сили по лівому та правому колесах:

$$K_n = \frac{M_j}{M_j + M_j'}, \quad (1.3)$$

де M_j, M_j' – гальмівні моменти на лівих та правих колесах.

У своїй роботі науковець провів теоретичне дослідження впливу даного коефіцієнту на стійкість автомобіля. Автор зазначив, що нерівномірність дії гальмівних моментів на колесах автомобіля породжує в горизонтальній площині обертовий момент, який обумовлює появу бокових реакцій на осях транспортного засобу, величину яких можна визначити за формулою:

$$Y_n = Y_j = (2K_n - 1)\gamma_t G 0,5B, \quad (1.4)$$

де γ_t – коефіцієнт гальмівної сили, який показує відношення загальної гальмівної сили до ваги автомобіля G ; B – ширина колії.

У ході теоретичного дослідження процесу гальмування триланкового автопоїзда [34] О. М. Солнцев також досліджував вплив нерівномірної дії гальмівних механізмів на показники його стійкості при гальмуванні. На основі проведеного дослідження автор встановив, що нерівномірність впливу гальмівних моментів спричиняє втрату стійкості автопоїзда при гальмуванні з початкових швидкостей, які відповідають експлуатаційним нормам для даного транспортного засобу. Також науковець зазначив, що найбільш нестійкою ланкою досліджуваного автопоїзда виявився автомобіль-тягач, який першим виходив за межі «безпечного коридору» у всіх досліджених випадках гальмування.

Стійкість автомобіля при гальмуванні значною мірою залежить від розподілу гальмівних сил між осями транспортного засобу. Над дослідженням даної проблеми у різний час працювали Д. А. Антонов, Л. В. Гуревич, Д. О. Соцков, М. А. Подригало, В. П. Волков та інші вчені. Зокрема Д. О. Соцков [32] вважає, що для покращення стійкості автопоїзда при

гальмуванні необхідно, щоб усі його осі одночасно наближалися до межі блокування. На думку автора це завдання можна вирішити лише шляхом регулювання гальмівних сил на всіх осях автопоїзда. Дослідник стверджує, що використання регуляторів гальмівних сил необхідно сприймати як мінімальний крок по забезпеченню стійкості та ефективності гальмування автомобіля. Ефективність таких пристроїв залежить від стабільності характеристик підвіски, гальмівних механізмів та правильності вибору їх конструктивних параметрів. Використання регуляторів гальмівних сил, на думку автора, дозволяє наблизити гальмівні якості транспортних засобів як всередині однієї категорії, так і між категоріями.

Грунтовне дослідження проблеми регулювання гальмівних сил по осях автомобіля виконане Л. В. Гуревичем. У роботі [17] автор стверджує, що для того, щоб запобігти зменшенню ефективності гальмування через використання не в повній мірі зчіпної маси автомобіля та забезпечити одночасне блокування передніх та задніх коліс транспортного засобу, необхідно реальну характеристику гальмівних сил наблизити до ідеальної. На думку автора це можна зробити шляхом використання регуляторів гальмівних сил.

Працюючи над дослідженням процесу гальмування автомобіля, Д. А. Антонов [11] встановив, що розподіл гальмівних сил по осях транспортного засобу необхідно здійснювати відштовхуючись від діючих нормальних навантажень. Розподіл гальмівних сил, на думку автора, потрібно здійснювати пропорційно нормальним навантаженням. Проте автор зазначив, що це не забезпечить максимальної ефективності гальмування. Тому для підвищення його ефективності дослідник запропонував ввести в гальмівну систему динамічний розподілювач гальмівних сил по осях транспортного засобу, який реагує на зміни нормальних навантажень. При цьому Антонов зазначив, що розподіл гальмівних сил найкраще виконувати з певним запасом, приблизно на 5% більшим від величини нормальних навантажень.

На думку О. М. Солнцева [34] для оцінки розподілу гальмівних сил по осях транспортного засобу можна використовувати поняття питомих гальмівних сил осей автомобіля або ланок автопоїзда γ_{T1} :

$$\gamma_{T1} = \frac{P_{T1}}{Z_1}, \quad (1.5)$$

де P_{T1} – гальмівна сила окремої осі або ланки автопоїзда; Z_1 – нормальна реакція на колеса осі або ланки автопоїзда.

На думку автора оптимальний розподіл гальмівних сил по осях транспортного засобу відбуватиметься тоді, коли питомі гальмівні сили всіх осей будуть рівними. Тобто для автомобіля з n осей буде справджуватися рівність:

$$\gamma_{T1} = \gamma_{T2} = \dots = \gamma_{Tn} \quad (1.6)$$

А максимальна ефективність гальмування транспортного засобу буде забезпечена при повному використанні зчіпної маси на кожній осі. В такому випадку виконуватиметься умова:

$$\gamma_{T1} = \varphi_x, \quad (1.7)$$

де φ_x – коефіцієнт зчеплення.

Досить ґрунтовно проблема розподілу гальмівних сил по осях транспортного засобу описана М. А. Подригалю, В. П. Волковим, В. І. Кирчатим, А. А. Бобошко [14, 18, 19]. Зокрема дослідниками проаналізовано вплив бічної сили на розподіл гальмівних сил між осями транспортного засобу, охарактеризовано способи та пристрої для регулювання гальмівних сил при дії бічної сили, а також проведена оцінка ефективності оптимального регулювання гальмівних сил для умовного автомобіля.

Аналізуючи особливості робочих процесів транспортних засобів при гальмуванні, М. А. Подригало, В. П. Волков та інші [13, 15, 16] зауважують, що через нестабільність параметрів гальмівної системи чи випадкову зміну значення коефіцієнта зчеплення в процесі гальмування автомобіля може відбутися блокування усіх його коліс, або коліс однієї осі. В даному випадку відбудеться стрибкоподібне зростання нормального навантаження передніх коліс та зниження навантаження задніх. Це може спричинити блокування задніх коліс транспортного засобу, та як наслідок його занос. Для уникнення даного явища науковці рекомендують здійснювати розподіл загальної гальмівної сили по осях транспортного засобу, враховуючи усю множину факторів, які діють на транспортні засоби в реальних умовах експлуатації. На основі проведених досліджень науковцями також обґрунтована черговість блокування коліс автомобіля в різних фазах процесу його гальмування для забезпечення оптимальних показників стійкості, керованості та ефективності гальмування.

У своїй роботі [35] Т. Кадиршаєв досліджував вплив черговості блокування осей автопоїзда на його стійкість при гальмуванні. На основі моделювання та проведених експериментальних досліджень науковцем встановлений взаємозв'язок між черговістю блокування осей автомобільного поїзда у складі автомобіля ЗІЛ-130 і двох двовісних причепів та його стійкістю при гальмуванні. Автором визначена оптимальна послідовність блокування осей автопоїзда, яка повинна бути такою: 1-3-5-2-4-6 для забезпечення мінімального гальмівного шляху при збереженні стійкості. Близькою до оптимальної дослідник вважає і таку послідовність: 1-3-5-4-2-6. На думку автора, забезпечити таку послідовність блокування осей можна шляхом регулювання переміщення штоків гальмівних камер осей автопоїзда.

Ще одним фактором, який впливає на стійкість автопоїзда при гальмуванні є асинхронність у тривалості спрацювання гальмівних механізмів ланок автопоїзда, що зумовлює динамічне та кінематичне неузгодження руху тягача та причепа. Згідно з нормативним документом ДСТУ 3649:2010 [36]

асинхронність у тривалості спрацювання гальмівних механізмів ланок автопоїзда має бути не більше ніж 0,3 с.

У роботі [34] О. М. Солнцев досліджував вплив часу спрацювання гальмівних механізмів автопоїзда на ефективність його гальмування. Дослідження проводилося для триланкового автопоїзда на дорозі з коефіцієнтом зчеплення $\phi_x = 0,6$. Аналізуючи вплив швидкодії спрацювання гальмівних механізмів на стійкість автопоїзда при гальмуванні, О. М. Солнцев встановив, що найкраща стійкість досліджуваного автопоїзда забезпечується тоді, коли першими загальмовуються причепа, починаючи з останнього.

1.1.3 Критерії стійкості руху автомобілів та автопоїздів у гальмівному режимі

У ході проведених досліджень, науковці окрім факторів, які впливають на стійкість, виокремили ряд показників, які дозволяють характеризувати стійкість автомобілів при гальмуванні, проводити її оцінку. Зокрема, досліджуючи стійкість руху автомобіля, Є. О. Чудаков [7] виокремив такі критерії для її оцінки:

- початок бокового ковзання осі, яке супроводжується пробуксовуванням і боковим ковзанням внутрішнього колеса;
- початок пробуксовування і бокового ковзання внутрішнього колеса осі.

Досліджуючи проблему стійкості транспортних засобів, у роботі [33], Я. М. Певзнер у якості критерію стійкості при заносі запропонував використовувати критичну кутову швидкість $\omega_{кр}$:

$$\omega_{кр} = \phi g / v, \quad (1.8)$$

де ϕ – коефіцієнт зчеплення коліс з дорогою;

v – швидкість руху транспортного засобу.

На основі проведених досліджень автор з'ясував, що при $\omega \leq \omega_{кр}$ рух транспортного засобу стійкий, а при $\omega > \omega_{кр}$ рух нестійкий.

У своїй роботі [12] І. В. Хамов використовує такі критерії для оцінки стійкості та ефективності гальмування автомобіля:

- δ – лінійне відхилення від заданої смуги руху;
- δ^* – лінійне відхилення від лінії напрямку руху;
- γ – кутове відхилення від лінії напрямку руху;
- S_T – гальмівний шлях;
- $\Delta\omega_1$ – приріст кутової швидкості автомобіля через 1 секунду після початку гальмування;
- $\Delta\gamma_1$ – приріст курсового кута автомобіля через 1 секунду після початку гальмування.

На основі аналізу умов руху автомобілів по автомагістралях [31] Ревін О. О. встановив, що найбільш повно їх положення характеризує динамічний коридор, який утворюється максимально віддаленими точками кузова автомобіля при його гальмуванні. На думку дослідника оцінка технічної стійкості автомобіля на основі порівняння отриманого при дослідженні динамічного коридору із коридором, визначеним нормативними документами, дозволить наблизити встановлені обмеження до вимог щодо безпеки руху.

Над встановленням та аналізом критеріїв стійкості руху транспортних засобів у гальмівному режимі та нормуванням гальмівних властивостей автомобілів та автопоїздів працювали також автори робіт [37-40]. Аналізуючи дані роботи з'ясовуємо, що в якості критеріїв стійкості руху автомобілів та автопоїздів у різних режимах руху використовують кутові та лінійні відхилення транспортних засобів від заданої траєкторії руху; бічні відхилення траєкторії причіпної ланки від траєкторії автомобіля-тягача, максимальне значення яких не повинно перевищувати $\pm 3\% B_T$ (B_T – габаритна ширина ланки); кут складання автопоїзда.

Досліджуючи можливі шляхи покращення стійкості автомобіля при гальмуванні [41], П. М. Малюгін використовує такі критерії для оцінки стійкості автомобіля:

- лінійне відхилення автомобіля від заданої траєкторії;
- кутове відхилення автомобіля від заданої траєкторії;
- час спрацювання гальмівних механізмів;
- відхилення центра мас автомобіля від заданої траєкторії.

На основі проведених досліджень автор стверджує, що при дорожніх випробуваннях стійкості руху автомобіля при гальмуванні можна обмежитися лише оцінкою відхилення центра його мас від заданої траєкторії.

У роботі [32] Д. О. Соцков виділив такі критерії стійкості та ефективності гальмування автомобілів:

- лінійне відхилення транспортного засобу від заданої траєкторії руху;
- кутове відхилення транспортного засобу від заданого напрямку руху;
- кут складання автопоїзда;
- величина гальмівного шляху;
- максимальне і середнє сповільнення.

Досліджуючи вплив нерівномірності дії гальмівних механізмів на показники стійкості автопоїзда при гальмуванні [34], О. М. Солнцев, в якості критеріїв стійкості, використовував кути повороту автомобіля-тягача та причепів γ у горизонтальній площині та відхилення автопоїзда від заданого «безпечного коридору», шириною 3 м.

Працюючи над покращанням показників стійкості триланкових автопоїздів у граничних режимах руху [42], Кузнєцов Р. М. узагальнюючим параметром, що характеризує стійкість автопоїзда в режимі гальмування, приймав початкову швидкість руху v_0 , за якої автомобіль-тягач і причіпні ланки не виходять за межі ширини смуги руху.

На сьогодні гальмівні властивості транспортних засобів та показники їх стійкості у гальмівному режимі регламентують такі нормативні документи: ДСТУ 2886:94 “Автотранспортні засоби. Гальмівні властивості. Терміни та визначення”, ДСТУ 3736:98 “Стійкість дорожньо-транспортних засобів. Терміни та визначення”, ДСТУ 3310:96 “Засоби транспортні дорожні. Стійкість. Методи визначення основних параметрів випробуванням”, ДСТУ UN/ECE R 13-09:2002 (Правила ЄЕК ООН № 13) “Єдині технічні приписи щодо офіційного схвалення типу транспортних засобів категорій M N та O стосовно гальмування”, ДСТУ 3649:2010 “Колісні транспортні засоби. Вимоги щодо безпечності технічного стану та методи контролювання” [1, 36, 43-45]. Зокрема, з їх використанням встановлюються основні терміни та визначення, що стосуються гальмівних властивостей, визначаються особливості проведення досліджень та відбувається нормування гальмівних властивостей автомобілів та автопоїздів.

Згідно із нормативним документом [36] основними критеріями стійкості та ефективності гальмування транспортних засобів є: лінійне відхилення від коридору руху, шириною 3,5 м; загальна питома гальмівна сила γ_z ; коефіцієнт нерівномірності гальмівних сил осі; тривалість спрацювання гальмівної системи; усталене сповільнення $j_{уст}$; гальмівний шлях S_z ; початкова швидкість гальмування v_0 , час гальмування.

1.2 Аналіз систем забезпечення стійкості руху автомобілів та автопоїздів у гальмівному режимі

Покращення стійкості транспортних засобів в процесі гальмування досягають шляхом обмеження впливу факторів, які чинять на неї негативний вплив. Для цього на сьогодні розроблено значну кількість технічних пристроїв, які, наприклад, дозволяють регулювати синхронність спрацювання гальмівних приводів, здійснюють розподіл гальмівних сил по осях автомобіля, обмежують величину гальмівних моментів на колесах для уникнення їх передчасного блокування, унеможливають складання ланок автопоїзда шляхом блокування

поворотних пристроїв причепів та ін.. Загалом з усіх пристроїв, які допомагають забезпечувати стійкість автомобіля при гальмуванні найбільш вживаними є:

- Регулятори гальмівних сил (РГС);
- Системи автоматичного регулювання гальмівних моментів коліс автомобіля або антиблокувальні системи (АБС);
- Електронні гальмівні системи (EBS);
- Системи електронної стабілізації руху (ESP).

Проведемо дослідження особливостей роботи даних систем, для визначення перспективи їх використання при вирішенні проблеми збереження стійкості автопоїздів у процесі гальмування.

Як зазначалося раніше регулятори гальмівних сил (РГС) використовують для розподілу гальмівної сили по осях транспортного засобу. Головна вимога до даних систем [12, 17] полягає у забезпеченні кращого використання зчіпної маси автомобіля та забезпечення випереджуючого блокування передніх коліс при гальмуванні у різних експлуатаційних умовах.

Проблемами розподілу гальмівних сил та удосконаленням регуляторів займалися Д. А. Антонов, Л. В. Гуревич, Р. А. Меламуд, Г. М. Косолапов, Д. О. Соцков, О. М. Солнцев, М. А. Подригало, В. П. Волков та інші вчені.

На основі аналізу робіт [10, 11, 14-17, 34, 46, 47], охарактеризуємо особливості конструкції та робочий процес регуляторів гальмівних сил.

Регулятори гальмівних сил встановлюють тільки на задні колеса двовісного автомобіля. Вони обмежують тиск у задніх гальмівних механізмах та не допускають першочергового блокування задніх коліс, хоча самого блокування коліс не усувають [46]. Завдяки своєму впливу РГС забезпечують стійкість автомобіля під час гальмування, захищаючи його від заносу.

Регулятори гальмівних сил характеризують робочою характеристикою, яка є графіком залежності тиску в задніх циліндрах P_2 гальмівних механізмів від тиску в передніх P_1 (рис. 1.1). Робоча характеристика регулятора

характеризується [14-17] точкою спрацювання регулятора p (показує на характеристиці місце, до якого $P_1=P_2$) та коефіцієнтом передачі регулятора α_0 .

Залежно від робочих характеристик РГС поділяють на два види [17]:

- Обмежувачі тиску, які в межах $p > p_0$ просто обмежують тиск в задньому контурі приводу (на задніх колесах). Для даного типу РГС коефіцієнт передачі $\alpha_0 = 0$. Такий тип регуляторів отримав обмежене поширення через те, що їх реальна робоча характеристика надто відрізняється від ідеальної.

- Компенсатори тиску, які після досягнення точки p змінюють нахил характеристики, при цьому справджується рівність $\alpha_0 < \alpha$. Такий тип регуляторів більш поширений.

Компенсатори тиску, залежно від характеру роботи, поділяють на такі типи [14-17, 46]:

- променеві, в яких $P_2 = \alpha \cdot P_1$ (рис. 1.1 а);
- з постійною точкою спрацювання (рис. 1.1 б);
- з постійною точкою спрацювання і пропорційним клапаном (рис. 1.1 в);
- зі змінною точкою спрацювання та змінним коефіцієнтом передачі регулятора (рис. 1.1 г).

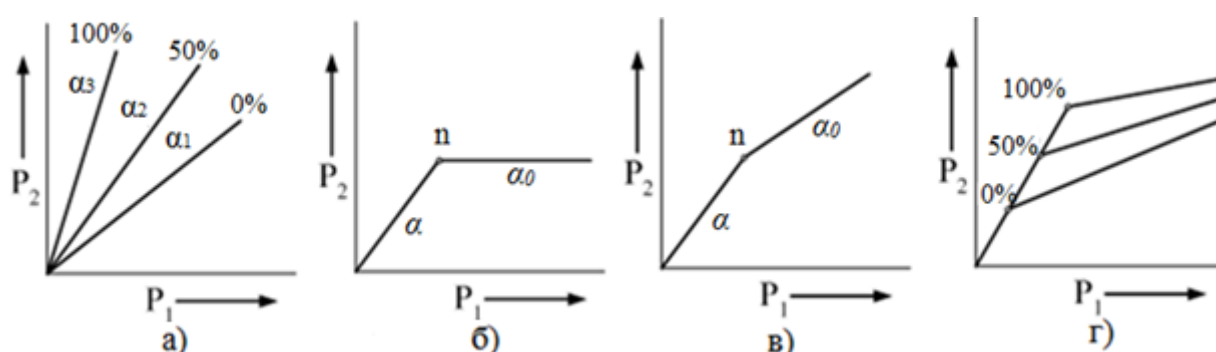


Рисунок 1.1 – Робочі характеристики РГС:

а) променеві; б) з постійною точкою спрацювання; в) з постійною точкою спрацювання і пропорційним клапаном; г) зі змінною точкою спрацювання і змінним коефіцієнтом передачі регулятора; α – коефіцієнт передачі регулятора; P_1 , P_2 – тиск у робочих циліндрах відповідно передніх і задніх гальмівних механізмів

У процесі роботи РГС використовують інформацію про стан автомобіля, тому, залежно від конструктивних особливостей, РГС можуть використовувати такі параметри як, прогин підвіски, тиск робочого тіла в гальмівній системі, поздовжнє та бокове прискорення автомобіля та інші [12].

Регулятори гальмівних сил використовуються на багатьох транспортних засобах, але особливо ефективними [17] є при застосуванні на автомобілях із короткою базою та високим розміщенням центра мас, а також на автомобілях з великою різницею статичних і динамічних нормальних навантажень.

До основних переваг використання регуляторів гальмівних сил можна віднести [32]:

- порівняно низьку вартість обладнання автомобіля РГС у порівнянні з АБС;
- робочий процес РГС не супроводжується появою пульсації гальмівних сил, що унеможливорює виникнення додаткових динамічних навантажень на ходову частину автомобіля;
- при відмові РГС робоча гальмівна система автомобіля залишається працездатною;
- використання РГС не потребує додаткових навиків водіння автомобілем;
- використання регуляторів дозволяє зблизити гальмівні властивості транспортних засобів.

На роботу РГС впливають такі фактори, як точність їх встановлення, зношення ресорних опор, остаточна деформація ресор, поворот заднього моста, та ін.. Через відсутність безпосереднього зв'язку із колесами автомобіля, РГС не в змозі протидіяти впливу бортової нерівномірності коефіцієнта зчеплення та нерівномірній дії гальмівних моментів на колесах однієї осі транспортного засобу, що можна віднести до недоліків РГС.

Над проблемами розробки, дослідженням особливостей роботи та вдосконаленням конструкцій АБС працювали Гуревич Л. В., Меламуд Р. А.,

Ревін О. О., Косолапов Г. М., Фалькевич Б. С., Малюгін П. М., Соцков Д. О., Хамов І. В., Ревін С. О., Солнцев О. М., Волков В. П., Kienhöfer F., Cebon D. та інші вчені.

На основі вивчення робіт [10, 12-17, 31, 32, 34, 41, 46-57 та ін.], проведемо аналітичний огляд конструктивних особливостей антиблокувальних систем та розглянемо принцип їх дії.

Сучасні системи автоматичного усунення юзу коліс при гальмуванні прийнято називати антиблокувальними системами (АБС). Вони призначені для забезпечення ефективного гальмування автомобіля у різних умовах при збереженні його стійкості. В загальному суть роботи АБС [41] зводиться до регулювання гальмівних моментів коліс автомобіля для підтримання їх кутових швидкостей в діапазоні, який забезпечуватиме оптимальне співвідношення гальмівної ефективності та стійкості транспортного засобу.

Конструктивно, усі існуючі АБС включають в себе три головні складові [17, 31, 47-53]: датчики, які встановлюють на колесах автомобіля для отримання інформації про швидкість їх обертання; електронний блок, завданням якого є отримання та обробка інформації; модулятор або блок модуляторів, які змінюють тиск в гальмівній системі. Основним параметром, яким керується АБС в процесі роботи, є частота обертання колеса, що вимірюється датчиком.

У роботах [12, 17, 47-53] сформульовані вимоги до антиблокувальних систем. Проте, слід зазначити, що сучасні АБС не можуть повною мірою відповідати усім поставленим вимогам, особливо тим, які стосуються вартості, але усі вони значно покращують стійкість автомобіля при гальмуванні.

У процесі роботи АБС не допускають блокування ні передніх, ні задніх коліс автомобіля під час гальмування. При цьому колеса автомобіля будуть знаходитися на межі блокування. В даному випадку коефіцієнт зчеплення ϕ досягає максимального значення, а значить, сповільнення буде максимальним.

Завдяки обмеженню блокування коліс АБС підвищує курсову стійкість автомобіля. Вона зменшує тиск у гальмівних механізмах відповідних коліс

доти, поки між шиною і покриттям не відновиться тертя спокою, при якому можлива передача максимального гальмівного зусилля. При цьому відновлюється можливість колеса сприймати бічні зусилля, тобто зберігається керованість автомобіля.

При обладнанні автомобілів АБС використовують різноманітні структурні схеми [46-54]. В загальному, під структурною схемою встановлення АБС [31, 48] розуміють функціональний взаємозв'язок її елементів, їх кількість, ступінь обслуговування коліс, по відношенню до всієї гальмівної системи. Принциповою відмінністю, яка визначає ту чи іншу структурну схему є відношення елементів системи до одного, двох чи групи коліс. Якщо елементи системи керують кожним колесом окремо, то йде мова про незалежну схему встановлення. В даному випадку кожне з коліс обладнується окремим датчиком. Якщо одним виконавчим механізмом регулюється робота пари коліс, то така схема називається залежною. Залежна схема в свою чергу може бути мостовою, бортовою чи діагональною. При організації керування гальмуванням групи коліс, йде мова про групову схему встановлення АБС.

У роботі [51] автори рекомендують при обладнанні автомобільних поїздів АБС використовувати конструкції з різними системами управління для керованих і некерованих осей. Дослідники зауважують, що керовані осі потрібно обладнувати системами із незалежним управлінням, що дозволить поліпшити характеристики сповільнення транспортного засобу. Некеровані осі автопоїзда, за рекомендацією дослідників, необхідно обладнувати системами із залежним управлінням.

Отже, на основі проаналізованих робіт можна зробити висновок, що АБС дозволяє покращити стійкість автомобіля при гальмуванні, зберігає при цьому високу керованість та плавне гальмування без ривків, також АБС володіє хорошою адаптацією до зміни зовнішніх умов. До переваг цієї системи можна віднести й те, що при виході АБС з ладу забезпечується можливість гальмування автомобіля.

Проте, попри значні переваги над РГС, АБС також має певні недоліки. Зокрема, піддається впливу перешкод, спричинених зміною нормального навантаження колеса, зміною гальмівного моменту гальмівного механізму через неточності при його виготовленні, а також через наявність електромагнітних полів. Великим недоліком АБС є висока вартість обладнання. Також до недоліків слід віднести й те, що вона знижує ефективність шипованих шин при гальмуванні на засніженій та покритій льодом дорозі.

Варто зазначити, що на сьогодні із розвитком техніки та електроніки проводиться багато робіт щодо подальшого вдосконалення антиблокувальних систем, для забезпечення ще кращої стійкості транспортних засобів у процесі гальмування.

Одним із варіантів вдосконалення систем, які забезпечують стійкість транспортних засобів у гальмівному режимі є розробка фірми Westinghouse Air Braking Company (WABCO) [58-61], що являє собою електронну гальмівну систему – Electronic Brake System (EBS). Дана гальмівна система побудована на основі пневматичної, у якій використані гальмівні апарати з електронним керуванням, що підвищує її швидкодію. Принципова схема автомобіля-тягача, обладнаного системою EBS зображена на рисунку 1.2.

Принцип дії системи EBS [58-61] близький до ABS. Дана система отримує інформацію про швидкість обертання коліс за допомогою електромагнітних датчиків, розміщених у колесах. У процесі гальмування, при натисканні водієм на педаль гальм, окрім збільшення тиску в гальмівній магістралі генерується пропорційний до нього електричний сигнал. Пропорційний клапан керує тиском повітря у виконавчих гальмівних механізмах передньої осі і працює спільно з клапанами системи ABS. Модулятор тиску містить вбудований електричний модуль, який відповідно до електричних сигналів керує тиском виконавчих гальмівних механізмів задньої осі автомобіля-тягача. Також електричний модуль на основі опрацювання сигналів колісних датчиків, визначає кутову швидкість коліс та оцінює ступінь спрацювання гальмівних колодок. В контур гальмівного приводу задньої осі

включено регулятор гальмівних сил, що додатково покращує стійкість автопоїзда в процесі гальмування.

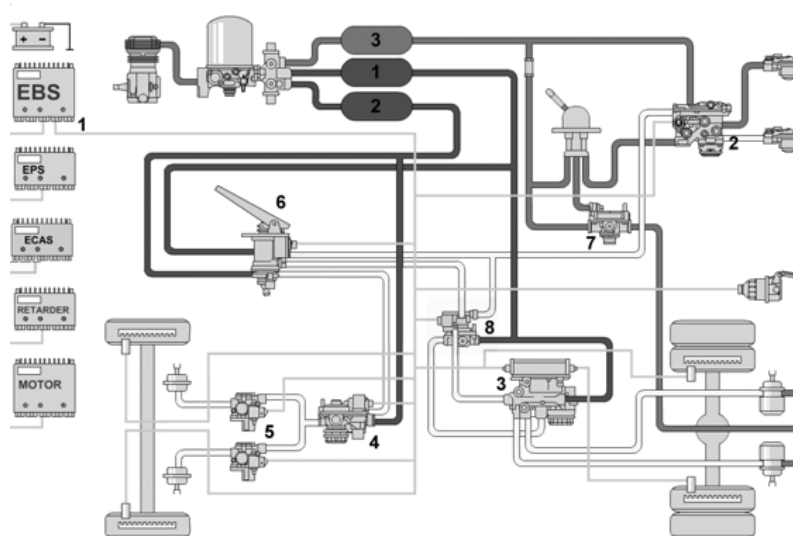


Рисунок 1.2 – Принципова схема гальмівного приводу EBS автомобіля-тягача:

1. Центральний модуль EBS, 2. Клапан управління гальмами причепа, 3. Модулятор осі, 4.

Пропорційний клапан, 5. ABS модулятор, 6. Датчик гальмівної педалі, 7. Клапан реле, 8.

Розподільний клапан задньої осі.

Для керування роботою гальмівних механізмів причепа, система обладнана відповідним клапаном, який окрім пневматичного має й електронне керування. Залежно від інтенсивності гальмування електронний модуль визначає необхідну величину тиску в гальмівному приводі автомобіля-тягача та причепа і надсилає відповідний сигнал до клапанів та модуляторів. При цьому забезпечується найвища ефективність та стійкість гальмування.

Фірма WABCO розробила систему EBS як для автомобілів-тягачів, так і для причіпних ланок [58, 59]. Для синхронізації ланок використовують спеціальний електричний роз'єм, який забезпечує передачу даних від центрального модуля по високошвидкісній шині. Проте, слід зазначити, що до автомобіля-тягача з EBS можна приєднувати також причепа зі звичайними гальмівними приводами. Існують також розробки даної гальмівної системи для обладнання автобусів [60].

Система EBS налагоджена таким чином, що при відмові електронної складової, зберігається працездатність пневматичної гальмівної системи, що дозволяє здійснювати гальмування автопоїзда, проте з меншою ефективністю.

Основним недоліком даної системи є висока вартість через використання дорогого електронного обладнання, але зі зростанням виробництва вартість системи повинна знизитися.

Поряд з EBS на сьогодні активно розвиваються системи електронної стабілізації руху та системи автоматичного керування гальмуванням автопоїздів. У роботах [62, 63] представлено розробки таких систем. Порівняно з EBS дані системи включають додатково датчики, що вимірюють гальмівні моменти коліс, датчик, що аналізує силу взаємодії ланок в зчіпному пристрої, та електронний блок керування, пов'язаний з модулятором тиску.

Принцип їх роботи ґрунтується на аналізі силової взаємодії між тягачем та причіпною ланкою. В процесі гальмування, системи автоматизованого керування забезпечують створення зусилля розтягу в зчіпному пристрої, що попереджає складання ланок автопоїзда. На основі інформації з датчика, що розташований у зчіпному пристрої, електронний блок управління формує сигнал для керування гальмівними механізмами ланок автопоїзда та включає або відключає їх.

До переваг таких систем варто віднести [63]:

- скорочення часу спрацювання;
- можливість точного приведення питомої гальмівної сили причепа до питомої гальмівної сили тягача на всіх режимах експлуатації;
- наявність зворотного зв'язку в системі керування;
- легке дообладнання системи для роботи в режимі ABS.

За словами науковців, беззаперечною перевагою розробленої системи є те, що більшість причепів, які зараз експлуатуються можна переобладнати за запропонованою схемою. А оскільки в конструкції збережено всі існуючі прилади, то при відмові електронної складової, штатна гальмівна система виконуватиме роль запасної.

1.3 Вплив конструктивних та експлуатаційних факторів на динаміку гальмування автопоїзда

Тенденція щодо зростання швидкісних режимів руху та збільшення рівня завантаження сучасних автопоїздів вимагає підвищення безпеки їх використання. Це в свою чергу відображається на формуванні вимог до всіх систем, що входять до складу транспортного засобу. Особливо це стосується гальмівних систем автопоїздів, які повинні дозволяти водієві регулювати швидкість руху в широкому діапазоні, а за потреби швидко та безпечно зупинити транспортний засіб. Важливо, щоб в процесі гальмування автомобільний поїзд володів хорошою керованістю та не втрачав стійкості. Безперечно, забезпечити стійкість автопоїзда набагато складніше ніж одиничного автомобіля.

На основі дослідження стійкості автопоїзда у процесі гальмування, автори роботи [64] роблять висновок про те, що кут складання ланок автомобільного поїзда напряму залежить від початкової швидкості гальмування, бази причіпної ланки та координат точки зчеплення причіпної ланки та тягача. Також дослідники вказують на обернену залежність кута складання автопоїзда від ступеня його завантаження, коефіцієнта зчеплення шин з опорною поверхнею та часу випередження гальмування причіпної ланки відносно тягача.

Дослідженню динаміки гальмування сидельного автопоїзда присвячені роботи [32, 34, 42, 48, 50, 56, 57, 63, 65-75 та ін.]. Зокрема, автори праці [65], підсумовуючи результати досліджень, стверджують, що для забезпечення стійкості сидельного автопоїзда при гальмуванні на прямих ділянках доріг, необхідне дотримання таких вимог:

1. Відсутність зусиль стиску в опорно-зчіпному пристрої;
2. Рівність парціальних сповільнень кожної осі автопоїзда у всіх режимах гальмування;
3. Для кожної осі повинна дотримуватися умова:

$$R_{zi}\varphi \geq R_{xi}, \quad (1.9)$$

де R_{zi} – нормальна реакція i -тої осі;

R_{xi} – гальмівна сила i -тої осі.

Для оцінки стійкості сидельного автопоїзда при гальмуванні на прямих ділянках доріг, автори використовують критерій k_i , який визначають із відношення:

$$k_i = \frac{R_{xi}}{\varphi R_{zi}}. \quad (1.10)$$

За наявності бічної сили F_i , критерій стійкості сидельного автопоїзда при гальмуванні визначають за формулою:

$$k_i = \frac{\sqrt{R_{xi}^2 + F_i^2}}{\varphi R_{zi}}. \quad (1.11)$$

На основі досліджень науковцями встановлено, що якщо $k_i > 1$, то рух автопоїзда буде нестійким.

У роботі [42] автор зауважує, що втрата курсової стійкості сидельних автопоїздів виникає, в основному через курсову нестійкість тягача. Внаслідок цього, при русі по дорогах криволінійного профілю можуть з'явитися кутові відхилення ланок автопоїзда, які можуть спричинити складання або навіть перекидання автопоїзда. На думку дослідника, дані відхилення виникають через невідповідність бічних сил передніх і задніх коліс, що зумовлено різними жорсткостями передньої та задньої підвісок тягача.

Як відомо, максимальна ефективність гальмування транспортного засобу забезпечується при повному використанні зчіпної маси на кожній осі, коли всі колеса одночасно перебувають на грані блокування [14-17, 50, 76-82]. Але такого моменту досягнути важко, тому при екстреному гальмуванні зазвичай відбувається почергове блокування осей автопоїзда. Численні дослідження

стійкості транспортних засобів при гальмуванні [9-11, 13-21, 31-35, 50, 76-86 та ін.] доводять, що черговість блокування осей транспортного засобу при гальмуванні має надзвичайно важливе значення. Так, наприклад, при першочерговому блокуванні передньої осі автомобіля-тягача можлива втрата його керованості, а першочергове блокування задньої осі тягача спричиняє втрату курсової стійкості автомобільного поїзда, що зазвичай супроводжується складанням його ланок, яке веде до повної втрати керованості транспортним засобом. Першочергове блокування коліс напівпричепа може викликати його коливання. Хоча вони й не сильно впливають на стійкість тягача, проте можуть бути небезпечними для зустрічних транспортних засобів. З огляду на те, що складання ланок автопоїзда є найбільш критичною ситуацією, в ході досліджень науковцями встановлено, що оптимальні показники стійкості забезпечуються, якщо першою блокуватиметься передня вісь тягача, потім осі напівпричепа і останньою задня вісь тягача. Даної послідовності блокування осей можна досягнути шляхом раціонального вибору розподілу сумарної гальмівної сили між осями та відповідним регулюванням осьових сил. Проблемам розподілу та регулювання гальмівних сил по осях транспортного засобу присвячено багато робіт [3, 9-11, 13-21, 31-35, 50, 76, 84-86 та ін.].

Варто зазначити, що для більшості гальмівних систем розподіл сумарної гальмівної сили по осях автопоїзда до початку блокування коліс завжди постійний. Проте, гальмування автопоїзда з розподілом гальмівних сил по осях транспортного засобу зі сталими коефіцієнтами не буде максимально ефективним через постійну зміну умов, в яких відбувається процес гальмування. З огляду на це, автори роботи [76] стверджують, що повного використання зчіпної маси транспортного засобу при гальмуванні із забезпеченням необхідної бічної стійкості можна досягнути, якщо використовувати не постійне, а змінне співвідношення гальмівних сил на осях ланок автопоїзда. За таких умов можна одночасно отримати максимальне сповільнення та мінімальний гальмівний шлях при економному використанні енергії на привід гальмівних механізмів.

Окрім згаданих факторів, не менш вагомим на стійкість автопоїзда у гальмівному режимі є вплив бортової нерівномірності гальмівних сил. Нерівномірність може виникнути внаслідок порушень регулювання гальмівних механізмів або через вплив зовнішніх факторів (потрапляння вологи, пилу, бруду на робочі поверхні гальмівних механізмів; дефекти у виготовленні гальмівних накладок та ін.). У роботах [7, 8, 10, 13-22, 31, 32, 34, 42, 67, 78-80, 87-91] автори акцентують увагу на негативному впливі бортової нерівномірності гальмівних сил на стійкість автомобіля через появу обертового моменту в горизонтальній площині. Автори роботи [22] стверджують, що обертовий момент, спричинений бортовою нерівномірністю гальмівних сил, призводить до бокового відхилення автомобіля навіть при незаблокованих колесах будь-якої осі. На думку дослідників, небезпечною є втрата стійкості автомобіля при гальмуванні без блокування коліс через виникнення бічного відведення транспортного засобу, спричиненого бортовою нерівномірністю гальмівних сил. Науковці стверджують, що в даному випадку навіть антиблокувальна система не в змозі запобігти боковому зміщенню автомобіля та зміні його курсового кута.

В процесі експлуатації автопоїздів особливо небезпечними є екстрені гальмування, оскільки вони, в більшості випадків, супроводжуються блокуванням коліс. В роботах [22, 88-90] доведено, що навіть для одиничних автомобілів при гальмуванні із заблокованими задніми колесами нерівномірність на передній осі не допустима, оскільки вона спричиняє занос транспортного засобу. Автори роботи [77, 90] підтверджують небезпечність з точки зору стійкості екстреного гальмування транспортного засобу з бортовою нерівномірністю гальмівних сил. Дослідники наголошують, що зі збільшенням початкової швидкості гальмування та нерівномірності дії гальмівних механізмів коліс однойменних осей автомобілів та автопоїздів, значно зростають величина гальмівного шляху, а також поперечні та кутові відхилення транспортних засобів.

Аналіз досліджень [24, 26, 27, 30, 75, 87, 83, 91-119] експлуатаційних властивостей автопоїздів дозволив з'ясувати, що на показники стійкості руху автомобільних поїздів впливає також значна кількість масово-геометричних, конструктивних та експлуатаційних факторів, серед яких: розміщення вантажу, геометрія ходової частини (перекос і зсув осей), тиск повітря в шинах, величина зазорів у зчіпних пристроях, стан дорожніх умов, режими руху транспортного засобу та ін.. Ряд дослідників [27, 94, 103, 106-119] звертають особливу увагу на дослідження впливу змін, що виникають у конструкції автопоїздів на їх експлуатаційні властивості. Значний інтерес при цьому приділяють змінам, які відбуваються у геометрії ходової частини.

З огляду на те, що в Україні значний відсоток доріг із незадовільним станом дорожнього покриття, при експлуатації автопоїздів по таких дорогах можливе виникнення відхилень геометрії ходової частини, що негативно впливає на динаміку автопоїзда у різних режимах руху. Тому актуальним є питання врахування геометрії осей ланок автопоїзда при дослідженні стійкості його руху.

Зокрема, при зборі та аналізі статистичних даних щодо можливих причин порушення працездатності причіпних ланок таких провідних фірм-виробників як KRONE, SCHMITZ, KÖGEL, авторами [120-122] встановлено, що найбільше відмов при експлуатації автопоїздів виникає у гальмівній та ходовій системах. На думку науковців, однією із вагомих причин, що впливають на порушення працездатності причіпної ланки є наявність зміщень та перекосів осей. Дослідники зауважують, що перекос осей підвищує знос шин, а у випадку несприятливих дорожніх умов значно погіршує стійкість та маневреність автопоїздів.

На основі аналізу технічного стану парку автопоїздів, автори [123, 124] з'ясували, що серед досліджуваних автопоїздів близько 80% тягачів та 90% напівпричепів мають порушення геометрії ходової частини, що є причиною надмірного зносу їх шин.

Зокрема у роботах [106-119, 123, 124] автори вказують на погіршення тягово-швидкісних властивостей та паливної економічності автопоїздів, що експлуатуються з напівпричепами, які мають перекося осей. На основі теоретичних досліджень [113, 115] вченими з'ясовано, що при наявності перекося осей напівпричепа, витрати пального збільшуються на 26,4%.

Дослідження [117] підтверджують негативний вплив перекося осей на експлуатаційні властивості автопоїздів. Згідно з даними досліджень при перекося осей напівпричепа на $0,56^\circ$ (10 мм/м), витрати пального зростають на 18,7%.

У роботі [118] авторами встановлено, що при русі автопоїзда з перекосям задньої осі напівпричепа на 8мм/м витрати палива зростають на 3,4%.

Попри значний вплив на економічну складову, перекося осей ланок автопоїзда впливає також на безпеку їх використання. Зокрема спричиняє підвищений та нерівномірний знос протектора шин, що може слугувати причиною їх передчасного виходу з ладу, а також призводить до суттєвого погіршення показників стійкості та маневреності руху через наявність додаткових бічних зусиль.

При русі автопоїзда із перекосям осей, в контакті коліс з опорною поверхнею виникають додаткові зусилля, спричинені відхиленням площини α розташування поздовжньої осі автопоїзда та площини γ обертання колеса (рис. 1.3). Поряд із бічною силою F_y^δ , спричиненою бічним відведенням еластичних шин, з'являється сила F_y^β , що викликана перекосям осі. Результируюча даних сил намагається змінити напрям руху автопоїзда та створює додаткові навантаження на елементи ходової частини транспортного засобу [113]. В процесі руху автопоїзда у гальмівному режимі вплив даної сили може погіршити стійкість та спричинити складання його ланок.

Зокрема, в процесі експериментальних досліджень впливу перекося задньої осі напівпричепа на відхилення траєкторії руху причіпної ланки [119], авторами з'ясовано, що перекося задньої осі напівпричепа, величиною 8 мм/м

спричинив зміну відхилення траєкторії руху напівпричепа відносно траєкторії автомобіля-тягача на 42% у прямолінійному русі та на 5% при русі на повороті.

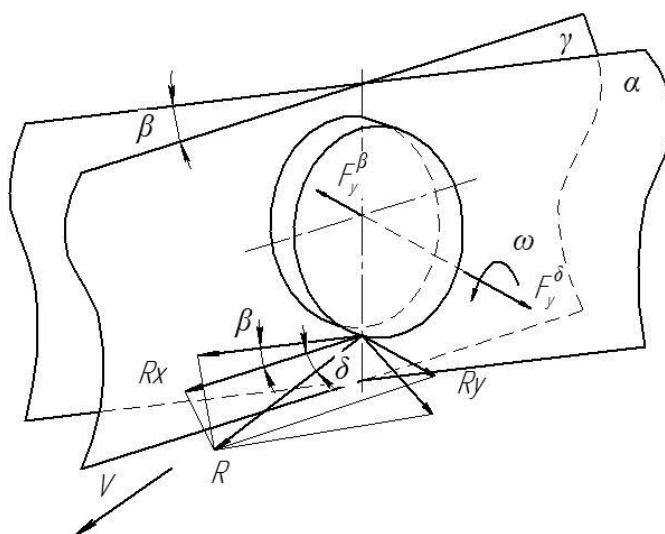


Рисунок 1.3 – Схема сил, що діють на колесо за наявності перекосу осі [113]

При експериментальному дослідженні маневреності дволанкового автопоїзда з перекосом осей напівпричепа [125, 126], автори з'ясували, що при перекосі осей напівпричепа на $(1,5-3,5^\circ)$, у прямолінійному русі відхилення траєкторії напівпричепа від траєкторії автомобіля-тягача досягає 120мм.

Варто зазначити, що на сьогодні не існує єдиних чітко визначених критеріїв для оцінки та нормування перекосу осей транспортних засобів. З огляду на це виробники використовують власні підходи. Здебільшого їх суть зводиться до вимірювання лінійних відстаней від певної зазначеної точки до осі. Так, наприклад, при встановленні граничних відхилень мостів відносно поздовжньої осі напівпричепа виробники [127-129] пропонують вимірювати відхилення відстаней від зчпного шворня до однієї з осей, що буде базовою, після чого проводяться вимірювання від цієї осі до інших, що залишилися.

Для оцінки рівня перекосу осей використовують також величину, що являє собою відношення одиниці бічного відхилення осі до одиниці пройденого шляху. Дана величина вимірюється у мм/м (міліметр на метр шляху) [117]. Так, наприклад, перекоп осі 1мм/м означає, що вісь прагне відхилитися на 1 метр при проходженні 1 км шляху.

Виявлення порушень геометрії ходової частини ланок автопоїздів здійснюють у процесі їх технічного огляду. Для цього використовують різноманітне вимірювальне обладнання: напрямні лінійки, мірні стрічки, лазери, а також більш складне комп'ютеризоване обладнання, що працює у статичних та динамічних умовах. Вагомий внесок у розробку обладнання для перевірки та виправлення кутів встановлення коліс та осей транспортних засобів здійснила фірма Josam (Швеція), також відомі розробки інших компаній, представлені відповідними патентами [130-138 та ін.]. В основному, принцип роботи сучасного обладнання близький та ґрунтується на використанні лазерних променів чи роликівих стендів при дослідженні геометрії ходової частини автопоїздів та сучасного програмного забезпечення, для аналізу отриманої інформації. Відрізняється, переважно, система допоміжних елементів, які використовуються при дослідженні та методика проведення робіт. Окрім проведення досліджень порушення геометрії осей автопоїздів на спеціальних станціях обслуговування, на сьогодні відомі також розробки бортових вимірювальних систем [136-138], якими обладнують транспортні засоби. Така система діагностує геометрію ходової частини автомобіля у кожен момент часу та подає отриману інформацію до відомого водія. У разі виявлення відхилень геометрії осей вимірювальна система повідомляє про це водієві.

Основні результати досліджень, проведених у даному розділі, наведено у роботах [170-173, 178, 179].

1.4 Мета і задачі дослідження

Аналіз робіт, спрямованих на поліпшення експлуатаційних властивостей автопоїздів у різних режимах руху, дозволив з'ясувати, що здебільшого, при вирішенні поставлених завдань, дослідники опираються на засоби математичного моделювання [139-146]. При цьому складність математичних моделей залежить від правильного вибору розрахункової схеми та повноти

описання всієї множини факторів, які впливають на автопоїзд в реальних умовах експлуатації, точності оцінки та описання силової взаємодії.

Здебільшого, для якісної оцінки показників стійкості руху автопоїздів використовується загальна теорія стійкості руху А. М. Ляпунова [4, 141]. Аналіз взаємодії коліс та опорної поверхні проводять, використовуючи залежності, описані у роботах Я. М. Певзнера, А. С. Литвинова, І. Рокара, Д. А. Антонова, Е. А. Чудакова, В. А. Іларіонова, М. В. Келдиша, А. А. Хачатурова, Е. Fiala, Н. В. Расејка, I. R. Ellis. Застосовуючи основні підходи, запропоновані вченими, вивчають рух транспортних засобів під впливом різного роду збурень, змінюючи їх критичні значення. На основі цього встановлюється величина отриманих відхилень від заданого руху та аналізуються реакції транспортного засобу після припинення дії збурень. В якості оціночних показників зазвичай використовують критичні параметри (швидкість руху, кутові відхилення та ін.), що визначають граничні межі переходу від стійкого руху до нестійкого.

Залежно від завдань досліджень використовують одномасові та багатомасові, плоскі або ж просторові моделі автопоїздів на жорстких або еластичних у бічному напрямку колесах.

Проведений аналіз дозволив з'ясувати, що проблема стійкості руху автомобільних поїздів у гальмівному режимі досліджена достатньо повно. Проте, меншою мірою досліджені питання прогнозування стійкості автопоїзда в процесі гальмування з урахуванням змін, що відбуваються в ходовій частині в умовах експлуатації, а також змін у гальмівній системі. Зокрема, більш детального аналізу потребує дослідження впливу характеру розподілу гальмівних сил по осях та бортах автопоїзда та величини і характеру перекосу осей ланок автопоїзда на показники стійкості його руху в гальмівному режимі. Особливої уваги потребує вивчення спільного впливу даних факторів.

У зв'язку з цим мета роботи полягає у поліпшенні показників динамічності гальмування автопоїзда з урахуванням кутів встановлення осей напівпричепа та характеру розподілу гальмівних сил по колесах його мостів.

Для досягнення поставленої мети у роботі вирішувалися наступні **задачі**:

1. Визначення основних оціночних показників стійкості руху автопоїзда в гальмівному режимі та факторів, що на неї впливають.
2. Розробка математичної моделі автопоїзда з урахуванням кутів встановлення осей напівпричепа та характеру розподілу гальмівних сил по колесах його бортів.
3. Проведення кількісної оцінки ступеня впливу перекосу осей напівпричепа та бортової нерівномірності гальмівних сил на колеса його мостів на показники курсової стійкості автопоїзда та динаміку його гальмування за вибраними оціночними показниками.
4. Розробка комп'ютерної моделі автопоїзда для проведення чисельних досліджень та співставлення результатів математичного та комп'ютерного моделювання.
5. Експериментальна перевірка адекватності показників розроблених моделей реальним показникам стійкості руху автопоїзда у гальмівному режимі.
6. Розробка рекомендацій щодо підвищення показників КСР та динаміки гальмування автопоїзда з урахуванням кутів встановлення осей напівпричепа та характеру розподілу гальмівних сил по його бортах.

РОЗДІЛ 2

РОЗРОБКА МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ АВТОПОЇЗДА

2.1 Вихідні положення

Проведений у першому розділі аналіз робіт дозволив з'ясувати, що значний вплив на безпеку руху автопоїздів має їх стійкість у різних режимах руху. З огляду на це, засобами математичного моделювання, з'ясуємо вплив конструктивних та експлуатаційних факторів на показники стійкості руху автомобільного поїзда. Зокрема, проаналізуємо рух автопоїзда у гальмівному режимі з урахуванням кутів встановлення його осей та характеру розподілу гальмівних сил по мостах та бортах транспортного засобу.

В процесі дослідження розглянемо дволанковий сідельний автопоїзд у складі двовісного автомобіля-тягача та тривісного напівпричепа з неповоротними осями, як найбільш вживаний на сьогодні при перевезенні вантажів.

Стійкість сідельного автопоїзда при гальмуванні будемо оцінювати відповідно до встановлених технічних вимог, які регламентуються відповідними нормативними документами [1, 36, 43-45]. Під технічною стійкістю при гальмуванні розумітимемо забезпечення гальмування автопоїзда до повної його зупинки без виходу за межі безпечного коридору. Відповідно до прийнятої розрахункової схеми, в якості оціночних критеріїв можна використовувати кути повороту в горизонтальній площині кінематичних ланок автопоїзда ϑ , кут складання автопоїзда ϕ та поперечне переміщення центрів мас ланок.

2.2 Фізичні припущення, основні геометричні та кінематичні співвідношення

Для проведення математичного опису плоскопаралельного руху сідельного автопоїзда з можливістю урахування змін, які відбуваються в

ходовій частині та гальмівній системі в процесі експлуатації, введемо ряд спрощень та припущень. Вважатимемо що:

- автомобіль-тягач та напівпричіп рухаються рівною горизонтальною поверхнею;
- основною траєкторією руху автопоїзда є траєкторія центра мас автомобіля-тягача;
- у шарнірах рульового приводу люфти відсутні;
- в опорно-зчіпному пристрої відсутні тертя, зазори та пружні елементи;
- гіроскопічні моменти та неврівноважені моменти оберткових частин не приймаються до уваги;
- рами автомобіля тягача та напівпричепа є твердими тілами з поздовжньою віссю симетрії, їх деформації на кручення та згин відсутні;
- координати центрів непідресорених і підресорених мас визначаються у положенні статичної рівноваги ланок автопоїзда;
- пружні елементи підвіски ланок автопоїзда вважатимемо безмасовими, вони характеризуються лише податливістю, а їх маси віднесемо до підресорених та непідресорених мас ланок;
- демпфуючі властивості підвіски та шин ланок автопоїзда не приймаються до уваги;
- положення вантажу на напівпричепі вважатимемо таким, що забезпечує розташування центрів мас ланок у вертикальній площині їх симетрії;
- маса напівпричепа розподілена пропорційно координатам центра його мас між автомобілем-тягачем та возиком напівпричепа, які об'єднані безінерційною ланкою;
- взаємодію шин з опорною поверхнею у бічному напрямку описуємо із використанням нелінійної теорії відведення Д. А. Антонова.

Відповідно до прийнятих умов та припущень, визначимо розрахункову схему сидельного дволанкового автопоїзда (рис. 2.1) з можливістю урахування

змін, які відбуваються в ходовій частині та гальмівній системі в процесі експлуатації.

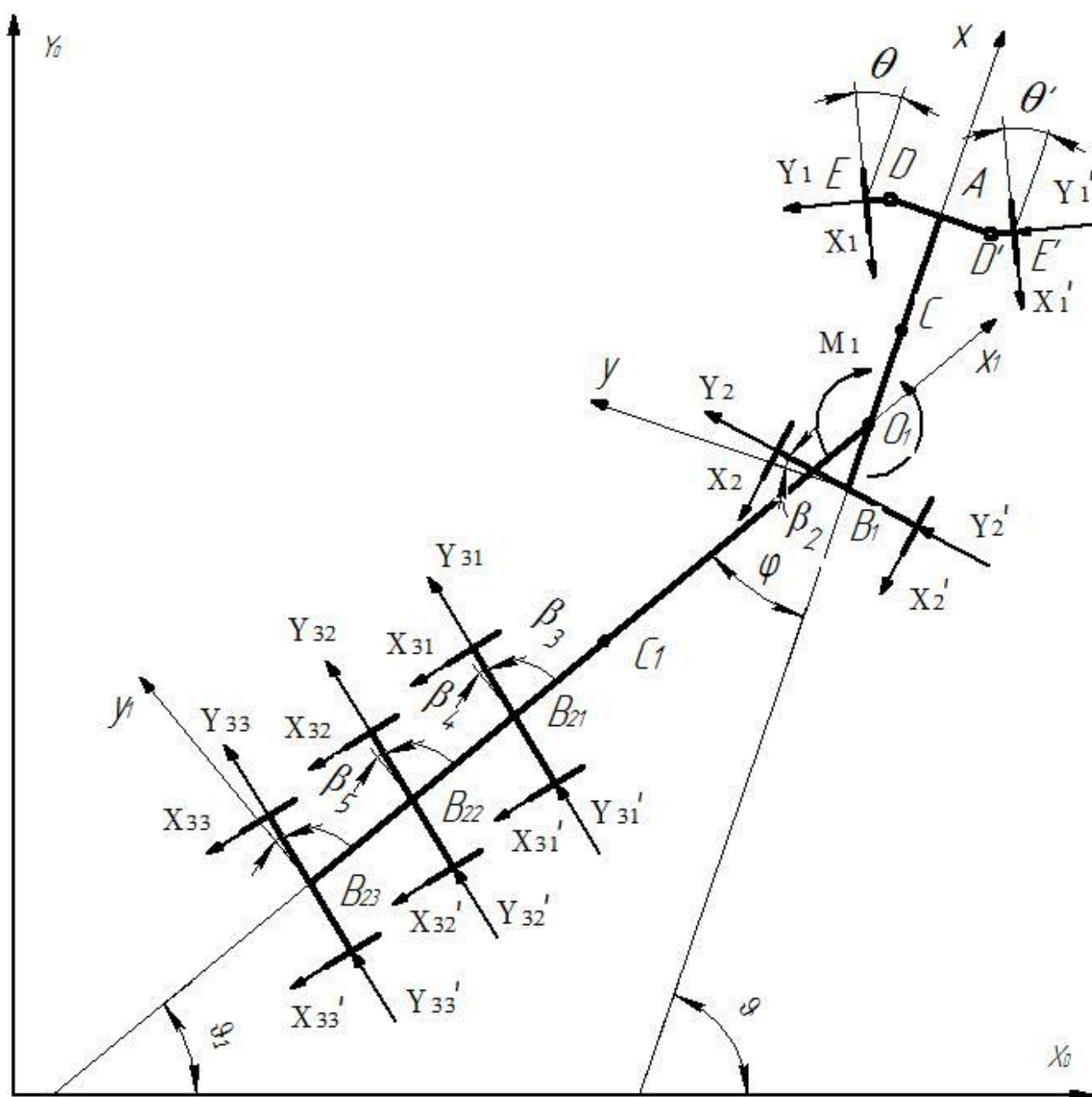


Рисунок 2.1 – Схема сил і моментів, які діють на дволанковий сідельний автопоїзд у плоскопаралельному русі

Введемо наступні позначення:

$Oxyz$ – інерційна система координат;

m, C, I – маса, центр мас і центральний момент інерції ведучої ланки відносно вертикальної осі, що проходить через центр мас (точка C);

m_1, C_1, I_1 – маса, центр мас і центральний момент інерції веденої ланки відносно вертикальної осі, що проходить через центр мас (точка C_1);

x, y – абсциса і ордината точки C в системі координат $Oxyz$;

ϑ, ϑ_1 – курсові кути ланок автопоїзда;

ω, ω_1 – кутові швидкості ланок автопоїзда;

θ – кут повороту керованих коліс;

$v = \dot{x} \cos \vartheta + \dot{y} \sin \vartheta, u = -\dot{x} \sin \vartheta + \dot{y} \cos \vartheta$ – проекції швидкості точки C на поздовжню і поперечну осі ведучої ланки;

v_1, u_1 – поздовжня і поперечна проекції вектора швидкості центра мас напівпричепа;

M_{c1}, M_{c2} – моменти опору повороту ланок автопоїзда;

$X_{\alpha\beta}, Y_{\alpha\beta}$ – поздовжні і поперечні реакції на колесах осей ланок автопоїзда;

φ – кут складання ланок автопоїзда;

β_i – кут перекосу i -ої осі автопоїзда;

k_{pi} – коефіцієнт нерівномірності гальмівних сил i -ої осі лівого борту автопоїзда;

k'_{pi} – коефіцієнт нерівномірності гальмівних сил i -ої осі правого борту автопоїзда;

J – момент інерції автомобіля-тягача відносно осі O_1z_0 ;

J_1 – момент інерції напівпричепа відносно осі O_1z_0 ;

L – база автомобіля-тягача;

L_{np} – база напівпричепа;

a – відстань від передньої осі до центра мас автомобіля-тягача;

b – відстань від задньої осі до центра мас автомобіля-тягача;

l_s – відстань від задньої осі автомобіля-тягача до точки зчіпки з напівприцепом;

c – відстань від центра мас автомобіля-тягача до точки зчіпки з напівприцепом;

a_1 – відстань від точки зчіпки до центра мас напівпричепа;

b_1 – відстань від передньої осі до центра мас напівпричепа;

b_2 – відстань від середньої осі до центра мас напівпричепа;

b_3 – відстань від задньої осі до центра мас напівпричепа;

$a = AC$, $b = CB_1$, $l_s = O_1B_1$, $c = O_1C$, $a_1 = O_1C_1$, $b_1 = C_1B_{21}$, $b_2 = C_1B_{22}$, $b_3 = C_1B_{23}$, $p = DE$, $p' = D'E'$, $n_1 = AD$, $n'_1 = AD'$, $n_2 = B_1H$, $n'_2 = B_1H'$, $n_3 = B_{21}H_1$, $n'_3 = B_{21}H'_1$, $n_4 = B_{22}H_2$, $n'_4 = B_{22}H'_2$, $n_5 = B_{23}H_3$, $n'_5 = B_{23}H'_3$, $L_1 = a_1 + b_1$, $L_2 = a_1 + b_2$, $L_3 = a_1 + b_3$ – геометричні параметри автопоїзда.

Для побудови математичної моделі руху автопоїзда необхідно визначити основні кінематичні та геометричні співвідношення, зокрема проекції швидкостей ланок автопоїзда на поздовжню та поперечну осі та координати характерних точок.

По аналогії з [97] швидкість центра мас автомобіля-тягача, що здійснює плоскопаралельний рух по рухомому базису i_0, j_0 (орти осей x_0, y_0) запишемо у вигляді:

$$v_c = i_0 v + j_0 u. \quad (2.1)$$

Тоді поздовжня і бічна проекції швидкості центра мас автомобіля-тягача та його абсолютна кутова швидкість становлять відповідно:

$$\begin{aligned} v &= \dot{x} \cos \vartheta + \dot{y} \sin \vartheta; \\ u &= -\dot{x} \sin \vartheta + \dot{y} \cos \vartheta; \\ \omega &= \dot{\vartheta}. \end{aligned} \quad (2.2)$$

Швидкість центра мас напівпричепа, поздовжню і бічну проекції швидкості центра мас напівпричепа, його абсолютну кутову швидкість та кутове прискорення запишемо у вигляді:

$$\begin{aligned} v_{c1} &= i_1 v_1 + j_1 u_1; \\ v_1 &= \dot{x}_1 \cos \vartheta_1 + \dot{y}_1 \sin \vartheta_1; \\ u_1 &= -\dot{x}_1 \sin \vartheta_1 + \dot{y}_1 \cos \vartheta_1; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\omega_1 &= \dot{\vartheta}_1 = \omega - \dot{\varphi}; \\ \dot{\omega}_1 &= \dot{\omega} - \ddot{\varphi}.\end{aligned}\tag{2.3}$$

Виразимо швидкість точки зчипки ланок автопоїзда відносно автомобіля-тягача та напівпричепа, отримаємо:

$$\begin{aligned}v_{O_1} &= v_C + \omega \times CO_1 = i_0 v + j_0 (u - \omega x) = \\ &= i_1 [v \cos \varphi - (u - \omega x) \sin \varphi] + j_1 [v \sin \varphi + (u - \omega x) \cos \varphi]; \\ v_{O_1} &= v_{C_1} + \omega_1 \times C_1 O_1 = i_1 v_1 + j_1 (u_1 + \omega_1 a_1);\end{aligned}$$

тоді поздовжню і бічну проекції швидкості центра мас напівпричепа можемо записати у вигляді:

$$\begin{aligned}v_1 &= v \cos \varphi - (u - \omega x) \sin \varphi; \\ u_1 &= v \sin \varphi + (u - \omega x) \cos \varphi - \omega_1 a_1.\end{aligned}\tag{2.4}$$

Величини v , u , ω , φ знайдемо з диференціальних рівнянь руху автопоїзда. Координати центра мас і курсовий кут автомобіля-тягача визначимо за допомогою системи кінематичних рівнянь:

$$\begin{aligned}x &= v \cos \vartheta - u \sin \vartheta; \\ y &= v \sin \vartheta + u \cos \vartheta; \\ \dot{\vartheta} &= \omega.\end{aligned}\tag{2.5}$$

Використовуючи рівняння (2.5) можна визначити абсциси та ординати будь-яких точок автопоїзда. Застосовуючи їх, знайдемо координати характерних точок автопоїзда (рис. 2.1).

Для автомобіля-тягача:

$$\begin{aligned}x_A &= x + a \cos \vartheta; & x_{B1} &= x - b \cos \vartheta; \\y_A &= y + a \sin \vartheta; & y_{B1} &= y - b \sin \vartheta.\end{aligned}\quad (2.6)$$

Для напівпричепа:

$$\begin{aligned}x_{O1} &= x - c \cos \vartheta; & x_{C1} &= x_{O1} - a_1 \cos(\vartheta - \varphi); & x_{B22} &= x_{O1} - L_2 \cos(\vartheta - \varphi); \\y_{O1} &= y - c \sin \vartheta; & y_{C1} &= y_{O1} - a_1 \sin(\vartheta - \varphi); & y_{B22} &= y_{O1} - L_2 \sin(\vartheta - \varphi).\end{aligned}\quad (2.7)$$

Для розробки математичної моделі руху автопоїзда необхідно також додатково вивести рівняння для визначення кутів відведення коліс осей автопоїзда.

2.3 Кути відведення коліс автопоїзда

Виведемо рівняння для знаходження кутів відведення коліс осей ланок автопоїзда (рис. 2.2, 2.3). Для цього скористаємося методикою, наведеною у [92]. Розглянемо колеса передньої керованої осі автомобіля-тягача. Позначимо через θ , D , E кути обертання, центри та точки контакту коліс з опорною поверхнею відповідно. Приймаючи до уваги прийняті позначення, швидкість точок контакту керованих коліс знайдемо із рівнянь:

$$\begin{aligned}v_E &= v_C + \dot{\vartheta}(CA + AD + DE) + \dot{\theta} \cdot DE; \\v_{E'} &= v_C + \dot{\vartheta}(CA + AD' + D'E') + \dot{\theta}' \cdot D'E'.\end{aligned}\quad (2.8)$$

Із врахуванням рівнянь (2.2) – (2.4) та прийнятих позначень отримаємо:

$$\begin{aligned}v_E &= i_o [v - \omega(n_1 + p \cos \theta) - \dot{\theta} p \cos \theta] + j_o [u + \omega(a - p \sin \theta) - \dot{\theta} p \sin \theta]; \\v_{E'} &= i_o [v + \omega(n_1 + p \cos \theta') + \dot{\theta}' p \cos \theta'] + j_o [u + \omega(a + p \sin \theta') + \dot{\theta}' p \sin \theta'].\end{aligned}\quad (2.9)$$

Оскільки:

$$\operatorname{tg}(\theta - \delta_1) = \frac{(v_E)_{yo}}{(v_E)_{xo}};$$

$$\operatorname{tg}(\theta' - \delta_1') = \frac{(v_{E'})_{yo}}{(v_{E'})_{xo}},$$

то кути відведення коліс передньої осі автомобіля-тягача знайдемо із виразів:

$$\begin{aligned} \delta_1 &= \theta - \operatorname{arctg} \left[\frac{u + \omega(a - p \sin \theta) - \dot{\theta} p \sin \theta}{v - \omega(n_1 + p \cos \theta) - \dot{\theta} p \cos \theta} \right]; \\ \delta_1' &= \theta' - \operatorname{arctg} \left[\frac{u + \omega(a + p \sin \theta') + \dot{\theta}' p \sin \theta'}{v + \omega(n_1 + p \cos \theta') + \dot{\theta}' p \cos \theta'} \right]. \end{aligned} \quad (2.10)$$

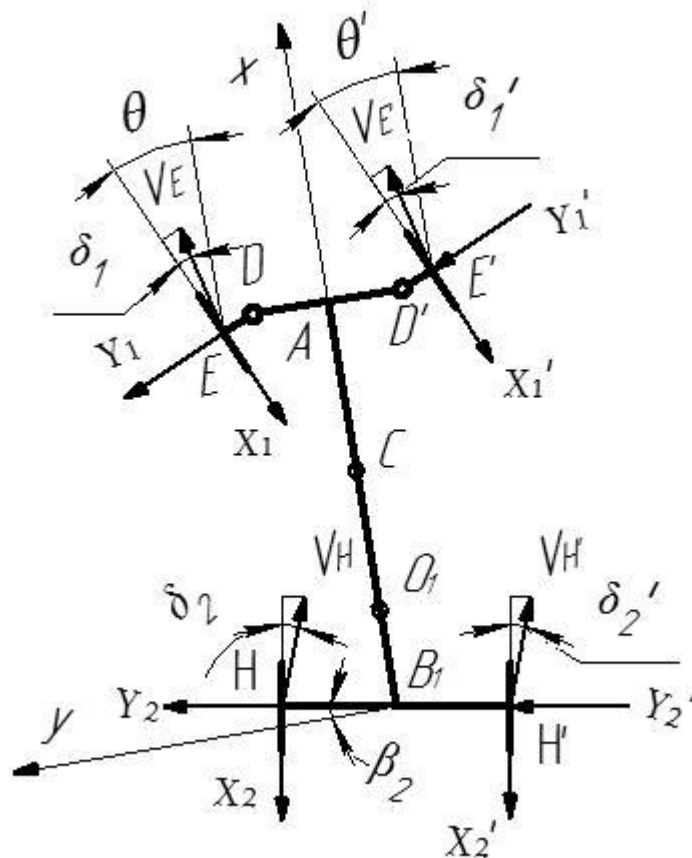


Рисунок 2.2 – До визначення кутів відведення коліс автомобіля-тягача

З урахуванням кута β перекосу моста, швидкості точок контакту коліс задньої осі автомобіля-тягача знайдемо з рівнянь:

$$\begin{aligned} v_H &= v_C + \dot{\vartheta}(CB_1 + B_1H) + \beta_2 \cdot B_1H; \\ v_{H'} &= v_C + \dot{\vartheta}(CB_1 + B_1H') + \beta_2 \cdot B_1H'. \end{aligned} \quad (2.11)$$

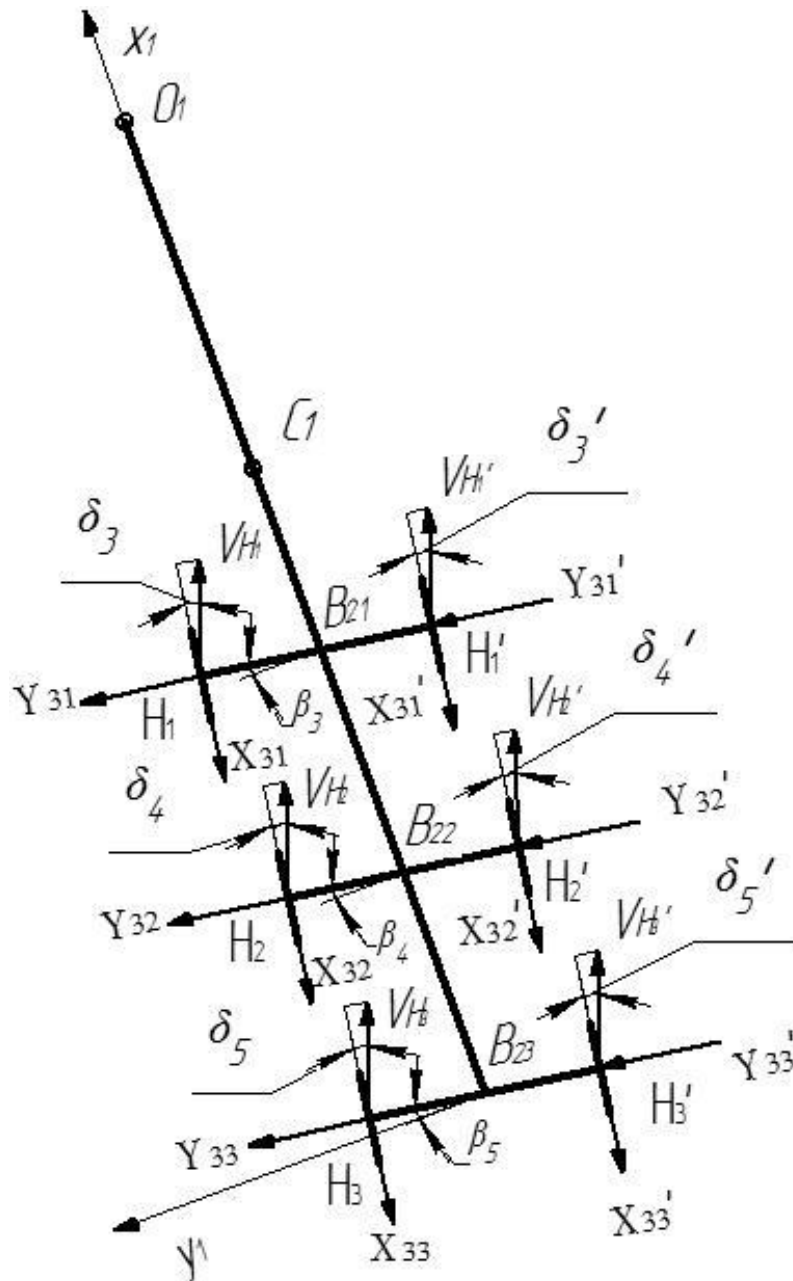


Рисунок 2.3 – До визначення кутів відведення коліс осей напівпричепа

Із врахуванням рівнянь (2.2) – (2.4) отримаємо:

$$\begin{aligned} v_H &= i_o [\nu - \omega n_2 \cos \beta_2 - \dot{\beta}_2 n_2 \cos \beta_2] + j_o [u - \omega(b - n_2 \sin \beta_2) - \dot{\beta}_2 n_2 \sin \beta_2]; \\ v_{H'} &= i_o [\nu + \omega n'_2 \cos \beta_2 + \dot{\beta}_2 n'_2 \cos \beta_2] + j_o [u - \omega(b + n'_2 \sin \beta_2) - \dot{\beta}_2 n'_2 \sin \beta_2]. \end{aligned} \quad (2.12)$$

Зважаючи на те, що:

$$\begin{aligned} \operatorname{tg}(\beta_2 + \delta_2) &= \frac{(v_H)_{yo}}{(v_H)_{xo}}; \\ \operatorname{tg}(\beta_2 + \delta_2') &= \frac{(v_{H'})_{yo}}{(v_{H'})_{xo}}, \end{aligned}$$

кути відведення коліс задньої осі автомобіля-тягача знайдемо із рівнянь:

$$\begin{aligned} \delta_2 &= -\beta_2 - \operatorname{arctg} \left[\frac{u - \omega(b - n_2 \sin \beta_2) - \dot{\beta}_2 n_2 \sin \beta_2}{\nu - \omega n_2 \cos \beta_2 - \dot{\beta}_2 n_2 \cos \beta_2} \right]; \\ \delta_2' &= -\beta_2 - \operatorname{arctg} \left[\frac{u - \omega(b + n'_2 \sin \beta_2) - \dot{\beta}_2 n'_2 \sin \beta_2}{\nu + \omega n'_2 \cos \beta_2 + \dot{\beta}_2 n'_2 \cos \beta_2} \right]. \end{aligned} \quad (2.13)$$

По аналогії визначимо кути відведення коліс осей напівпричепа.
Отримаємо:

$$\begin{aligned} \delta_3 &= -\beta_3 - \operatorname{arctg} \left[\frac{u_1 - \omega_1(b_1 - n_3 \sin \beta_3) - \dot{\beta}_3 n_3 \sin \beta_3}{\nu_1 - \omega_1 n_3 \cos \beta_3 - \dot{\beta}_3 n_3 \cos \beta_3} \right]; \\ \delta_3' &= -\beta_3 - \operatorname{arctg} \left[\frac{u_1 - \omega_1(b_1 + n'_3 \sin \beta_3) - \dot{\beta}_3 n'_3 \sin \beta_3}{\nu_1 + \omega_1 n'_3 \cos \beta_3 + \dot{\beta}_3 n'_3 \cos \beta_3} \right]; \\ \delta_4 &= -\beta_4 - \operatorname{arctg} \left[\frac{u_1 - \omega_1(b_2 - n_4 \sin \beta_4) - \dot{\beta}_4 n_4 \sin \beta_4}{\nu_1 - \omega_1 n_4 \cos \beta_4 - \dot{\beta}_4 n_4 \cos \beta_4} \right]; \\ \delta_4' &= -\beta_4 - \operatorname{arctg} \left[\frac{u_1 - \omega_1(b_2 + n'_4 \sin \beta_4) - \dot{\beta}_4 n'_4 \sin \beta_4}{\nu_1 + \omega_1 n'_4 \cos \beta_4 + \dot{\beta}_4 n'_4 \cos \beta_4} \right]; \end{aligned} \quad (2.14)$$

$$\delta_5 = -\beta_5 - \arctg \left[\frac{u_1 - \omega_1(b_3 - n_5 \sin \beta_5) - \beta_5 n_5 \sin \beta_5}{v_1 - \omega_1 n_5 \cos \beta_5 - \beta_5 n_5 \cos \beta_5} \right];$$

$$\delta'_5 = -\beta_5 - \arctg \left[\frac{u_1 - \omega_1(b_3 + n'_5 \sin \beta_5) - \beta_5 n'_5 \sin \beta_5}{v_1 + \omega_1 n'_5 \cos \beta_5 + \beta_5 n'_5 \cos \beta_5} \right].$$

2.4 Нормальні реакції опорної поверхні на осях автопоїзда

Розглянемо дволанковий сидельний автопоїзд у складі двовісного автомобіля-тягача та тривісного напівпричепа у гальмівному режимі руху. Для визначення нормальних реакцій опорної поверхні, умовно роз'єднаємо ланки автопоїзда та введемо сили їх взаємодії в опорно-зчіпному пристрої у вертикальній площині Z (рис. 2.4). Складемо рівняння рівноваги сил, що діють на ланки автопоїзда вздовж вертикальної осі, а також рівняння рівноваги моментів сил [50, 76]. Отримаємо.

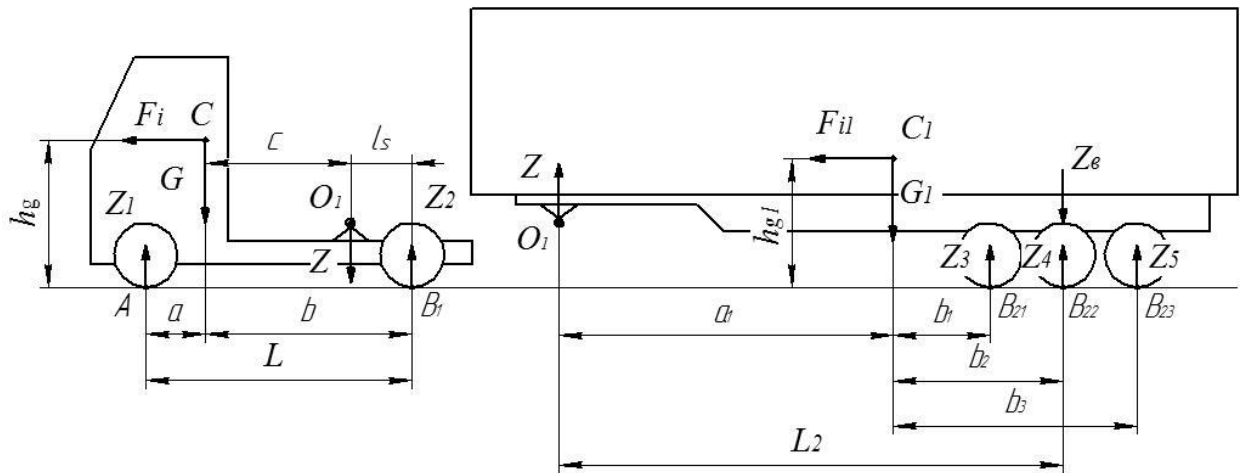


Рисунок 2.4 – До визначення нормальних реакцій опорної поверхні на осях ланок автопоїзда у гальмівному режимі руху

Для автомобіля-тягача:

$$\sum F_{(z)} = Z_1 + Z_2 - G - Z = 0;$$

$$\sum M_A = Z_2 L - G a - Z(a + c) + F_i h_g = 0; \quad (2.15)$$

$$\sum M_{B1} = F_i h_g - Z_1 L + Gb + Z(b - c) = 0.$$

Для напівпричепа:

$$\begin{aligned}\sum F_{(Z)} &= Z_6 - G_1 + Z = 0; \\ \sum M_{B22} &= G_1 b_2 + F_{i1} h_{g1} - ZL_2 = 0; \\ \sum M_{O1} &= F_{i1} h_{g1} - G_1 a_1 + Z_6 L_2 = 0.\end{aligned}\tag{2.16}$$

У рівняннях (2.15) та (2.16) прийняті такі позначення:

Z_1, Z_2 – нормальні реакції опорної поверхні на передній та задній осях автомобіля-тягача, відповідно;

Z_6 – навантаження на возик напівпричепа;

Z – вертикальне навантаження в опорно-зчіпному пристрої;

G, G_1 – сила тяжіння, відповідно автомобіля-тягача та напівпричепа;

F_i, F_{i1} – сила інерції при гальмуванні у прямолінійному русі автомобіля-тягача та напівпричепа, відповідно;

h_g, h_{g1} – висота розташування центрів мас відповідно, автомобіля-тягача та напівпричепа.

Вважатимемо, що навантаження на візок напівпричепа Z_6 розподіляється рівномірно між його осями. Тому:

$$Z_3 = Z_4 = Z_5 = \frac{1}{3} Z_6.\tag{2.17}$$

Із рівнянь (2.15) та (2.16), з урахуванням (2.17) отримаємо вирази для визначення нормальних реакцій опорної поверхні на осях автопоїзда:

$$Z_1 = \frac{Gb + Z(b - c) - G \frac{V}{g} h_g}{L};$$

$$Z_2 = \frac{Ga + Z(a + c) + G \frac{V}{g} h_g}{L}; \quad (2.18)$$

$$Z_3 = Z_4 = Z_5 = \frac{1}{3} \frac{G_1(a_1 + \frac{V_1}{g} h_{g1})}{L_2}.$$

Вертикальне навантаження в опорно-зчіпному пристрої визначимо із рівняння:

$$Z = \frac{G_1(b_2 - \frac{V_1}{g} h_{g1})}{L_2}. \quad (2.19)$$

Зі зміною завантаження автопоїзда, змінюється навантаження на опорно-зчіпний пристрій та осі транспортного засобу, що призводить до перерозподілу нормальних реакцій опорної поверхні по його осях. На рисунку 2.5 наведено залежність навантаження на осі автопоїзда та опорно-зчіпний пристрій від маси вантажу.

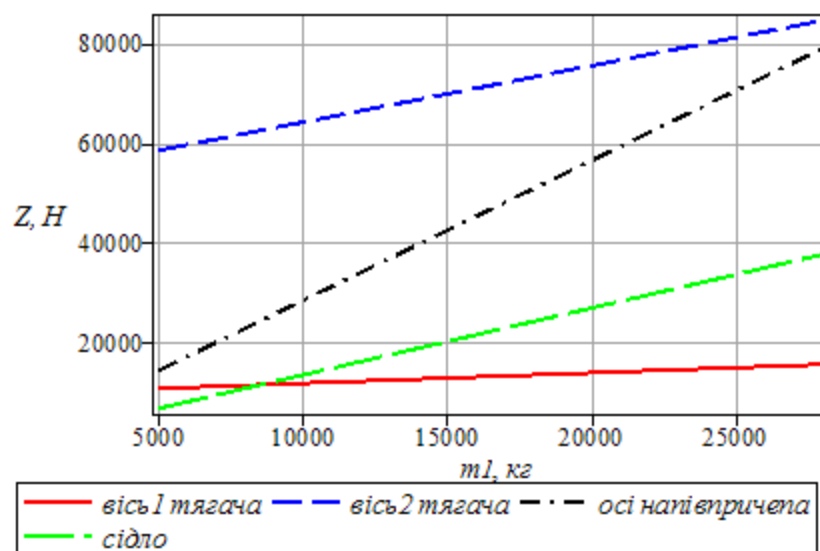


Рисунок 2.5 – Зміна навантаження на осі та опорно-зчіпний пристрій при завантаженні автопоїзда

Із даних (рис. 2.5) слідує, що при зміні маси напівпричепа найменше довантажується передня вісь автомобіля-тягача, а найбільше – осі напівпричепа.

При русі автопоїзда відбувається також зміна нормальних реакцій на колеса його осей. Дані зміни обумовлені дорожніми умовами, режимом руху автомобільного поїзда, його конструктивними особливостями. Відомо, що при розгоні, сповільненні чи русі по криволінійних траєкторіях, відбувається перерозподіл вертикальних навантажень між осями та бортами ланок транспортного засобу. Зокрема, при русі автопоїзда круговою траєкторією, під дією сил інерції виникають відцентрові сили, прикладені в центрах мас ланок автопоїзда та спрямовані в бік протилежний до центру повороту [83, 99, 104]. В результаті відбувається перерозподіл нормальних реакцій опорної поверхні. При цьому зовнішні щодо центру повороту колеса ланок довантажуються вертикальним навантаженням, а внутрішні – розвантажуються на таку ж величину.

По аналогії з [101] визначимо додаткові зусилля на осях автопоїзда, спричинені впливом відцентрових сил. Отримаємо:

$$\begin{aligned} P_1 &= m_1 v \omega; \quad P_2 = m_2 v \omega; \\ P_3 &= m_3 v_1 \omega_1; \quad P_4 = m_4 v_1 \omega_1; \quad P_5 = m_5 v_1 \omega_1, \end{aligned} \quad (2.20)$$

де m_1, m_2, m_3, m_4, m_5 – маси, що припадають на відповідні осі

Величину бічних зусиль, викликаних впливом відцентрових сил визначимо із рівнянь:

$$\begin{aligned} P_{j1y} &= P_1 \cos\left(\frac{(\theta - \delta_1) + (\theta' - \delta_1')}{2}\right); \quad P_{j2y} = P_2 \cos\left(\frac{(\beta_2 + \delta_2) + (\beta_2 + \delta_2')}{2}\right); \\ P_{j3y} &= P_3 \cos\left(\frac{(\beta_3 + \delta_3) + (\beta_3 + \delta_3')}{2}\right); \quad P_{j4y} = P_4 \cos\left(\frac{(\beta_4 + \delta_4) + (\beta_4 + \delta_4')}{2}\right); \end{aligned}$$

$$P_{j5y} = P_5 \cos\left(\frac{(\beta_5 + \delta_5) + (\beta_5 + \delta_5')}{2}\right). \quad (2.21)$$

Виходячи з умов статичної рівноваги автопоїзда, та використовуючи рівняння динаміки, запишемо рівняння для визначення нормальних реакцій опорної поверхні на колесах осей автопоїзда, з урахуванням перерозподілу сил по бортах.

Розглянемо рух автопоїзда у гальмівному режимі з урахуванням сил інерції поступального та обертового рухів. При складанні рівнянь руху нехтуємо силою опору повітря, оскільки при експлуатаційних швидкостях руху автопоїздів момент від цієї сили малий, порівняно з іншими моментами сил. Також нехтуємо моментом від сили опору кочення коліс.

З урахуванням прийнятих припущень отримаємо наступні рівняння:
для автомобіля-тягача (рис 2.6):

$$\begin{aligned} \sum F_z = 0: Z_1 + Z_1' + Z_2 + Z_2' - G - Z &= 0; \\ \sum mom_{ox} F_i = 0: (Z_2 + Z_2')L - Ga - Z(a + c) + P_{jx}h_g &= 0; \\ P_{jx}h_g + Z(b - c) + Gb - (Z_1 + Z_1')L &= 0; \\ \sum mom_{oy} F_i = 0: 2Z_1'H_1 - GH_1 - P_{j1y}h_g &= 0; \\ 2Z_2'H_2 - GH_2 - P_{j2y}h_g &= 0, \end{aligned} \quad (2.22)$$

для напівпричепа (рис. 2.7):

$$\begin{aligned} \sum F_z = 0: Z_3 + Z_3' + Z_4 + Z_4' + Z_5 + Z_5' - G_1 + Z &= 0; \\ \sum mom_{ox} F_i = 0: G_1b_2 + P_{j1x}h_{g1} - ZL_2 - (Z_3 + Z_3')(b_2 - b_1) + (Z_5 + Z_5')(b_3 - b_2) &= 0; \\ P_{j1x}h_{g1} - G_1a_1 + (Z_4 + Z_4')L_2 &= 0; \\ \sum mom_{oy} F_i = 0: 2Z_3'H_3 - G_1H_3 - P_{j3y}h_{g1} &= 0. \end{aligned} \quad (2.23)$$

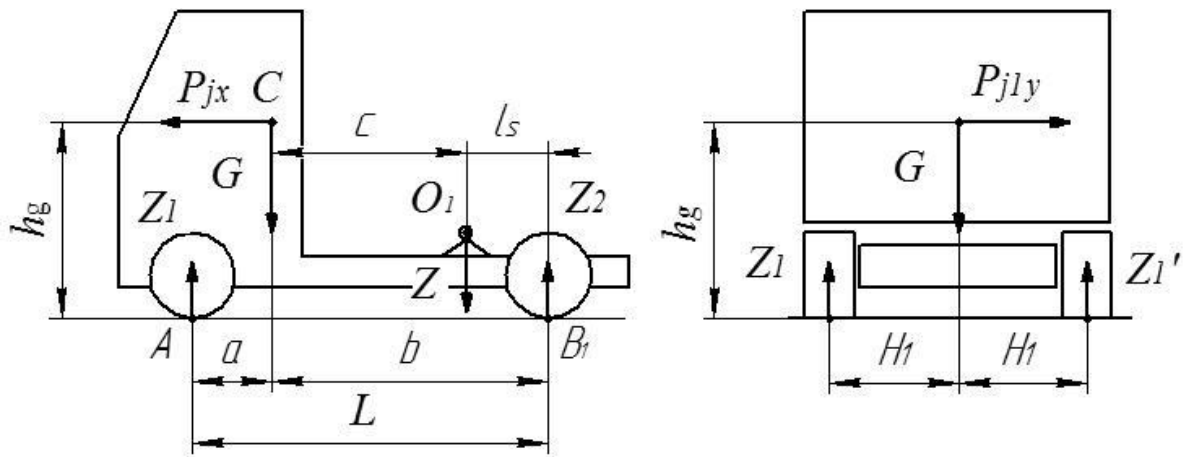


Рисунок 2.6 – Схема сил для визначення опорних нормальних реакцій на колесах автомобіля-тягача з урахуванням перерозподілу сил по бортах

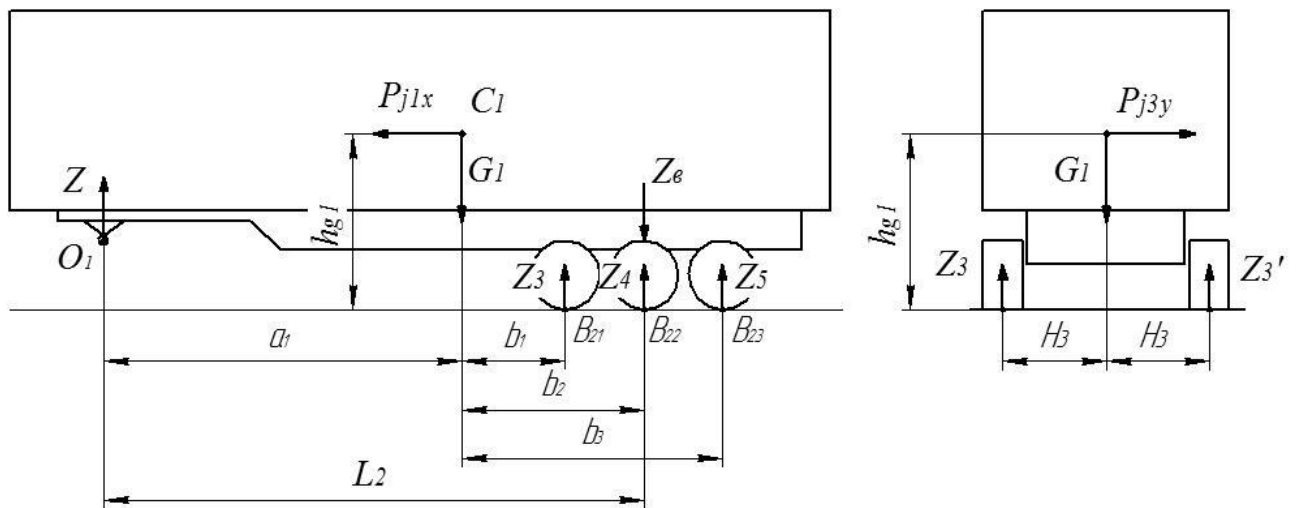


Рисунок 2.7 – До визначення нормальних опорних реакцій на колесах напівпричепа з урахуванням перерозподілу сил по бортах

Після обчислення рівнянь (2.22) і (2.23) та після ряду перетворень, отримаємо рівняння для визначення нормальних реакцій на осях автопоїзда:

$$Z_1 = G \frac{b}{2L} + G_1 \frac{b_2(b-c)}{2 \cdot L \cdot L_2} + P_{j1x} \frac{h_{g1}(b-c)}{2 \cdot L \cdot L_2} + P_{jx} \frac{h_g}{2L} - P_{j1y} \frac{h_g}{2H_1};$$

$$Z_1' = G \frac{b}{2L} + G_1 \frac{b_2(b-c)}{2 \cdot L \cdot L_2} + P_{j1x} \frac{h_{g1}(b-c)}{2 \cdot L \cdot L_2} + P_{jx} \frac{h_g}{2L} + P_{j1y} \frac{h_g}{2H_1};$$

$$\begin{aligned}
Z_2 &= G \frac{a}{2L} + G_1 \frac{b_2(a+c)}{2 \cdot L \cdot L_2} + P_{j1x} \frac{h_{g1}(a+c)}{2 \cdot L \cdot L_2} - P_{jx} \frac{h_g}{2L} - P_{j2y} \frac{h_g}{2H_2}; \\
Z_2' &= G \frac{a}{2L} + G_1 \frac{b_2(a+c)}{2 \cdot L \cdot L_2} + P_{j1x} \frac{h_{g1}(a+c)}{2 \cdot L \cdot L_2} - P_{jx} \frac{h_g}{2L} + P_{j2y} \frac{h_g}{2H_2}; \\
Z_3 &= G_1 \frac{a_1}{6L_2} - P_{j1x} \frac{h_{g1}}{6L_2} - P_{j3y} \frac{h_{g1}}{2H_3}; \\
Z_3' &= G_1 \frac{a_1}{6L_2} - P_{j1x} \frac{h_{g1}}{6L_2} + P_{j3y} \frac{h_{g1}}{2H_3}; \\
Z_4 &= G_1 \frac{a_1}{6L_2} - P_{j1x} \frac{h_{g1}}{6L_2} - P_{j4y} \frac{h_{g1}}{2H_4}; \\
Z_4' &= G_1 \frac{a_1}{6L_2} - P_{j1x} \frac{h_{g1}}{6L_2} + P_{j4y} \frac{h_{g1}}{2H_4}; \\
Z_5 &= G_1 \frac{a_1}{6L_2} - P_{j1x} \frac{h_{g1}}{6L_2} - P_{j5y} \frac{h_{g1}}{2H_5}; \\
Z_5' &= G_1 \frac{a_1}{6L_2} - P_{j1x} \frac{h_{g1}}{6L_2} + P_{j5y} \frac{h_{g1}}{2H_5}.
\end{aligned} \tag{2.24}$$

Навантаження на опорно-зчіпний пристрій визначимо із рівняння:

$$Z = G_1 \frac{b_2}{L_2} + P_{j1x} \frac{h_{g1}}{L_2}. \tag{2.25}$$

Із використанням рівнянь (2.24), враховуючи (2.20), (2.21) визначено нормальні реакції опорної поверхні на осях автопоїзда (табл. 2.1) при гальмуванні у прямолінійному русі та побудовано залежності нормальних реакцій на колесах осей автопоїзда від його сповільнення. При розрахунках використано технічні характеристики автопоїзда у складі двовісного автомобіля-тягача DAF XF 95.430 та напівпричепа KRONE SDP 24. Маса автопоїзда відповідає спорядженому стану (14390 кг).

Таблиця 2.1 – До визначення нормальних реакцій на осях автопоїзда

j, м/с ²	Величина нормальних реакцій на осях, Н										Σ, Н
	1		2		3		4		5		
	Z ₁	Z ₁ '	Z ₂	Z ₂ '	Z ₃	Z ₃ '	Z ₄	Z ₄ '	Z ₅	Z ₅ '	
0	14390	14390	27393	27393	9600	9600	9600	9600	9600	9600	141166
Σ	28780		54786		19200		19200		19200		141166
1	17517	17517	26219	26219	8949	8949	8949	8949	8949	8949	141166
Σ	35034		52438		17898		17898		17898		141166
3	23771	23771	23871	23871	7647	7647	7647	7647	7647	7647	141166
Σ	47542		47742		15294		15294		15294		141166
6	33152	33152	20346	20346	5695	5695	5695	5695	5695	5695	141166
Σ	66304		40692		11390		11390		11390		141166

На рис. 2.8 наведено зміну нормальних реакцій по осях автопоїзда при гальмуванні у прямолінійному русі. Як бачимо, зі зростанням інтенсивності гальмування відбувається довантаження передньої осі автомобіля-тягача та розвантаження задньої осі тягача і осей напівпричепа. Найбільш інтенсивно розвантажуються осі напівпричепа.

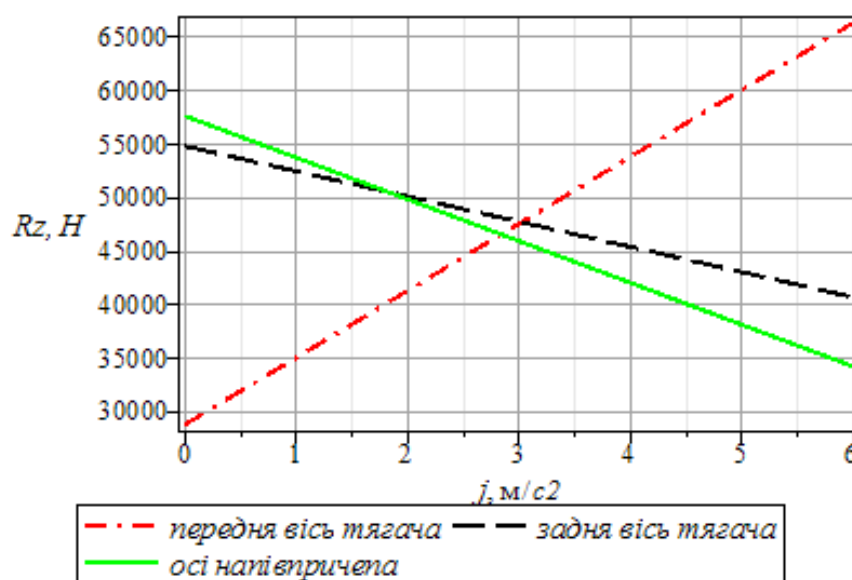


Рисунок 2.8 – Залежність нормальних реакцій опорної поверхні на осях автопоїзда від сповільнення у прямолінійному русі

На рис. 2.9 наведено зміну навантаження на осі напівпричепа та опорно-зчіпний пристрій від інтенсивності гальмування. Аналіз даних показує, що розвантаження осей напівпричепа супроводжується довантаженням опорно-зчіпного пристрою, в результаті чого збільшується навантаження на осі автомобіля-тягача.

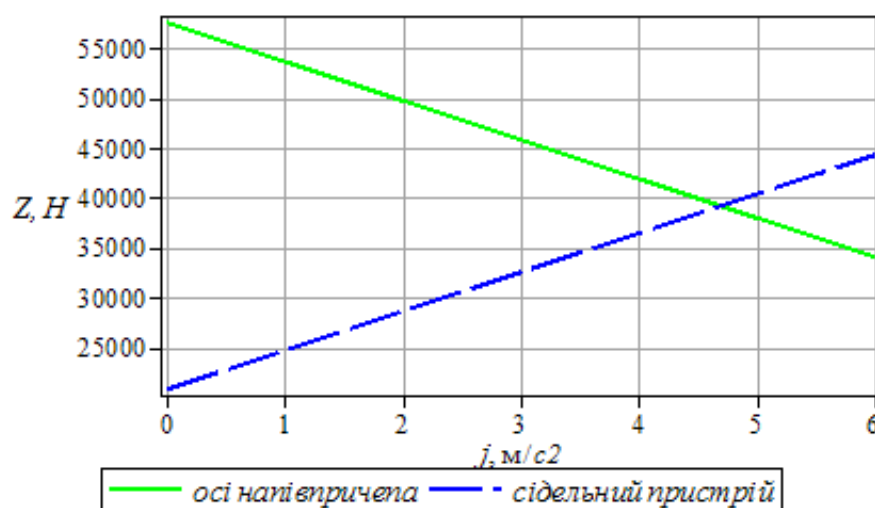


Рисунок 2.9 – Зміна навантаження на візок напівпричепа та опорно-зчіпний пристрій при гальмуванні автопоїзда

Для оцінки бортового розподілу нормальних реакцій опорної поверхні по осях автопоїзда при гальмуванні у прямолінійному русі, скористаємося залежностями, наведеними на рисунку 2.10. Цифрами 1-5 позначено відповідні осі автопоїзда, починаючи з передньої осі тягача, позначка r відноситься до коліс правого борту. Маса автопоїзда відповідає спорядженому стану (14390 кг). Із аналізу даних слідує, що при гальмуванні автопоїзда у прямолінійному русі забезпечується однакове навантаження коліс правого та лівого борту кожної осі.

На рисунку 2.11 наведено зміну нормальних опорних реакцій на колесах осей автопоїзда при гальмуванні у криволінійному русі. Цифрами 1-5 позначено відповідні осі автопоїзда, починаючи з передньої осі автомобіля-

тягача, позначка r відноситься до коліс правого борту. Маса автопоїзда відповідає спорядженому стану (14390 кг).

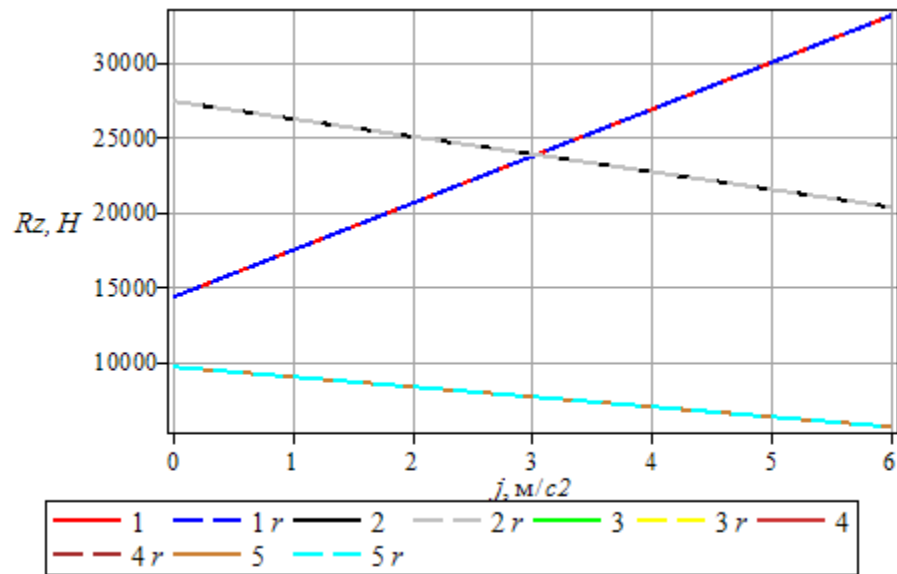


Рисунок 2.10 – Зміна нормальних реакцій опорної поверхні на колесах осей автопоїзда при гальмуванні у прямолінійному русі

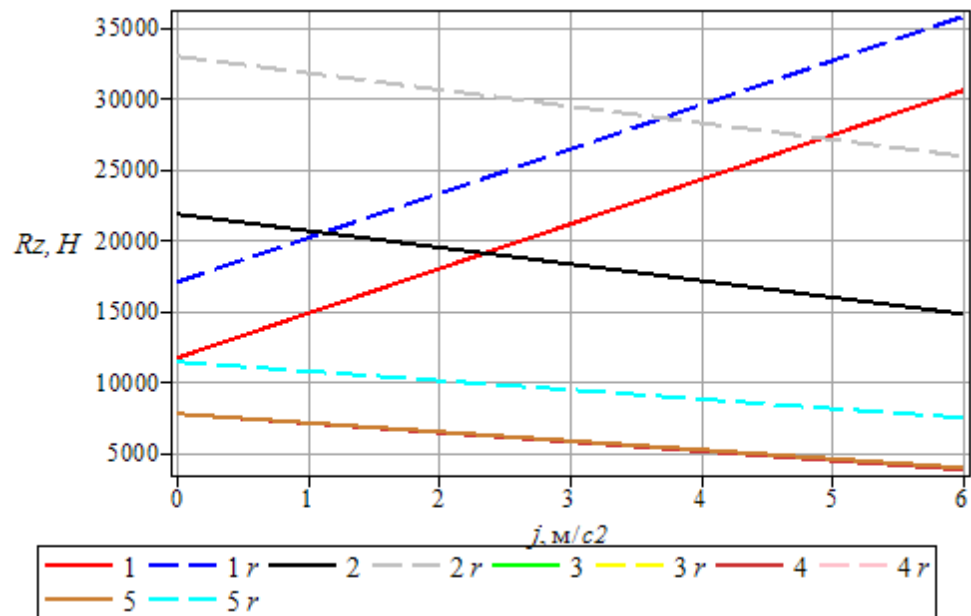


Рисунок 2.11 – Зміна нормальних реакцій опорної поверхні по колесах осей автопоїзда при гальмуванні на повороті

Відповідно до отриманих даних (рис. 2.11), зі зростанням інтенсивності гальмування відбувається перерозподіл нормальних опорних реакцій по осях та бортах автопоїзда. Передня вісь тягача довантажується, що спричиняє зростання опорних реакцій на її колесах. При цьому, більша нормальна реакція характерна для колеса правого борту, яке є зовнішнім щодо центру повороту автопоїзда. Нормальна реакція на передньому лівому колесі дещо менша, у порівнянні з гальмуванням у прямолінійному русі, що пояснюється його розвантаженням через вплив відцентрових сил. Найбільше бортове відхилення нормальних реакцій опорної поверхні характерне для задньої осі тягача. Через вплив відцентрових сил, відбувається довантаження колеса правого борту та розвантаження лівого. Аналогічні процеси спостерігаються на колесах осей напівпричепа.

Використовуючи вирази для визначення нормальних реакцій на колесах автопоїзда, знайдемо бічні сили на колесах його осей.

2.5 Бічні сили на колесах осей автопоїзда

Значний вплив на величину та напрям бічних реакцій $Y_{\alpha\beta}$, які виникають на колесах осей автопоїзда в процесі руху, має прийнята модель деформації пневматичного колеса в бічному напрямку.

Відомо, що в процесі руху колеса обладнаного еластичною шиною, під дією бічних сил відбувається його бічна деформація. В результаті, колесо рухається одночасно зі швидкістю V_x – в площині обертання та V_y – перпендикулярно площині обертання (рис. 2.12). Вектор швидкості V колеса дорівнює геометричній сумі швидкостей V_x та V_y і відхиляється від площини обертання на деякий кут δ [9, 92, 96, 104, 142, 145, 146]. Відхилення вектора швидкості колеса від площини його обертання під дією бічної сили називається явищем бічного відведення, а кут між цим вектором та площиною обертання – кутом відведення. Проковзування в контактi між шиною та опорною поверхнею не змінює форми траєкторії усталеного кочення колеса з відведенням, проте

впливає на співвідношення між бічною силою та спричиненим нею кутом відведення.

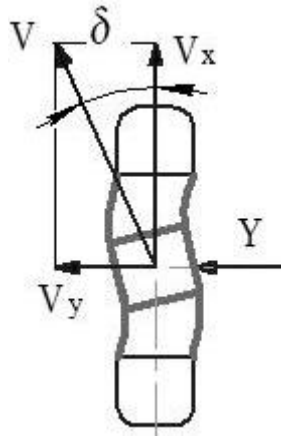


Рисунок 2.12 – Бічне відведення колеса

Однією із перших моделей взаємодії між колесом та поверхнею дороги була модель І. В. Рокара [142]. Згідно з аксіоматикою Рокара, якщо крива залежності бічної реакції від кута бічного відведення $Y=Y(\delta)$ при будь-якому значенні кута відведення $\delta > 0$ опукла, то даному випадку відповідають такі можливі аналітичні апроксимації

$$Y = k_0 \arctg(c\delta), \quad Y = k_0 \operatorname{th}(c\delta), \quad Y = \frac{k\delta}{\sqrt{1 + \chi^2 \delta^2}}, \quad (2.26)$$

де k – коефіцієнт опору відведення;

δ – кут відведення;

c – коефіцієнт пропорційності;

$\chi = k/Y^*$, $Y^* = \psi G$, Y^* – максимально можлива бічна сила;

ψ – коефіцієнт поперечного зчеплення між шиною та опорною поверхнею;

G – вертикальне навантаження на колесо.

Прийнявши останню із апроксимацій (2.26), отримаємо рівняння для визначення бічних реакцій $Y_{\alpha\beta}$ на осях автопоїзда:

$$Y_{\alpha\beta} = \frac{k_{\alpha\beta} \delta_{\alpha\beta}}{\sqrt{1 + \chi_{\alpha\beta}^2 \delta_{\alpha\beta}^2}}, \quad \chi_{\alpha\beta} = \frac{k_{\alpha\beta}}{\psi Z_{\alpha\beta}}. \quad (2.27)$$

Для визначення показників стійкості руху автопоїзда в гальмівному режимі, більш зручною є залежність, запропонована Д. А. Антоновим [96]. Вчений розробив теорію нелінійного відведення, в якій враховується вплив на опір відведенню множини факторів, а також мінливість самих факторів в процесі руху колеса. Він запропонував визначати значення коефіцієнта опору бічному відведенню в функції деякої постійної величини цього коефіцієнта та низки перемінних коефіцієнтів.

$$Y = q k_{Y0e} \delta, \quad (2.28)$$

де k_{Y0e} – екстремальне значення коефіцієнта опору відведення k_{Y0} (при $\delta = 0$) у залежності від величини вертикального навантаження на колесо $k_{Y0} = f(Z)$;

q – коефіцієнт корекції зв'язку між бічною силою і кутом відведення. Він визначається добутком коректуючих коефіцієнтів:

$$q = q_N q_T q_\gamma q_\varphi q_k q_w q_{gr} q_{zk} q_{nv}. \quad (2.29)$$

Коректуючі коефіцієнти, що входять до складу формули, враховують вплив таких факторів:

q_N – вертикальне навантаження;

q_T – тягові та гальмівні зусилля на колесах;

q_γ – кут нахилу колеса до площини дороги при його вертикальному переміщенні;

q_φ – якість дорожнього покриття;

q_k – коливання колеса при його русі по нерівній поверхні;

q_w – тиск повітря у шині;

q_{gr} – властивості ґрунтової дороги;

q_{zk} – наявність у конструкції автомобіля задніх керованих коліс;

q_{nv} – неусталене відведення.

Коефіцієнт q_N , відповідно до методики Д. А. Антонова [96] рекомендується визначати із співвідношення:

$$q_N = 1 - 0,6 \left(\frac{\Delta R_{Ze}}{R_{Ze}} \right)^2 + 0,4 \left(\frac{\Delta R_{Ze}}{R_{Ze}} \right)^3 - 0,1 \left(\frac{\Delta R_{Ze}}{R_{Ze}} \right) - 0,1 \left(\frac{\Delta R_{Ze}}{R_{Ze}} \right)^2 \operatorname{sgn} \frac{\Delta R_{Ze}}{R_{Ze}}, \quad (2.30)$$

де $\Delta R_{Ze} = R_Z - R_{Ze}$,

R_Z – нормальна реакція опорної поверхні на колеса автопоїзда;

R_{Ze} – нормальна реакція опорної поверхні, що відповідає екстремальному значенню коефіцієнта опору бічному відведенню. Її значення обчислюють із рівняння:

$$R_{Ze} = R_{Znom} - 0,0726 \left(\frac{HD}{B} \right)^2 \left(\frac{d}{B} \right)^2 \left(\frac{n_w + 8}{n_w} \right) H (D^2 - d^2)^2 \times \\ \times \left[3,75 R_{Znom} + 15 - 1000 \left(\frac{n_w}{n_w + 10} \right) DB^2 \sqrt{\frac{B}{H}} \right], \quad (2.31)$$

де R_{Znom} – нормальна реакція опорної поверхні, що відповідає номінальному тиску повітря в шині за каталогом фірми-виробника, Н;

H – висота профілю шини, м;

B – ширина профілю шини, м;

n_w – кількість шарів корду шини;

D, d – зовнішній і внутрішній діаметри шини, м.

У процесі дослідження розглядаємо сидельний дволанковий автопоїзд, який складається з двовісного автомобіля-тягача DAF XF 95.430 та тривісного напівпричепа KRONE SDP 24. Тягач обладнаний шинами розміром 315/80R22,5; напівпричіп – шинами 385/65R22,5.

На рис. 2.13 наведено залежність, яка описує зміну коефіцієнта корекції вертикального навантаження від нормальної реакції опорної поверхні на

колесах осей автопоїзда, побудовану на основі рівняння (2.30). Зважаючи на конструктивні особливості напівпричепа, нормальні реакції опорної поверхні на його осях прийнято однаковими.

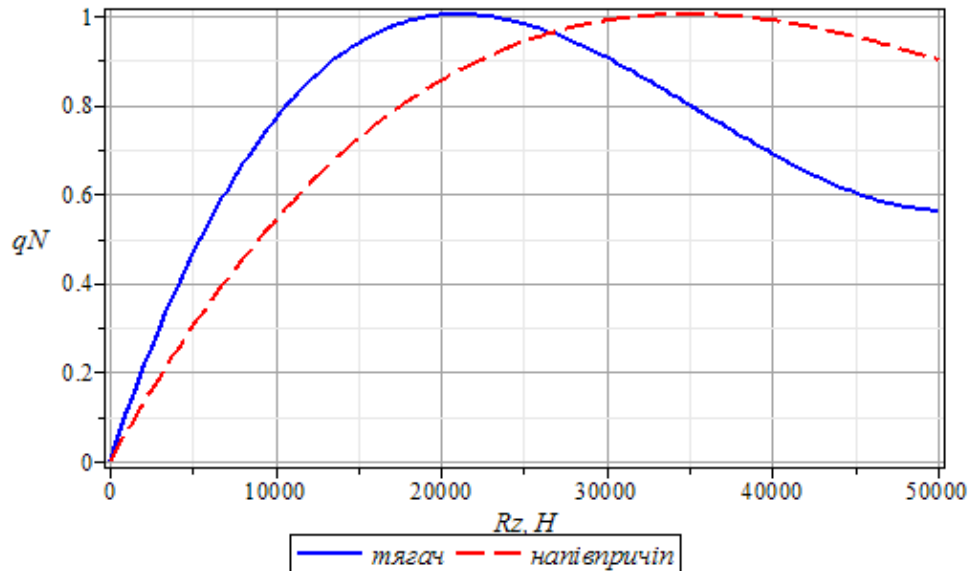


Рисунок 2.13 – Залежність коефіцієнта корекції вертикального навантаження від зміни нормальних реакцій опорної поверхні на колесах осей автопоїзда

Із аналізу даних (рис. 2.13) з'ясовуємо, що при зростанні нормальних реакцій в контакт колеса з опорною поверхнею, коефіцієнт q_N , а відповідно і коефіцієнт k_{y0} опору бічному відведенню колеса, спочатку зростає та досягає максимального значення, а потім починає зменшуватися.

Також коефіцієнт корекції вертикального навантаження q_N можна визначити із формули, запропонованої А. С. Літвіновим [9]:

$$q_N = 2,4 \frac{R_z}{R_{zm}} - 1,8 \left(\frac{R_z}{R_{zm}} \right)^2 + 0,4 \left(\frac{R_z}{R_{zm}} \right)^3, \quad (2.32)$$

де R_z – нормальна реакція опорної поверхні на колеса автопоїзда;

R_{zm} – нормальна реакція опорної поверхні, при якій значення коефіцієнта опору бічному відведенню є максимальним.

Описуючи дану залежність, автор зауважує, що з її використанням можна отримати результати близькі до експериментальних в межах зміни R_z від нуля до $2R_{zm}$. На рисунку 2.14 наведено залежність коефіцієнта корекції впливу вертикального навантаження на коефіцієнт опору відведення шини від зміни нормальної опорної реакції на колесах ланок автопоїзда, розраховану із рівняння (2.32).

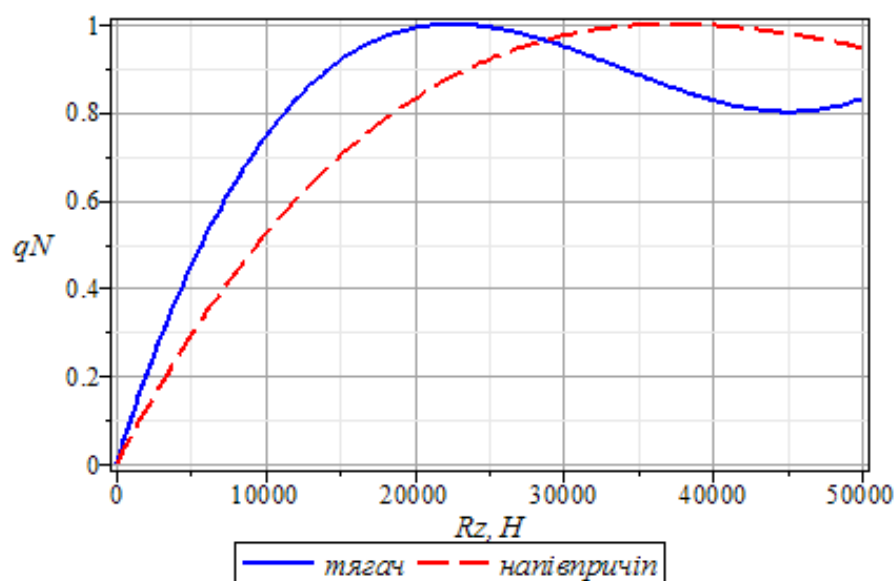


Рисунок 2.14 – Залежність коефіцієнта корекції вертикального навантаження від нормальних реакцій опорної поверхні на колесах осей автопоїзда

Аналіз даних, рис. 2.13 і 2.14, показує, що в зоні експлуатаційних навантажень на колеса автомобіля-тягача і напівпричіпа коефіцієнт корекції вертикального навантаження від нормальних реакцій опорної поверхні на колесах осей автопоїзда практично однаковий.

Коефіцієнт q_T корекції тягових або гальмівних зусиль визначають залежно від значення коефіцієнта використання сили зчеплення k_s . Якщо $k_s \leq 0,5$, то q_T рекомендується визначати із залежності:

$$q_T = \frac{\sqrt{1 - \left(\frac{R_x}{\phi R_z}\right)^2}}{1 + 0,375 \frac{R_x}{R_z}}, \quad (2.33)$$

де R_x – гальмівна (тягова) сила на колесах осей автопоїзда;

При значенні $k_s > 0,5$, коефіцієнт q_T рекомендується визначати із залежності:

$$q_T = \frac{\sqrt{1 - \left(\frac{R_x}{\phi R_z}\right)^2}}{1 + 3 \left(1 - \left|\frac{R_x}{\phi R_z}\right|\right) \left(0,08 + 0,17 \frac{R_z}{R_{zn}}\right) \left(1 - \frac{R_y}{R_{ym}}\right) \frac{R_x}{R_z}} + \frac{4\phi R_z}{k_{yo}} \left(0,5 + \frac{R_x}{\phi R_z}\right), \quad (2.34)$$

де R_{zn} – номінальне нормальне навантаження на шину; R_{ym} – максимальна бічна сила по зчепленню колеса, яку визначають з рівняння:

$$R_{ym} = \sqrt{(\phi R_z)^2 - R_x^2}. \quad (2.35)$$

Прийmemo $R_x / R_z = \gamma$ – питома гальмівна сила на колесі автопоїзда. На рис. 2.15 наведена залежність коефіцієнта q_T , що враховує наявність гальмівних зусиль при визначенні коефіцієнта опору бічному відведенню колеса, від питомої гальмівної сили γ , отримана на основі рівняння (2.33).

Із аналізу даних (рис. 2.15) випливає, що питома гальмівна сила чинить значний вплив на коефіцієнт опору бічному відведенню. Тому при дослідженні показників стійкості руху автопоїзда в гальмівному режимі необхідно приймати до уваги значення коефіцієнта q_T , що враховує наявність гальмівних зусиль при визначенні коефіцієнта опору бічному відведенню колеса.

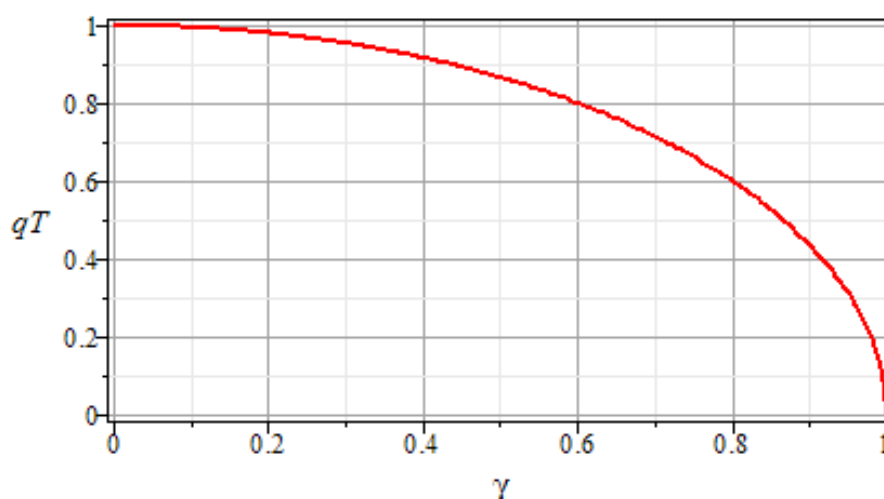


Рисунок 2.15 – Залежність коефіцієнта впливу гальмівних сил на коефіцієнт опору бічному відведенню від питомої гальмівної сили

На рис. 2.16 наведено залежність коефіцієнта врахування впливу гальмівних сил на коефіцієнт опору бічному відведенню шин від коефіцієнта зчеплення колеса з опорною поверхнею. Залежність побудована із рівняння (2.33), при $\gamma = 0,1$.

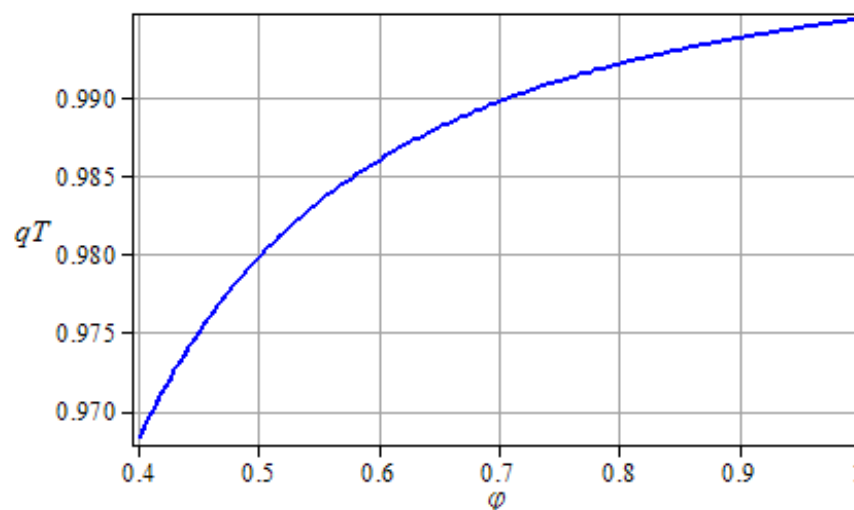


Рисунок 2.16 – Залежність коефіцієнта впливу гальмівних сил на коефіцієнт опору бічному відведенню колеса від коефіцієнта зчеплення колеса з опорною поверхнею

Коефіцієнт q_φ для якості дорожнього покриття визначають із залежності:

$$q_{\varphi} = \frac{\arctg \left[\frac{q_N k_{Y0e} \pi}{2\varphi R_z} (\delta - 0,026) \right]}{\frac{q_N k_{Y0e} \pi}{2\varphi R_z} (\delta - 0,026)}, \quad (2.36)$$

де φ – коефіцієнт зчеплення колеса з опорною поверхнею;

δ – кут бічного відведення колеса автопоїзда;

k_{Y0e} – екстремальний коефіцієнт опору бічному відведенню, значення якого визначають із рівняння:

$$k_{Y0e} = 1000 \left(\frac{n_w}{n_w + 10} \right) D B^2 \sqrt{\frac{B}{H}} + \frac{6,2}{d^3 (n_w + 8)} \left[\frac{D H B}{(D^2 - d^2) d} \right] p_w, \quad (2.37)$$

де H – висота профілю шини;

B – ширина профілю шини;

n_w – кількість шарів корду шини;

D, d – зовнішній і внутрішній діаметри шини;

p_w – тиск повітря в шині.

Як бачимо із рівняння (2.37), екстремальний коефіцієнт опору бічному відведенню шини напряму залежить від тиску повітря в шині. Тому збільшення чи зменшення тиску повітря спричиняє пропорційне зростання чи зниження значення коефіцієнта k_{Y0e} .

На рисунку 2.17 наведено графік зміни коефіцієнта k_{Y0e} від тиску повітря для шин автомобіля-тягача (315/80 R22,5) та напівпричепа (385/65 R22,5).

На рис. 2.18 наведено залежність, що описує зміну значення коефіцієнта q_{φ} , який враховує якість дорожнього покриття при визначенні коефіцієнта опору бічному відведенню колеса, від величини нормальних реакцій опорної поверхні на колесах осей автопоїзда. При побудові залежностей проаналізовано такі значення кутів відведення коліс автопоїзда: $\delta = 0,06$; $\delta = 0,08$; $\delta = 0,12$; $\delta = 0,16$. Коефіцієнт зчеплення коліс з опорною поверхнею прийнято $\varphi = 0,7$.

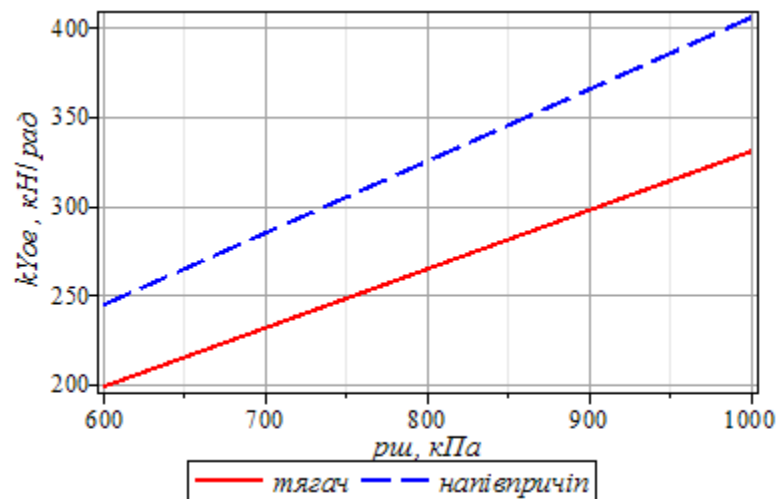


Рисунок 2.17 – До визначення залежності екстремального коефіцієнта опору бічному відведенню від тиску повітря в шині

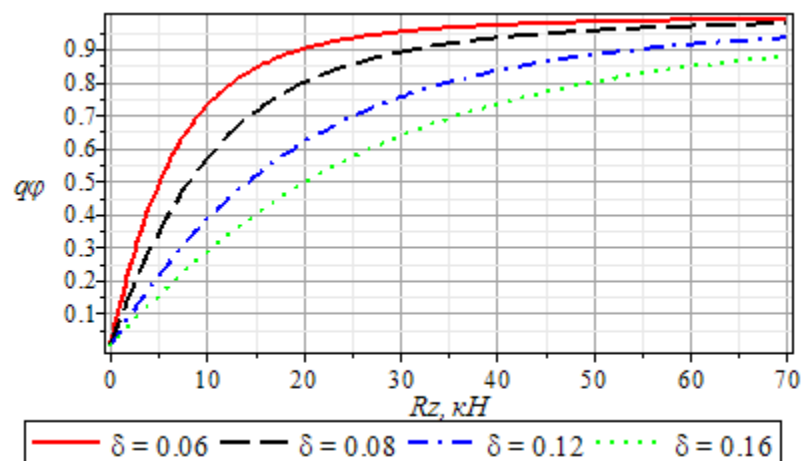


Рисунок 2.18 – Залежність коефіцієнта, що враховує якість дорожнього покриття від зміни нормальної реакції опорної поверхні на колесо

Зважаючи на конструктивні особливості досліджуваного автопоїзда, та з огляду на те, що автомобільні поїзди в основному експлуатуються на дорогах з твердим покриттям, коефіцієнти q_{γ} , q_k , q_w , q_{gr} , q_{zk} , q_{nv} можна прийняти рівними одиниці. Тоді отримаємо таку залежність для визначення бічних сил на колесах осей автопоїзда:

$$Y = q_N q_T q_{\varphi} k_{Yoe} \delta = q k_{Yoe} \delta. \quad (2.38)$$

Відповідно до геометричних параметрів шин коліс автомобіля-тягача та напівпричепа і величини номінального тиску повітря в шинах, екстремальне значення коефіцієнта опору відведення k_{y0e} становить:

- для коліс передньої осі автомобіля-тягача $k_{y0e1} = 185000$ Н/рад;
- для коліс задньої осі автомобіля-тягача $k_{y0e2} = 245000$ Н/рад;
- для коліс напівпричепа $k_{y0e3} = 265000$ Н/рад.

У процесі дослідження показників стійкості руху автопоїзда у гальмівному режимі, значення коефіцієнтів корекції q_N , q_T , q_ϕ прийматимемо відповідно до умов руху автопоїзда.

2.6 Диференціальні рівняння руху автопоїзда

Використовуючи метод перетинів, виведемо диференціальні рівняння руху автопоїзда у гальмівному режимі з урахуванням кутів встановлення його осей та характеру розподілу гальмівних сил по колесах його мостів. Досліджуваний автопоїзд складається з двовісного сидельного автомобіля-тягача та тривісного напівпричепа з некерованими осями (рис. 2.1). Скористаємося підходами та рекомендаціями, наведеними у [97]. Умовно розділимо автомобільний поїзд на окремі ланки, ввівши горизонтальні зусилля P_x та P_y і вертикальне навантаження P_z в опорно-зчіпному пристрої.

Відповідно з принципом д'Аламбера системи активних сил, сил реакцій та сил інерції, які діють на ланки автопоїзда знаходяться в рівновазі. Рівняння плоскопаралельного руху для окремих ланок автопоїзда запишемо у вигляді:

для автомобіля-тягача:

$$m(\dot{v} - \omega u) - X_1 \cos \theta - X'_1 \cos \theta' - Y_1 \sin \theta - Y'_1 \sin \theta' - (X_2 + X'_2) \cos \beta_2 - (Y_2 + Y'_2) \sin \beta_2 + P_x = 0;$$

$$m(\dot{u} + \omega v) + Y_1 \cos \theta + Y'_1 \cos \theta' - X_1 \sin \theta - X'_1 \sin \theta' - (X_2 + X'_2) \sin \beta_2 + (Y_2 + Y'_2) \cos \beta_2 + P_y = 0;$$

$$\begin{aligned}
I\dot{\omega} = & (-X_1 \sin \theta + Y_1 \cos \theta)(a - p \sin \theta) + (-X'_1 \sin \theta' + Y'_1 \cos \theta')(a + p \sin \theta') + \\
& + (X_1 \cos \theta + Y_1 \sin \theta)(n_1 + p \cos \theta) - (X'_1 \cos \theta' + Y'_1 \sin \theta')(n_1 + p \cos \theta') - \\
& - X_2(n_2 - b \sin \beta_2) - X'_2(n_2 + b \sin \beta_2) - (Y_2 + Y'_2)b \cos \beta_2 - P_y c - M_{c1}.
\end{aligned} \quad (2.39)$$

для напівпричепа:

$$\begin{aligned}
& m_1(\dot{v}_1 - \omega_1 u_1) - (X_{31} + X'_{31}) \cos \beta_3 + (Y_{31} + Y'_{31}) \sin \beta_3 - (X_{32} + X'_{32}) \cos \beta_4 + \\
& + (Y_{32} + Y'_{32}) \sin \beta_4 - (X_{33} + X'_{33}) \cos \beta_5 + (Y_{33} + Y'_{33}) \sin \beta_5 - P_x \cos \varphi + P_y \sin \varphi = 0; \\
& m_1(\dot{u}_1 + \omega_1 v_1) - (X_{31} + X'_{31}) \sin \beta_3 + (Y_{31} + Y'_{31}) \cos \beta_3 - (X_{32} + X'_{32}) \sin \beta_4 + \\
& + (Y_{32} + Y'_{32}) \cos \beta_4 - (X_{33} + X'_{33}) \sin \beta_5 + (Y_{33} + Y'_{33}) \cos \beta_5 - P_x \sin \varphi + P_y \cos \varphi = 0; \\
& I_1 \dot{\omega}_1 = X_{31}(n_3 - b_1 \sin \beta_3) - X'_{31}(n_3 + b_1 \sin \beta_3) - (Y_{31} + Y'_{31})b_1 \cos \beta_3 + \\
& + X_{32}(n_4 - b_2 \sin \beta_4) - X'_{32}(n_4 + b_2 \sin \beta_4) - (Y_{32} + Y'_{32})b_2 \cos \beta_4 + \\
& + X_{33}(n_5 - b_3 \sin \beta_5) - X'_{33}(n_5 + b_3 \sin \beta_5) - (Y_{33} + Y'_{33})b_3 \cos \beta_5 - \\
& - (P_x \sin \varphi + P_y \cos \varphi)a_1 - M_{c2}.
\end{aligned} \quad (2.40)$$

Помножимо перші два рівняння системи рівнянь (2.40) на $\cos \varphi$ і $\sin \varphi$, а потім на $-\sin \varphi$ і $\cos \varphi$ та складемо їх. Отримаємо:

$$\begin{aligned}
& m_1[(\dot{v}_1 - \omega_1 u_1) \cos \varphi + (\dot{u}_1 + \omega_1 v_1) \sin \varphi] = \\
& = -(X_{31} + X'_{31})(\cos \beta_3 \cdot \cos \varphi + \sin \beta_3 \cdot \sin \varphi) + \\
& + (Y_{31} + Y'_{31})(\sin \beta_3 \cdot \cos \varphi + \cos \beta_3 \sin \varphi) - \\
& - (X_{32} + X'_{32})(\cos \beta_4 \cdot \cos \varphi + \sin \beta_4 \cdot \sin \varphi) + \\
& + (Y_{32} + Y'_{32})(\sin \beta_4 \cdot \cos \varphi + \cos \beta_4 \sin \varphi) - \\
& - (X_{33} + X'_{33})(\cos \beta_5 \cdot \cos \varphi + \sin \beta_5 \cdot \sin \varphi) + \\
& + (Y_{33} + Y'_{33})(\sin \beta_5 \cdot \cos \varphi + \cos \beta_5 \sin \varphi) - P_x;
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& m_1 [-(\dot{v}_1 - \omega_1 u_1) \sin \varphi + (\dot{u}_1 + \omega_1 v_1) \cos \varphi] = \\
& = -(X_{31} + X'_{31})(\cos \beta_3 \cdot \sin \varphi + \sin \beta_3 \cdot \cos \varphi) - \\
& - (Y_{31} + Y'_{31})(\sin \beta_3 \cdot \sin \varphi + \cos \beta_3 \cos \varphi) - \\
& - (X_{32} + X'_{32})(\cos \beta_4 \cdot \sin \varphi + \sin \beta_4 \cdot \cos \varphi) - \\
& - (Y_{32} + Y'_{32})(\sin \beta_4 \cdot \sin \varphi + \cos \beta_4 \cos \varphi) - \\
& - (X_{33} + X'_{33})(\cos \beta_5 \cdot \sin \varphi + \sin \beta_5 \cdot \cos \varphi) - \\
& - (Y_{33} + Y'_{33})(\sin \beta_5 \cdot \sin \varphi + \cos \beta_5 \cos \varphi) + P_y.
\end{aligned} \tag{2.41}$$

Із рівнянь (2.41) визначимо сили взаємодії між автомобілем-тягачем та напівпричепом. Після ряду спрощень та обчислень отримаємо:

$$\begin{aligned}
P_x = & -m_1 [(\dot{v}_1 - \omega_1 u_1) \cos \varphi + (\dot{u}_1 + \omega_1 v_1) \sin \varphi] - (X_{31} + X'_{31})(\cos(\beta_3 - \varphi)) + \\
& + (Y_{31} + Y'_{31})(\sin(\beta_3 + \varphi)) - (X_{32} + X'_{32})(\cos(\beta_4 - \varphi)) + (Y_{32} + Y'_{32})(\sin(\beta_4 + \varphi)) - \\
& - (X_{33} + X'_{33})(\cos(\beta_5 - \varphi)) + (Y_{33} + Y'_{33})(\sin(\beta_5 + \varphi));
\end{aligned} \tag{2.42}$$

$$\begin{aligned}
P_y = & m_1 [-(\dot{v}_1 - \omega_1 u_1) \sin \varphi + (\dot{u}_1 + \omega_1 v_1) \cos \varphi] - (X_{31} + X'_{31})(\sin(\beta_3 + \varphi)) - \\
& - (Y_{31} + Y'_{31})(\cos(\beta_3 - \varphi)) - (X_{32} + X'_{32})(\sin(\beta_4 + \varphi)) - (Y_{32} + Y'_{32})(\cos(\beta_4 - \varphi)) - \\
& - (X_{33} + X'_{33})(\sin(\beta_5 + \varphi)) - (Y_{33} + Y'_{33})(\cos(\beta_5 - \varphi)).
\end{aligned} \tag{2.43}$$

Проаналізуємо перші два рівняння системи (2.39) та рівняння (2.41). Складемо однойменні рівняння, щоби виключити із них сили взаємодії між автомобілем-тягачем та напівпричепом. Отримаємо:

$$\begin{aligned}
m(\dot{v} - \omega u) - m_1 [(\dot{v}_1 - \omega_1 u_1) \cos \varphi + (\dot{u}_1 + \omega_1 v_1) \sin \varphi] = & -X_1 \cos \theta - X'_1 \cos \theta' - \\
& - Y_1 \sin \theta - Y'_1 \sin \theta' - (X_2 + X'_2) \cos \beta_2 - (Y_2 + Y'_2) \sin \beta_2 - (X_{31} + X'_{31}) \times \\
& \times (\cos(\beta_3 - \varphi)) + (Y_{31} + Y'_{31})(\sin(\beta_3 + \varphi)) - (X_{32} + X'_{32})(\cos(\beta_4 - \varphi)) + \\
& + (Y_{32} + Y'_{32})(\sin(\beta_4 + \varphi)) - (X_{33} + X'_{33})(\cos(\beta_5 - \varphi)) + (Y_{33} + Y'_{33})(\sin(\beta_5 + \varphi));
\end{aligned} \tag{2.44}$$

$$\begin{aligned}
m(\dot{u} + \omega v) + m_1 [-(\dot{v}_1 - \omega_1 u_1) \sin \varphi + (\dot{u}_1 + \omega_1 v_1) \cos \varphi] = & Y_1 \cos \theta + \\
& + Y'_1 \cos \theta' - X_1 \sin \theta - X'_1 \sin \theta' - (X_2 + X'_2) \sin \beta_2 + (Y_2 + Y'_2) \cos \beta_2 - \\
& - (X_{31} + X'_{31})(\sin(\beta_3 + \varphi)) - (Y_{31} + Y'_{31})(\cos(\beta_3 - \varphi)) - \\
& - (X_{32} + X'_{32})(\sin(\beta_4 + \varphi)) - (Y_{32} + Y'_{32})(\cos(\beta_4 - \varphi)) - \\
& - (X_{33} + X'_{33})(\sin(\beta_5 + \varphi)) - (Y_{33} + Y'_{33})(\cos(\beta_5 - \varphi)).
\end{aligned} \tag{2.45}$$

Запишемо рівняння (2.42) і (2.43) з урахуванням (2.2) – (2.4), отримаємо залежності для визначення сил взаємодії ланок у горизонтальній площині:

$$\begin{aligned}
 P_x = & -m_1[\dot{\nu} - \omega u - \dot{\omega}_1 a_1 \sin \varphi + \omega^2 c + \omega_1^2 a_1 \cos \varphi] - \\
 & - (X_{31} + X'_{31})(\cos(\beta_3 - \varphi)) + (Y_{31} + Y'_{31})(\sin(\beta_3 + \varphi)) - \\
 & - (X_{32} + X'_{32})(\cos(\beta_4 - \varphi)) + (Y_{32} + Y'_{32})(\sin(\beta_4 + \varphi)) - \\
 & - (X_{33} + X'_{33})(\cos(\beta_5 - \varphi)) + (Y_{33} + Y'_{33})(\sin(\beta_5 + \varphi));
 \end{aligned} \tag{2.46}$$

$$\begin{aligned}
 P_y = & m_1[\dot{u} + \omega v - \dot{\omega}_1 a_1 \cos \varphi - \dot{\omega} c - \omega_1^2 a_1 \sin \varphi] - \\
 & - (X_{31} + X'_{31})(\sin(\beta_3 + \varphi)) - (Y_{31} + Y'_{31})(\cos(\beta_3 - \varphi)) - \\
 & - (X_{32} + X'_{32})(\sin(\beta_4 + \varphi)) - (Y_{32} + Y'_{32})(\cos(\beta_4 - \varphi)) - \\
 & - (X_{33} + X'_{33})(\sin(\beta_5 + \varphi)) - (Y_{33} + Y'_{33})(\cos(\beta_5 - \varphi)).
 \end{aligned} \tag{2.47}$$

Підставимо рівняння (2.46) та (2.47) в треті рівняння систем (2.39) і (2.40). Після ряду спрощень та перетворень отримаємо:

$$\begin{aligned}
 (I + m_1 c^2) \dot{\omega} = & m_1 c \dot{u} + m_1 c a_1 \dot{\omega}_1 \cos \varphi - m_1 c \omega v + m_1 c a_1 \omega_1^2 \sin \varphi + \\
 & + (-X_1 \sin \theta + Y_1 \cos \theta)(a - p \sin \theta) + (-X'_1 \sin \theta' + Y'_1 \cos \theta')(a + p \sin \theta') + \\
 & + (X_1 \cos \theta + Y_1 \sin \theta)(n_1 + p \cos \theta) - (X'_1 \cos \theta' + Y'_1 \sin \theta')(n_1 + p \cos \theta') - \\
 & - X_2(n_2 - b \sin \beta_2) - X'_2(n_2 + b \sin \beta_2) - (Y_2 + Y'_2)b \cos \beta_2 - M_{c1} - \\
 & - c(X_{31} + X'_{31})(\sin(\beta_3 + \varphi)) - c(Y_{31} + Y'_{31})(\cos(\beta_3 - \varphi)) - \\
 & - c(X_{32} + X'_{32})(\sin(\beta_4 + \varphi)) - c(Y_{32} + Y'_{32})(\cos(\beta_4 - \varphi)) - \\
 & - c(X_{33} + X'_{33})(\sin(\beta_5 + \varphi)) - c(Y_{33} + Y'_{33})(\cos(\beta_5 - \varphi));
 \end{aligned} \tag{2.48}$$

$$\begin{aligned}
(I_1 + m_1 a_1^2) \dot{\omega}_1 &= m_1 a_1 \dot{v} \sin \varphi + m_1 a_1 \omega u \sin \varphi - m_1 a_1 \dot{u} \cos \varphi - \\
&- m_1 a_1 c \omega^2 \sin \varphi + m_1 a_1 \omega v \cos \varphi - m_1 c a_1 \dot{\omega} \cos \varphi - \\
&- (X_{31} + X'_{31})(\cos(\beta_3 - \varphi))(a_1 \sin \varphi) + (Y_{31} + Y'_{31})(\sin(\beta_3 + \varphi))(a_1 \sin \varphi) - \\
&- (X_{32} + X'_{32})(\cos(\beta_4 - \varphi))(a_1 \sin \varphi) + (Y_{32} + Y'_{32})(\sin(\beta_4 + \varphi))(a_1 \sin \varphi) - \\
&- (X_{33} + X'_{33})(\cos(\beta_5 - \varphi))(a_1 \sin \varphi) + (Y_{33} + Y'_{33})(\sin(\beta_5 + \varphi))(a_1 \sin \varphi) - \\
&- (X_{31} + X'_{31})(\sin(\beta_3 + \varphi))(a_1 \cos \varphi) - (Y_{31} + Y'_{31})(\cos(\beta_3 - \varphi))(a_1 \cos \varphi) - \\
&- (X_{32} + X'_{32})(\sin(\beta_4 + \varphi))(a_1 \cos \varphi) - (Y_{32} + Y'_{32})(\cos(\beta_4 - \varphi))(a_1 \cos \varphi) - \\
&- (X_{33} + X'_{33})(\sin(\beta_5 + \varphi))(a_1 \cos \varphi) - (Y_{33} + Y'_{33})(\cos(\beta_5 - \varphi))(a_1 \cos \varphi) + \\
&+ X_{31}(n_3 - b_1 \sin \beta_3) - X'_{31}(n_3 + b_1 \sin \beta_3) - (Y_{31} + Y'_{31})b_1 \cos \beta_3 + \\
&+ X_{32}(n_4 - b_2 \sin \beta_4) - X'_{32}(n_4 + b_2 \sin \beta_4) - (Y_{32} + Y'_{32})b_2 \cos \beta_4 + \\
&+ X_{33}(n_5 - b_3 \sin \beta_5) - X'_{33}(n_5 + b_3 \sin \beta_5) - (Y_{33} + Y'_{33})b_3 \cos \beta_5 - M_{c2}.
\end{aligned} \tag{2.49}$$

На основі спільного вирішення рівнянь (2.46), (2.47) та системи рівнянь (2.39), виконавши ряд перетворень у (2.48) та (2.49), враховуючи (2.2) – (2.4), отримаємо систему диференціальних рівнянь, що описують рух ланок дволанкового сидельного автопоїзда у гальмівному режимі. Для отримання можливості оцінки впливу регулювання гальмівних сил по осях та бортах транспортного засобу в процесі проведення обчислень, додатково введемо в рівняння коефіцієнти нерівномірності k_{pi} гальмівних сил. Отримаємо:

- по змінній v

$$\begin{aligned}
e1 &= -(m + m_1) \dot{v} + m_1 a_1 \dot{\omega} \sin \varphi - m_1 a_1 \ddot{\varphi} \sin \varphi + (m + m_1) \omega u - \\
&- m_1 \omega^2 (c + a_1 \cos \varphi) - m_1 a_1 \dot{\varphi}^2 \cos \varphi + 2m_1 a_1 \omega \dot{\varphi} \cos \varphi - \\
&- X_1 k_{p1} \cos \theta - X'_1 k'_{p1} \cos \theta' - Y_1 \sin \theta - Y'_1 \sin \theta' - (X_2 k_{p2} + X'_2 k'_{p2}) \cos \beta_2 - \\
&- (Y_2 + Y'_2) \sin \beta_2 - X_{31} k_{p3} \cos(\beta_3 - \varphi) - X'_{31} k'_{p3} \cos(\beta_3 - \varphi) + \\
&+ Y_{31} \sin(\beta_3 + \varphi) + Y'_{31} \sin(\beta_3 + \varphi) - X_{32} k_{p4} \cos(\beta_4 - \varphi) - \\
&+ X'_{32} k'_{p4} \cos(\beta_4 - \varphi) + Y_{32} \sin(\beta_4 + \varphi) + Y'_{32} \sin(\beta_4 + \varphi) - \\
&- X_{33} k_{p5} \cos(\beta_5 - \varphi) - X'_{33} k'_{p5} \cos(\beta_5 - \varphi) + Y_{33} \sin(\beta_5 + \varphi) + Y'_{33} \sin(\beta_5 + \varphi);
\end{aligned}$$

• ПО ЗМІННІЙ u

$$\begin{aligned}
 e2 = & -(m + m_1)\ddot{u} + m_1\dot{\omega}(c + a_1 \cos \varphi) - m_1 a_1 \dot{\varphi} \cos \varphi - (m + m_1)\omega v + \\
 & + m_1 a_1 \omega^2 \sin \varphi + m_1 a_1 \dot{\varphi}^2 \sin \varphi - 2m_1 a_1 \omega \dot{\varphi} \sin \varphi + Y_1 \cos \theta + Y'_1 \cos \theta' - \\
 & - X_1 k_{p1} \sin \theta - X'_1 k'_{p1} \sin \theta' - (X_2 k_{p2} + X'_2 k'_{p2}) \sin \beta_2 + (Y_2 + Y'_2) \cos \beta_2 - \\
 & - X_{31} k_{p3} \sin(\beta_3 + \varphi) - X'_{31} k'_{p3} \sin(\beta_3 + \varphi) - Y_{31} \cos(\beta_3 - \varphi) - Y'_{31} \cos(\beta_3 - \varphi) - \\
 & - X_{32} k_{p4} \sin(\beta_4 + \varphi) - X'_{32} k'_{p4} \sin(\beta_4 + \varphi) - Y_{32} \cos(\beta_4 - \varphi) - Y'_{32} \cos(\beta_4 - \varphi) - \\
 & - X_{33} k_{p5} \sin(\beta_5 + \varphi) - X'_{33} k'_{p5} \sin(\beta_5 + \varphi) - Y_{33} \cos(\beta_5 - \varphi) - Y'_{33} \cos(\beta_5 - \varphi);
 \end{aligned}$$

• ПО ЗМІННІЙ ω

$$\begin{aligned}
 e3 = & -[I + m_1 c(c + a_1 \cos \varphi)]\dot{\omega} + m_1 c \ddot{u} + m_1 c a_1 \dot{\varphi} \cos \varphi + m_1 c v \omega - m_1 c a_1 \omega^2 \sin \varphi - \\
 & - m_1 c a_1 \dot{\varphi}^2 \sin \varphi + 2m_1 c a_1 \omega \dot{\varphi} \sin \varphi + (-X_1 k_{p1} \sin \theta + Y_1 \cos \theta)(a - p \sin \theta) + \\
 & + (-X'_1 k'_{p1} \sin \theta' + Y'_1 \cos \theta')(a + p \sin \theta') + (X_1 k_{p1} \cos \theta + Y_1 \sin \theta)(n_1 + p \cos \theta) - \\
 & - (X'_1 k'_{p1} \cos \theta' + Y'_1 \sin \theta')(n_1 + p \cos \theta') - X_2 k_{p2} (n_2 - b \sin \beta_2) - X'_2 k'_{p2} (n_2 + b \sin \beta_2) - \\
 & - (Y_2 + Y'_2) b \cos \beta_2 - M_{c1} - c(X_{31} k_{p3} + X'_{31} k'_{p3})(\sin(\beta_3 + \varphi)) - c(Y_{31} + Y'_{31}) \times \\
 & \times (\cos(\beta_3 - \varphi)) - c(X_{32} k_{p4} + X'_{32} k'_{p4})(\sin(\beta_4 + \varphi)) - c(Y_{32} + Y'_{32})(\cos(\beta_4 - \varphi)) - \\
 & - c(X_{33} k_{p5} + X'_{33} k'_{p5})(\sin(\beta_5 + \varphi)) - c(Y_{33} + Y'_{33})(\cos(\beta_5 - \varphi));
 \end{aligned}$$

• ПО ЗМІННІЙ φ

$$\begin{aligned}
 e4 = & (I_1 + m_1 a_1^2)\ddot{\varphi} - [I_1 + m_1 a_1(a_1 + c \cos \varphi)]\dot{\omega} + m_1 a_1 \dot{v} \sin \varphi - m_1 a_1 \ddot{u} \cos \varphi + \\
 & + m_1 a_1 \omega v \cos \varphi + m_1 a_1 \omega u \sin \varphi - m_1 c a_1 \omega^2 \sin \varphi - \\
 & - (X_{31} k_{p3} + X'_{31} k'_{p3})(\cos(\beta_3 - \varphi))(a_1 \sin \varphi) + (Y_{31} + Y'_{31})(\sin(\beta_3 + \varphi))(a_1 \sin \varphi) - \\
 & - (X_{32} k_{p4} + X'_{32} k'_{p4})(\cos(\beta_4 - \varphi))(a_1 \sin \varphi) + (Y_{32} + Y'_{32})(\sin(\beta_4 + \varphi))(a_1 \sin \varphi) - \\
 & - (X_{33} k_{p5} + X'_{33} k'_{p5})(\cos(\beta_5 - \varphi))(a_1 \sin \varphi) + (Y_{33} + Y'_{33})(\sin(\beta_5 + \varphi))(a_1 \sin \varphi) - \\
 & - (X_{31} k_{p3} + X'_{31} k'_{p3})(\sin(\beta_3 + \varphi))(a_1 \cos \varphi) - (Y_{31} + Y'_{31})(\cos(\beta_3 - \varphi))(a_1 \cos \varphi) - \quad (2.50) \\
 & - (X_{32} k_{p4} + X'_{32} k'_{p4})(\sin(\beta_4 + \varphi))(a_1 \cos \varphi) - (Y_{32} + Y'_{32})(\cos(\beta_4 - \varphi))(a_1 \cos \varphi) - \\
 & - (X_{33} k_{p5} + X'_{33} k'_{p5})(\sin(\beta_5 + \varphi))(a_1 \cos \varphi) - (Y_{33} + Y'_{33})(\cos(\beta_5 - \varphi))(a_1 \cos \varphi) + \\
 & + X_{31} k_{p3} (n_3 - b_1 \sin \beta_3) - X'_{31} k'_{p3} (n_3 + b_1 \sin \beta_3) - (Y_{31} + Y'_{31}) b_1 \cos \beta_3 + \\
 & + X_{32} k_{p4} (n_4 - b_2 \sin \beta_4) - X'_{32} k'_{p4} (n_4 + b_2 \sin \beta_4) - (Y_{32} + Y'_{32}) b_2 \cos \beta_4 + \\
 & + X_{33} k_{p5} (n_5 - b_3 \sin \beta_5) - X'_{33} k'_{p5} (n_5 + b_3 \sin \beta_5) - (Y_{33} + Y'_{33}) b_3 \cos \beta_5 - M_{c2}.
 \end{aligned}$$

В результаті проведених розрахунків, отримано систему диференціальних рівнянь (2.50), які описують рух дволанкового автопоїзда у горизонтальній площині з урахуванням кутів встановлення його осей та характеру розподілу гальмівних сил по мостах та бортах транспортного засобу. Із використанням рівнянь (2.50) можна визначити чотири невідомих v , u , ω , φ .

Основні результати, отримані у даному розділі, наведено у роботі [175].

2.7 Висновки по розділу

На основі прийнятих припущень розроблено математичну модель дволанкового сидельного автопоїзда, що описує його рух в гальмівному режимі з урахуванням кутів встановлення осей та характеру розподілу гальмівних сил по колесах мостів.

Із використанням методу перетинів отримано систему диференціальних рівнянь (2.50), які описують рух ланок досліджуваного автопоїзда. Дані рівняння в подальшому будуть використані для дослідження показників стійкості руху автопоїзда в гальмівному режимі з урахуванням змін, які можуть відбуватися в ходовій частині та гальмівній системі в умовах експлуатації, а також при виборі оптимальних конструктивних та технічних параметрів тягача та напівпричепа.

Для розв'язку диференціальних рівнянь руху автопоїзда визначено необхідні кінематичні та геометричні співвідношення. Зокрема, наведено рівняння для визначення нормальних реакцій опорної поверхні на колесах осей ланок з урахуванням їх перерозподілу по осях та бортах при гальмуванні автопоїзда у прямолінійному та криволінійному русі. Отримано рівняння для визначення кутів відведення коліс тягача та напівпричепа з урахуванням перекосу осей.

РОЗДІЛ 3

ІНТЕГРУВАННЯ РІВНЯНЬ РУХУ АВТОПОЇЗДА ТА ЇХ АНАЛІЗ

3.1 Лінеаризовані рівняння стаціонарних рухів автопоїзда

У другому розділі нами отримано рівняння, які описують рух ланок автопоїзда у горизонтальній площині. Дані рівняння є суттєво нелінійними, а тому вирішити їх надзвичайно складно, навіть із використанням сучасної обчислювальної техніки.

Вважатимемо, що кути повороту зовнішнього та внутрішнього коліс тягача однакові ($\theta = \theta'$). Для визначення показників стійкості автопоїзда при русі у гальмівному режимі необхідно провести розв'язок диференціальних рівнянь руху, що дозволить з'ясувати реакції ланок автомобільного поїзда на збурення. Розглянемо детальніше стаціонарні рухи автопоїзда. Відповідно до [97] стаціонарними рухами автопоїзда у площині дороги вважатимемо прямолінійні та кругові. Для дослідження стійкості автопоїзда за стаціонарних рухів традиційними методами необхідно скласти рівняння збуреного руху. Варто зазначити, що в некритичних за Ляпуновим випадках можна обмежитися аналізом лінійного наближення стаціонарних рухів. У даному випадку характеристичне рівняння матиме шостий порядок з надто громіздкими коефіцієнтами, а тому прямий аналіз такого рівняння та отримання аналітичних результатів буде надто складним. Для вирішення даної проблеми, в роботі [97] автор радить використовувати прийом, заснований на аналізі руху всіх точок автопоїзда по траєкторіях достатньо великих радіусів кривизни та подальшому граничному переході з метою отримання необхідних умов стійкості прямолінійного руху за умови виконання кругового руху.

3.2 Стійкість руху автопоїзда у гальмівному режимі

Стійкість руху автомобільних поїздів у гальмівному режимі залежить від їх технічного стану та умов експлуатації. Під час руху автопоїздів, під впливом

дорожніх умов, водіям інколи доводиться вдаватися до екстреного гальмування. Хоч частка екстрених гальмувань незначна, проте, саме вони визначають безпеку руху транспортних засобів. Порівняно із службовими гальмуваннями, екстрені є більш небезпечними, особливо при нерівних гальмівних силах на колесах осей автопоїзда, оскільки можуть спричинити втрату стійкості транспортного засобу. При гальмуванні автопоїзда із бортовою нерівномірністю гальмівних сил виникає обертовий момент у горизонтальній площині, що може призвести до заносу та відхилення автопоїзда навіть при незаблокованих колесах, а також спричинити складання його ланок. Значний вплив на експлуатаційні властивості автопоїздів та стійкість зокрема, чинить також порушення геометрії їх ходової частини, особливо перекося осей.

З огляду на це, проведемо дослідження стійкості руху сидельного дволанкового автопоїзда у гальмівному режимі з урахуванням змін, які можуть відбуватися в ходовій частині та гальмівній системі причіпної ланки в умовах експлуатації. Зокрема, проаналізуємо вплив перекося осей напівпричепа та бортової нерівномірності гальмівних сил на колесах його мостів.

Для оцінки гальмівної динаміки автопоїзда проаналізуємо кутові та лінійні відхилення траєкторії напівпричепа щодо траєкторії тягача.

Рух автопоїзда у гальмівному режимі вважатимемо практично стійким, якщо він залишається в межах допустимої смуги руху, тобто бічне відхилення його ланок не перевищуватиме $\pm 3\%B_r$, що для досліджуваного автопоїзда становить 0,075 м.

Вимогами нормативних документів [36, 45] регламентована максимальна швидкість руху транспортних засобів при дослідженні їх гальмівної динаміки. Зокрема, відповідно до норм, встановлених Правилами ЄЕК ООН №13, при дослідженні показників гальмівної динаміки транспортних засобів категорії N_3 початкова швидкість v_0 їх гальмування при відключеному двигуні та гарячих гальмівних механізмах повинна становити 60 км/год. Дослідження проводитимемо відповідно до даних вимог.

3.3 Рівняння руху автомобільного поїзда у гальмівному режимі

Після прикладення до колеса гальмівного моменту, виникає гальмівна сила, значення якої, відповідно до [78], можна визначити із рівнянь:

$$P = \begin{cases} \frac{M}{r}, \text{ при } \frac{M}{r} < \varphi_x Z \\ \varphi_x Z, \text{ при } \frac{M}{r} \geq \varphi_x Z \end{cases}, \quad (3.1)$$

де M – величина гальмівного моменту;

r – радіус колеса;

φ_x – коефіцієнт зчеплення колеса з опорною поверхнею у поздовжньому напрямку;

Z – нормальна реакція опорної поверхні.

Для отримання можливості встановлення та регулювання значення бортової нерівномірності гальмівних сил введемо коефіцієнт нерівномірності k_p у рівняння, які визначають величину гальмівних сил. Тоді з рівняння (3.1) отримаємо:

$$X_{ij} = \begin{cases} \frac{M}{r} k_p, \text{ при } \frac{M}{r} < \varphi_x Z \\ \varphi_x Z k_p, \text{ при } \frac{M}{r} \geq \varphi_x Z \end{cases}, \quad (3.2)$$

де X_{ij} – величина гальмівного зусилля, прикладеного до i -ої осі, j -го колеса.

Досліджуваний автопоїзд обладнаний гальмівною системою із пневматичним приводом. Тому закон зміни гальмівного моменту з часом приймемо відповідно до залежності, запропонованої у [86]:

$$M_{\pi} = M_0 [1 - \exp(-n_i t)], \quad (3.3)$$

де M_0 – максимальний гальмівний момент, який може бути реалізований гальмівним механізмом;

t – час, впродовж якого відбувається зростання тиску повітря в гальмівній камері;

n_i – параметр, який характеризує швидкість зростання тиску повітря у гальмівній камері.

Одним із рішень системи диференціальних рівнянь (2.50), доповнених рівняннями (2.2) – (2.4) при $\theta = 0$, $M_c = 0$ є $v = \text{const}$, $u = 0$, $\omega = 0$, $\varphi = 0$, $\dot{\varphi} = 0$. Воно характеризує рух усіх точок автомобільного поїзда по прямій. Прийнемо це рішення за незбурене та проведемо дослідження його стійкості.

Рівняння, які визначають поздовжню і бічну проекції швидкості центра мас напівпричепа запишемо у вигляді:

$$\begin{aligned} v_1 &= v; \\ u_1 &= v\varphi + (u - \omega c) - (\omega - \dot{\varphi})a_1. \end{aligned} \quad (3.4)$$

З урахуванням (3.4) отримаємо рівняння для визначення середніх кутів відведення коліс осей автопоїзда:

$$\begin{aligned} \delta_1 &= -\frac{u}{v} + \frac{a\omega}{v}; \\ \delta_2 &= -\frac{u}{v} + \frac{b\omega}{v}; \\ \delta_3 &= -\beta_3 - \varphi - \frac{u + (c + a_1 + b_1)\omega - \varphi(L_1 + n_3 \sin \beta_3) + n_3 \sin \beta_3(\omega + \dot{\beta}_3)}{v + n_3 \cos \beta_3(\omega - \varphi + \dot{\beta}_3)}; \\ \delta_4 &= -\beta_4 - \varphi - \frac{u + (c + a_1 + b_2)\omega - \varphi(L_2 + n_4 \sin \beta_4) + n_4 \sin \beta_4(\omega + \dot{\beta}_4)}{v + n_4 \cos \beta_4(\omega - \varphi + \dot{\beta}_4)}; \end{aligned} \quad (3.5)$$

$$\delta_5 = -\beta_5 - \varphi - \frac{u + (c + a_1 + b_3)\omega - \phi(L_3 + n_5 \sin \beta_5) + n_5 \sin \beta_5 (\omega + \beta_5)}{\nu + n_5 \cos \beta_5 (\omega - \phi + \beta_5)}.$$

Для опису залежності бічної сили від кута відведення при визначенні показників стійкості руху автопоїзда в гальмівному режимі скористаємося залежністю, запропонованою Д. А. Антоновим:

$$Y_{ij} = q_N q_T q_\varphi k_{Y0e} \delta_{ij}. \quad (3.6)$$

Із врахуванням прийнятих припущень, рівняння (2.50), що описують рух автопоїзда, приймуть вигляд:

$$\begin{aligned} (m + m_1)\ddot{u} - m_1\dot{\omega}(c + a_1) + m_1 a_1 \ddot{\phi} = & qk_{Y0e1}\delta_1 + qk_{Y0e1}\delta'_1 - \\ & - (\varphi_x Z_2 k_{p2} + \varphi_x Z'_2 k'_{p2}) \sin \beta_2 + (qk_{Y0e2}\delta_2 + qk_{Y0e2}\delta'_2) \cos \beta_2 - \\ & - (\varphi_x Z_3 k_{p3} + \varphi_x Z'_3 k'_{p3}) \sin \beta_3 - (qk_{Y0e3}\delta_3 + qk_{Y0e3}\delta'_3) \cos \beta_3 - \\ & - (\varphi_x Z_4 k_{p4} + \varphi_x Z'_4 k'_{p4}) \sin \beta_4 - (qk_{Y0e3}\delta_4 + qk_{Y0e3}\delta'_4) \cos \beta_4 - \\ & - (\varphi_x Z_5 k_{p5} + \varphi_x Z'_5 k'_{p5}) \sin \beta_5 - (qk_{Y0e3}\delta_5 + qk_{Y0e3}\delta'_5) \cos \beta_5; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} [I + m_1 c(c + a_1)]\ddot{\omega} - m_1 c \ddot{u} - m_1 c a_1 \ddot{\phi} = & -(qk_{Y0e1}\delta_1 + qk_{Y0e1}\delta'_1)a - \\ & - (\varphi_x Z_1 k_{p1} + \varphi_x Z'_1 k'_{p1})(n_1 + p) - \varphi_x Z_2 k_{p2}(n_2 - b \sin \beta_2) - \\ & - \varphi_x Z'_2 k'_{p2}(n_2 + b \sin \beta_2) - (qk_{Y0e2}\delta_2 + qk_{Y0e2}\delta'_2)b \cos \beta_2 - \\ & - (\varphi_x Z_3 k_{p3} + \varphi_x Z'_3 k'_{p3})c \sin \beta_3 - (qk_{Y0e3}\delta_3 + qk_{Y0e3}\delta'_3)c \cos \beta_3 - \\ & - (\varphi_x Z_4 k_{p4} + \varphi_x Z'_4 k'_{p4})c \sin \beta_4 - (qk_{Y0e3}\delta_4 + qk_{Y0e3}\delta'_4)c \cos \beta_4 - \\ & - (\varphi_x Z_5 k_{p5} + \varphi_x Z'_5 k'_{p5})c \sin \beta_5 - (qk_{Y0e3}\delta_5 + qk_{Y0e3}\delta'_5)c \cos \beta_5; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} (I_1 + m_1 a_1^2)\ddot{\phi} - [I_1 + m_1 a_1(a_1 + c)]\ddot{\omega} + m_1 a_1 \ddot{u} = & \\ & - (\varphi_x Z_3 k_{p3} + \varphi_x Z'_3 k'_{p3})L_1 \sin \beta_3 - (qk_{Y0e3}\delta_3 + qk_{Y0e3}\delta'_3)L_1 \cos \beta_3 - \\ & - (\varphi_x Z_4 k_{p4} + \varphi_x Z'_4 k'_{p4})L_2 \sin \beta_4 - (qk_{Y0e3}\delta_4 + qk_{Y0e3}\delta'_4)L_2 \cos \beta_4 - \\ & - (\varphi_x Z_5 k_{p5} + \varphi_x Z'_5 k'_{p5})L_3 \sin \beta_5 - (qk_{Y0e3}\delta_5 + qk_{Y0e3}\delta'_5)L_3 \cos \beta_5 - \\ & - (\varphi_x Z_3 k_{p3} + \varphi_x Z'_3 k'_{p3})n_3 - (\varphi_x Z_4 k_{p4} + \varphi_x Z'_4 k'_{p4})n_4 - \\ & - (\varphi_x Z_5 k_{p5} + \varphi_x Z'_5 k'_{p5})n_5. \end{aligned} \quad (3.7)$$

Використовуючи рівняння (3.7) проаналізуємо прямолінійних рух автомобільного поїзда у гальмівному режимі. Через складність цих рівнянь отримати аналітичні рішення для u , ω , φ неможливо, тому вирішимо їх чисельно у середовищі Maple.

3.4 Дослідження стійкості прямолінійного руху автопоїзда у гальмівному режимі

В якості об'єкта дослідження оберемо автопоїзд у складі двовісного автомобіля-тягача DAF XF 95.430 та напівпричепа KRONE SDP 24, категорії N3+O4, колеса якого обладнані АБС. Технічні характеристики ланок автопоїзда наведено у розділі 4.

Нормальні і бічні реакції на колесах осей автопоїзда у різних режимах руху приймемо у відповідності до розділу 2. Приймемо, також, інші дані, необхідні для розрахунків: $a = 2,13$ м; $b = 1,46$ м; $c = 0,895$ м; $a_1 = 5,6$ м; $b_1 = 0,72$ м; $b_2 = 2,03$ м; $b_3 = 3,34$ м; $L = 3,59$ м; $L_1 = 6,32$ м; $L_2 = 7,63$ м; $L_3 = 8,94$ м; $B = 2,05$ м; $B_1 = 2,04$ м; $p = 0,3$ м; $n_1 = 0,725$ м; $n_2 = 0,918$ м; $n_3 = n_4 = n_5 = 1,02$ м; $h_g = 1,78$ м; $h_{g1} = 1,93$ м; $m = 6390$ кг; $m_1 = 8000$ кг; $\varphi_x = 0,7$; $\varphi_y = 0,9$; $I = 5089$ кг·м²; $I_1 = 24023$ кг·м²; $J = 0,35 \cdot m \cdot a \cdot b$ кг·м²; $J_1 = 0,8 \cdot m_1 \cdot a_1 \cdot b_2$ кг·м²; $k_{Y_{Oe1}} = 185000$ Н/рад; $k_{Y_{Oe2}} = 245000$ Н/рад; $k_{Y_{Oe3}} = k_{Y_{Oe4}} = k_{Y_{Oe5}} = 265000$ Н/рад.

Теоретичні дослідження стійкості автопоїзда у гальмівному режимі руху проведемо у три етапи. Під час першого етапу проаналізуємо стійкість руху автопоїзда при наявності нерівномірності гальмівних сил по колесах осей напівпричепа. На другому етапі проаналізуємо стійкість руху автопоїзда з перекосом осей напівпричепа у гальмівному режимі та за відсутності нерівномірності гальмівних сил на колесах. При цьому визначимо вплив на стійкість як величини так і напрямку перекосу осей. Третій етап передбачає дослідження стійкості руху автопоїзда при наявності перекосу мостів напівпричепа та нерівномірності гальмівних сил по колесах осей.

3.4.1 Стійкість прямолінійного руху автопоїзда за наявності нерівномірності гальмівних сил по колесах осей напівпричепа

Згідно вимог ДСТУ 3649-2010 максимальне значення коефіцієнта нерівномірності гальмівних сил на колесах однієї осі транспортного засобу не повинно перевищувати 30%. У процесі дослідження, нерівномірність гальмівних зусиль по колесах осей напівпричепа змінюватимемо в межах від 0 до 13% від величини номінального гальмівного зусилля на колесі P_r . З огляду на це, в процесі розрахунків, для коефіцієнтів нерівномірності гальмівних сил приймемо такі значення: $k_p = 1$ – для коліс, до яких прикладене більше гальмівне зусилля та $k_p = 0,87$ – для коліс з меншим гальмівним зусиллям.

В ході дослідження розглянемо різні схеми нерівномірності гальмівних сил на колесах осей напівпричепа. У таблиці 3.1 наведено фактори, комбінації яких визначають схему нерівномірності гальмівних сил. Вони включають величину нерівномірності, а також положення коліс з більшими та меншими гальмівними зусиллями. Осям присвоєні номери X1, X2, X3, що відповідають передньому, середньому та задньому мостам напівпричепа, відповідно. При цьому, значенню “0” відповідає номінальний рівень гальмівного зусилля P_r , при якому відсутня бортова нерівномірність гальмівних сил осі напівпричепа; значенню “-1” відповідає гальмівне зусилля величиною $0,87P_r$ на колесах лівого борту моста; значенню “+1” – $0,87P_r$ на колесах правого борту моста.

Таблиця 3.1 – Фактори, які визначають схему бортової нерівномірності гальмівних сил на осях напівпричепа

Рівень прояву фактору	Номер осі		
	X1	X2	X3
Основний рівень	0	0	0
Верхній рівень (+)	+1	+1	+1
Нижній рівень (-)	-1	-1	-1

На початку досліджень проаналізуємо рух автопоїзда з рівномірним розподілом гальмівних сил. Отримані результати приймемо за базовий рівень,

керуючись яким, оцінюватимемо стійкість руху автопоїзда при гальмуванні з різними схемами нерівномірності гальмівних сил.

План проведення дослідження гальмівної динаміки автопоїзда за наявності нерівномірності гальмівних сил на колесах осей напівпричепа наведено у таблиці 3.2. Результати досліджень наведено в таблиці 3.3.

Таблиця 3.2 – План проведення досліджень гальмівних властивостей автопоїзда

Схема нерівномірності гальмівних зусиль	Номер осі		
	X1	X2	X3
Схема 1	0	0	0
Схема 2	- 1	0	0
Схема 3	0	+1	0
Схема 4	0	0	- 1
Схема 5	- 1	0	+1
Схема 6	- 1	0	- 1
Схема 7	0	+1	-1
Схема 8	0	-1	+1
Схема 9	- 1	+1	+1
Схема 10	+ 1	- 1	-1
Схема 11	- 1	- 1	- 1
Схема 12	+ 1	+ 1	+ 1

На основі аналізу даних, наведених у таблиці 3.3, робимо висновки про те, що за будь-якої схеми нерівномірності гальмівних сил по колесах осей напівпричепа зростає шлях гальмування автопоїзда. Проте, за обраних вихідних даних, жодне з отриманих значень гальмівного шляху не перевищує допустимого, регламентованого нормативними документами.

Аналіз даних показує, що нерівномірність гальмівних сил на колесах правого або лівого борту однаково спричиняє деяке зростання відхилення траєкторії напівпричепа від траєкторії автомобіля-тягача (рис. 3.1). При цьому, не значні відхилення спостерігаються при нерівномірності на колесах однієї чи двох осей, що не порушує стійкості автопоїзда.

Таблиця 3.3 – Результати досліджень гальмівних властивостей автопоїзда за наявності нерівномірності гальмівних сил на осях напівпричепа

Схема нерівномірності гальмівних зусиль	Показники гальмівної динаміки автопоїзда			
	Шлях гальмування, м	Зміщення траєкторії напівпричепа щодо траєкторії тягача, м	Час гальмування, с	Сповільнення при гальмуванні, м/с^2
Схема 1	35,45	0,012	3,32	5,02
Схема 2	35,61	-0,018	3,34	4,99
Схема 3	35,61	0,017	3,34	4,99
Схема 4	35,61	-0,020	3,34	4,99
Схема 5	35,78	-0,032	3,35	4,98
Схема 6	35,78	-0,059	3,35	4,98
Схема 7	35,78	0,030	3,35	4,98
Схема 8	35,78	0,031	3,35	4,98
Схема 9	35,95	0,051	3,37	4,95
Схема 10	35,95	-0,053	3,37	4,95
Схема 11	35,95	-0,078	3,37	4,95
Схема 12	35,95	0,077	3,37	4,95

Гірші показники стійкості притаманні автопоїзду з нерівномірністю гальмівних сил усіх осей напівпричепа. Зокрема, для схем нерівномірності гальмівних сил № 11 та 12 автопоїзд втрачає стійкість, оскільки відхилення траєкторії напівпричепа щодо траєкторії тягача перевищує допустимі межі ($\pm 0,075$ м).

3.4.2 Стійкість прямолінійного руху автопоїзда з перекосом осей напівпричепа

На другому етапі досліджень проаналізуємо стійкість автопоїзда у гальмівному режимі за наявності перекосу мостів напівпричепа. За даних умов вважатимемо, що гальмівні зусилля, прикладені до коліс автопоїзда є рівномірними.

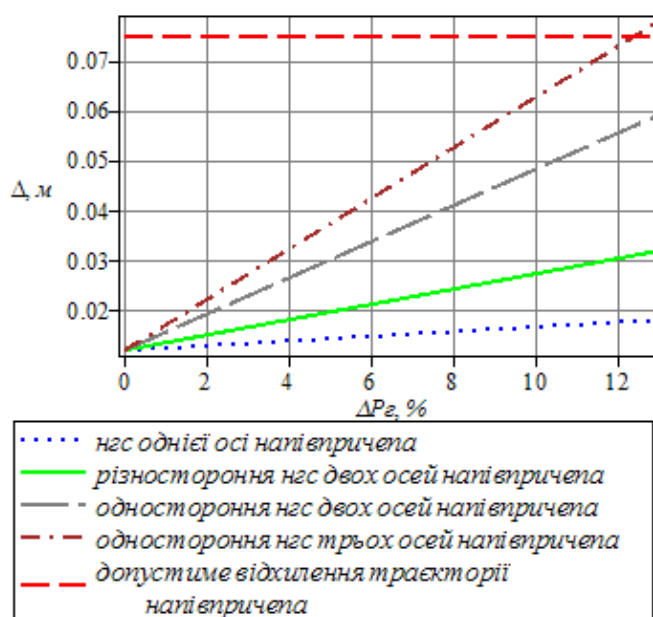


Рисунок 3.1 – До аналізу відхилень траєкторії напівпричепа з бортовою нерівномірністю гальмівних сил від траєкторії тягача

При дослідженні гальмівної динаміки автопоїзда за наявності перекосу осей, проаналізуємо типові схеми встановлення мостів напівпричепа (рис. 3.2), зокрема: схему без перекосу осей (рис. 3.2 а), схему з перекосом однієї осі (рис. 3.2 б), схеми з однобічним та різнобічним перекосом двох мостів (рис. 3.2 в) та схему з однобічним перекосом всіх мостів напівпричепа (рис. 3.2 г). При цьому, з'ясуємо вплив величини та напрямку перекосу на стійкість автопоїзда у гальмівному режимі за прямолінійного руху.

У таблиці 3.4 наведено фактори, які визначають схему перекосу осей напівпричепа. Вони включають в себе величину та напрям перекосу кожної осі. Осям присвоєні номери X1, X2, X3, що відповідають передньому, середньому та задньому мостам напівпричепа, відповідно.

Таблиця 3.4 – Визначальні фактори, прийняті при встановленні схеми перекосу осей

Рівень прояву фактору	Номер осі		
	X1	X2	X3
Основний рівень	0	0	0
Верхній рівень (+)	+1	+1	+1
Нижній рівень (-)	-1	-1	-1

Величину перекосу осей змінюватимемо в межах від 0° до 3° ліворуч та праворуч. При перекосі моста на 3° праворуч, величина перекосу буде зі знаком “+1”, при перекосі на 3° ліворуч – зі знаком “-1”, за відсутності перекосу моста – зі знаком “0”. На початку дослідження розглянемо рух автопоїзда у гальмівному режимі без перекосу осей, отримані результати приймемо в якості базового рівня показників стійкості руху автопоїзда на даному етапі дослідження. План проведення другого етапу теоретичних досліджень наведено у таблиці 3.5.

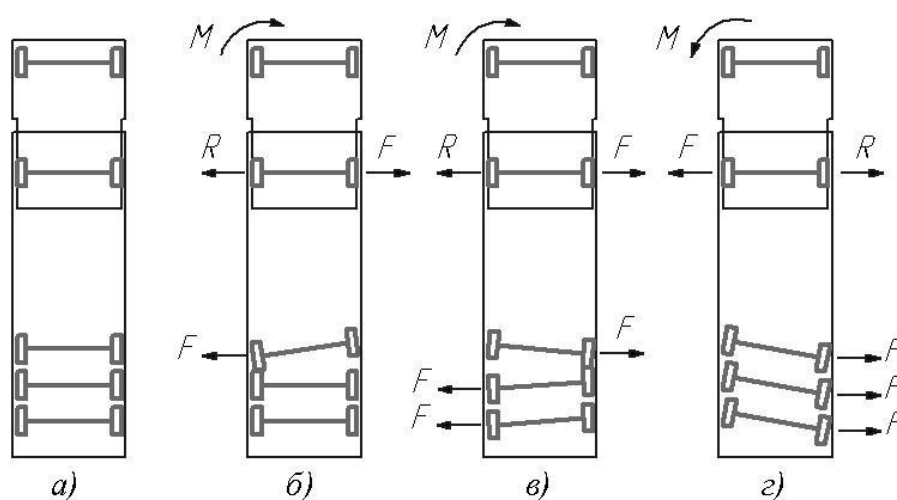


Рисунок 3.2 – Схеми перекосу мостів напівпричепа

Таблиця 3.5 – План проведення досліджень стійкості руху автопоїзда за наявності перекосу мостів напівпричепа

Схема перекосу осей напівпричепа	Номер осі		
	X1	X2	X3
Схема 1	0	0	0
Схема 2	-1	0	0
Схема 3	0	+1	0
Схема 4	0	0	-1
Схема 5	-1	0	+1
Схема 6	-1	0	-1
Схема 7	0	+1	-1
Схема 8	0	-1	+1
Схема 9	-1	+1	+1
Схема 10	+1	-1	-1
Схема 11	-1	-1	-1
Схема 12	+1	+1	+1

Результати проведених досліджень наведено у таблиці 3.6.

Аналіз даних другого етапу досліджень (таблиця 3.6) показує, що перекося осей напівпричепа не погіршує ефективності гальмування автопоїзда. Адже для кожної зі схем перекося характерне деяке зменшення гальмівного шляху та часу гальмування. Це пояснюється зростанням значення коефіцієнта опору кочення коліс, що зумовлює підвищення сили опору руху автопоїзда. Проте, ці явища підвищують знос протектора шин та спричиняють їх передчасне спрацювання, погіршують тягово-швидкісні властивості та паливну економічність автопоїзда.

Таблиця 3.6 – Результати досліджень гальмівних властивостей автопоїзда з перекосям мостів напівпричепа

Схема перекося осей напівпричепа	Показники гальмівної динаміки автопоїзда			
	Шлях гальмування, м	Зміщення траєкторії напівпричепа щодо траєкторії тягача, м	Час гальмування, с	Сповільнення при гальмуванні, м/с^2
Схема 1	35,45	0,012	3,32	5,02
Схема 2	35,33	0,065	3,30	5,05
Схема 3	35,33	-0,067	3,30	5,05
Схема 4	35,34	0,069	3,30	5,05
Схема 5	35,17	0,034	3,28	5,08
Схема 6	35,33	0,185	3,30	5,05
Схема 7	35,17	-0,032	3,28	5,08
Схема 8	35,19	0,033	3,28	5,08
Схема 9	35,08	-0,140	3,27	5,10
Схема 10	35,05	0,150	3,27	5,10
Схема 11	35,41	0,275	3,31	5,04
Схема 12	35,42	-0,275	3,31	5,04

Сповільнення автомобільного поїзда перебуває на рівні 5,02 – 5,10 м/с^2 , що відповідає вимогам нормативних документів.

Отримані дані свідчать, що перекося осей напівпричепа значно погіршує стійкість автопоїзда у гальмівному режимі (рис. 3.3). Для багатьох схем перекося, зміщення траєкторії напівпричепа відносно траєкторії тягача перевищує граничні норми ($\pm 3\%B_r=0,075$ м) і автопоїзд залишає допустиму

смугу руху. За схем № 2–5, 7, 8 перекосу осей напівпричепа автопоїзд залишається стійким (зміщення траєкторії напівпричепа щодо траєкторії тягача не перевищує граничних норм 0,075 м). Найбільше зміщення характерне при гальмуванні автопоїзда з одностороннім перекосом усіх осей напівпричепа (схеми № 11, 12). Такий перекоп є найбільш небезпечним, відхилення траєкторії напівпричепа від траєкторії тягача в даному випадку перевищують граничні норми у 3,6 рази. Дещо меншими є відхилення напівпричепа з одностороннім перекосом двох осей (схема № 6). Проте, за такого перекопу автопоїзд також залишає допустиму смугу руху. За різностороннього перекопу двох осей напівпричепа (схеми № 5, 7, 8) автопоїзд залишається стійким (не покидає допустимої смуги руху).

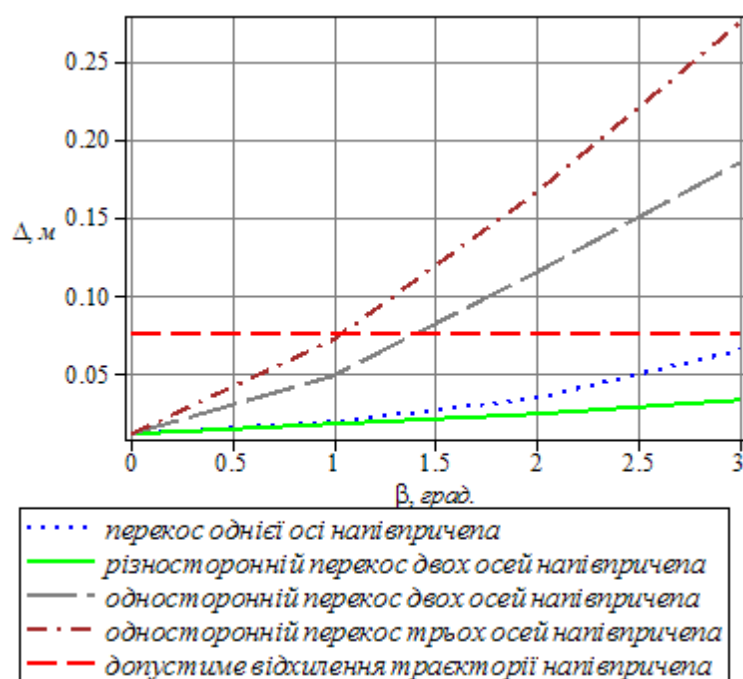


Рисунок 3.3 – Відхилення траєкторії напівпричепа з перекопом осей від траєкторії тягача у прямолінійному русі

3.4.3 Стійкість прямолінійного руху автопоїзда з перекопом мостів напівпричепа та нерівномірністю гальмівних сил по його осях

Для вивчення спільного впливу перекопу мостів напівпричепа та бортової нерівномірності гальмівних сил на його осях на гальмівну динаміку автопоїзда,

проведемо третій етап досліджень. Він передбачає аналіз стійкості руху автопоїзда у гальмівному режимі за наявності перекосу осей напівпричепа та нерівномірності гальмівних сил по колесах його мостів за різних схем поєднання впливу даних факторів. Особливо важливим є дослідження гальмівної динаміки автопоїзда при збігу напрямку перекосу та бортової нерівномірності гальмівних сил осі.

Для більш детального аналізу на даному етапі проведемо дві серії досліджень, які відрізнятимуться збігом напрямків перекосу осі та бортової нерівномірності гальмівних сил. Теоретичне дослідження організуємо наступним чином: у першій серії досліджень схеми нерівномірності гальмівних сил коліс мостів напівпричепа задаємо аналогічно до плану експерименту наведеного у таблиці 3.2, а перекося осей встановлюватимемо протилежно до напрямку нерівномірності гальмівних сил. Значення перекосу осей для другої серії досліджень приймемо дзеркальними до першої.

При встановленні схеми перекосу та нерівномірності гальмівних сил керуємося факторами, наведеними у таблицях 3.1 та 3.4, а також вихідними даними попередніх етапів досліджень.

План першої серії теоретичних досліджень гальмівних властивостей автопоїзда з перекосом мостів напівпричепа та за наявності нерівномірності гальмівних сил по його колесах наведено у таблиці 3.7, а другої серії досліджень – у таблиці 3.8.

Результати першої та другої серій третього етапу досліджень наведено у таблиці 3.9 та таблиці 3.10 відповідно.

Таблиця 3.7 – План першої серії досліджень гальмівних властивостей автопоїзда з перекосом осей напівпричепа та нерівномірністю гальмівних сил

Схема перекоосу осей напівпричепа і нерівномірності гальмівних зусиль	Номер осі		
	X1	X2	X3
Схема 1	0	0	0
Схема 2	$(-1) + 1$	0	0
Схема 3	0	$(+1) - 1$	0
Схема 4	0	0	$(-1) + 1$
Схема 5	$(-1) + 1$	0	$(+1) - 1$
Схема 6	$(-1) + 1$	0	$(-1) + 1$
Схема 7	0	$(+1) - 1$	$(-1) + 1$
Схема 8	0	$(-1) + 1$	$(+1) - 1$
Схема 9	$(-1) + 1$	$(+1) - 1$	$(+1) - 1$
Схема 10	$(+1) - 1$	$(-1) + 1$	$(-1) + 1$
Схема 11	$(-1) + 1$	$(-1) + 1$	$(-1) + 1$
Схема 12	$(+1) - 1$	$(+1) - 1$	$(+1) - 1$

Примітка: Значення у дужках відповідає плану експерименту за нерівномірності гальмівних зусиль, без дужок – плану експерименту за перекоосу мостів напівпричепа.

Таблиця 3.8 – План другої серії досліджень гальмівних властивостей автопоїзда з перекосом осей напівпричепа та нерівномірністю гальмівних сил

Схема перекоосу осей напівпричепа і нерівномірності гальмівних зусиль	Номер осі		
	X1	X2	X3
Схема 1	0	0	0
Схема 2	$(-1) - 1$	0	0
Схема 3	0	$(+1) + 1$	0
Схема 4	0	0	$(-1) - 1$
Схема 5	$(-1) - 1$	0	$(+1) + 1$
Схема 6	$(-1) - 1$	0	$(-1) - 1$
Схема 7	0	$(+1) + 1$	$(-1) - 1$
Схема 8	0	$(-1) - 1$	$(+1) + 1$
Схема 9	$(-1) - 1$	$(+1) + 1$	$(+1) + 1$
Схема 10	$(+1) + 1$	$(-1) - 1$	$(-1) - 1$
Схема 11	$(-1) - 1$	$(-1) - 1$	$(-1) - 1$
Схема 12	$(+1) + 1$	$(+1) + 1$	$(+1) + 1$

Примітка: Значення у дужках відповідає плану експерименту за нерівномірності гальмівних зусиль, без дужок – плану експерименту за перекоосу мостів напівпричепа.

Таблиця 3.9 – Результати першої серії досліджень впливу перекосу осей напівпричепа та наявності бортової нерівномірності гальмівних сил на показники гальмівних властивостей автопоїзда

Схема перекосу осей напівпричепа і нерівномірності гальмівних зусиль	Показники гальмівної динаміки автопоїзда			
	Шлях гальмування, м	Зміщення траєкторії напівпричепа щодо траєкторії тягача, м	Час гальмування, с	Сповільнення при гальмуванні, м/с ²
Схема 1	35,45	0,012	3,32	5,02
Схема 2	35,48	-0,067	3,32	5,02
Схема 3	35,50	0,066	3,33	5,01
Схема 4	35,52	0,070	3,33	5,01
Схема 5	35,47	-0,023	3,32	5,02
Схема 6	35,66	-0,205	3,34	4,99
Схема 7	35,51	0,025	3,33	5,01
Схема 8	35,50	0,026	3,33	5,01
Схема 9	35,55	0,150	3,34	4,99
Схема 10	35,57	-0,148	3,34	4,99
Схема 11	35,92	-0,295	3,37	4,95
Схема 12	35,92	0,295	3,37	4,95

Таблиця 3.10 – Результати досліджень гальмівних властивостей автопоїзда за збігу напрямку перекосу осей напівпричепа та бортової нерівномірності гальмівних сил

Схема перекосу осей напівпричепа і нерівномірності гальмівних зусиль	Показники гальмівної динаміки автопоїзда			
	Шлях гальмування, м	Зміщення траєкторії напівпричепа щодо траєкторії тягача, м	Час гальмування, с	Сповільнення при гальмуванні, м/с ²
Схема 1	35,45	0,012	3,32	5,02
Схема 2	35,50	0,070	3,32	5,02
Схема 3	35,50	-0,069	3,32	5,02
Схема 4	35,50	0,072	3,32	5,02
Схема 5	35,49	0,028	3,32	5,02
Схема 6	35,66	0,209	3,34	4,99
Схема 7	35,49	0,027	3,32	5,02
Схема 8	35,51	0,028	3,32	5,02
Схема 9	35,57	-0,148	3,33	5,01
Схема 10	35,54	0,150	3,33	5,01
Схема 11	35,92	0,298	3,37	4,95
Схема 12	35,93	-0,298	3,37	4,95

Із даних третього етапу досліджень (таблиця 3.9, таблиця 3.10) випливає, що поєднання нерівномірності гальмівних сил та перекосу осей напівпричепа погіршує як стійкість руху автопоїзда так і ефективність гальмування.

Для усіх схем поєднання нерівномірності гальмівних сил та перекосу осей напівпричепа характерне зростання гальмівного шляху автопоїзда та часу гальмування. Проте, максимальне значення гальмівного шляху 35,93 м (схема 12, другої серії досліджень) не перевищує допустимих значень.

Щодо показників стійкості автопоїзда, то більш вагомими, порівняно з першими двома етапами досліджень, є відхилення траєкторії напівпричепа від траєкторії автомобіля-тягача (рис. 3.4). Для схем № 2–5, 7, 8 (різносторонній перекос та бортова нерівномірність різного напрямку однієї та двох осей напівпричепа) обох серій досліджень рух автопоїзда залишається стійким (відхилення траєкторії напівпричепа щодо траєкторії автомобіля-тягача не перевищують $\pm 3\%B_r$). В інших випадках відхилення напівпричепа перевищує граничні значення і автопоїзд втрачає стійкість при гальмуванні. Найбільш небезпечним по стійкості є поєднання перекосу та бортової нерівномірності гальмівних сил усіх осей напівпричепа.

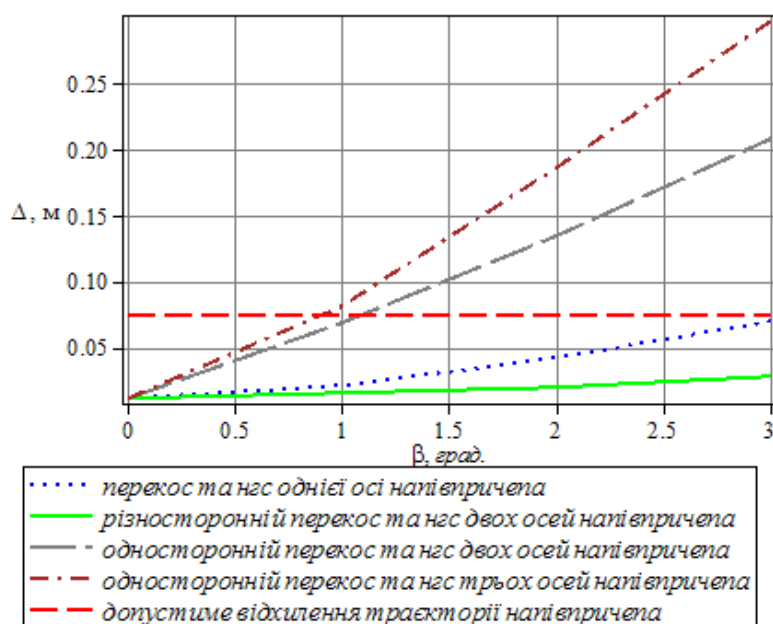


Рисунок 3.4 – Відхилення напівпричепа з перекосом осей і бортовою нерівномірністю гальмівних сил від траєкторії тягача

Варто зазначити, що важливе значення має збіг напрямку перекосу осі та нерівномірності гальмівних сил. Зокрема, при однаковому напрямку перекосу

всіх осей та нерівномірності гальмівних сил усіх коліс одного борту напівпричепа, зміщення траєкторії напівпричепа відносно траєкторії тягача набуває максимального з отриманих у дослідженні значень. Автопоїзд з такою схемою перекосу та нерівномірності гальмівних сил є найменш стійким (схема 11, 12 другої серії досліджень), бічні відхилення його причіпної ланки значно перевищують допустимі значення (у 3,9 рази).

3.5 Стійкість кругових рухів автопоїзда у гальмівному режимі

Стійкість кругових рухів автопоїзда проаналізуємо шляхом інтегрування лінеаризованої вихідної системи рівнянь. Задавши закон зміни кута повороту керованих коліс автомобіля-тягача θ , θ' , на основі чисельного інтегрування вихідної системи рівнянь, отримаємо можливість визначити значення параметрів колового руху автопоїзда.

Приймемо значення кутів θ , θ' повороту керованих коліс автомобіля-тягача достатньо малими величинами. Тоді, враховуючи що $v = const$, $u = const$, $\omega = const$, $\varphi = const$, рівняння для поздовжньої і бічної проекції швидкості центра мас та кутової швидкості напівпричепа приймуть вигляд:

$$\begin{aligned} v_1 &= v \cos \varphi - (u - \omega x) \sin \varphi; \\ u_1 &= v \sin \varphi + (u - \omega x) \cos \varphi - \omega_1 a_1; \\ \omega_1 &= \omega. \end{aligned} \tag{3.8}$$

З огляду на те, що кути відведення ланок є малими величинами, по аналогії з [97] тангенс кутів відведення вважатимемо рівними величині самих кутів. Тоді, з урахуванням (3.8), запишемо рівняння для середніх кутів відведення коліс осей автопоїзда:

$$\delta_1 = \theta - \frac{u + a\omega}{v};$$

$$\delta_2 = -\frac{u}{v} + \frac{b\omega}{v}; \quad (3.9)$$

$$\delta_3 = -\beta_3 - \varphi - \frac{u + \omega(c + a_1 + b_1) + (\omega - \beta_3)n_3 \sin \beta_3}{v + (\omega - \beta_3)n_3 \cos \beta_3};$$

$$\delta_4 = -\beta_4 - \varphi - \frac{u + \omega(c + a_1 + b_2) + (\omega - \beta_4)n_4 \sin \beta_4}{v + (\omega - \beta_4)n_4 \cos \beta_4};$$

$$\delta_5 = -\beta_5 - \varphi - \frac{u + \omega(c + a_1 + b_3) + (\omega - \beta_5)n_5 \sin \beta_5}{v + (\omega - \beta_5)n_5 \cos \beta_5}.$$

Зважаючи на прийняті припущення, та з урахуванням (3.2) і (3.6), рівняння (2.50), що описують рух автопоїзда у гальмівному режимі, приймуть вигляд:

$$\begin{aligned} & -(m + m_1)\omega v = qk_{Yoe1}\delta_1 + qk_{Yoe1}\delta'_1 - \\ & -(\varphi_x Z_2 k_{p2} + \varphi_x Z'_2 k'_{p2})\sin \beta_2 + (qk_{Yoe2}\delta_2 + qk_{Yoe2}\delta'_2)\cos \beta_2 + \\ & +(\varphi_x Z_3 k_{p3} + \varphi_x Z'_3 k'_{p3})\sin \beta_3 + (qk_{Yoe3}\delta_3 + qk_{Yoe3}\delta'_3)\cos \beta_3 + \\ & +(\varphi_x Z_4 k_{p4} + \varphi_x Z'_4 k'_{p4})\sin \beta_4 + (qk_{Yoe3}\delta_4 + qk_{Yoe3}\delta'_4)\cos \beta_4 + \\ & +(\varphi_x Z_5 k_{p5} + \varphi_x Z'_5 k'_{p5})\sin \beta_5 + (qk_{Yoe3}\delta_5 + qk_{Yoe3}\delta'_5)\cos \beta_5; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} m_1 c v \omega = & -(qk_{Yoe1}\delta_1 + qk_{Yoe1}\delta'_1)a - \\ & -(\varphi_x Z_1 k_{p1} + \varphi_x Z'_1 k'_{p1})(n_1 + p) + \varphi_x Z_2 k_{p2}(n_2 - b \sin \beta_2) - \\ & -\varphi_x Z'_2 k'_{p2}(n_2 + b \sin \beta_2) + (qk_{Yoe2}\delta_2 + qk_{Yoe2}\delta'_2)b \cos \beta_2 + \\ & +(\varphi_x Z_3 k_{p3} + \varphi_x Z'_3 k'_{p3})c \sin \beta_3 + (qk_{Yoe3}\delta_3 + qk_{Yoe3}\delta'_3)c \cos \beta_3 + \\ & +(\varphi_x Z_4 k_{p4} + \varphi_x Z'_4 k'_{p4})c \sin \beta_4 + (qk_{Yoe3}\delta_4 + qk_{Yoe3}\delta'_4)c \cos \beta_4 + \\ & +(\varphi_x Z_5 k_{p5} + \varphi_x Z'_5 k'_{p5})c \sin \beta_5 + (qk_{Yoe3}\delta_5 + qk_{Yoe3}\delta'_5)c \cos \beta_5; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & -m_1 a_1 \omega v = -(\varphi_x Z_3 k_{p3} + \varphi_x Z'_3 k'_{p3})L_1 \sin \beta_3 - \\ & -(qk_{Yoe3}\delta_3 + qk_{Yoe3}\delta'_3)L_1 \cos \beta_3 - (\varphi_x Z_4 k_{p4} + \varphi_x Z'_4 k'_{p4})L_2 \sin \beta_4 - \\ & -(qk_{Yoe3}\delta_4 + qk_{Yoe3}\delta'_4)L_2 \cos \beta_4 - (\varphi_x Z_5 k_{p5} + \varphi_x Z'_5 k'_{p5})L_3 \sin \beta_5 - \quad (3.10) \\ & -(qk_{Yoe3}\delta_5 + qk_{Yoe3}\delta'_5)L_3 \cos \beta_5 - (\varphi_x Z_3 k_{p3} + \varphi_x Z'_3 k'_{p3})n_3 - \\ & -(\varphi_x Z_4 k_{p4} + \varphi_x Z'_4 k'_{p4})n_4 - (\varphi_x Z_5 k_{p5} + \varphi_x Z'_5 k'_{p5})n_5. \end{aligned}$$

На основі розв'язку рівнянь (3.10) отримаємо значення параметрів, які характеризують коловий рух автопоїзда. Зважаючи на складність даних рівнянь, отримати аналітичні рішення для u , ω , φ неможливо, тому вирішимо їх чисельно у середовищі Maple.

На основі отриманих залежностей, проаналізуємо гальмівну динаміку автопоїзда при русі по колу $R = 50$ м. Розглянемо поворот ліворуч. Технічні характеристики ланок автопоїзда наведено у 4 розділі. Маса автопоїзда відповідає спорядженому стану. Коефіцієнт зчеплення коліс з опорною поверхнею у поздовжньому напрямі $\varphi_x = 0,7$; у поперечному напрямку $\varphi_y = 0,9$.

В якості критеріїв стійкості колового руху автопоїзда у гальмівному режимі проаналізуємо кутові та лінійні відхилення ланок (кут складання автопоїзда та зміщення траєкторії напівпричепа з перекосом осей і нерівномірністю гальмівних сил щодо автопоїзда без перекоосу осей та з рівномірним розподілом гальмівних сил). Ефективність гальмування автопоїзда оцінюватимемо за величиною гальмівного шляху, сповільненням.

Дослідження проведемо у три етапи по аналогії з прямолінійним рухом. План проведення кожного з етапів приймемо відповідно до плану дослідження за прямолінійного руху.

Відповідно до прийнятих вихідних даних, на першому етапі розглянемо криволінійний рух автопоїзда у гальмівному режимі за наявності бортової нерівномірності гальмівних сил на колесах осей напівпричепа. На початку дослідження проаналізуємо рух автопоїзда з рівномірним розподілом гальмівних сил. Отримані показники приймемо за базовий рівень, відштовхуючись від якого будемо оцінювати стійкість руху автопоїзда з різними схемами нерівномірності гальмівних сил коліс осей напівпричепа.

План дослідження відповідає даним таблиці 3.2. Результати дослідження наведено у таблиці 3.11.

Аналіз отриманих даних (табл. 3.11) показує деяке зростання гальмівного шляху та часу гальмування для усіх схем нерівномірності гальмівних сил на

колесах осей напівпричепа. Відповідно дещо знижується ефективність гальмування автопоїзда, але показники не перевищують граничних значень.

Бортова нерівномірність гальмівних сил на колесах напівпричепа спричиняє певне відхилення траєкторії його руху відносно автопоїзда з рівномірним розподілом гальмівних сил. Воно проявляється для усіх схем. Проте, більші відхилення характерні для напівпричепа з бортовою нерівномірністю гальмівних сил всіх осей (рис. 3.5). Для схем № 11, 12 відхилення хоч і не значно, але все ж перевищують допустимі норми ($\pm 3\%V_{gr}$), тому рух автопоїзда не стійкий. Максимальні відхилення по куту складання автопоїзда, для даного етапу дослідження, не перевищують 2,35%.

Таблиця 3.11 – Результати досліджень гальмівної динаміки автопоїзда за колового руху при наявності бортової нерівномірності гальмівних сил

Схема нерівномірності гальмівних зусиль	Показники гальмівної динаміки автопоїзда				
	Шлях гальмування, м	Час гальмування, с	Сповільнення при гальмуванні, м/с ²	Відхилення траєкторії напівпричепа щодо базового рівня, м	Кут складання, рад.
Схема 1	33,98	3,28	5,08	-	0,2706
Схема 2	34,10	3,30	5,05	0,057	0,2728
Схема 3	34,12	3,30	5,05	0,055	0,2722
Схема 4	34,08	3,29	5,07	0,043	0,2726
Схема 5	34,24	3,32	5,02	0,021	0,2739
Схема 6	34,19	3,31	5,04	0,060	0,2748
Схема 7	34,22	3,31	5,04	0,038	0,2736
Схема 8	34,23	3,31	5,04	0,030	0,2737
Схема 9	34,38	3,34	4,99	0,056	0,2749
Схема 10	34,36	3,33	5,01	0,065	0,2756
Схема 11	34,30	3,33	5,01	0,076	0,2769
Схема 12	34,41	3,34	4,99	0,079	0,2762

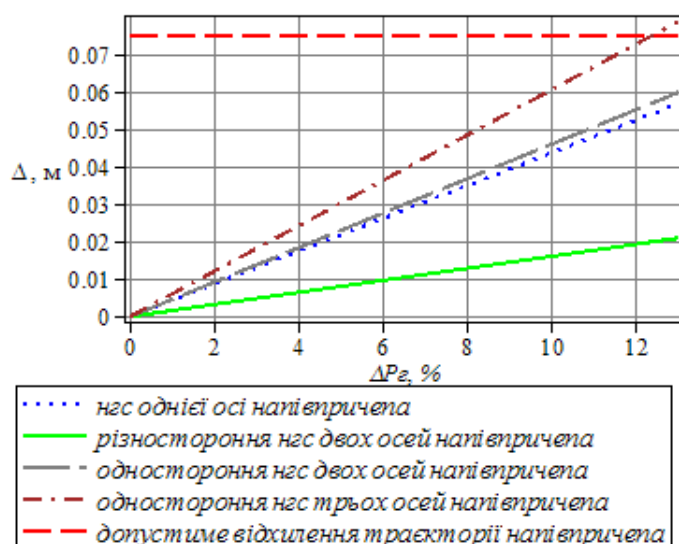


Рисунок 3.5 – Відхилення траєкторії напівпричепи з бортовою нерівномірністю гальмівних сил у коловому русі

На другому етапі досліджень проаналізуємо круговий рух автопоїзда з перекосом мостів напівпричепи у гальмівному режимі. Величину та напрям перекосу мостів приймемо відповідно до плану другого етапу досліджень за прямолінійного руху (табл. 3.5). Результати досліджень наведено у табл. 3.12.

Таблиця 3.12 – Результати досліджень гальмівних властивостей автопоїзда з перекосом мостів напівпричепи за колового руху

Схема перекосу осей напівпричепи	Показники гальмівної динаміки автопоїзда				
	Шлях гальмування, м	Час гальмування, с	Сповільнення при гальмуванні, м/с^2	Відхилення траєкторії напівпричепи щодо базового рівня, м	Кут складання, рад.
Схема 1	33,98	3,28	5,08	-	0,2706
Схема 2	33,97	3,28	5,08	-0,069	0,2636
Схема 3	34,00	3,28	5,08	0,060	0,2612
Схема 4	33,87	3,26	5,11	-0,051	0,2846
Схема 5	33,99	3,28	5,08	-0,046	0,2422
Схема 6	33,84	3,26	5,11	-0,172	0,2918
Схема 7	33,76	3,25	5,13	0,044	0,2695
Схема 8	33,92	3,27	5,10	-0,026	0,2481
Схема 9	34,01	3,28	5,08	0,076	0,2297
Схема 10	33,42	3,21	5,19	-0,062	0,3104
Схема 11	33,85	3,26	5,11	-0,267	0,3146
Схема 12	34,26	3,31	5,04	0,277	0,2352

Як слідує з даних табл. 3.12, перекося осей напівпричепа погіршує стійкість колового руху автопоїзда. Про це свідчать значні відхилення траєкторії напівпричепа з перекосом осей щодо автопоїзда без перекоосу (рис. 3.6). Стійким залишається рух автопоїзда зі схемами перекоосу мостів напівпричепа № 2–5, 7, 8 та 10 (відхилення траєкторії напівпричепа з перекосом осей не перевищує $\pm 3\% B_r = 0,075$ м).

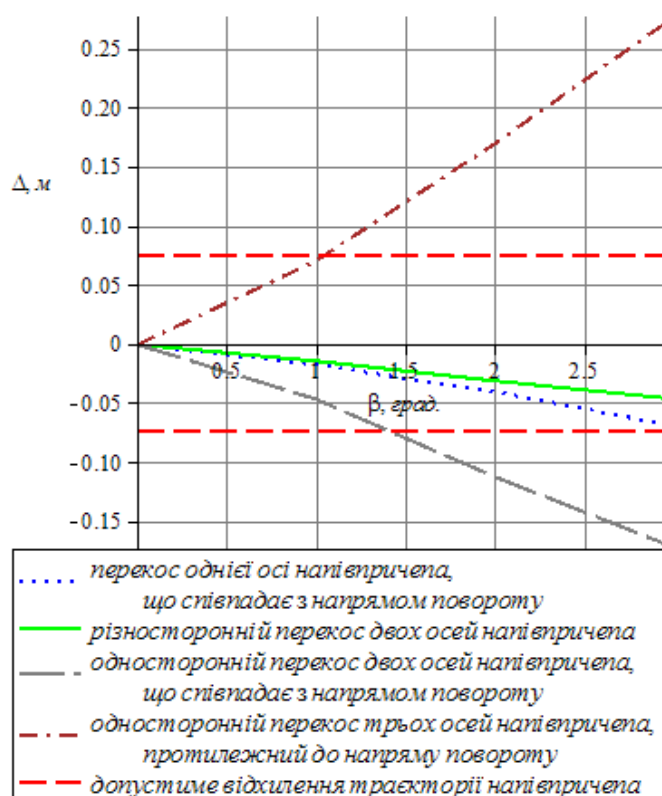


Рисунок 3.6 – Відхилення траєкторії напівпричепа з перекосом осей у коловому русі

За результатами даного етапу дослідження, найменш стійким виявився автопоїзд з перекосом усіх осей напівпричепа праворуч (схема 12), протилежно напрямку повороту. Відхилення траєкторії його напівпричепа сягає 0,277 м і він покидає допустиму смугу руху. Дещо меншими, проте також значними, є відхилення траєкторії руху напівпричепа з перекосом усіх осей, що співпадає з напрямком повороту (схема 11). Вагомими є також відхилення напівпричепа зі

схемою перекоосу № 6 (однобічний перекоос двох осей напівпричепа), їх значення перевищує допустимі норми більше ніж у 2,2 рази.

Отримані значення відхилень за кутом складання дещо вищі порівняно з попереднім етапом досліджень. Так, максимальне відхилення при перекосі однієї осі досягає 3,47%, при перекосі двох осей – 10,5%, при односторонньому перекосі всіх осей, відхилення за кутом складання становить 16,26%.

На третьому етапі досліджень проаналізуємо спільний вплив перекоосу мостів напівпричепа та нерівномірності гальмівних сил на колесах осей напівпричепа на гальмівну динаміку автопоїзда за колового руху $R = 50$ м.

По аналогії з прямолінійним рухом проведемо дві серії досліджень, які відрізняються збігом напрямку перекоосу та нерівномірності гальмівних сил на осі. План проведення першої та другої серії досліджень наведено у табл. 3.7 і табл. 3.8 відповідно. Результати першої серії досліджень наведено у табл. 3.13, а другої – у табл. 3.14.

Таблиця 3.13 – Результати першої серії досліджень гальмівної динаміки автопоїзда з перекоосом мостів напівпричепа та бортовою нерівномірністю гальмівних сил за колового руху

Схема перекоосу осей напівпричепа і нерівномірності гальмівних зусиль	Показники гальмівної динаміки автопоїзда				
	Шлях гальмування, м	Час гальмування, с	Сповільнення при гальмуванні, м/с^2	Відхилення траєкторії напівпричепа щодо базового рівня, м	Кут складання, рад.
Схема 1	33,98	3,28	5,08	-	0,2706
Схема 2	33,97	3,28	5,08	0,083	0,2753
Схема 3	34,01	3,28	5,08	-0,076	0,2859
Схема 4	34,19	3,31	5,04	0,070	0,2401
Схема 5	33,86	3,26	5,11	0,081	0,2974
Схема 6	34,27	3,32	5,02	0,203	0,2485
Схема 7	34,17	3,30	5,05	-0,044	0,2509
Схема 8	34,00	3,28	5,08	0,052	0,2730
Схема 9	33,81	3,26	5,11	-0,060	0,3166
Схема 10	34,36	3,33	5,01	0,079	0,2236
Схема 11	34,53	3,35	4,98	0,281	0,2395
Схема 12	34,28	3,32	5,02	-0,247	0,3186

Таблиця 3.14 – Результати другої серії досліджень гальмівної динаміки автопоїзда з перекосом мостів напівпричепа та бортовою нерівномірністю гальмівних сил за колового руху

Схема перекосу осей напівпричепа і нерівномірності гальмівних зусиль	Показники гальмівної динаміки автопоїзда				
	Шлях гальмування, м	Час гальмування, с	Сповільнення при гальмуванні, м/с ²	Відхилення траєкторії напівпричепа щодо базового рівня, м	Кут складання, рад.
Схема 1	33,98	3,28	5,08	-	0,2706
Схема 2	34,09	3,29	5,07	-0,082	0,2656
Схема 3	34,14	3,30	5,05	0,095	0,2521
Схема 4	33,88	3,27	5,10	-0,054	0,2976
Схема 5	34,25	3,32	5,02	-0,049	0,2347
Схема 6	34,05	3,29	5,07	-0,171	0,2965
Схема 7	33,98	3,28	5,08	0,063	0,2722
Схема 8	34,16	3,30	5,05	-0,060	0,2505
Схема 9	34,41	3,34	4,99	0,082	0,2227
Схема 10	33,74	3,25	5,13	-0,064	0,3167
Схема 11	34,19	3,31	5,04	-0,220	0,3226
Схема 12	34,69	3,37	4,95	0,277	0,2377

Як слідує з даних третього етапу досліджень кругового руху автопоїзда у гальмівному режимі (табл. 3.13, табл. 3.14), при поєднанні перекосу осей напівпричепа та нерівномірності гальмівних сил на колесах його мостів погіршується як стійкість так і ефективність гальмування автомобільного поїзда. Для більшості схем, відхилення траєкторії напівпричепа перевищує допустимі значення ($\pm 3\% B_r = 0,075$ м), а тому рух такого автопоїзда нестійкий.

Як бачимо із результатів дослідження, збіг напрямку перекосу та нерівномірності гальмівних сил, а також напрямку повороту чинять значний вплив на стійкість автопоїзда (рис. 3.7). Вагомим є даний вплив уже при перекосі та нерівномірності гальмівних сил двох осей, якщо їх перекос односторонній (схема 6). При цьому, більші відхилення характерні для напівпричепа при першій серії досліджень, коли напрямок нерівномірності гальмівних сил та повороту збігаються, а напрямок перекосу осей протилежний до них.

Із отриманих даних слідує, що найменш стійким є автопоїзд з перекосом осей та нерівномірністю гальмівних сил напівпричепа зі схемою 11, першої серії досліджень, з одностороннім перекосом всіх осей, який протилежний до напрямку повороту та нерівномірністю гальмівних сил, що співпадає з ним (по лівому борту напівпричепа гальмівні зусилля менші). Відхилення напівпричепа, у даному випадку, перевищує допустимі значення у 3,7 рази.

Найбільші відхилення за кутом складання у круговому русі мають місце у другій серії досліджень при збігу напрямку перекосу осей та бортової нерівномірності гальмівних сил. Так, при перекосі та нерівномірності гальмівних сил двох осей напівпричепа, відхилення досягають 13,27%. Максимальне значення відхилень за кутом складання 19,22% отримуємо при односторонньому перекосі та нерівномірності гальмівних сил трьох осей напівпричепа.

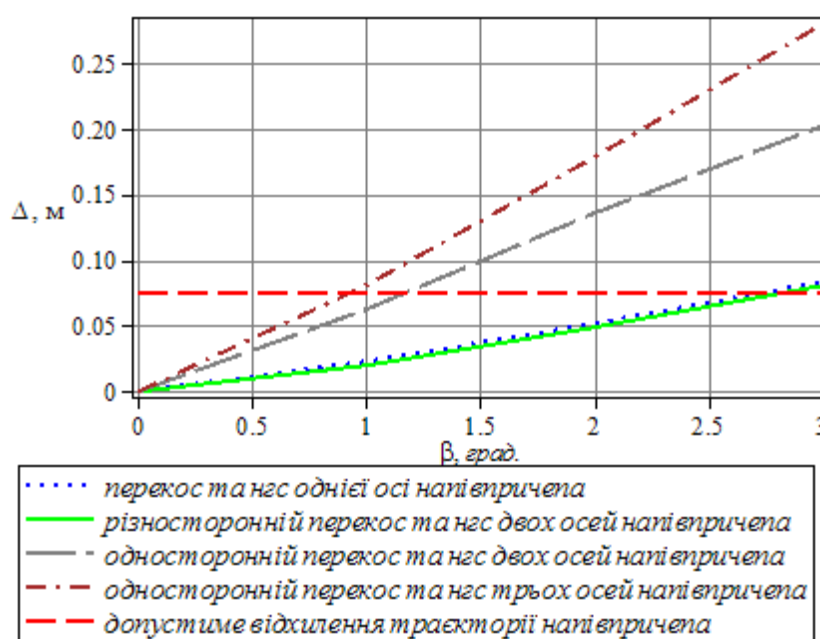


Рисунок 3.7 – Відхилення напівпричепа з перекосом осей і бортовою нерівномірністю гальмівних сил у коловому русі

На основі розробленої математичної моделі ми дослідили стійкість руху дволанкового сідельного автопоїзда у гальмівному режимі з урахуванням кутів встановлення мостів напівпричепа та характеру розподілу гальмівних сил по колесах його осей. Проте, в математичній моделі не враховано вплив низки

факторів, які мають місце при русі автопоїзда в реальних умовах експлуатації. А саме: прогин рами тягача та напівпричепа, деформація пружних елементів підвіски та шин, крен ланок автопоїзда. Для врахування впливу згаданих факторів проведемо дослідження стійкості руху автопоїзда в гальмівному режимі з використанням комп'ютерної моделі автомобільного поїзда, розробленої в середовищі програмного комплексу Universal Mechanism та порівняємо отримані дані з результатами математичного моделювання.

3.6 Дослідження стійкості руху автопоїзда з використанням комп'ютерної моделі

3.6.1 Загальні положення

Автомобільний поїзд являє собою складну механічну систему, що складається із багатьох модулів та вузлів, які взаємодіють між собою. Тому дослідження його динаміки є надзвичайно складним та трудомістким процесом.

Теоретичні дослідження руху автопоїздів базуються на розробці моделей, точність і складність яких залежить від врахування тієї сукупності факторів, що впливають на характер руху ланок автопоїзда у реальних умовах експлуатації. Складність побудови математичної моделі автомобільного поїзда полягає у тому, що динаміка автопоїзда описується, як правило, системою диференціальних рівнянь, які в більшості є нелінійними, а тому отримати їх вирішення в явному вигляді неможливо. З іншого боку, складання диференціальних рівнянь руху механічної системи з великою кількістю ступенів свободи є надзвичайно складним процесом. Тому при розробці математичних моделей вдаються до певних спрощень, що може відчутно вплинути на точність отриманих результатів досліджень. З огляду на ці та інші причини, у ході досліджень динаміки механічних систем, дедалі частіше використовують математично-комп'ютерні та комп'ютерні моделі. Значний внесок в це робить стрімкий розвиток комп'ютерної техніки та програмного забезпечення.

Комп'ютерне моделювання також має ряд переваг у порівнянні з натуральним експериментом, оскільки не потребує наявності реальної фізичної моделі, дорогого вимірювального обладнання, великих затрат коштів та часу. Поряд із цим, при використанні комп'ютерних моделей можна безпечно здійснювати багаторазові випробування, стежити за динамікою їх розгортання та отримувати різноманітні кількісні показники в числовому чи графічному вигляді. Завдяки даним перевагам комп'ютерне моделювання на сьогодні широко використовують при дослідженні експлуатаційних властивостей транспортних засобів [147-156, та ін.], при розробці та дослідженні алгоритмів керування автомобільним транспортом [148-150] при проведенні віртуальних випробувань транспортних засобів у різних режимах руху [147, 151-156], а також для вирішення ряду інших питань.

Сучасні комп'ютерні технології багатокомпонентного моделювання механічних систем базуються на використанні низки програмних комплексів. Найбільш поширеними серед них є MSC.ADAMS, LMS Virtual.lab, SimPack, TruckSim, Universal Mechanism. Програмні компоненти даного типу забезпечують автоматичне формування рівнянь руху конкретних механічних систем на основі опису їх інерційних, геометричних та кінематичних параметрів, а також завдання певних моделей силової взаємодії між компонентами системи. Подальше дослідження динаміки системи здійснюється на основі використання чисельних методів аналізу рівнянь руху.

У порівнянні з класичними методами побудови математичних моделей, комп'ютерне моделювання динаміки транспортних засобів із використанням вказаних програмних комплексів забезпечує врахування [153]:

- тривимірності геометричних елементів, що входять до складу моделі, а також просторового позиціонування кінематичних шарнірів та точок прикладання зусиль;
- розподілу мас, моментів інерції деталей в просторовій моделі;
- кінематики підвіски;
- характеристик пружних та демпфуючих елементів;

- пружно-зчіпних характеристик шин;
- кутів встановлення керованих коліс;
- кінематики рульової трапеції;
- динаміки руху транспортного засобу при розрахунках стійкості та керуваності, та ін..

3.6.2 Розробка комп'ютерної моделі автопоїзда

Комп'ютерну модель автопоїзда розроблено у програмному комплексі Universal Mechanism (ПК УМ). Даний програмний комплекс володіє зручним інтерфейсом, включає в себе потужне універсальне ядро, що відповідає сучасним вимогам, а також низку спеціалізованих модулів, зокрема UM Automotive, який створено для моделювання динаміки автомобілів. У структуру Universal Mechanism входять два інструменти [157-159]: UM Input, засобами якого здійснюється безпосередня побудова комп'ютерної моделі, та UM Simulation, який використовується для дослідження динаміки розробленої моделі.

В якості об'єкта моделювання обрано дволанковий сідельний автопоїзд у складі двовісного автомобіля-тягача та тривісного напівпричепа категорії N_3+O_4 . На рисунку 3.8 наведена його спрощена динамічна модель, розроблена із використанням інструменту UM Input програмного середовища Universal Mechanism.

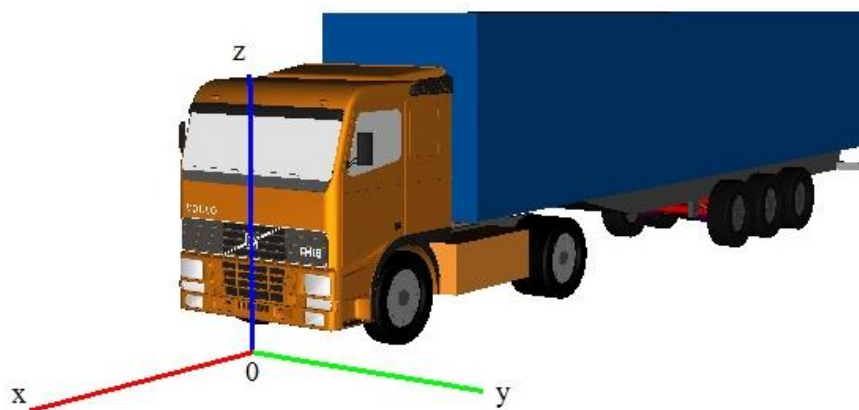


Рисунок 3.8 – Спрощена динамічна модель автопоїзда

При розробці динамічної моделі автопоїзда основні технічні характеристики автомобіля-тягача та напівпричепа отримані із даних, наведених у таблиці 4.1.

Структурна схема розробленої моделі автопоїзда зображена на рисунку 3.9.

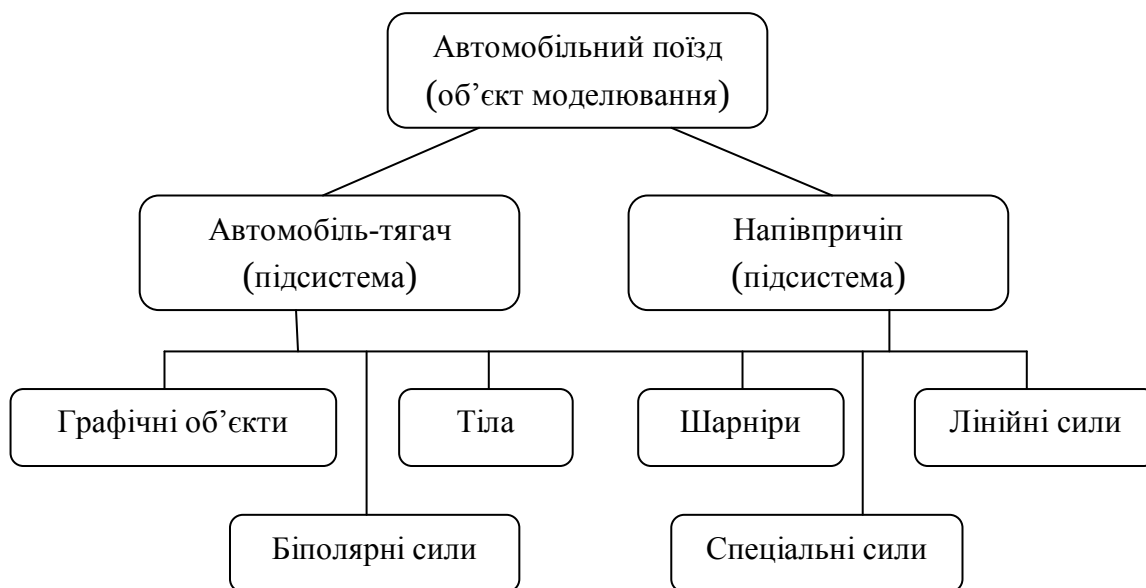


Рисунок 3.9 – Структурна схема моделі автопоїзда

При побудові моделі автопоїзда всі його елементи утворені у вигляді графічних об'єктів, визначено їх параметри та задано шарнірні та силові зв'язки між елементами. На рисунку 3.10 зображено алгоритм підготовки динамічної моделі автомобільного поїзда в середовищі ПК UM.

Комп'ютерна модель побудована із використанням підходу системи твердих тіл. Відповідно до даного підходу, механічна система подається як сукупність абсолютно твердих тіл, пов'язаних шарнірними зв'язками та силовими елементами. При побудові моделі використано метод підсистем, суть якого полягає у тому, що при розробці моделі, автопоїзд подано як сукупність двох підсистем – тягача та напівпричепа, які об'єднанні шарнірним та силовим зв'язками, що характеризують поведінку ланок автопоїзда при дослідженні динаміки моделі. Геометричні, інерційні та силові характеристики елементів

моделі задані із використанням сукупності ідентифікаторів, окремо для кожної підсистеми, а також частини, які належать обом підсистемам.



Рисунок 3.10 – Алгоритм підготовки динамічної моделі автопоїзда в ПК UM

Одним із перших та найбільш важливих етапів у розробці комп'ютерної моделі є створення 3D-моделей елементів окремих підсистем. У структуру

моделі включено графічні об'єкти, розроблені стандартними засобами програмного комплексу Universal Mechanism, а також, проєктовані із використанням тривимірного моделювання. Зокрема, графічні образи для кабіни та рами тягача (рис. 3.11), розроблені із використанням САД програми КОМПАС 3D, решта елементів моделі утворені із стандартних примітивів (паралелепіпед, конус, еліпсоїд, та ін.).



Рисунок 3.11 – Графічний образ кабіни та рами автомобіля-тягача

Підвіска ланок автопоїзда пневматична. Динамічна модель підвіски тягача та напівпричепа включає пневмобалони, опори пневмобалонів, амортизатори, буфери відбою. Амортизатори та пневмобалони володіють нелінійними пружними та демпфувальними характеристиками. Загальний вигляд моделей підвісок ланок автомобільного поїзда наведено на рисунку 3.12.

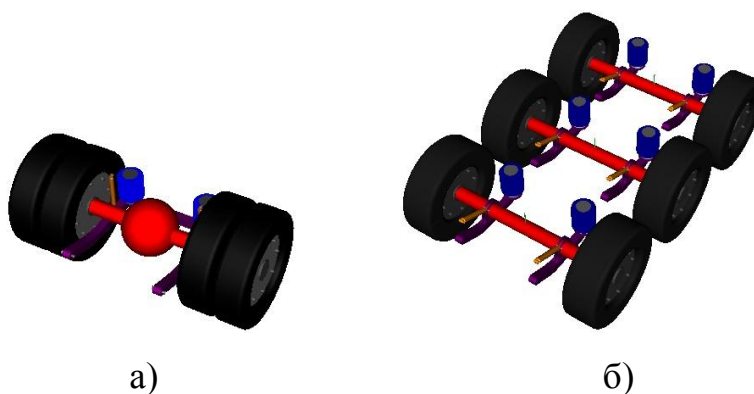


Рисунок 3.12 – Моделі підвісок ланок автопоїзда:

а) задня підвіска автомобіля-тягача; б) підвіска напівпричепа

Після розробки усіх необхідних елементів моделі, завдання їх параметрів, створення шарнірних та силових зв'язків, проведено перевірку правильності описання моделі за протоколом. Для дослідження динаміки моделі необхідно здійснити налаштування потрібних показників у модулі UM Simulation.

3.6.3 Налаштування комп'ютерної моделі для проведення досліджень

Для дослідження динаміки моделі першочергово необхідно здійснити налаштування її параметрів та задати вихідні дані, використовуючи інспектор моделювання об'єкта (рис. 3.13). Оскільки автомобільний поїзд є багатомодульним транспортним засобом, потрібно вказати, які тіла належать кожному з модулів (автомобілю-тягачу та напівпричепу). Для цього в інспекторі моделювання робимо відповідні налаштування у закладці «состав».

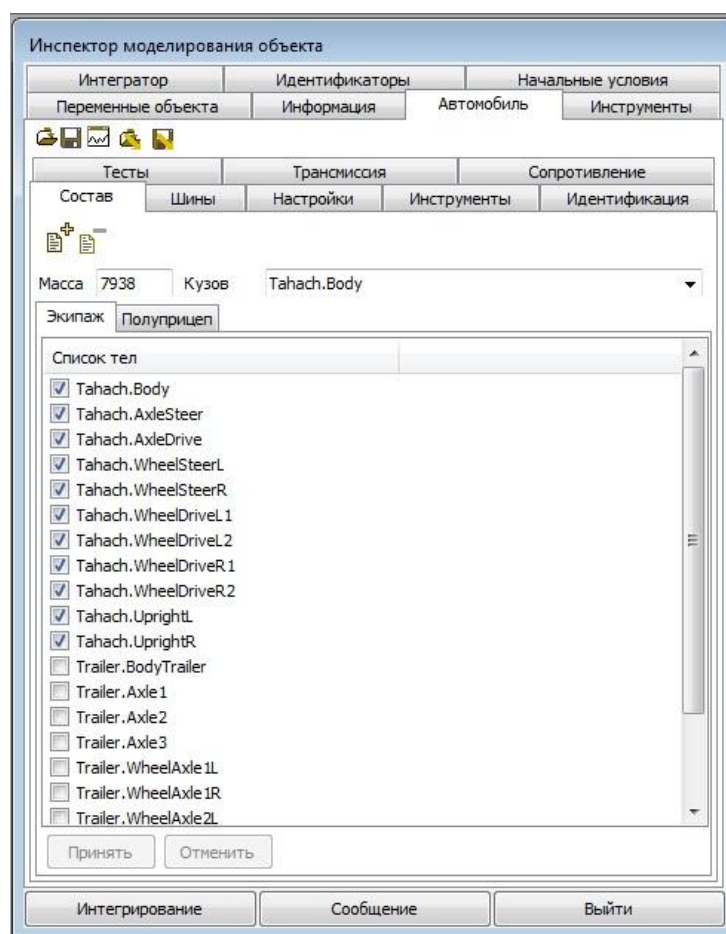


Рисунок 3.13 – Інспектор моделювання об'єкта

При описі моделі важливо вказати характеристики шин, оскільки вони визначають вплив сил та моментів, що діють в площині контакту між колесами та опорною поверхнею. Необхідні дані вводимо у закладці «шини» інспектора моделювання. При розробці моделі нами використано метод табличного завдання параметрів шин.

Налаштування комп'ютерної моделі передбачає також створення моделі дороги, на якій відбуваються дослідження. Модель дороги включає такі елементи [160, 161]:

- геометрію лінії дороги (макропрофіль);
- геометрію поверхні дороги (мікропрофіль);
- шорсткість, твердість та матеріал покриття.

Відповідно до вихідних умов, дослідження динаміки гальмування автопоїзда відбувається на рівній сухій ділянці дороги із асфальтобетонним покриттям. Використовуючи засоби інструменту UM Simulation, визначено мікропрофіль ділянки дороги для імітації руху автопоїзда у гальмівному режимі. Графіки нерівностей дорожнього покриття під лівим та правим бортами автопоїзда подані на рисунку 3.14.

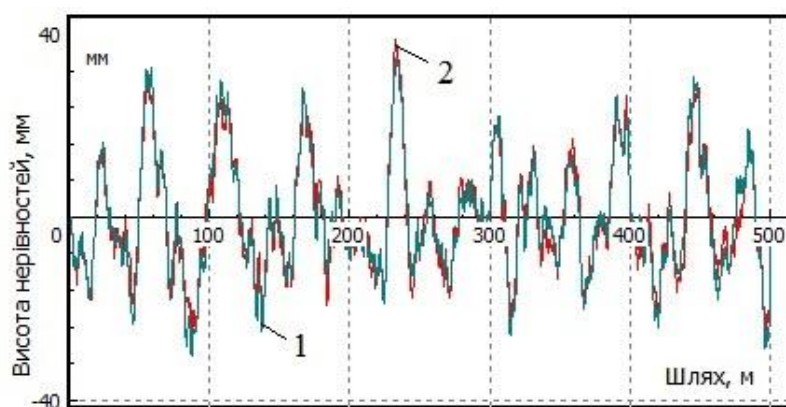


Рисунок 3.14 – Профіль нерівностей дослідної ділянки дороги:

1 – висота нерівностей під правим бортом автопоїзда; 2 – висота нерівностей під лівим бортом автопоїзда

Геометрію лінії дороги (макропрофіль) побудовано засобами UM Simulation відповідно до вимог нормативних документів, та програми досліджень. Макропрофіль тестових ділянок доріг, що використовуються для імітації умов руху моделі автопоїзда при виконанні маневрів, зображено на рисунку 3.15.

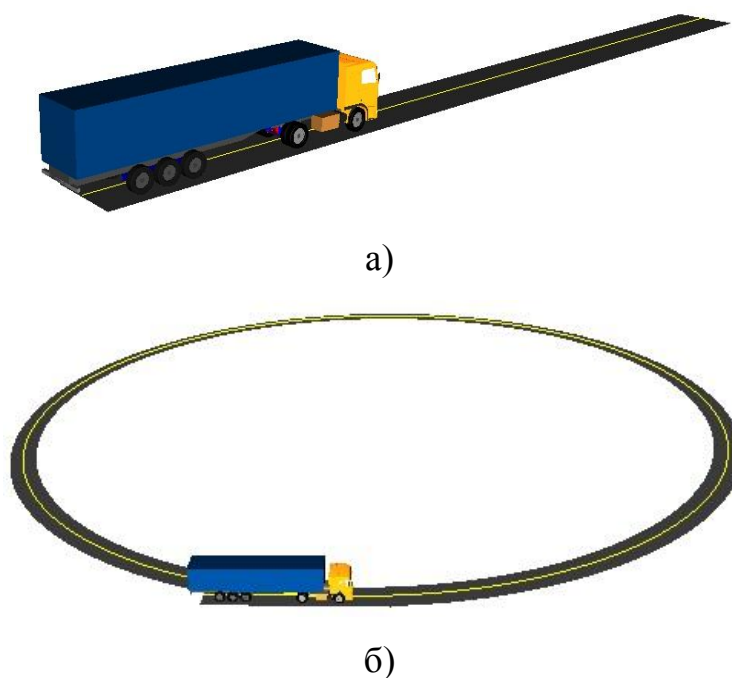


Рисунок 3.15 – Макропрофіль тестових ділянок доріг:

а) ділянка для виконання маневру «пряма»; б) ділянка для виконання маневру «рух по колу»

Налаштування комп'ютерної моделі завершується проведенням тесту на рівновагу, в процесі виконання якого обчислюється положення рівноваги системи. Даний тест дозволяє визначити початкові значення координат, що відповідають положенню рівноваги; обчислити величини статичних навантажень та деформації коліс; знайти значення активних сил в положенні рівноваги. Отримані дані в подальшому використовуються як вихідні при дослідженні динаміки моделі.

В основу дослідження динамічної моделі в програмному комплексі Universal Mechanism закладено виконання ряду стандартних тестів, при

здійсненні яких визначаються необхідні дослідникові показники. До даних тестів відносяться [159]:

- рівновага;
- поворот керма на місці;
- керування без зворотного зв'язку;
- тест з водієм;
- вертикальне прокачування;
- горизонтальне прокачування;
- регулювання розвалу;
- регулювання сходження;
- регулювання поздовжнього нахилу шворня.

У процесі віртуальних досліджень показників стійкості автопоїзда у гальмівному режимі руху, відповідно до програми випробувань та вимог нормативних документів [36, 44, 45], необхідно здійснити ряд маневрів, серед яких:

- рух на прямолінійному відрізку дороги – «пряма»;
- рух по колу.

Серед стандартних тестів, закладених в програмний комплекс Універсальний механізм, для виконання передбачених маневрів найбільше підходить «тест з водієм». Тому його обрано за основу при дослідженні комп'ютерної моделі. Даний тест слугує для імітації маневрів із заданою траєкторією руху автомобіля. Для керування автомобілем у даному випадку використовується одна із моделей водія на вибір дослідника: модель МакАдама, модель з прогнозуванням другого порядку та комбінована модель. У ході дослідження використано модель водія з прогнозуванням другого порядку, оскільки, згідно з даними [158], вона дозволяє отримати незначні відхилення реального шляху автопоїзда від заданого.

Після завершення потрібних налаштувань, переходимо до дослідження моделі.

3.6.4 Дослідження гальмівної динаміки автопоїзда з використанням комп'ютерної моделі

Використовуючи розроблену комп'ютерну модель, проведемо дослідження стійкості руху автопоїзда у гальмівному режимі. Вихідні дані для досліджень приймаємо аналогічно до даних математичного моделювання.

Також вважатимемо, що на початку дослідження автопоїзд рухається паралельно осі Ox , яку спрямовано вздовж дороги. Рух автомобільного поїзда у гальмівному режимі досліджуємо на проміжку часу $t = 5$ с, або до повної зупинки автопоїзда, якщо це відбудеться раніше. У результаті чисельного моделювання інструментом UM Simulation отримуємо дані про положення ланок автопоїзда у кожен момент часу з кроком 0,025 с на інтервалі 5 с.

Первинне дослідження динамічної моделі автопоїзда проводимо із використанням інструментів візуалізації, що дозволяють відображати характерні переміщення моделі по розробленій ділянці дороги у відповідності із прикладеними кінематичними та силовими зв'язками та обмеженнями. Подальше дослідження моделі відбувається в результаті аналізу отриманих при первинному дослідженні даних у вигляді графіків та таблиць.

У таблиці 3.15 наведено результати досліджень гальмівної динаміки комп'ютерної моделі автопоїзда у прямолінійному русі.

Результати досліджень стійкості кругового руху комп'ютерної моделі автопоїзда у гальмівному режимі наведено у таблиці 3.16.

Як слідує з даних (табл. 3.15 і табл. 3.16), максимальна розбіжність отриманих результатів дослідження показників стійкості руху автопоїзда у гальмівному режимі з використанням математичної та комп'ютерної моделей не перевищує 10%, що свідчить про адекватність розробленої математичної моделі та достовірність результатів, отриманих з її використанням.

**Таблиця 3.15 – Дослідження динаміки гальмування автопоїзда у
прямолінійному русі**

Варіант проведення досліджень	Показники гальмівної динаміки автопоїзда			
	Шлях гальмування, м	Зміщення траєкторії напівпричепа щодо траєкторії тягача, м	Час гальмування, с	Сповільнення при гальмуванні, м/с^2
Результати математичного моделювання	35,45	0,012	3,32	5,02
Результати комп'ютерного моделювання	34,86	0,0131	3,29	5,06

Таблиця 3.16 – Дослідження динаміки гальмування автопоїзда при русі по колу

Варіант проведення досліджень	Показники гальмівної динаміки автопоїзда			
	Шлях гальмування, м	Час гальмування, с	Сповільнення при гальмуванні, м/с^2	Кут складання, рад.
Результати математичного моделювання	33,98	3,28	5,08	0,2706
Результати комп'ютерного моделювання	33,37	3,26	5,11	0,2851

Основні результати досліджень, проведених у даному розділі, наведено у роботах [174, 176, 180-182].

3.7 Висновки по розділу

1. Встановлено, що за будь-якої схеми нерівномірності гальмівних сил по колесах осей напівпричепа зростає шлях гальмування автопоїзда. Проте, за обраних вихідних даних, жодне з отриманих значень гальмівного шляху не перевищує допустимого, регламентованого нормативними документами.

2. Показано, що нерівномірність гальмівних сил на колесах правого або лівого борту однаково спричиняє деяке зростання відхилення траєкторії

напівпричепа від траєкторії автомобіля-тягача. При цьому, не значні відхилення спостерігаються при нерівномірності на колесах однієї чи двох осей, що не порушує стійкості автопоїзда. Гірші показники стійкості притаманні автопоїзду з нерівномірністю гальмівних сил усіх осей напівпричепа. В такому випадку відхилення траєкторії напівпричепа щодо траєкторії тягача перевищують допустимі норми ($\pm 0,075$ м) і автопоїзд втрачає стійкість.

3. Показано, що перекоос осей напівпричепа дещо поліпшує ефективність гальмування автопоїзда у зв'язку зі збільшенням коефіцієнта опору кочення коліс, що зумовлює підвищення сили опору руху автопоїзда. Сповільнення автомобільного поїзда перебуває на рівні $5,02 - 5,10$ м/с², що відповідає вимогам нормативних документів. Разом з тим, перекоос осей напівпричепа підвищує знос протектора шин та спричиняє їх передчасне спрацювання, погіршує тягово-швидкісні властивості та паливну економічність автопоїзда.

4. Встановлено, що перекоос осей напівпричепа значно погіршує стійкість автопоїзда у гальмівному режимі. Для більшості схем перекоосу, зміщення траєкторії напівпричепа відносно траєкторії тягача перевищує граничні норми ($\pm 3\% B_T = 0,075$ м) і автопоїзд залишає допустиму смугу руху. Лише за схем № 2–5, 7, 8 перекоосу осей напівпричепа автопоїзд залишається стійким (зміщення траєкторії напівпричепа щодо траєкторії тягача не перевищує граничних норм $0,075$ м). Найбільше зміщення характерне при гальмуванні автопоїзда з одностороннім перекоосом усіх осей напівпричепа (схеми № 11, 12). Такий перекоос є найбільш небезпечним, відхилення траєкторії напівпричепа від траєкторії тягача в даному випадку перевищують граничні норми у 3,6 рази. Дещо меншими є відхилення напівпричепа з одностороннім перекоосом двох осей (схема № 6). Проте, за такого перекоосу автопоїзд також залишає допустиму смугу руху. За різностороннього перекоосу двох осей напівпричепа (схеми № 5, 7, 8) автопоїзд залишається стійким (не покидає допустимої смуги руху).

5. Показано, що поєднання нерівномірності гальмівних сил та перекоосу осей напівпричепа погіршує як стійкість руху автопоїзда так і ефективність

гальмування. Для усіх схем поєднання нерівномірності гальмівних сил та перекосу осей напівпричепа характерне деяке зростання гальмівного шляху автопоїзда та часу гальмування. Проте, максимальне значення гальмівного шляху 35,93 м (схема 12, другої серії досліджень) не перевищує допустимих значень.

6. Визначено, що важливе значення має збіг напрямку перекосу осі та нерівномірності гальмівних сил. Зокрема, при однаковому напрямку перекосу всіх осей та нерівномірності гальмівних сил усіх коліс одного борту напівпричепа у прямолінійному русі, зміщення траєкторії напівпричепа відносно траєкторії тягача набуває максимального з отриманих у дослідженні значень. Автопоїзд з такою схемою перекосу та нерівномірності гальмівних сил є найменш стійким (схема 11, 12 другої серії досліджень), бічні відхилення його причіпної ланки значно перевищують допустимі значення (у 3,9 рази).

7. Встановлено, що за кругового руху автопоїзда у гальмівному режимі при поєднанні перекосу осей напівпричепа та нерівномірності гальмівних сил на колесах його мостів погіршується як стійкість так і ефективність гальмування. Для більшості схем, відхилення траєкторії напівпричепа перевищує допустимі значення ($\pm 3\% B_T = 0,075$ м), а тому рух такого автопоїзда нестійкий. Найбільше відхилення має місце для автопоїзда з одностороннім перекосом всіх осей, який протилежний до напрямку повороту та нерівномірністю гальмівних сил, що співпадає з ним (по лівому борту напівпричепа гальмівні зусилля менші). Відхилення напівпричепа, у даному випадку, перевищує допустимі значення у 3,7 рази.

Найбільші відхилення за кутом складання ланок автопоїзда у круговому русі мають місце при збігу напрямку перекосу осей та бортової нерівномірності гальмівних сил. Так, при перекосі та нерівномірності гальмівних сил двох осей напівпричепа, відхилення досягають 13,27%, а при односторонньому перекосі та нерівномірності гальмівних сил трьох осей – 19,22%.

8. На основі розробленої математичної моделі досліджено стійкість руху дволанкового сидельного автопоїзда у гальмівному режимі з урахуванням кутів

встановлення мостів напівпричепа та характеру розподілу гальмівних сил по колесах його осей при індивідуальному та спільному впливі даних факторів за різних схем їх поєднання. Проте, в математичній моделі не враховано вплив низки факторів, які мають місце при русі автопоїзда в реальних умовах експлуатації, а саме: деформацію пружних елементів підвіски та шин, крен ланок автопоїзда тощо. Для врахування впливу згаданих факторів проведено дослідження стійкості руху автопоїзда в гальмівному режимі з використанням комп'ютерної моделі автомобільного поїзда, розробленої в середовищі програмного комплексу Universal Mechanism.

9. Показано, що максимальна розбіжність отриманих результатів дослідження показників стійкості руху автопоїзда у гальмівному режимі з використанням математичної та комп'ютерної моделей не перевищує 10%, що свідчить про адекватність розробленої математичної моделі та достовірність результатів, отриманих з її використанням.

РОЗДІЛ 4

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ АВТОПОЇЗДА

4.1 Загальні положення

Гальмування автопоїзда залежить від багатьох факторів. Для того, щоб найбільш повно вивчити процеси, що відбуваються при гальмуванні автопоїзда з перекосом мостів та бортовою нерівномірністю гальмівних сил, необхідно здійснити велику кількість спостережень і вимірів. Розроблена у дисертаційній роботі математична модель дозволила аналітично визначити показники стійкості автопоїзда при гальмуванні з урахуванням перекосу мостів напівпричепа і нерівномірності гальмівних зусиль по колесах його мостів. При цьому деякі необхідні для аналітичних досліджень вихідні дані були задані з припущеннями. Це, в першу чергу, відноситься до параметрів руху колеса під дією поздовжніх і бічних сил, причиною чого є відсутність у літературних джерелах відповідних даних або ж значна складність відповідних закономірностей, що описують це складне явище. Проте, при виконанні досліджень необхідно, щоб теоретичні залежності якомога більше відповідали об'єкту, що вивчається. Тому дорожні випробування прийняті у якості основного методу експериментальних досліджень автопоїзда з урахуванням перекосу мостів напівпричепа і нерівномірності гальмівних зусиль по колесах його мостів. Вони передбачали накопичення дослідних даних не тільки для перевірки аналітичних і емпіричних залежностей, але й для урахування факторів, що мають місце в реальних умовах експлуатації. Виходячи з цього, метою експериментальних досліджень була перевірка адекватності розробленої математичної моделі і вихідних положень, покладених в основу розрахунку показників стійкості автопоїзда при гальмуванні з урахуванням перекосу мостів напівпричепа і нерівномірності гальмівних зусиль по колесах його мостів. Тому в задачі експериментальних досліджень автопоїзда входило визначення показників стійкості автопоїзда при гальмуванні з урахуванням величини і

напрямку перекосу мостів напівпричепа і нерівномірності гальмівних зусиль по колесах його мостів.

4.2 Об'єкт експериментального дослідження

Об'єктом експериментального дослідження був обраний автопоїзд категорії N3+O4 у складі двовісного сидельного тягача DAF XF 95.430 та тривісного напівпричепа KRONE – SDP 24 (рис. 4.1), який виконує постійні міжміські та міжнародні перевезення вантажів.



Рисунок 4.1 – Експериментальний автопоїзд

Експериментальний автопоїзд аспірантами і пошукувачами НТУ було обладнано необхідною контрольно-вимірювальною та реєструючою апаратурою. Реєструюча апаратура та місце оператора, який контролював роботу вимірювально-реєструючого комплексу, було організовано в кабіні сидельного тягача (рис. 4.2). Використовувалась як стандартна, так і

універсальна апаратура, розроблена кафедрою “Автомобілі” НТУ [125, 126, 162].

Універсальне вимірювальне обладнання було створено на базі ПЕОМ (рис. 4.3 а) та електронного осцилографа USB Oscilloscope [163] (рис. 4.3 б) з використанням стандартних датчиків різних типів. Вимірювання відображалися на моніторі ноутбука в реальному часі за допомогою спеціальної програми та зберігались у вигляді файлу з даними для проведення подальшої обробки та аналізу. Для виміру кута повороту керованих коліс застосовувався потенціометричний датчик ПТП-1, що має високу надійність і достатню, для вирішення поставлених завдань, точність. Похибка вимірів по куту для даного датчика становила ± 40 мінут ($\pm 0,67^\circ$). Для визначення бокового прискорення та лінійного прискорення (сповільнення) автомобіля були використані датчики прискорення МП-95.

Стандартна апаратура використовувалась при визначенні кутів перекосу мостів напівпричепа (JOSAM AM [164, 165]), лінійної поздовжньої та бічної швидкості, прискорення та пройденого шляху автопоїзда (CORREVIT, CORRSYS DATRON [166, 167]) (рис. 4.4).

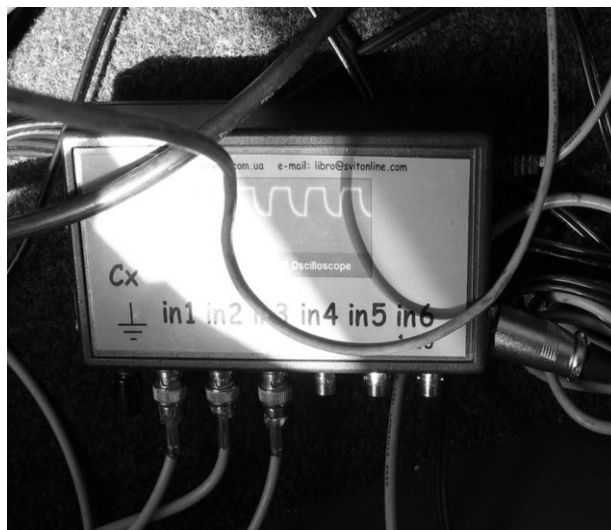
У кабіні водія також розташовувалась додаткова акумуляторна батарея для живлення приладів, щоб виключити вплив на вимірювальну апаратуру коливань напруги.



Рисунок 4.2 – Місце оператора в кабіні автомобіля-тягача

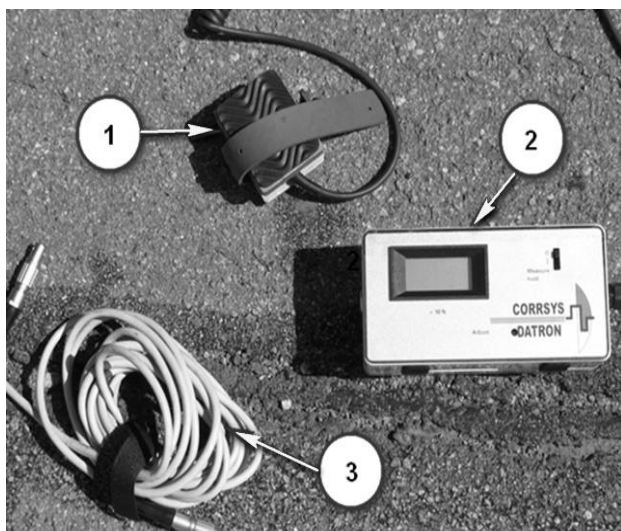


а)

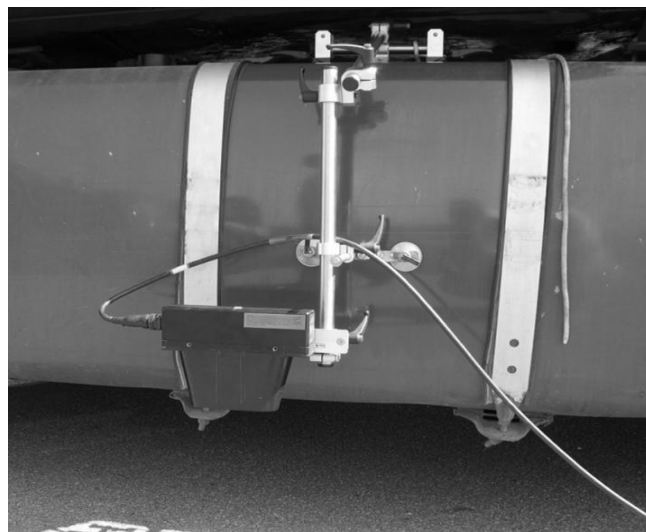


б)

Рисунок 4.3 – Реєструючий комплекс на базі ПЕОМ (а) і аналого-цифровий перетворювач USB Oscilloscope (б)



а)



б)

Рисунок 4.4 – Блок керування DATRON (а) і безконтактний датчик швидкості CORREVIT® L400 (б):

1– датчик зусилля на педалі; 2 – блок обробки та зберігання інформації;
3 – з'єднувальні провідники

Безконтактний оптичний датчик CORREVIT® L400 для реєстрації швидкості руху та пройденого шляху автопоїзда використовувався з

обладнанням фірми Corrsys Datron. Цей датчик має розширений діапазон роботи, завдяки чому він може використовуватися на вантажних автомобілях, автобусах та позашляховиках. Широкий діапазон робочих швидкостей, висока точність вимірювання, висока надійність та наявність аналогових та цифрових виходів роблять цей датчик дуже конкурентоспроможним. Всі описані датчики перед початком випробувань були таровані в лабораторних умовах.

Геометричні та масові параметри ланок автопоїзда зазначені в табл. 4.1. До початку виконання заїздів за допомогою лазерної вимірювальної системи контролю кутів установки коліс та положення осей JOSAM AM [165] було перевірено технічний стан ходової системи автопоїзда та кути встановлення мостів автомобіля-тягача і напівпричепа.



а)



б)

Рисунок 4.5 – Визначення кутів встановлення керованих коліс (а) і величини та напрямку перекосу мостів (б)

Для вимірювання кутів розвалу, сходження, поздовжнього та поперечного кутів нахилу шворня, використовувався прилад AM301 (рис. 4.5), що має поворотний лімб та регульований рівень. У ході проведення досліджень прилад встановлюється на вісь колісного адаптера. Після цього, поворотом лімба, за допомогою нижньої рукоятки, досягається горизонтальне положення

по верхньому рівню. Обертанням вимірювального лімбу виставляється горизонт по нижньому рівню. Кут розвалу зчитується за зовнішнім рядом шкали лімбу. Для вимірювання кута розвалу колеса іншого борту, необхідно зняти прилад та встановити його з протилежної сторони.

Таблиця 4.1 – Технічні характеристики автопоїзда

№ п/п	Характеристика	Значення
	1	2
	Сідельний тягач	DAF XF 95.430
1	Габаритна довжина, м	6,015
2	Габаритна ширина, м	2,450
3	Габаритна висота, м	3,160
4	Колісна формула	4x2
5	Колісна база, м	3,590
6	Відстань від передньої осі до центру мас, м	2,130
7	Відстань від задньої осі до центру мас, м	1,460
8	Відстань від точки зчипки до задньої осі, м	0,565
9	Споряджена маса тягача, кг	6390
10	Повна маса тягача, кг	18500
11	Максимальна повна маса автопоїзда, кг	40000
12	Максимальне навантаження на передню вісь, кг	7500
13	Максимальне навантаження на задню вісь, кг	11000
14	Розмірність шин	315/80R22,5
	Напівпричіп	KRONE – SDP 24
1	Максимальне навантаження на сидло, кг	11000
2	Максимально допустиме навантаження на осі, кг	24000
3	Максимальна повна маса напівпричепа, кг	33610
4	Споряджена маса, кг	8000
5	Відстань між осями, м	1,310
6	Висота сидла, м	1,050-1,170
7	Габаритна довжина, м	13,485
8	Габаритна ширина, м	2,440
9	Габаритна висота, м	4,000
10	Розмірність шин	385/65R22,5

Для вимірювання величини та напрямку перекосу мостів і геометрії рами використовувався колісний адаптер з лазерним проектором AM20–D1 (рис. 4.5 б). Він встановлювався на кожен міст по черзі для правого та лівого

борту. В процесі вимірювань, на лонжерони рами напівпричепа, перпендикулярно до них, встановлювались підвісні подовжувачі з вимірювальними шкалами (рис. 4.6). Лазерний промінь від приладу АМ20–D1 проектувався на вимірювальну шкалу та вказував певне числове значення. В лист-звіт записувалось значення, що відповідало положенню точки лазера 1 на вимірювальній шкалі (рис. 4.6) для кожного з коліс. Дійсне значення кута встановлення кожної осі визначалося як різниця значень за вимірювальними шкалами з обох боків мосту.

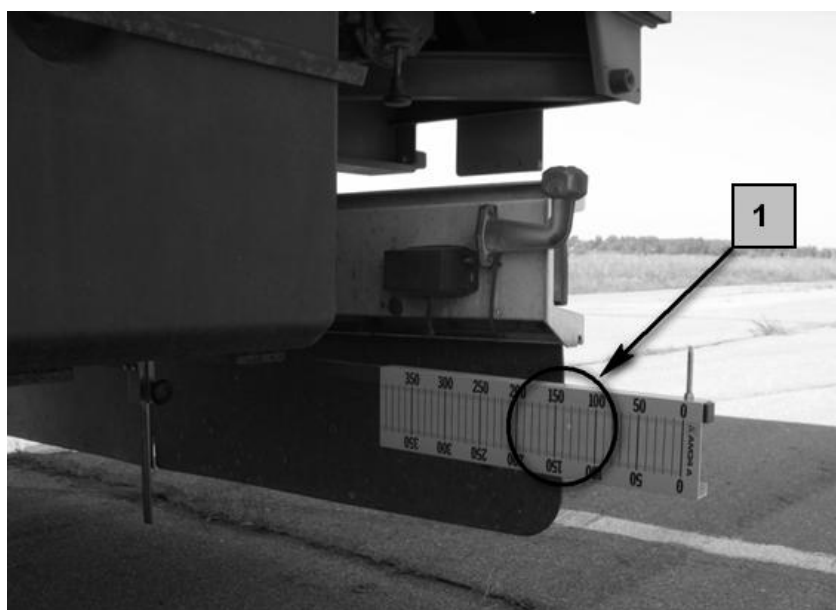


Рисунок 4.6 – Вимірювальна шкала підвісного подовжувача

Для фіксування на опорній поверхні траєкторій руху тягача і возика напівпричепа (їх характерних точок) застосовувались гідравлічні відмітки. Гідравлічне устаткування, рис. 4.7, складалося з двох баків (об'ємом 60 л), що були закріплені на рамі автомобіля тягача і возику напівпричепа. Баки були заповнені водою, що по трубопроводах, через електромагнітні клапани підводилася до форсунок, установлених на відстані 100 мм від опорної поверхні. Включення електромагнітних клапанів здійснювалося на загальному пульті управління в салоні автомобіля-тягача. При цьому вода під напором витікала з форсунок, залишаючи на дорозі сліди.

Визначення відхилення траєкторій здійснювалося після зупинки автопоїзда шляхом виміру лінійкою відстані між відповідними слідами, залишеними гідровідмітчиками автомобіля-тягача і возика напівпричепа. Правильність установки відмітчиків на тягачі та візку напівпричепа перевірялася по збігу траєкторій, що фіксувались відмітчиками при русі автопоїзда по прямій.

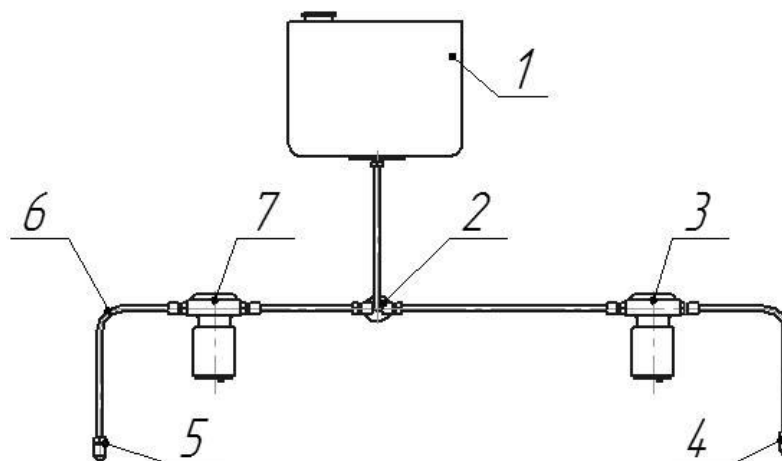


Рисунок 4.7 – Схема гідравлічних відмітчиків, встановлених на автопоїзді:

1–бак; 2–розподільник; 3,7–електромагнітні клапани; 4,5–форсунки; 6–трубопровід

Характеристику вимірювальних приладів щодо точності вимірювань та розташування приладів наведено у табл. 4.2 і табл. 4.3 відповідно [125, 126, 162].

Таблиця 4.2 – Межі похибок приладів і обладнання при проведенні експериментальних досліджень

Вимірювані параметри	Діапазон вимірювання	Похибка, не більше
Кут складання, град	± 90	$\pm 0,5$
Кут повороту керма, град	± 180	$\pm 0,50$
Швидкість АТЗ, км/год	5 – 150	$\pm 0,5$
Кутова швидкість ланок АТЗ, град/с	± 45	$\pm 0,5$
Лінійне прискорення (сповільнення), м/с ²	$\pm 7,0$	$\pm 0,15$

Таблиця 4.3 – До визначення розміщення вимірювального обладнання

Величина, що реєструється	Розміщення на об'єкті дослідження		Тип приладу НТУ/DAF
	НТУ	DAF	
Кут повороту керма	Сошка рульового механізму	Кабіна	Потенціометр
Швидкість рискання тягача	Рама, поблизу центра мас тягача		ВИ6-6TH/ RMS FEP27
Швидкість рискання напівпричепа	Напівпричіп, поблизу центра мас напівпричепа		ВИ6-6TH/Murata GyroStar
Бічне прискорення тягача	Рама, поблизу центра мас	На балці передньої осі	ВИ6-6TH/ Setra
Бічне прискорення напівпричепа	Рама, поблизу центра мас	На балці 3-ої осі напівпричепа	ВИ6-6TH/ Setra
Швидкість АТЗ, км/год	На тягачі	На передньому колесі тягача	Correvit L400
Кут складання автопоїзда	На тягачі, поблизу сидельно-зчіпного пристрою		Потенціометр
Траєкторії габаритних точок	На бампері тягача, на кузові напівпричепа біля середньої осі		Гідровідмітчики

Під час експериментальних досліджень, за допомогою обладнання фірми JOSAM, мости автопоїзда встановлювались з перекосом в межах $\pm 52,2$ мм/м ($\pm 3^\circ$) без пошкодження несучих елементів рами, за рахунок використання регулювальних пластин та пальців.

Перед початком експериментальних досліджень автопоїзд пройшов технічне обслуговування на ПП «Гроцький Транс Експедиція», під час якого були перевірені і відрегульовані гальмівні механізми коліс напівпричепа на гальмівному стенді ВТ 640 МВ версії Mercedes-Benz, чим була забезпечена нерівномірність гальмівних зусиль по колесах одного моста в межах $\pm 3\%$. Задана нерівномірність гальмівних зусиль в межах 13% забезпечувалася зміною передаточного відношення важільного механізму приводу розтискного кулака.

Для визначення відповідного передаточного відношення встановлено залежність між величиною гальмівного моменту M_k , прикладеного до колеса, та плечем l_v прикладання зусилля F_{gk} від гальмівної камери.

Досліджуваний напівпричіп обладнаний осями фірми BPW з барабанними гальмівними механізмами типу “Simplex” та пневматичним

приводом. Розрахункова схема барабанного гальмівного механізму наведена на рис. 4.8.

Відповідно до прийнятих умов, величину гальмівного моменту, прикладеного до колеса, можна визначити із рівняння [168]:

$$M_k = \frac{l_v \cdot F_{gk} \cdot \eta \cdot \mu \cdot (h_1 + h_2)}{d_k \cdot A}, \quad (4.1)$$

де l_v – плече прикладання зусилля до важеля від гальмівної камери, м;

F_{gk} – сила, прикладена до важеля штоком гальмівної камери, Н;

μ – коефіцієнт тертя між накладкою та барабаном;

η – коефіцієнт корисної дії розтискного кулачка, (0,6...0,7);

h_1, h_2 – відстань від осі обертання гальмівної колодки до точки прикладання зусилля від кулачка для обох колодок, м;

d_k – плече прикладання розтискних зусиль, м;

A – коефіцієнт, який враховує розподіл питомого тиску по довжині накладки та конструктивні особливості гальмівного механізму.

За результатами випробувань на гальмівному стенді ВТ 640 МВ гальмівний момент, що створюється гальмівним механізмом колеса напівпричепа, склав $M_k=14800$ Нм.

Із рівняння (4.1) отримаємо формулу для визначення плеча прикладання зусилля до важеля від гальмівної камери при заданому гальмівному моменті:

$$l_v = \frac{M_k \cdot d_k \cdot A}{F_{gk} \cdot \eta \cdot \mu \cdot (h_1 + h_2)}. \quad (4.2)$$

В ході дослідження бортову нерівномірність гальмівних сил на колесах мостів напівпричепа необхідно встановити на рівні 13%. Тоді до коліс з більшою гальмівною силою буде прикладено момент M_k , а до коліс з меншою – $0,87M_k$. Відповідно, справедливим буде рівняння для визначення плеча

За технічними умовами шток гальмівної камери кріпиться до важеля приводу розтискного кулачка із використанням отвору №3 (рис. 4.9), що забезпечує довжину плеча $l_v = 150$ мм.

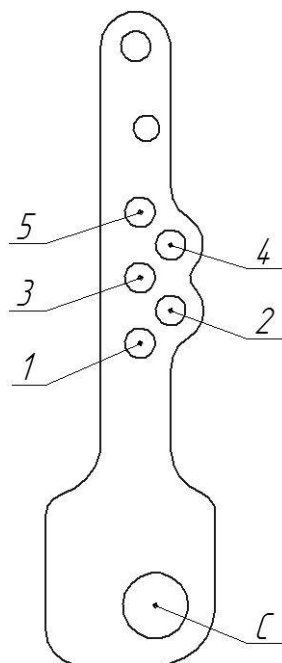


Рисунок 4.9 – Схема важеля приводу розтискного кулачка

Із рівняння (4.4) отримаємо довжину плеча для коліс з меншим гальмівним зусиллям з бортовою нерівномірністю гальмівних сил на рівні 13%:

$$l'_v = 0,87 \cdot 150 = 130,5 \text{ мм.}$$

Цій довжині відповідає отвір 2 на важелі приводу розтискного кулачка $l'_v = 130$ мм. При цьому, гальмівний момент за результатами випробувань на стенді – $M'_k = 12800$ Нм, що складає $0,871 M_k$.

4.3 Програма і методика експерименту

Дорожні випробування передбачали перевірку аналітичних і емпіричних залежностей, отриманих у результаті проведених досліджень, а також уточнення їх з урахуванням факторів, що мають місце в реальних дорожніх

умовах [169].

Програма дорожніх досліджень автопоїзда передбачала визначення таких параметрів:

- кутових відхилень ланок при гальмуванні автопоїзда з урахуванням величини і напрямку перекосу мостів і нерівномірності гальмівних зусиль по колесах мостів напівпричепа;
- траєкторії центрів мас ланок і габаритної смуги руху автопоїзда з урахуванням величини і напрямку перекосу мостів і нерівномірності гальмівних зусиль по колесах мостів напівпричепа.

Випробування проводилися на рівній сухій асфальтованій площадці злітно-посадкової смуги аеродрому м. Житомир (рис. 4.10). Після досягнення усталеної швидкості 60 км/год [45] і лінії STOP водій починав гальмування з максимальною інтенсивністю, шляхом одноразового впливу на педаль гальм. Виконання випробувань передбачало три повторності у кожному з режимів, згідно вимог ДСТУ 3310–96 [44]. За результат вимірювань приймалося середнє значення за всіма повторностями.



Рисунок 4.10 – Випробувальна ділянка злітно-посадкової смуги аеродрому

Для виключення впливу випадкових збурень, випробування проводились на сухій горизонтальній асфальтованій площадці з високим коефіцієнтом зчеплення при температурі повітря +20...+24 °С. Реєстрація траєкторій ланок

автопоїзда проводилась за допомогою системи гідровідмітчиків.

Експериментальний автопоїзд мав можливість встановлення його мостів з перекосом, рис. 4.11. При цьому величина і напрямок перекосу мостів напівпричепа приймалися такими ж як і при дослідженні стійкості руху автопоїзда у тяговому режимі, табл. 4.4, [125, 126]. З досліджуваних схем було обрано схеми 5 і 6 та доповнено їх двома серіями досліджень, представлених схемами 11 і 12. При цьому, нульовому рівню відповідав напівпричіп без перекосу мостів, значенню ± 1 – перекос моста вправо або вліво на 3^0 , табл. 4.4.

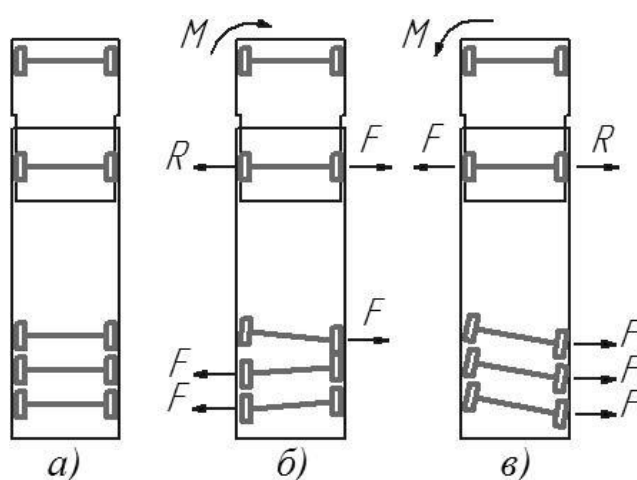


Рисунок 4.11 – Схеми перекосу мостів напівпричепа, що досліджувались

Таблиця 4.4 – План експериментальних досліджень

Схема перекосу мостів напівпричепа	X1	X2	X3
Схема 5	- 1	0	+1
Схема 6	- 1	0	- 1
Схема 11	- 1	- 1	-1
Схема 12	+ 1	+1	+1

Для оцінки характеристики руху автопоїзда прийняте середнє значення відхилення Δ_i траєкторії причіпної ланки від траєкторії автомобіля-тягача при гальмуванні автопоїзда зі швидкості 60 км/год. Відхилення траєкторії причіпної ланки визначалося по трьох контрольних точках на мірних ділянках. Перед початком випробувань виконувалися заїзди для калібрування, що визначали можливе відхилення траєкторії руху на мірних ділянках при технічно

справному стані автопоїзда. Перед контрольними заїздами водій виконував кілька пробних заїздів.

Методика випробувань передбачала проведення калібрування та визначення відхилень траєкторії напівпричепа з перекосом мостів та бортовою нерівномірністю гальмівних сил за допомогою гідровідмітчиків з одночасним записом осцилограм із вимірюваними величинами. Відхилення траєкторії причіпної ланки визначалися за допомогою мірної лінійки та рулетки, базування яких здійснювалося за слідом гідровідмітчиків. При цьому, вимір проводився посередині слідів траєкторії тягача й напівпричепа в місці найбільшої розбіжності траєкторій. Похибка вимірів з урахуванням висихання сліду становила $\Delta_c = 1\text{ мм}$, що підтверджено серією послідовних вимірів, виконаних у контрольних точках траєкторії руху автопоїзда. У якості результату приймалось середнє значення на підставі трьох заїздів. На основі отриманих даних побудовані відповідні графічні залежності відхилення траєкторії руху напівпричепа від різних факторів, а також наведено табличні дані.

У процесі досліджень перекоси мостів варіювалися в межах від 0° до 3° за годинниковою і проти годинникової стрілки на різних мостах причіпної ланки. Нерівномірність гальмівних зусиль по колесах мостів напівпричепа приймалася в межах від 0 до -13% номінального гальмівного зусилля на колесі P_r .

4.4 Результати експериментальних досліджень та їх аналіз

Дані від вимірювального комплексу DATRON за параметрами: швидкість, сповільнення та шлях гальмування автопоїзда отримані у вигляді текстового файлу. Дані про кут складання автопоїзда за різних значень перекосу мостів автопоїзда і різної нерівномірності гальмівних зусиль по колесах напівпричепа приймалися з осцилограми. Відхилення траєкторії руху напівпричепа щодо траєкторії тягача визначалися за кутом складання автопоїзда і траєкторіями ланок автопоїзда, що фіксувалися гідровідмітчиками.

Обробка експериментальних даних дозволила отримати параметри, що характеризують процес гальмування автопоїзда, а саме сповільнення, шлях гальмування, кутові та лінійні відхилення траєкторії напівпричепа щодо траєкторії тягача. Значення усіх параметрів визначалися по величинах відхилень ліній на осцилограмі від відповідних базових ліній з урахуванням масштабних коефіцієнтів, отриманих за тарувальними графіками датчиків.

Для зручності досліджень, осцилограми були дискретизовані та зведені до табличного формату даних, на основі яких були побудовані відповідні графіки.

Випробування автопоїзда проведено у три етапи. На першому етапі визначалися показники гальмівних властивостей автопоїзда за відсутності перекосу мостів напівпричепа і наявності нерівномірності гальмівних сил на колесах одного мосту напівпричепа. За базовий рівень приймалися результати випробувань за відсутності нерівномірності гальмівних сил на колесах мостів напівпричепа. У подальшому від цього рівня проводилися оцінка стійкості руху автопоїзда при гальмуванні за різних значень нерівномірності гальмівних сил на колесах напівпричепа шляхом визначення зміщення траєкторії ланок.

У табл. 4.5 наведено план випробувань гальмівних властивостей автопоїзда, аналогічний плану випробувань при визначенні впливу перекосу мостів на стійкість руху автопоїзда (табл. 4.4). При цьому, значенню “0” відповідає номінальний рівень P_T зусилля (відсутність нерівномірності на мосту напівпричепа), значенню “-1” – $0,87P_T$ на колесах лівого борту моста, значенню “+1” – $0,87P_T$ на колесах правого борту моста. Початкова швидкість гальмування приймалася в межах 60 км/год, що визначалася по спідометру автомобіля-тягача.

Таблиця 4.5 – План експериментальних досліджень гальмівних властивостей автопоїзда

Нерівномірність гальмівних зусиль	X1	X2	X3
Схема 5	– 1	0	+1
Схема 6	– 1	0	– 1
Схема 11	– 1	– 1	– 1
Схема 12	+ 1	+ 1	+ 1

У табл. 4.6 наведено результати експериментальних досліджень гальмівних властивостей автопоїзда у відповідності до плану експерименту.

Таблиця 4.6 – Результати досліджень гальмівних властивостей автопоїзда

Схема нерівномірності гальмівних зусиль	Зміщення траєкторії напівпричепа щодо траєкторії тягача, м		Шлях гальмування, м	
	Експеримент	Розрахунок	Експеримент	Розрахунок
Схема 5	-0,036	-0,032	36,30	35,78
Схема 6	-0,063	-0,059	36,33	35,78
Схема 11	-0,083	-0,078	36,45	35,95
Схема 12	0,082	0,077	36,45	35,95

Як слідує з даних табл. 4.6, нерівномірність на колесах або лівого, або правого борту проявляється однаково деяким збільшенням відхилення траєкторії напівпричепа щодо траєкторії тягача. При цьому нерівномірність гальмівних зусиль на колесах або одного, або двох мостів напівпричепа не призводить до порушення стійкості автопоїзда (він залишається в межах допустимої смуги руху $\pm 3\%B_T=0,075$ м). За нерівномірності гальмівних зусиль на колесах трьох мостів напівпричепа автопоїзд виходить за допустимі межі смуги руху, тобто при цьому порушується стійкість руху.

При проведенні усіх випробувань сповільнення автопоїзда залишалося майже постійним і знаходилося в межах $5,05...5,15$ м/с².

На другому етапі експериментальних досліджень визначалися показники гальмівних властивостей автопоїзда в залежності від напрямку перекосу мостів напівпричепа за відсутності нерівномірності гальмівних зусиль на колесах

одного мосту напівпричепа. Дослідження проводилися відповідно до плану експерименту, табл. 4.4.

У табл. 4.7 наведені результати експериментальних досліджень автопоїзда за обраних схем перекосу мостів напівпричепа.

Таблиця 4.7 – Результати експериментальних досліджень

Схема перекосу мостів напівпричепа	Зміщення траєкторії напівпричепа щодо траєкторії тягача, м		Шлях гальмування, м	
	Експеримент	Розрахунок	Експеримент	Розрахунок
Схема 5	0,038	0,034	34,75	35,17
Схема 6	0,190	0,185	34,95	35,33
Схема 11	0,282	0,275	35,00	35,41
Схема 12	-0,282	-0,275	35,05	35,42

Як слідує з даних табл. 4.7, перекос мостів напівпричепа призводить до деякого зменшення шляху гальмування для усіх варіантів випробувань. При цьому, для схеми № 5 автопоїзд залишався у допустимих межах смуги руху. За одностороннього перекосу двох осей напівпричепа (схема 6), відхилення траєкторії напівпричепа значно зростають та перевищують допустимі норми, погіршуючи стійкість автопоїзда. У разі одностороннього перекосу всіх мостів напівпричепа (схема 11, 12), відхилення траєкторії його руху значно перевищують допустимі межі (у 3,7 рази), порушуючи тим самим стійкість автопоїзда в процесі гальмування.

Окрім прямолінійного руху розглядався процес гальмування автопоїзда за колового руху радіусом $R=50$ м.

Результати дослідження відхилення траєкторії напівпричепа при гальмуванні зі швидкості 40 км/год від перекосу мостів напівпричепа у порівнянні з автопоїздом без перекосу мостів, у відсотках, наведено на рис. 4.12.

Як слідує з наведених графіків, будь-який перекос моста напівпричепа призводить до порушення стійкості руху автопоїзда при гальмуванні. Більші відхилення характерні для автопоїзда з одностороннім перекосом двох осей

напівпричепа.

За результатами дослідження найбільше зміщення траєкторії напівпричепа та відхилення за кутом складання отримано для автопоїзда з одностороннім перекосом всіх осей напівпричепа.

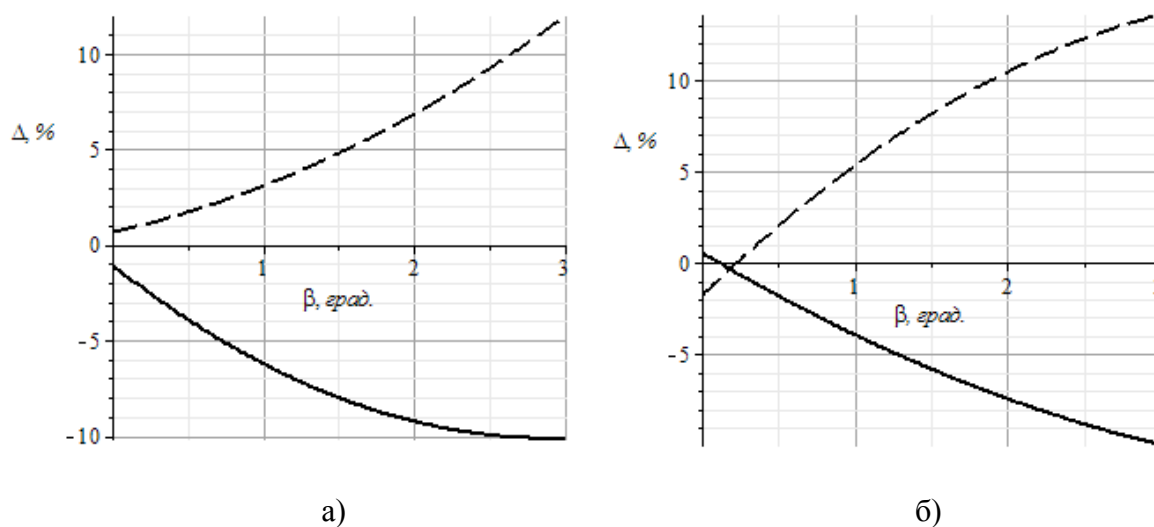


Рисунок 4.12 – Зміна траєкторії напівпричепа при гальмуванні автопоїзда при різнобічному перекосі за схемою 5 (а) і однобічному перекосі за схемою 6 (б):

- напрям перекосу співпадає з напрямом повороту;
- - - напрям перекосу протилежний напрямові повороту

Після виконання другого етапу досліджень, а саме випробування автопоїзда за відсутності нерівномірності гальмівних зусиль по колесах напівпричепа, виконувався третій етап досліджень, при якому поряд з перекосом мостів напівпричепа задавалася нерівномірність гальмівних зусиль по колесах осей напівпричепа за двома варіантами. За першим варіантом план експерименту був таким же, як і план експерименту за нерівномірності гальмівних зусиль по колесах мостів напівпричепа з урахуванням перекосу осей напівпричепа, за другим варіантом – з дзеркальним відображенням першого варіанту, табл. 4.8. При цьому, значенню “-1” відповідає 0,87 номінального зусилля на лівому колесі, “+1” – на правому колесі, “0” – номінальне значення гальмівного зусилля.

Таблиця 4.8 – План експериментальних досліджень впливу перекосу осей та нерівномірності гальмівних сил по колесах напівпричепа на показники гальмівних властивостей автопоїзда

Схема перекосу мостів напівпричепа і нерівномірності гальмівних зусиль	X1	X2	X3
Схема 5	$(-1) + 1$	0	$(+1) - 1$
Схема 6	$(-1) + 1$	0	$(-1) + 1$
Схема 11	$(-1) + 1$	$(-1) + 1$	$(-1) + 1$
Схема 12	$(+1) - 1$	$(+1) - 1$	$(+1) - 1$

Примітка: Значення у дужках відповідає плану експерименту за нерівномірності гальмівних сил, без дужок – плану експерименту за перекосу мостів напівпричепа.

У табл. 4.9 наведено результати досліджень впливу перекосу мостів і нерівномірності гальмівних зусиль по колесах напівпричепа на показники гальмівних властивостей автопоїзда, з якої слідує, що співпадіння або неспівпадіння за напрямком перекосу мостів і нерівномірності гальмівних зусиль по колесах або одного, або двох мостів напівпричепа (з різностороннім перекосом) не призводить до суттєвого погіршення стійкості автопоїзда в процесі гальмування (максимальне відхилення для схеми 5 склало 0,032 м).

Таблиця 4.9 – Результати досліджень впливу перекосу мостів і нерівномірності гальмівних зусиль по колесах напівпричепа на показники гальмівних властивостей автопоїзда

Схема перекосу осей напівпричепа і нерівномірності гальмівних зусиль	Зміщення траєкторії напівпричепа щодо траєкторії тягача за першим варіантом, м		Зміщення траєкторії напівпричепа щодо траєкторії тягача за другим варіантом, м	
	Експеримент	Розрахунок	Експеримент	Розрахунок
Схема 5	-0,028	-0,023	0,032	0,028
Схема 6	-0,210	-0,205	0,212	0,209
Схема 11	-0,300	-0,295	0,303	0,298
Схема 12	0,300	0,295	-0,303	-0,298

Гірші показники стійкості характерні для автопоїзда з перекосом осей напівпричепа та бортовою нерівномірністю гальмівних сил за схемою 6 (односторонній перекоп та нерівномірність двох осей напівпричепа). Для даної

схеми, відхилення траєкторії напівпричепа перевищують допустимі за обох варіантів досліджень, проте, при другому варіанті вони є більшими.

При спільному впливі перекосу всіх осей та бортової нерівномірності гальмівних сил на усіх мостах напівпричепа, відхилення його траєкторії значно перевищують допустимі межі (у 4 рази) і порушується стійкість руху автопоїзда. При цьому, важливе значення має співпадіння або неспівпадіння напрямків цих факторів. Так, за другим варіантом поєднання досліджуваних факторів (однаковий напрямок перекосу мостів і нерівномірності гальмівних зусиль на усіх колесах одного борту напівпричепа) відхилення траєкторії напівпричепа щодо траєкторії тягача набуває максимальних з отриманих у дослідженні значень.

Окрім прямолінійного руху розглядався також і процес гальмування автопоїзда за колового руху радіусом $R=50$ м.

Результати дослідження відхилення траєкторії напівпричепа при гальмуванні за бортової нерівномірності гальмівних сил у 13% і різному перекосі мостів напівпричепа зі швидкості 40 км/год наведено на рис. 4.13.

Як слідує з наведених графіків, нерівномірність гальмівних зусиль і перекося мостів напівпричепа призводить до суттєвого зміщення траєкторії напівпричепа щодо траєкторії тягача і тим самим погіршення стійкості руху автопоїзда і у коловому русі.

Варто зазначити, що за спільного впливу перекосу осей та бортової нерівномірності гальмівних сил при гальмуванні автопоїзда у коловому русі, вирішальне значення має збіг напрямку вказаних факторів та напрямку повороту. Із досліджуваних схем найбільш небезпечною щодо стійкості виявилася схема з одностороннім перекосом всіх осей напівпричепа, який протилежний до напрямку повороту, та нерівномірністю гальмівних сил всіх осей, що співпадає з напрямом повороту. В даному випадку відхилення напівпричепа перевищують допустимі межі ($\pm 3\% B_r = 0,075$ м) у 3,7 рази і він значно погіршує стійкість руху автопоїзда.

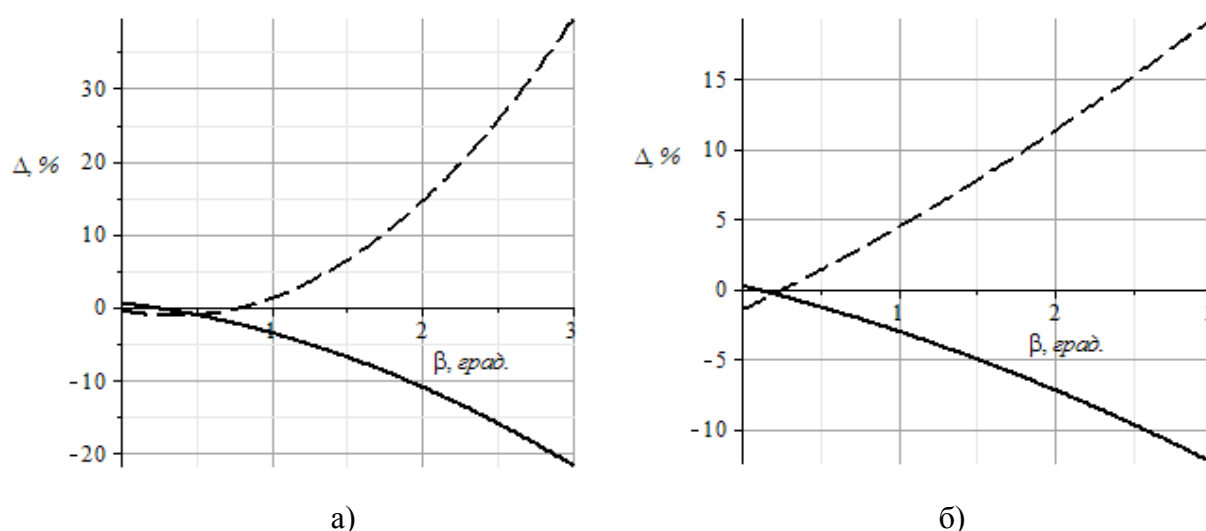


Рисунок 4.13 – Зміна траєкторії напівпричепа за нерівномірності гальмівних сил по бортах напівпричепа при однобічному перекосі мостів (а) і різнобічному (б):

— напрям перекосу співпадає з напрямом повороту;

- - - напрям перекосу протилежний напрямові повороту

У процесі експериментальних досліджень зміщення траєкторії напівпричепа щодо траєкторії тягача визначалося також за кутом складання автопоїзда. За співпадіння або неспівпадіння напрямку перекосу мостів напівпричепа і нерівномірності гальмівних зусиль по колесах або одного, або двох його мостів кут складання як за першого, так і другого варіантів випробувань знаходився в межах похибки вимірювань (0,67 град.).

У табл. 4.10 наведені результати вимірювань кута складання автопоїзда і розрахунку зміщення траєкторії напівпричепа щодо траєкторії тягача за цим параметром.

Таблиця 4.10 Результати вимірювань кута складання автопоїзда

Схема перекосу мостів напівпричепа і нерівномірності гальмівних зусиль	Кут складання, град.	Зміщення траєкторії, м	
		розрахункове	дійсне
Схема 11(другий варіант)	0,71	0,298	0,303
Схема 12 (перший варіант)	0,75	0,295	0,300

Як слідує з табл. 4.10, максимальна розбіжність у визначенні зміщення траєкторії напівпричепа щодо траєкторії тягача за результатами розрахунку по

куту складання і безпосередніх вимірів не перевищила 7,7% (схема 12), що свідчить про ідентичність вимірювання обраних параметрів.

Основні результати експериментальних досліджень наведено у роботі [177].

4.5 Висновки по розділу

1. Проведеними експериментальними дослідженнями автопоїзда підтверджена адекватність розроблених математичних моделей для визначення впливу перекосу мостів напівпричепа і нерівномірності гальмівних зусиль на його колесах на показники гальмівних властивостей автопоїзда. Максимальна розбіжність у визначенні зміщення траєкторії напівпричепа щодо траєкторії тягача, максимального сповільнення автопоїзда і шляху гальмування не перевищує 10,5%.

2. Встановлено, що нерівномірність гальмівних зусиль на колесах або лівого, або правого борту проявляється однаково деяким збільшенням відхилення траєкторії напівпричепа щодо траєкторії тягача. При цьому нерівномірність гальмівних зусиль на колесах або одного, або двох мостів напівпричепа не призводить до порушення стійкості автопоїзда (він залишається в межах допустимої смуги руху $\pm 3\% B_r = 0,075$ м). За нерівномірності гальмівних зусиль на колесах трьох мостів напівпричепа автопоїзд виходить за допустимі межі смуги руху, тобто при цьому порушується стійкість руху.

3. Показано, що перекося мостів напівпричепа призводить до деякого зменшення шляху гальмування для усіх варіантів випробувань. При цьому для схеми 5 (з різностороннім перекосом двох осей) автопоїзд залишався у допустимих межах смуги руху. У разі одностороннього перекосу двох та трьох мостів напівпричепа відхилення його траєкторії виходять за допустимі межі, порушуючи тим самим стійкість автопоїзда в процесі гальмування.

4. Встановлено, що співпадіння або неспівпадіння за напрямком перекосу мостів і нерівномірності гальмівних зусиль по колесах або одного, або двох мостів напівпричепа (з різностороннім перекосом) не призводить до суттєвого

погіршення стійкості автопоїзда в процесі гальмування (максимальне відхилення для схеми 5 склало 0,032 м).

Гірші показники стійкості характерні для автопоїзда з одностороннім перекосом та бортовою нерівномірністю гальмівних сил двох осей напівпричепа (схема 6). У даному випадку відхилення траєкторії напівпричепа перевищують допустимі у 2,8 рази.

При співпадінні напрямку перекосу всіх мостів напівпричепа і нерівномірності гальмівних зусиль на колесах його осей, зміщення траєкторії напівпричепа виходить за допустимі межі та досягає максимальних з отриманих у дослідженні значень, і автопоїзд втрачає стійкість при гальмуванні. Тому, для підвищення стійкості руху, необхідно запобігати поєднанню впливу даних факторів.

5. Встановлено, що при гальмуванні автопоїзда з перекосом осей напівпричепа у коловому русі, перекоп мостів напівпричепа в більшості призводить до порушення стійкості руху автопоїзда при гальмуванні. При цьому, гірші показники стійкості притаманні для автопоїзда з одностороннім перекосом двох та трьох мостів.

За спільного впливу перекосу осей та бортової нерівномірності гальмівних сил, вирішальне значення має збіг напрямку вказаних факторів та напрямку повороту. Встановлено, що найбільш небезпечним щодо стійкості є односторонній перекоп всіх осей напівпричепа, який протилежний до напрямку повороту, та нерівномірність гальмівних сил всіх осей, що співпадає з напрямком повороту. В даному випадку відхилення напівпричепа перевищують допустимі межі ($\pm 3\% B_g = 0,075$ м) у 3,7 рази.

6. Встановлено, що максимальна розбіжність у визначенні зміщення траєкторії напівпричепа щодо траєкторії тягача за результатами розрахунку по куту складання і безпосередніх вимірів не перевищила 7,7%, що свідчить про ідентичність вимірювання обраних параметрів.

7. Встановлено, що сповільнення автопоїзда при проведенні усіх випробувань залишалося майже постійним і знаходилося в межах $5,05 \dots 5,15 \text{ м/с}^2$.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. У дисертаційній роботі вирішена важлива науково-практична задача, пов'язана з урахуванням кутів встановлення осей напівпричепа та бортової нерівномірності гальмівних сил на колесах його мостів і їх впливом на показники курсової стійкості автопоїзда та динаміку його гальмування, зокрема шлях гальмування, сповільнення і відхилення траєкторії напівпричепа щодо траєкторії тягача.

2. Розроблено математичну модель дволанкового сідельного автопоїзда, що описує його рух в гальмівному режимі з урахуванням кутів встановлення осей та характеру розподілу гальмівних сил по колесах мостів. Із використанням методу перетинів отримано систему диференціальних рівнянь, які описують рух ланок досліджуваного автопоїзда.

3. Встановлено, що за будь-якої схеми нерівномірності гальмівних сил по колесах осей напівпричепа зростає шлях гальмування автопоїзда. Проте, за обраних вихідних даних жодне з отриманих значень гальмівного шляху не перевищує допустимого, регламентованого нормативними документами.

4. Показано, що перекося осей напівпричепа дещо поліпшує ефективність гальмування автопоїзда у зв'язку зі збільшенням коефіцієнта опору кочення коліс, що зумовлює підвищення сили опору руху автопоїзда. Сповільнення автомобільного поїзда перебуває на рівні $5,02 - 5,10 \text{ м/с}^2$, що відповідає вимогам нормативних документів. Разом з тим, перекося осей напівпричепа підвищує знос протектора шин та спричиняє їх передчасне спрацювання, погіршує тягово-швидкісні властивості та паливну економічність автопоїзда.

5. Встановлено, що перекося осей напівпричепа значно погіршує стійкість автопоїзда у гальмівному режимі. Для більшості схем перекося, зміщення траєкторії напівпричепа відносно траєкторії тягача перевищує граничні норми ($\pm 0,075 \text{ м}$) і автопоїзд залишає допустиму смугу руху. Найбільше зміщення має місце при гальмуванні автопоїзда з одностороннім перекосям усіх осей

напівпричепа, відхилення траєкторії напівпричепа від траєкторії тягача в даному випадку перевищують граничні норми у 3,6 рази.

6. Показано, що поєднання нерівномірності гальмівних сил та перекосу осей напівпричепа погіршує як стійкість руху автопоїзда так і ефективність гальмування. Проте, максимальне значення гальмівного шляху для усіх варіантів нерівномірності гальмівних сил та перекосу осей напівпричепа не перевищує допустимих значень. При цьому, за однакового напрямку перекосу всіх осей та нерівномірності гальмівних сил усіх коліс одного борту напівпричепа, зміщення траєкторії напівпричепа відносно траєкторії тягача набуває максимального з отриманих у дослідженні значень. Автопоїзд з такою схемою перекосу та нерівномірності гальмівних сил є найменш стійким, бічні відхилення його причіпної ланки значно перевищують допустимі значення (у 3,9 рази).

7. Встановлено, що за кругового руху автопоїзда у гальмівному режимі при поєднанні перекосу осей напівпричепа та нерівномірності гальмівних сил на колесах його мостів, погіршується як стійкість так і ефективність гальмування. Для більшості схем, відхилення траєкторії напівпричепа перевищує допустимі значення ($\pm 0,075$ м), а тому рух такого автопоїзда нестійкий. Найбільше відхилення має місце для автопоїзда з одностороннім перекосом всіх осей, який протилежний до напрямку повороту та нерівномірністю гальмівних сил, що співпадає з ним. Відхилення напівпричепа, у даному випадку, перевищує допустимі значення у 3,7 рази.

8. Проведено дослідження стійкості руху автопоїзда в гальмівному режимі з використанням комп'ютерної моделі автомобільного поїзда, розробленої в середовищі програмного комплексу Universal Mechanism, яка враховує вплив низки факторів, що мають місце при русі автопоїзда в реальних умовах експлуатації, а саме: деформацію пружних елементів підвіски та шин, крен ланок автопоїзда тощо. Показано, що максимальна розбіжність отриманих результатів дослідження показників стійкості руху автопоїзда у гальмівному режимі з використанням математичної та комп'ютерної моделей не перевищує

10%, що свідчить про можливість використання розробленої математичної моделі для визначення показників гальмівної динаміки та стійкості руху автопоїзда.

9. Проведеними експериментальними дослідженнями автопоїзда підтверджена адекватність розроблених математичних моделей для визначення впливу перекосу мостів напівпричепа і нерівномірності гальмівних зусиль на його колесах на показники гальмівних властивостей автопоїзда. Максимальна розбіжність у визначенні зміщення траєкторії напівпричепа щодо траєкторії тягача, максимального сповільнення автопоїзда і шляху гальмування не перевищує 10,5%.

10. Матеріали дисертаційної роботи впроваджені у ДП «ДержавтотрансНДІпроект» для визначення показників стійкості автопоїздів з різними за величиною та напрямком кутами встановлення мостів напівпричепа і нерівномірності гальмівних зусиль по колесах однієї осі або борту та у ТОВ «УКРПРОМЗЕМТЕСТСТАНДАРТ» для використання під час проведення робіт щодо визначення параметрів гальмівної динамічності автопоїздів для вантажних перевезень із заданими параметрами конпонуальної схеми та конструкції їх причіпних ланок.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Автотранспортні засоби. Гальмівні властивості. Терміни та визначення : ДСТУ 2886:94. – [Чинний від 1996-01-01]. – К. : Держстандарт України, 1996. – 28 с. – (Державний стандарт України).
2. Фалькевич Б. С. Теория автомобиля: изд. 2, перераб. и доп. / Б. С. Фалькевич. – М. : Машгиз, 1963. – 241 с.
3. Фалькевич Б. С. Анализ факторов, влияющих на процесс регулирования тормозных сил грузовых автомобилей / Б. С. Фалькевич, А. А. Великанов // Безопасность и надежность автомобиля: Сб. науч. тр.. – М. : МАМИ, 1983. – С. 150-158.
4. Ляпунов А. М. Общая задача об устойчивости движения / А. М. Ляпунов. – М.-Л. : ГИТТЛ, 1950. – 472 с.
5. Чудаков Е. А. Теория автомобиля / Е. А. Чудаков. – М. : ОНТИ НКТП, 1935 – 235 с.
6. Чудаков Е. А. Теория автомобиля / Е. А. Чудаков. – М. : изд. АН СССР, 1944. – 292 с.
7. Чудаков Е. А. Теория автомобиля / Е. А. Чудаков. – М. : Машгиз, 1950. – 344 с.
8. Чудаков Е. А. Боковая устойчивость автомобиля при торможении / Е. А. Чудаков. – М.: Машгиз, 1952. – 183 с.
9. Литвинов А. С. Управляемость и устойчивость автомобиля / А. С. Литвинов. – М. : Машиностроение, 1971. – 413 с.
10. Косолапов Г. М. Пути повышения устойчивости автомобиля при торможении: автореф. дис. на соискан. учен. степ. д-ра техн. наук / Г. М. Косолапов. – Волгоград, 1973. – 40 с.
11. Антонов Д. А. Теория устойчивости движения многоосных автомобилей / Д. А. Антонов. – М. : Машиностроение, 1978. – 216 с.

12. Хамов И. В. Повышение устойчивости легкового автомобиля при торможении путем применения противозаносных систем: дис. на соискан. учен. степ. канд. техн. наук / И. В. Хамов. – М., 1989. – 210 с.
13. Подригало М. А. Новое в теории эксплуатационных свойств автомобилей и тракторов: Монография / М. А. Подригало. – Харьков, 2013. – 220 с.
14. Маневренность и тормозные свойства колесных машин / [М. А. Подригало, В. П. Волков, В. И. Кирчатый, А. А. Бобошко]; Под. ред. М. А. Подригало. – Харьков : Изд-во ХНАДУ, 2003 – 403 с.
15. Повышение устойчивости и управляемости колесных машин в тормозных режимах: Монография / [Е. Е. Александров, В. П. Волков, Д. О. Волонцевич и др.]; Под ред. Д. О. Волонцевича. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2007. – 320 с.
16. Устойчивость колесных машин против заноса в процессе торможения и пути ее повышения / [М. А. Подригало, В. П. Волков, В. А. Павленко и др.]; под. ред. М. А. Подригало. – Харьков : Изд-во ХНАДУ, 2006. – 377 с.
17. Гуревич Л. В. Тормозное управление автомобиля / Л. В. Гуревич, Р. А. Меламуд. – М. : Транспорт, 1978. – 152 с.
18. Динамика автомобиля / [М. А. Подригало, В. М. Волков, А. А. Бобошко и др.] ; под ред. М. А. Подригало. – Харьков : Изд-во ХНАДУ, 2008. – 424 с.
19. Подригало М. А. Распределение тормозных сил между осями современного АТС, учитывающее фазы процесса его торможения [Текст] / М. А. Подригало В. И. Назаров // Автомобильная промышленность : науч. техн. журн. – 2012. – № 7. – С. 17-21.
20. Подригало М. А. Распределение реакций дороги между колесами одной оси автомобиля [Текст] / М. А. Подригало, Д. М. Клец // Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля : наук. журн. – 2010. – № 6. – С. 46-50.

21. Подригало М. А. Влияние тормозных моментов на величину динамических вертикальных реакций дороги на осях автомобиля [Текст] / М. А. Подригало, В. И. Назаров // Автомобильная промышленность : Научно-технический журнал. – 2011. – № 8. – С. 23-25.

22. Подригало М. А. Вплив бортової нерівномірності гальмівних сил на відхилення автомобіля / М. А. Подригало, А. І. Коробко // Автомобильный транспорт. Сборник научных трудов. – Харків : ХНАДУ, 2009. – № 24. – С. 33-36.

23. Сахно В. П. Основные направления исследования устойчивости автомобиля и автопоезда / В. П. Сахно, В. Г. Вербицкий, Н. И. Мищенко // Автомобильный транспорт. – Харьков : ХНАДУ, 2001. – № 7–8. – С. 44–46.

24. Сахно В. П. До визначення показників стійкості автопоїзда-контейнеровоза / В. П. Сахно, Р. М. Кузнецов, Р. М. Марчук, В. П. Онищук // Проблеми автомобільного транспорту: Збірник наукових праць: Випуск 8. – Київ : НТУ, 2011. – С. 157-165.

25. Поляков В. М. Теоретичне дослідження впливу осьової нерівномірності гальмівних сил на стійкість автопоїзда / В. М. Поляков, Д. Ю. Приходченко, Д. А. Абрамов // Вісник СНУ імені Володимира Даля. – Луганськ : ВНТУ, 2007. – № 6 (112). – С. 59-62.

26. Сахно В. П. До визначення показників стійкості автопоїзда / В. П. Сахно, О. М. Тімков, П. О. Гуменюк, М. І. Файчук // Вісник Національного транспортного університету. – К. : НТУ. – 2013. – Вип. 27. – С. 31-39.

27. Поляков В. М. Дослідження впливу геометричних параметрів триланкового автопоїзда на стійкість його руху / В. М. Поляков, Д. Ю. Приходченко, Г. М. Борисенко, М. І. Файчук // Вісник ЖДТУ : Технічні науки. – Житомир : ЖДТУ, 2010. – № 2 (53). – С. 121-126.

28. Сахно В. П. Застосування розрахункових методів до визначення показників поперечної стійкості автотранспортних засобів / В. П. Сахно,

В. М. Сондак // Автошляховик України. Проблеми розвитку автомобільного транспорту. Випуск 1. – 2000. – С. 80-83.

29. Автомобили. Устойчивость: Монография / [В. Г. Вербицкий, В. П. Сахно, А. П. Кравченко, А. В. Костенко и др.]. – Луганск: Изд-во «Ноулидж», 2013. – 176 с.

30. Сахно В. П. До визначення стійкості руху автопоїзда з керованим напівприцепом / В. П. Сахно, Р. М. Кузнєцов, Р. М. Марчук, М. І. Файчук, О. А. Енглезі // Вісник Донецької академії автомобільного транспорту: Науковий журнал. – 2012. – № 4. – С. 61-67.

31. Ревин А. А. Повышение эффективности, устойчивости и управляемости при торможении автотранспортных средств: дис. на соиск. учен. степ. д-ра техн. наук / А. А. Ревин. – Волгоград, 1983. – 601 с.

32. Соцков Д. А. Повышение активной безопасности автотранспортных средств при торможении: дис. на соиск. учен. степ. д-ра техн. наук / Д. А. Соцков. – Владимир, 1988. – 410 с.

33. Певзнер Я. М. Теория устойчивости автомобиля / Я. М. Певзнер. – М.: Машгиз, 1947. – 159 с.

34. Солнцев А. Н. Совершенствование процесса торможения автопоезда большой габаритной длины: дис. на соискан. учен. степ. канд. техн. наук / А. Н. Солнцев. – М., 2004. – 169 с.

35. Кадыршаев Т. Пути повышения эффективности процесса торможения многоприцепного автопоезда в условиях эксплуатации: автореф. дис. на соискан. учен. степ. канд. техн. наук / Т. Кадыршаев. – Ташкент: ТАДИ, 1983. – 21 с.

36. Колісні транспортні засоби. Вимоги щодо безпечності технічного стану та методи контролювання: ДСТУ 3649:2010. – [Чинний від 2011-07-01]. – Офіц. вид. – К.: Держспоживстандарт України, 2011. – 28 с. – (Національний стандарт України).

37. Стоянов Г. А. Обобщенный критерий для оценки безопасности движения автомобиля при торможении / Г. А. Стоянов, В. В. Иванов, В. А. Иларионов // Автомобильная промышленность. – 1979. – №8. – С. 19-21.

38. Файчук М. І. Огляд вимог нормативних документів відносно гальмівних властивостей автопоїздів / М. І. Файчук, В. М. Поляков, А. В. Горпинюк., О. М. Тімков // Вісник НТУ. – К. : НТУ, 2009. – № 18. – С. 45-50.

39. Ребедайло В. М. Аналіз відповідності вітчизняних вимог до міжнародних щодо гальмових властивостей автомобілів / В. М. Ребедайло, В. А. Кашканов // Матеріали VI міжнародної науково-технічної конференції «Автомобільний транспорт, Проблеми і перспективи». – Севастополь : СевНТУ. – 2003. – С. 18-21.

40. Кравчук П. М. Нормування гальмівних властивостей колісних транспортних засобів в Україні / П. М. Кравчук, Р. Ю. Нілов, Ю. В. Бабін // Науково-виробничий журнал Автомобільний транспорт: У реаліях міжнародного права. – 2014. – № 2(238). – С. 8-10.

41. Малюгин П. Н. Возможности и пути улучшения устойчивости движения автомобиля при торможении: дис. на соискан. учен. степ. канд. техн. наук / П. Н. Малюгин. – Омск, 1985. – 229 с.

42. Кузнєцов Р. М. Покращання показників стійкості триланкових автопоїздів у граничних режимах руху : дис. ... канд. техн. наук : 05.22.02 / Р. М. Кузнєцов. – К., 2007. – 176 с.

43. Стійкість дорожньо-транспортних засобів. Терміни та визначення : ДСТУ 3736:98. – [Чинний від 1999-07-01]. – Офіц. вид. – К. : Держстандарт України, 1999. – III, 11 с. – (Державний стандарт України). – Укр. та рос. мовами.

44. Засоби транспортні дорожні. Стійкість. Методи визначення основних параметрів випробуванням : ДСТУ 3310:96. – [чинний від 1997-01-01]. – Офіц. вид. – К. : Держстандарт України, 1996. – 10 с. – (Державний стандарт України).

45. ДСТУ UN/ECE R 13-09:2002. Єдині технічні приписи щодо офіційного схвалення типу транспортних засобів категорій М N та О стосовно гальмування: Правила ЄЕК ООН № 13. - [Чинні від 14.01.2008]. – Женева : Європейська Економічна Комісія Організації Об'єднаних націй, 2008. – 276 с.
46. Солтус А. П. Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля: Навчальний посібник для ВНЗ / А. П. Солтус. – К. : Арістей, 2010. –155 с.
47. Волков В. П. Теорія руху автомобіля: підручник / В. П. Волков, Г. Б. Вільський. – Суми : Університетська книга, 2010. – 320 с.
48. Ревин С. А. Повышение тормозных свойств малотоннажных автопоездов с АБС: дис. на соискан. учен. степ. канд. техн. наук / С. А. Ревин. – Волгоград, 2003. – 133 с.
49. Kienhöfer F., Cebon D. An Investigation of ABS Strategies for Articulated Vehicles / F. Kienhöfer, D. Cebon // 8th International Symposium on Heavy Vehicles Weights and Dimensions, Midrand, South Africa. – 2004. – P. 10-14.
50. Закин Я. Х. Прикладная теория движения автопоезда / Я. Х. Закин. – М. : Транспорт, 1967. – 252 с.
51. Evaluation of Anti-lock Braking Systems Effectiveness / D. Burton, A. Delaney, S. Newstead, et. al. // Royal Automobile Club of Victoria (RACV); Research report. – 2004. – 04/01. – 56 p.
52. Fancher P. Integrating Anti-Lock Braking Systems with the Directional Control Properties of Heavy Trucks / P. Fancher // Anti-Lock Braking Systems for Road Vehicles. – London: IMechE. – 1985. – P. 99-109.
53. Kelley Ken Evaluation ABS in the USA. ABS rule nears. Producers gauge antilock braking systems in terms of safety programs / Kelley Ken // Concr. Prod., 1998. – № 7. – P. 28-30.
54. Марти А. К вопросу об АБС, работающей в режиме реального времени / А. Марти, С. Занозин // Автомобильная промышленность. – 2006. – № 7. – С. 24–27.
55. Леонтьев Д. Н. Усовершенствованный алгоритм управления АБС / Д. Н. Леонтьев // Автомобильная промышленность. – 2010. – № 9. – С. 25-28.

56. Сирота В. І. Управління динамікою автопоїзда в режимі гальмування з АБС / В. І. Сирота, Л. В. Рачковський // Управління проектами, системний аналіз і логістика. Технічна серія. – 2012. – Вип. 9. – С. 182-185.

57. А. А. Кашканов Математична модель гальмівного шляху автомобіля при екстреному гальмуванні з АБС / Кашканов А. А., Кашканов В. А., Грисюк О. Г. // Міжвузівський збірник "Наукові нотатки". – Луцьк, 2012. – Вип. № 36. – С. 131-136.

58. EBS Electronically Controlled Brake System [Electronic Resource]. – Mode of access : URL : [http://www.autosluzby.cz/asl_katalog/asl_katalog/pdfdownload/WABCO_8150100153\[1\].pdf](http://www.autosluzby.cz/asl_katalog/asl_katalog/pdfdownload/WABCO_8150100153[1].pdf). – Title from the screen.

59. EBS Electronically Controlled Brake System Basic Training [Electronic Resource]. – Mode of access : URL : <http://inform.wabco-auto.com/intl/pdf/815/00/57/8150100573-22.pdf>. – Title from the screen.

60. Electronic Braking System New Generation [Electronic Resource]. – Mode of access : URL : http://www.wabco-auto.com/uploads/media/Product_Brochure-EBS_Standard_Bus_System_07.pdf. – Title from the screen.

61. Systems for the safety of commercial vehicles of today and tomorrow / WABCO. – Hannover, 2002. 15 p.

62. Пат. 2299140 Российская Федерация, МПК В60Т8/52, В60Т8/1763. Способ регулирования торможением автопоезда / Сазонов И. С., Скойбеда А. Т. ; заявитель патентообладатель гос. учр. высш. проф. образов. “Белорусско-Российский университет”. – № 2005132206/11 ; заявл. 18.10.05 ; опубл. 20.05.07.

63. Магопець С. О. Нова конструкція електропневмоприводу гальм для автопоїздів / С. О. Магопець, О. О. Золенко // Вісті автомобільно-дорожнього інституту. – 2007. – № 1 (4). – С. 77-80.

64. Косолапов Г. М. К исследованию эффективности и устойчивости торможения многоосных автомобилей и автопоездов / Г. М. Косолапов,

Е. Н. Сидоров, Н. К. Клепик // Вопросы механизации и технологии строительства. – Волгоград, 1975. – С. 24-31.

65. Беленький Ю. Б. Условия устойчивости движения седельного автопоезда при торможении / Ю. Б. Беленький., Н. Ф. Метлюк, Л. Л. Борисов // Автомобиле- и тракторостроение. – Минск, 1970. – С. 97-111.

66. Сахно В. П. Аналіз стійкості і маневреності сидельного автопоїзда з системою управління кутами складання його ланок / В. П. Сахно, В. Г. Вербицький, О. А. Енглезі, В. М. Сондак // Автошляховик України. Окремий випуск. Вісник ЦНЦ ТАУ. – 2006. – № 9. – С. 85-89.

67. Кузнєцов Р. М. До питання стійкості сидельно-причіпного автопоїзда у гальмівному режимі / Р. М. Кузнєцов, Р. Л. Данилюк // Наукові нотатки: міжвуз. зб.. Луц. нац. техн. ун-т.. – Луцьк : Вид-во ЛНТУ, 2011. – Вип. 32. – С. 197-199.

68. Горбаха М. М. Вплив типу підвіски напівпричепа на стійкість автопоїзда в процесі гальмування / М. М. Горбаха, В. П. Сахно, Р. М. Кузнєцов, В. М. Глінчук // Автошляховик України. Окремий випуск. Вісник ПНЦ ТАУ. – 2007. – №10. – С. 120-125.

69. Кравчук П. М. Математична модель руху автопоїзда в режимі гальмування / П. М. Кравчук, О. К. Грищук // Автошляховик України. – 2008. – № 2. – С. 22-23.

70. Кравчук П. М. Стійкість руху автопоїзда в режимі гальмування [Текст] / П. М. Кравчук, О. К. Грищук, Ю. В. Бабін // Автошляховик України. – 2008. – № 6. – С. 10-11.

71. Bouteldja Mohamed. Stability analysis and rollover scenario prediction for tractor semi-trailer / Mohamed Bouteldja, Nacer K. M'Sirdi, Sebastien Glaser, Victor Dolcemasclo // International conference on advances in vehicle control safety. – Italy, 2004. – 6 p.

72. Абрамов А. М. Управление динамикой движения седельных автопоездов / А. М. Абрамов // Транспорт Российской Федерации. – 2007. – № 9. – С. 70-73.

73. Aoki Akira. Directional stability and controllability of multi-articulated vehicles / Akira Aoki, Yoshitaka Marumo, Ichiro Kageyama // Journal of Environment and Engineering. – 2011. – Vol. 6, No. 1. – P. 150-164.

74. Балакина Е. В. Система колесо-подвеска и устойчивость движения автомобиля в режиме торможения : моногр. / Е. В. Балакина, А. А. Ревин. – Волгоград : РПК «Политехник», 2004. – 306 с.

75. Сахно В. П. До визначення конструктивних і компонувальних параметрів автопоїзда-контейнеровоза / В. П. Сахно, В. П. Онищук, В. М. Придюк // Вісник Національного транспортного університету. – К. : НТУ, 2009. – Вип. 19. – С. 80-83.

76. Конструкции и расчет автомобильных поездов / [Я. Х. Закин, М. М. Щукин, С. Я. Марголис и др.]; под. ред. Я. Х. Закина. – Л. : Машиностроение, 1968. – 332 с.

77. Колесников В. С. Условия полного использования тормозных свойств АТС / В. С. Колесников, Л. В. Григоренко // Автомобильная промышленность. – 1995. – № 11. – С. 12-14.

78. Генбом Б. Б. Об устойчивости движения заторможенного автомобиля / Б. Б. Генбом, В. А. Демьянюк, Т. Г. Мыськив // Автомобильная промышленность. – 1974. – № 3 – С. 22-25.

79. Косолапов Г. М. Исследование устойчивости автомобиля при торможении / Г. М. Косолапов, Л. К. Климов // Автомобильная промышленность. – 1972. – № 10. – С. 20-21.

80. Косолапов Г. М. Исследование устойчивости движения автомобиля при торможении / Г. М. Косолапов, Е. Н. Сидоров // Автомобильная промышленность. – 1973. – № 2. – С. 26-30.

81. Розанов В. Г. Торможение автомобиля и автопоезда / В. Г. Розанов. – М. : Машиностроение, 1964. – 243 с.

82. Подригало М. А. Качение автомобильного колеса и определение понятия «тяговая сила» / М. А. Подригало // Автомобильная промышленность, 2007. – № 1. – С. 25-26.

83. Бендас И. М. О торможении автомобиля на криволинейном участке пути / И. М. Бендас, Л. А. Бигунов // Автомобильный транспорт. – Вып. 14 – К. : Техника, 1977. – С. 61-65.
84. Бендас И. М. О распределении тормозных сил между осями автомобильного проезда / И. М. Бендас // Автомобильный транспорт. – К. : Техника, 1970. – № 7. – С. 62-69.
85. Гредескул А. Б. Влияние блокировки колес на торможение автомобиля / А. Б. Гредескул // Известия вузов СССР, № 8. – М. : Машиностроение, 1962. – С. 28-32.
86. Генбом Б. Б. Влияние распределения суммарной тормозной силы и его регулирование на параметры движения автомобиля при торможении / Б. Б. Генбом, В. А. Демьянюк // Труды ГКСБ по автобусам. – Львов, 1970. – С. 59-67.
87. Кузнєцов Р. М. Вплив конструктивних і експлуатаційних факторів на стійкість руху триланкового причіпного автопоїзда / Р. М. Кузнєцов, В. В. Лотиш, І. С. Мурований, В. П. Онищук // Вісник Східноукраїнського національного університету імені В.Даля. – 2008. – № 7 (125). – С. 84-87.
88. Иларионов В. А. Эксплуатационные свойства автомобиля / В. А. Иларионов. – М. : Машиностроение, 1966. – 280 с.
89. Дослідження впливу нерівномірності гальмівних сил на колесах автомобіля на параметри його руху : звіт про НДР (закл.) / Львівський НДІСЕ ; кер. В. Т. Придиба. – Львів, 2009. – 70 с.
90. Придиба В. Т. Результаты розрахунку траєкторії руху екстрено загальмованого автомобіля при непрацюючому гальмівному механізмі правого переднього колеса / В. Т. Придиба // Теорія і практика судової експертизи і криміналістики. – 2010. – Вип. 10. – С. 455-460.
91. Поляков В. М. Вплив експлуатаційних факторів на стійкість руху триланкового автопоїзда при гальмуванні / Поляков В. М., Приходченко Д. Ю., Шарай С. М. // Вісник СевНТУ : зб. наук. пр.. – Севастополь : Вид-во СевНТУ, 2011. – Вип. 121. – С. 61-64.

92. Сахно В. П. До визначення кутів відведення коліс транспортних засобів при дослідженні стійкості руху / В. П. Сахно, С. В. Гейко, О. А. Крестянполь // Автошляховик України. Окремий випуск. Вісник Центрального наукового центру Транспортної Академії України, 1999. – Випуск № 2. – С. 93-97.

93. Сахно В. П. До визначення максимально припустимої бази тривісного універсального напівпричепа-контейнеровоза / В. П. Сахно, Р. М. Марчук, П. О. Гуменюк // Вісник СевНТУ : зб. наук. пр.. – Севастополь : Вид-во СевНТУ, 2012. – Вип. 134. – С. 7-10.

94. Сахно В. П. Вплив конструктивних і експлуатаційних факторів на критичну швидкість триланкового автопоїзда / В. П. Сахно, І. Ф. Вороніна, В. В. Стельмашук, Р. М. Кузнєцов // Транспортна академія України. Праці Західного наукового центру. Проектування, виробництво та експлуатація автотransпортних засобів і поїздів : Львів, 2005. – № 12. – С. 165-168.

95. Сахно В. П. Дослідження критичної швидкості руху триланкового автопоїзда / В. П. Сахно, Р. М. Кузнєцов, О. А. Енглезі, В. М. Глінчук // Управління проектами, системний аналіз і логістика: Науковий журнал. Вип. 4. – К. : НТУ. – 2007. – С. 166-173.

96. Антонов Д. А. Расчет устойчивости движения многоосных автомобилей / Д. А. Антонов. – М. : Машиностроение, 1984. – 164 с.

97. Лобас Л. Г. Механика многозвенных систем с качением / Л. Г. Лобас. – К. : Наукова думка, 2000. – 270 с.

98. Фаробин Я. Е. Теория поворота транспортных машин / Я. Е. Фаробин. – М. : Машиностроение, 1970. – 176 с.

99. Сигал Я. Е. К теории поворота автопоезда с неуправляемыми колесами прицепного звена / Я. Е. Сигал // Автомобильная промышленность. – 1974. – № 10. – С. 23-25.

100. Взятых Н. А. Поперечная устойчивость седельного автопоезда / Н. А. Взятых // Автомобильная промышленность. – 1965. – № 10. – С. 9-20.

101. Поляков В. М. Визначення вертикальних навантажень на колеса автопоїзда / В. М. Поляков, Д. Ю. Приходченко, Д. А. Абрамов // Автошляховик України. Окремий випуск. Вісник ЦНЦ ТАУ. – 2007. – С. 126-130.
102. Вербицкий В. Г. Определение и анализ устойчивости круговых стационарных режимов движения модели седельного автопоезда / В. Г. Вербицкий, М. И. Загорнов // Вест. Донецьк. ин-та автомоб. трансп.: Сб. научн. тр.. – 2007. – Вып. 1-2. – С. 10-19.
103. Сахно В. П. Вплив конструктивних параметрів керованого колісного модуля на стійкість прямолінійного руху автомобіля та автопоїзда / В. П. Сахно, А. В. Вакуліч // Проектування, виробництво та експлуатація автотранспортних засобів і поїздів. – 1996. – № 1. – С. 116-120.
104. Лобас Л. Г. Влияние упругости катящихся колес на траектории двухзвенного автопоезда / Л. Г. Лобас // Прикл. механика. – 1986. – № 1. – С. 81.
105. Лобас Л. Г. Курсовая устойчивость двухзвенных колесных машин / Л. Г. Лобас // Прикл. механика. – 1989. – № 3. – С. 105.
106. Поляков В. М. Математичне моделювання руху багатоланкових автопоїздів, що мають перекіс мостів / В. М. Поляков, О. М. Тімков, Д. Ю. Приходченко, М. І. Файчук // Проблеми транспорту : зб. наук. праць. – К. : НТУ, 2009. – Вип. 6. – С. 152-158.
107. Поляков В. М. Математичне моделювання руху багатоланкових автопоїздів, що мають перекося мостів та ексцентриситет центрів мас ланок / В. М. Поляков, О. М. Тімков, Д. Ю. Приходченко, В. Г. Гаращенко // Автомобільний транспорт : зб. наук. праць. – 2009. – Вип. 25. – С. 90-93.
108. Кравченко А. П. Обеспечение безопасного функционирования автопоездов / А. П. Кравченко, А. А. Глайборода // Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства «Підвищення надійності відновлюваних деталей машин», 2003. – Вип. 17. – С. 143-146.

109. Кравченко О. П. Результати експериментальних досліджень впливу технічного стану ходової частини причіпної ланки на характер руху автопоїзда / О. П. Кравченко, В. М. Поляков, Л. Ф. Кришан // Вісник Національного транспортного університету. – К. : НТУ, 2004. – С. 279-283.

110. Кравченко О. П. Експериментальні дослідження впливу зміни геометричних параметрів ходової частини причіпної ланки на безпеку руху автопоїзда / О. П. Кравченко, В. М. Поляков // Автошляховик України. Окремий випуск. Управління безпекою на автомобільному транспорті: Науково-виробничий журнал. ДП «ДержавтотрасНДІпроект», 2004. – С. 50-53.

111. Кравченко О. П. Наукові основи управління ефективністю експлуатації автомобільних поїздів: Автореф. дис. ... доктора. техн. наук: 05.22.20 / О. П. Кравченко. – Харків, 2007. – 38 с.

112. Кравченко А. П. Методы решения задач повышения эффективности эксплуатации автопоездов / А. П. Кравченко // Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства «Технічний сервіс АПК, техніка і технології у сільськогосподарському машинобудуванні», 2004. – № 23. – С. 274-277.

113. Сахно В. П. Вплив перекосу мостів причіпних ланок на показники експлуатаційних властивостей автопоїзда / В. П. Сахно, В. М. Поляков, М. І. Файчук, Г. О. Ковальчук // Військова академія : Збірник наукових праць. – Одеса, 2014. – № 2 (2). – С. 55-61.

114. Сахно В. П. До аналізу впливу конструкції підвіски автотранспортного засобу на кути встановлення мостів причіпної техніки / В. П. Сахно, В. М. Поляков, О. М. Тімков, М. І. Файчук // Автошляховик України: Науково-виробничий журнал. – № 5 (241). – 2014. – С. 8-14.

115. Сахно В. П. Вплив перекосу мостів причіпних ланок на показники експлуатаційних властивостей автопоїзда / В. П. Сахно, В. М. Поляков, О. М. Тімков, М. І. Файчук, Г. О. Ковальчук // Автошляховик України: Науково-виробничий журнал. – № 3 (245). – 2015. – С. 5-10.

116. Сахно В. П. Вплив перекосу мостів причіпних ланок на показники стійкості автопоїзда / В. П. Сахно, В. М. Поляков, О. М. Тімков, М. І. Файчук, В. М. Босенко, Д. Л. Мойся // Автошляховик України: Науково-виробничий журнал. – № 4 (246). – 2015. – С. 16-21.

117. Save fuel, tires and mush more with the correct axle and wheel alignment [Electronic Resource]. – Mode of access : URL : http://www.josam.se/wp-content/uploads/2014/04/fuel tires_gb.pdf. – Title from the screen.

118. Heavy Truck Axle Alignment Evolution – From the Truck Manufacturer to the User [Electronic Resource]. – Mode of access : URL : <http://papers.sae.org/933046>. – Title from the screen.

119. Управление роботоспособностью автомобильных поездов / [В. Н. Варфоломеев, В. П. Волков, А. П. Кравченко, Н. Н. Алекса]. – Харьков : Изд-во ХНАДУ, 2007. – 397 с.

120. Кравченко А. П. Анализ надежности прицепного состава автопоездов / А. П. Кравченко, А. А. Глайборода // Вісник Східноукраїнського національного університету: Науковий журнал. Частина 1. – Луганськ : СХУ ім. Даля, 2003. – № 10 (68). – С. 94-97.

121. Кравченко А. П. Статистические исследования нарушений роботоспособности прицепного состава автопоездов европейского производства / А. П. Кравченко // Вісник Східноукраїнського національного університету: Науковий журнал. – Луганськ : СХУ ім. Даля, 2006. – № 7 (101). – С. 87-91.

122. Кравченко А. П. Исследование эксплуатационной надежности прицепного состава автопоездов / А. П. Кравченко, О. И. Шкварок, А. А. Глайборода, А. С. Гайворонский // Матеріали III наук.-практ. конф.: Донбас – 2002: Наука і техніка-виробництву. – Донецьк : ДонНТУ, 2006. – С. 555-559.

123. Tom Gelinas. Preventative Suspension Maintenance / Gelinas Tom // Fleet Equipment. – 1991. – Vol. 17. – № 12. – 9 p.

124. Tom Gelinas. Mis Alignment: The Tire Killer / Gelinas Tom // Fleet Equipment. – 1999. – Vol.18. – № 2. – 20 p.

125. Поляков В. М. Експериментальні дослідження маневреності автопоїзда з порушенням установки осей напівпричепа / В. М. Поляков, Г. М. Борисенко, М. І. Файчук // Вісник ЖДТУ. – 2011. – № 3(58). – С. 86-90.

126. Файчук М. І. Експериментальне дослідження показників керованості, стійкості та маневреності автопоїзда з наближеними некерованими мостами, що мають перекося / М. І. Файчук // Науково-виробничий збірник: Вісті Автомобільно-дорожного інституту. – Донецьк : ДААТ, 2011. – № 1 (12). – С. 59-63.

127. Tecair Duratrac FB Air Suspension. Installation manual. YORK. [Electronic recourse]. – Mode of access : URL : <http://www.yorktransport.com/images/maintenance/tecair-duratrac-fb-air susp-installation.pdf>. - Title from the screen.

128. Non-steerable suspension systems. Installation instructions. Hendrickson [Electronic recourse]. – Mode of access : URL : <http://www.hendrickson-intl.com/CMSPages/GetFile.aspx?guid=7a277967-c818-4e8b-85fe-880b0f3057db>. - Title from the screen.

129. BPW axles with air suspension [Electronic recourse]. – Mode of access : URL : <http://www.bpw.co.uk/downloads/technical/BPW%20Axles%20with%20Air%20suspension.pdf>. – Title from the screen.

130. Пат. 2125720 Российская Федерация. G01M17/06, G01B5/24. Способ измерения углового перекося мостов колесного транспортного средства (варианты) / Корпель И. Я. : заявитель патентообладатель Казанское ком. унит. пасс. автотрансп. предпр. №3. – № 96115663/28 : заявл. 26.07.1996; опубл. 27.01.1999.

131. Pat. US 6,532,673. MPK G01B5/255; G01M17/0072. Method and device for automatically adjusting the axle geometry of a suspended vehicle in a

production line / Lars Jahn, Frank Schneider. – № 09/966,107; Filing Date 1.10.2001; Issued Date 18.03.2003.

132. Pat. US 3,566,476 MPK G01B11/275. Method of and apparatus for vehicle axle correction / Fred Awbrey McWhorter. BEE LINE CO. – № 736041. – Issued Date 11.06.1968.

133. Pat. US 4,631,832. MPK G01B5/255; G01M17/0072. Device for measuring axle geometry of motor vehicles with the wheels turning / Peter Schrammen, Jurden Weide. – № 06/853,487; Filing Date 18.04.1986, Issued Date 30.12.1986.

134. Pat. US 6,233,837. MPK G01B11/275; G01B11/27. Axle alignment using a reflected signal / Hagelthorn, George Allan (Dearborn, MI), Saxon, Nancy L. (Rochester, MI), Gilbert, Janelle M. (Shelby Township, MI). – № 09/322868; Filing Date 05.28.1999; Issued Date 05.22.2001.

135. Pat. US 4,885,846. MPK G01B5/255; G01M17/0072. Method and apparatus for adjusting the wheels and axles of motor vehicles / Nemeth Istvan (Szigethalom, HU), Simon Bela (Budapest, HU). – № 07/196,376; Filing Date 19.05.1988; Issued Date 12.12.1989.

136. Pat. US 4,942,667. MPK G01B11/275; G01B011/27. Portable axle and frame alignment tool / Fournier; Jerald C. (Columbia City, IN); Axle-Tru, Inc. (Columbia City, IN). – № 07/370,054; Filing Date 12.09.1989; Issued Date 30.07.1990.

137. Pat. US 5,125,164. MPK G01B11/27; G01B011/27. Portable axle and frame alignment tool / Fournier; Jerald C. (Columbia City, IN), Casebere; Joseph B. (Bryan, OH); Axle-Tru, Inc. (Columbia City, IN). – № 07/581,475; Filing Date 12.09.1990; Issued Date 30.06.1992.

138. Pat. US 20060107538, MPK G01B5/24; B62D17/00. Apparatus onboard a vehicle for instructing axle alignment / Harrill, Mitchell Craig (Rossville, GA, US). – № 11/280794; Filing Date: 16.11.2005; Issued Date: 25.05.2006.

139. Холоднюк М. Методы анализа нелинейных математических моделей / М. Холоднюк, А. Клич, М. Кубичек, М. Марек. – М. : Мир, 1991. – 368 с.
140. Nonlinear Dynamics of a Wheeled Vehicle R. Andrejloski, J. Awrejcewicz (Springer, 2005).
141. Ляпунов А. М. Собрание сочинений / А. М. Ляпунов. – М.-Л. : Изд-во АН СССР, 1956. – Т.2. – 475 с.
142. Рокар И. Неустойчивость в механике / И. Рокар. – М. : Изд-во иностр. лит., 1959. – 317 с.
143. Метод парциальных ускорений и его приложения в динамике мобильных машин / [Н. П. Артемов, А. Т. Лебедев, М. А. Подригало и др.] ; под ред. М. А. Подригало. – Харьков : Міськдрук, 2012. – 220 с.
144. Сахно В. П. Результати чисельного інтегрування рівнянь руху автопоїзда в нелінійній постановці / В. П. Сахно, О. М. Тімков // Системні методи керування, технологія та організація виробництва, ремонту і експлуатації автомобілів. – К. : НТУ, ТАУ, 2003. – № 16. – С. 26-30.
145. Лобас Л. Г. Качественные и аналитические методы в динамике колесных машин / Л. Г. Лобас, В. Г. Вербицкий. – Киев : Наук. думка, 1990. – 232 с.
146. Вербицкий В. Г. Вещественные бифуркации двухзвенных систем с качением / В. Г. Вербицкий, Л. Г. Лобас // Прикл. математика и механика. – 1996. – № 3. – С. 418-425.
147. Житенко О. В. Математично-комп'ютерне моделювання динаміки автопоїзда / О. В. Житенко, І. В. Кузьо // Збірник наукових праць: Галузеве машинобудування, будівництво. – Вип. 2 (32), т. 1. – Полтава : ПолтНТУ, 2012. – С. 72-79.
148. Лисенко Р. І. Комп'ютерне та фізичне моделювання руху сидельного автопоїзду / Р. І. Лисенко, П. О. Гуменюк, В. В. Лотиш // Міжвузівський збірник «Комп'ютерно-інтегровані технології : освіта, наука, виробництво». – Луцьк : ЛНТУ, 2012. – Вип. 8. – С. 162-165.

149. Козак Н. О. Моделювання сидельного тягача з реалізацією задньої керованої осі причепа / Н. О. Козак, Л. О. Гуменюк // Матеріали всеукраїнської науково-практичної конференції «Актуальні проблеми автоматизації та управління». – Вип. 1. – 2014. – С. 212-218.

150. Гуменюк П. О. Розробка комп'ютерної моделі автопоїзда / П. О. Гуменюк, Н. О. Козак // Матеріали всеукраїнської науково-практичної конференції «Актуальні проблеми автоматизації та управління». – Вип. 1. – 2014. – С. 202-207.

151. Мойся Д. Л. Определение маневренности и анализ устойчивости движения модели седельного автопоезда / Д. Л. Мойся, А. Д. Бумага // Вісник Донецьк. ін-ту автомоб. транспорту : Зб. наук. праць. – 2007. – № 3. – С. 10-19.

152. Winkler C. B., Blower D., Ervin R. D., Chalsani R. M. (2000). Rollover of Heavy Commercial Vehicles. SAE Research Report. Society of Automotive Engineers, Inc.: Warrendale, PA, United States.

153. Выгонный А. Г. Компьютерное моделирование устойчивости и маневренности седельного автопоезда [Текст] / А. Г. Выгонный, О. В. Матушкина, А. А. Калинин, А. Н. Колесникович // Автомобильная промышленность : Научно-технический журнал. – 2011. – № 7. – С. 35-36.

154. Погорелов Д. Ю. Сравнительный анализ результатов моделирования грузовых автомобилей в программном комплексе «Универсальный механизм» и другом программном обеспечении [Электронный ресурс] / Д. Ю. Погорелов, Р. В. Ковалев. – Режим доступа : <http://www.universalmechanism.com/index/download/umheavyvehicles.pdf>. – Название с экрана.

155. Колесникович А. Н. Виртуальные испытания транспортных средств на статическую устойчивость / А. Н. Колесникович, В. Б. Альгин, С. В. Харитончик // Повышение конкурентоспособности автотранспортных средств : сб. науч. тр.. – 2004. – С. 229-233.

156. Выгонный А. Г. Технологии виртуальных испытаний автотракторной техники: комплексная оценка показателей управляемости и

устойчивости / А. Г. Выгонный, А. Н. Колесникович, С. В. Харитончик // Сборник материалов 79-й международной научно-технической конференции «Безопасность транспортных средств в эксплуатации». – Нижний Новгород : НГТУ, 2012. – С. 9-14.

157. Ефимов Г. Б. «Универсальный механизм» комплекс программ моделирования динамики систем твердых тел / Г. Б. Ефимов, Д. Ю. Погорелов // Препринт Института прикладной математики им. М. В. Келдыша РАН, 1993. – № 77. – 28 с.

158. Погорелов Д. Ю. Введение в моделирование динамики систем тел: Учеб. пособие / Д. Ю. Погорелов. – Брянск : БГТУ, 1997. – 156 с.

159. Погорелов Д. Ю. Компьютерное моделирование динамики технических систем с использованием программного комплекса «Универсальный механизм» [Электронный ресурс]. – Режим доступа : URL : http://www.universalmechanism.com/index/download/pogorelov_vkt.pdf. – Название с экрана.

160. Проблемы моделирования динамических процессов в реальном времени (на примере тормозной динамики автомобиля) / [Е. В. Балакина, Н. М. Зотов, В. М. Зотов, И. А. Платонов и др.] ; под ред. С. В. Бахмутова. – М. : Машиностроение, 2013. – 300 с.

161. Динамика системы дорога-шина-автомобиль-водитель / [А. А. Хачатуров, В. Л. Афанасьев, В. С. Васильев и др.] ; под. ред. А. А. Хачатурова. – М. : Машиностроение, 1976. – 535 с.

162. Поляков В. М. Обладнання для експериментального дослідження маневреності та стійкості руху автопоїздів / В. М. Поляков, В. М. Сондак, М. І. Загороднов, О. М. Тімков // Вісник НТУ, ТАУ. – 2002. – № 7. – С. 326–329.

163. USB Autoscope – Цифровой USB Осциллограф [Электронный ресурс] / Режим доступа : URL : <http://injectorservice.com.ua/oscilloscope.php>. – Назва з екрану.

164. Manually operated wheel alignment system [Electronic Resource]. – Mode of access : URL : <http://www.josam.se/products/wheel-alignment/josam-laser-am/>. – Title from the screen.

165. Alignment measuring system for heavy-duty vehicles [Electronic Resource]. – Mode of access : URL : <http://www.josam.se/wp-content/uploads/2013/08/josam-wheel-alignment-laser-am-brochure-gb.pdf>. – Title from the screen.

166. A complete range of solutions for dynamic vehicle testing. Corrsys-datron Sensorsysteme GmbH [Electronic Resource]. – Mode of access : URL : http://www.armscordi.com/SubSites/Gerotek1/Downloads/CorrsysDatron_ProductRange_2008.pdf. – Title from the screen.

167. Corrsys-Datron sensorsysteme GmbH [Electronic Resource]. – Mode of access : URL : <http://www.corrsys-datron.com>. – Title from the screen.

168. Беляев В. М. Проектирование тормозных систем автомобиля. Тормозные механизмы / В. М. Беляев, В. Г. Иванов, Л. А. Молибошко. – Учебно-методическое пособие по курсовому и дипломному проектированию для студентов специальности Т 04.06 «Автомобили». Часть I. – Минск : БГПА, 2000. – 47 с.

169. Налимов В. В. Теория эксперимента / В. В. Налимов. – М. : Наука, 1971. – 205 с.

170. Сахно В. П. До питання про описання взаємодії автомобільної шини та опорної поверхні / В. П. Сахно, А. В. Костенко, О. А. Енглезі, П. Б. Прогній // Управління проектами, системний аналіз і логістика : Науковий журнал. – Вип. 10. – К. : НТУ, 2012. – С. 226-235.

171. Прогній П. Б. До аналізу стійкості автопоїзда у гальмівному режимі / П. Б. Прогній // Вісник Національного транспортного університету. – К. : НТУ, 2013. – Вип. 27. – С. 299-306.

172. Прогній П. Б. До аналізу систем забезпечення стійкості автопоїзда у гальмівному режимі / П. Б. Прогній // Вісник Національного транспортного університету. – К. : НТУ, 2014. – № 1 (29). – С. 335-342.

173. Прогній П. Б. До аналізу процесу гальмування сидельного автопоїзда без блокування коліс / П. Б. Прогній // Управління проектами, системний аналіз і логістика: Науковий журнал. – Вип. 13. – К. : НТУ, 2014. – С. 138-146.

174. Сахно В. П. Розробка комп'ютерної моделі автопоїзда / В. П. Сахно, П. Б. Прогній // Вісник Національного транспортного університету. – К. : НТУ, 2015. – № 1 (31). – С. 476-482.

175. Сахно Володимир Рівняння руху автопоїзда у горизонтальній площині в гальмівному режимі / Володимир Сахно, Павло Прогній // *Systemy i srodki transportu samochodowego. Wybrane Zagadnienia. Systems and means of motor transport. Selected problems. Monografia nr 6. Seria: Transport.* – Rzeszow, 2015. – С. 119-127.

176. Сахно В. П. До визначення стійкості руху автопоїзда у гальмівному режимі із використанням комп'ютерної моделі / В. П. Сахно, П. Б. Прогній // Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. Науковий журнал. – Луцьк : Луцький НТУ, 2015. – № 1 (3). – С. 141-147.

177. Сахно В. П. Експериментальні дослідження автопоїзда з перекосом мостів напівпричепа / В. П. Сахно, В. М. Поляков, О. М. Тімков, М. І. Файчук, П. Б. Прогній // Автошляховик України. – № 5. – 2015. – С. 20-26. ВАК КВ №7272. ISSN 0365-8392.

178. Прогній П. Б. До аналізу систем забезпечення стійкості автопоїзда у гальмівному режимі / П. Б. Прогній // Матеріали VI міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту», 21-23 жовтня 2013 року : Збірник наукових праць. – Вінниця : ВНТУ, 2013. – С. 100.

179. Прогній П. Б. Підвищення стійкості транспортних засобів в процесі гальмування / П. Б. Прогній // LXX наукова конференція професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів університету : Тези доповідей. – К. : НТУ, 2014. – С. 44.

180. Сахно В. П. Розробка комп'ютерної моделі автопоїзда / В. П. Сахно, П. Б. Прогній // LXXI наукова конференція професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів університету : Тези доповідей. – К. : НТУ, 2015. – С. 49.

181. Сахно В. П. Компьютерное моделирование динамики торможения автопоезда / В. П. Сахно, П. Б. Прогний // VII Международная научно-практическая конференция: «Отечественная наука в эпоху изменений: Постулаты прошлого и теории нового времени». – Екатеринбург : Национальная ассоциация ученых, 2015. – № 2 (7). – С. 41-44.

182. Сахно В. П. Разработка компьютерной модели автопоезда / В. П. Сахно, П. Б. Прогний, В. М. Босенко // Наука – образованию, производству, экономике : материалы 13-й Международной научно-технической конференции : Тезисы докл.. Т. 3. – Минск : БНТУ, 2015. – С. 30.

183. 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, П. Б. Прогній, П. О. Гуменюк // Зареєстровано в Державному реєстрі патентів України на винаходи 12.10.2015, Бюл. №19.

184. 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.

ДОДАТКИ

ДОДАТОК А

Довідка про впровадження результатів дисертаційної роботи
ДП «ДержавтотрансНДІпроект»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Заступник директора з наукової роботи
ДП «ДержавтотрансНДІпроект»

А.В. Горпинюк

2016 р.

ДОВІДКА

про впровадження результатів дисертаційної роботи
«Поліпшення стійкості автомобільного поїзда у гальмівному режимі»
інженера **Прогнія Павла Богдановича**

З огляду на зростання інтенсивності руху на сучасних автомагістралях необхідно підвищити безпеку транспортних засобів для уникнення аварійних ситуацій, що несуть за собою погіршення здоров'я людей та значні матеріальні втрати при пошкодженні транспортних засобів та вантажів. Особливо гостро це питання стосується автомобільних поїздів, процес руху та гальмування яких набагато складніший ніж в одиничних автомобілів. Необхідно щоб гальмівна система дозволяла регулювати швидкість руху автопоїзда у широкому діапазоні, протидіяла заносам, а також унеможлилювала складання ланок транспортного засобу та його зіткнення з іншими автомобілями, тобто забезпечувала відповідну стійкість. Зважаючи на це, поліпшення експлуатаційних властивостей автопоїздів у сучасних умовах руху є одним із пріоритетних завдань для забезпечення високого рівня безпеки їх експлуатації з максимальною ефективністю використання.

Досягнення даних вимог можливе лише за умови врахування змін технічного стану автопоїздів у процесі експлуатації, що знайшло своє відображення в дисертації. Зокрема, значна увага приділена змінам, які відбуваються у гальмівній системі ланок автопоїзда, що можуть спричинити порушення оптимальних показників регулювання й розподілу гальмівних сил по осях та бортах транспортного засобу, що неминуче призводить до втрати стійкості його руху навіть при незначних швидкостях, особливо при максимальному завантаженні. Показано, що нерівномірність гальмівних сил на колесах правого або лівого борту однаково спричиняє деяке збільшення гальмівного шляху і зростання відхилення траєкторії напівпричепа від траєкторії автомобіля-тягача. Не значні відхилення спостерігаються за нерівномірності гальмівних сил на колесах однієї чи двох осей, що не порушує стійкості автопоїзда. Гірші показники стійкості притаманні автопоїзду з нерівномірністю гальмівних сил усіх осей напівпричепа. В такому випадку відхилення траєкторії напівпричепа щодо траєкторії тягача перевищують допустимі норми ($\pm 3\% B_r$) і автопоїзд залишає допустиму смугу руху. Не менш важливим є контроль стану геометрії ходової частини автопоїзда в умовах експлуатації.

Рекомендації щодо визначення показників стійкості автопоїздів з різними за величиною та напрямком кутами встановлення мостів напівпричепа і нерівномірності гальмівних зусиль по колесах однієї осі або борту використані відділом конструкторських розробок та науково-технічних експертиз ДП «ДержавтотрансНДІпроект» при проведенні експертиз колісних транспортних засобів щодо їх гальмівних властивостей.

Завідувач відділу конструкторських
розробок та науково-технічних експертиз

О.С. Гладченко

Інженер-конструктор I категорії
відділу конструкторських розробок
та науково-технічних експертиз

Д.М. Попелиш

ДОДАТОК Б

Акт впровадження результатів дисертаційної роботи
ТОВ «УКРПРОМЗЕМТЕСТСТАНДАРТ

ТОВ "УКРПРОМЗЕМТЕСТСТАНДАРТ"

03680, м.Київ, вул.Сім'ї Сосніних, 3, офіс 504
 Код ЄДРПОУ 35417539
 ІПН 354175326577
 свідоцтво №100075575

**ООО "УКРПРОМЗЕМТЕСТСТАНДАРТ"**

03680, г.Киев, ул.Семьи Сосниных, 3, офис 504
 Код ЕГРПОУ 35417539
 ИНН 354175326577
 свидетельство №100075575

Тел. факс. (044) 593-76-94, E-mail: ukrpzs2@i.ua

« 21 » січня 20 16 р.

№ 175/0034/1

АКТ

впровадження результатів дисертаційної роботи
 «Поліпшення стійкості автомобільного поїзда у гальмівному режимі»
 інженера Прогнія Павла Богдановича

Відомо, що ефективним засобом скорочення чисельності транспортних засобів при збереженні обсягів вантажоперевезень є використання автопоїздів. У наш час автопоїзди застосовуються у багатьох країнах світу. Зважаючи на відносну конструктивну простоту та меншу довжину при однаковому рівні вантажопідйомності, та з урахуванням ряду інших переваг, сидельні автопоїзди отримали значне визнання й найбільш поширені у забезпеченні автотранспортних перевезень вантажів.

З огляду на зростання інтенсивності руху на сучасних автомагістралях, необхідно підвищити безпеку транспортних засобів, для уникнення аварійних ситуацій, що несуть за собою погіршення здоров'я людей та значні матеріальні втрати при пошкодженні транспортних засобів та вантажів.

Зважаючи на це, поліпшення експлуатаційних властивостей автопоїздів у сучасних умовах руху є одним із пріоритетних завдань для забезпечення високого рівня безпеки їх експлуатації з максимальною ефективністю використання. Досягнення даних вимог можливе лише за умови врахування змін технічного стану автопоїздів у процесі експлуатації, що і розглянуто у дисертаційній роботі.

Результати дисертаційної роботи інженера Прогнія П.Б., зокрема математична модель руху дволанкового сидельного автопоїзда у гальмівному режимі з урахуванням кутів встановлення його осей та характеру розподілу гальмівних сил; комп'ютерна модель руху автопоїзда, що розроблена у середовищі програмного комплексу «Універсальний механізм»; рекомендації щодо поліпшення стійкості руху дволанкового сидельного автопоїзда у гальмівному режимі з урахуванням кутів встановлення мостів причіпної ланки та характеру розподілу гальмівних сил по бортах її осей використовуються ТОВ «УКРПРОМЗЕМТЕСТСТАНДАРТ» під час проведення робіт щодо визначення параметрів гальмівної динамічності автопоїздів для вантажних перевезень із заданими параметрами компоновальної схеми та конструкції їх причіпних ланок під час їх сертифікації.

Генеральний директор
 ТОВ «УКРПРОМЗЕМТЕСТСТАНДАРТ»



Файчук Т.Г.