

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТРАНСПОРТНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

БОСЕНКО ВОЛОДИМИР МИКОЛАЙОВИЧ

УДК 629.113

ДИСЕРТАЦІЯ
ПІДВИЩЕННЯ ПОКАЗНИКІВ МАНЕВРЕНОСТІ ТА СТІЙКОСТІ РУХУ
СІДЕЛЬНИХ АВТОПОЇЗДІВ ДЛЯ ПЕРЕВЕЗЕННЯ ДОВГОМІРНИХ
ВАНТАЖІВ

Спеціальність: 05.22.02 – «Автомобілі та трактори»

Подається на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело.

В.М. Босенко

Науковий керівник –
Тімков Олексій Миколайович
кандидат технічних наук, доцент

Київ – 2021

АНОТАЦІЯ

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

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.22.02 «Автомобілі та трактори». – Національний транспортний університет, Київ, 2020.

Актуальність роботи пов'язана з важливими експлуатаційними і економічними показниками автомобілів для вантажних перевезень та обумовлена не до кінця вирішеною задачею необхідності вибору та обґрунтування типу приводу та способу управління осями напівпричепа.

Зважаючи на те, що автопоїзд як АТЗ є засобом підвищеної небезпеки, при вирішенні проблем щодо можливості експлуатації керованих автопоїздів. Перш за все слід робити кроки у напрямку теоретичних досліджень маневреності та стійкості їх руху, результати яких будуть підґрунтям для відповіді на багато питань технічного, організаційного, юридичного характеру.

За результатами теоретичних досліджень було встановлено, що експлуатація сідельних автопоїздів в граничних режимах руху (максимальні швидкості, мінімальні радіуси повороту) вимагатиме конструктивних змін ланок автопоїзда. Ефективність використання сідельних автопоїздів при транспортуванні усієї гами вантажів в значній мірі залежить від їх здатності вписуватися в допустиму смугу руху та не створювати перешкод для транспортного потоку. Розв'язання цієї проблеми можливе при обладнанні напівпричепів самоустановлювальними або керованими колесами. Вибір типу приводу керування є основною задачею маневреності та стійкості руху сідельного автопоїзда.

В якості об'єкту експериментальних досліджень була обрана фізична модель автопоїзда. Натурним зразком при складанні фізичної моделі автопоїзда був обраний автопоїзд категорії N3+O4 у складі двовісного сідельного тягача

Volvo FM–500 та тривісного причепа KRONE–SPD 24.

Спираючись на результати проведеного аналізу встановлено, що повортаючий момент на осіх напівпричепа можливо створювати як за рахунок повороту керованих коліс, так і шляхом створення гальмівного моменту на колесах одного з бортів його возика. Неусталені процеси інтенсивної зміни кривизни траєкторії тривають протягом першої секунди. Кривизна траєкторії автопоїзда від впливу гальмівного моменту змінюється за лінійним законом. В подальшому, ці процеси стабілізуються і стають сталими. При відносно невеликій базі напівпричепа виконувати возик з усіма поворотними колесами (осями) недоцільно.

З метою підтвердження розробленої математичної моделі руху автопоїзда у поздовжньо–вертикальній площині були проведені експериментальні дослідження на фізичній моделі автопоїзда, в складі автомобіля–тягача категорії N3 та напівпричепа категорії O4 на випробувальній ділянці з нанесеною розміткою згідно ДСТУ.

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

Відносна похибка отриманих розрахункових значень лежить в межах 4,28...7,79%.

Підтверджено дані аналітичних і експериментальних досліджень. Максимальні відхилення у визначенні радіуса траєкторії возика склали 9,3 % і відносяться до критичних умов. Тобто, при русі з мінімальним радіусом повороту та максимальною можливою швидкістю. За результатами обробки експериментальних даних встановлено також, що при круговому русі зміни кутів складання автопоїзда не спостерігається.

За результатами дисертаційної роботи встановлено наступне.

1. Покращення показників маневреності і стійкості автопоїзда із довгобазовим напівпричепом в найбільше типових умовах руху – прямолінійному русі, поворотах на 90° і 180° може бути досягнуто при

використанні подвійного керування напівпричепом і корекцією траєкторії возика щодо траєкторії тягача шляхом гальмування коліс одного борту. Проте таке гальмування ефективне при малих швидкостях руху, за яких забезпечуються як високі показник маневреності, так і не порушуються ще показники стійкості руху.

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

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

4. Показано, що врахування перерозподілу навантажень на колесах осей возика напівпричепа (просторова модель) суттєво не впливає на величину радіуса колової траєкторії автопоїзда у порівнянні із плоскопаралельним його рухом, тоді як врахування довантажень поряд із врахуванням поздовжніх сил, обумовлених гальмуванням коліс одного борту возика напівпричепа, зменшує величину поперечних сил і збільшує радіус колової траєкторії при обраних швидкостях руху на 21,54 і 28,43% відповідно.

5. Встановлено, що кут складання у разі лінійної моделі некерованого автопоїзда в 2,05...2,28 рази перевищує кут повороту керованих коліс тягача, у той час як для автопоїзда з керованим напівпричепом це відношення складає 1,47.... 1,61, а за умови корекції траєкторії возика напівпричепа гальмуванням коліс одного борту – тільки 1,23... 1,38. Зміна кута складання для некерованого автопоїзда відбувається за аперіодичним законом, чим підтверджується стійкість його руху за будь-якої швидкості (реально можливої для існуючих

автопоїздів). У той же час стійкий рух автопоїзда з керованими колесами напівпричепа і корекцією траекторії возика гальмуванням коліс одного борту спостерігається тільки до швидкості 15 м/с. Перевищення цієї швидкості призводить до нестійкого руху автопоїзда.

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

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

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

Наукова новизна отриманих результатів:

вперше обґрутовано застосування комбінованої системи управління напівпричепом, що включає подвійний привід керування і гальмування коліс

одного борту коліс напівпричепа, за яких забезпечуються нормовані значення показників маневреності автопоїзда з довгобазовим напівпричепом;

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

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

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

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

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

Результати досліджень прийняті до використання у відділі науково–технічних експертіз ДП «ДержавтотрансНДІпроект» при визначенні експлуатаційних показників автопоїздів та у ТОВ «Укртрансміст ЛТД» при

модернізації довгобазних автопоїздів, що здійснюють перевезення великовагових будівельних конструкцій в щільному міському русі. Також, основні положення та результати дисертаційної роботи використовуються при підготовці фахівців за спеціальностями 133 «Галузеве машинобудування» та 274 «Автомобільний транспорт».

Ключові слова.

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

Список публікацій здобувача.

Публікації у наукових фахових виданнях України.

1. Тімков О.М. Аналітичні способи визначення моментів інерції автомобіля / О.М. Тімков, Д.М. Ященко, В.М. Босенко // Управління проектами, системний аналіз і логістика. Технічна серія. – 2010. – Вип. 7. – С. 177–181.
2. Сахно В.П. Порівняльна оцінка показників стійкості прямолінійного руху автопоїздів різних компонувальних схем /В.П. Сахно, В.М. Поляков, В.М. Глінчук, В.М. Босенко // Управління проектами, системний аналіз і логістика. – К.: НТУ–2012. – Вип. 10.– С. 220–225.
3. Босенко В.М. Маневреність автопоїзда з універсальним напівпричепом– контейнеровозом / В.М. Босенко, П.О. Гуменюк, Р.М. Марчук // Вісник НТУ. К.: НТУ. – 2012. – Вип. 26. – С.111–117.
4. Сахно В.П. До розробки алгоритму управління напівпричепом сідельного автопоїзда / В.П. Сахно, В.М. Поляков, В.М. Босенко, П.О. Гуменюк // Вісник Національного транспортного університету: – К.: НТУ, 2013. – Випуск 28. – С.424–433.
5. Сахно В.П. До визначення стійкості автопоїзда з універсальним напівпричепом– контейнеровозом / В.П. Сахно, В.М. Босенко, П.О. Гуменюк, Р.М. Марчук // Вісник СевНТУ. Збірник наукових праць. Серія Машиноприладобудування та транспорт. Випуск 142/2013. – С. 15–18.
6. Сахно В.П. До визначення параметрів закону управління

напівпричепом сідельного автопоїзда / В.П. Сахно, В.М. Поляков, В.І. Сирота, В.М. Босенко, П.О. Гуменюк // Управління проектами, системний аналіз і логістика: Науковий журнал. Вип. 12. – К.: НТУ, 2013. – С. 170–179.

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

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

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

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

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

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

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

C. 296 – 305.

14. Сахно В.П. Вплив перекосу мостів причіпних ланок на показники стійкості автопоїзда / Сахно В.П., Поляков В.М., Тімков О.М., Файчук М.І., Босенко В.М., Мойся Д.Л. // «Автошляховик України» – 2015 – №4 – С. 16–20.

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

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

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

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

Публікації у наукових періодичних виданнях іноземних держав.

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

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

21. Сахно В.П. Визначення максимально припустимої бази тривісного

універсального напівпричепа–контейнеровоза за різних схем управління напівпричепом / В.П. Сахно, Р.М. Марчук, В.М. Босенко // The 4th International Academic Congress “Science and Education in the Modern World”, Auckland, New Zealand, 2015 – С. 964–968.

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

Публікації апробаційного характеру.

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

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

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

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

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

28. Босенко В.Н. К выбору математической модели двухзвенного

седельного автопоезда с управляемыми колесами полуприцепа // Наука – образованию, производству, экономике: материалы 13–й Международной научно–технической конференции: Тезисы докл.. Т. 3. – Минск : БНТУ, 2015.– С. 26.

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

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

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

Патенти.

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

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

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

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

ABSRACT

Bosenko VM Improving the maneuverability and stability of truck trains for transporting long loads. – Qualifying scientific work on the rights of the manuscript.

The dissertation on competition of a scientific degree of the candidate of technical sciences on a specialty 05.22.02 "Cars and tractors". – National Transport University, Kyiv, 2020.

The urgency of the work is related to the important operational and economic performance of trucks and is due to the incompletely solved problem of the need to select and justify the type of drive and method of controlling the axles of the semi-trailer.

Given that the road train as an ATC is a means of increased danger, when solving problems regarding the possibility of operation of controlled road trains. First of all, steps should be taken in the direction of theoretical studies of maneuverability and stability of their movement, the results of which will be the basis for answering many questions of technical, organizational, legal nature.

According to the results of theoretical research, it was found that the operation of truck trains in the extreme modes of movement (maximum speeds, minimum turning radii) will require structural changes in the links of the road train. The efficiency of the use of truck trains in the transportation of the entire range of goods largely depends on their ability to fit into the allowable lane and not create obstacles to traffic. The solution to this problem is possible when equipping semi-trailers with self-aligning or steered wheels. The choice of the type of steering drive is the main task of maneuverability and stability of the truck.

The physical model of the road train was chosen as the object of experimental research. The N3 + O4 road train consisting of a Volvo FM-500 two-axle truck tractor and a KRONE – SPD 24 three-axle trailer was chosen as a field model when compiling the physical model of the road train.

Based on the results of the analysis, it was found that the torque on the axles of the semi-trailer can be created both by turning the steered wheels and by creating a

braking torque on the wheels of one of the sides of his cart. Unsteady processes of intense change of curvature of the trajectory continue for the first second. The curvature of the trajectory of the road train from the influence of the braking moment changes according to the linear law. In the future, these processes stabilize and become sustainable. At rather small base of the semi-trailer to carry out the cart with all rotary wheels (axes) it is inexpedient.

In order to confirm the developed mathematical model of the road train in the longitudinal–vertical plane, experimental studies were conducted on the physical model of the road train, as part of a tractor car category N3 and a semi-trailer category O4 on the test site with marking according to DSTU.

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

The relative error of the obtained calculated values is in the range of 4.28... 7.79%.

The data of analytical and experimental researches are confirmed. The maximum deviations in determining the radius of the trajectory of the cart was 9.3% and are critical conditions. That is, when driving with a minimum turning radius and the maximum possible speed. According to the results of experimental data processing, it was also established that the change of angles of assembly of the road train is not observed during circular motion.

According to the results of the dissertation, the following is established.

1. Improvement of maneuverability and stability of a road train with a long-base semi-trailer in the most typical driving conditions - rectilinear movement, 90 ° and 180 ° turns can be achieved by using double control of the semi-trailer and correction of the trajectory of the truck relative to the tractor traction. However, such braking is effective at low speeds, which provide both high maneuverability and not yet violated the stability of movement.

2. It is established that in the process of turning the road train unsteady processes of intensive change of the curvature of the trajectory, due to the braking moments on the wheels of individual axles or the side of the cart, occur during the first second. Then these processes stabilize and become almost stable.

3. It is shown that at rather small base of the semi-trailer to carry out the cart with all rotary axes it is inexpedient. The scheme with the front or extreme rotary axles is preferred, provided that the ratio of the coefficients of resistance to the removal of the wheels of the front and rear axles of the semi-trailer truck and body corresponds to the mass distribution on the axles of the semi-trailer and is in the range of 1.05 ... 1.1. Thus uniform distribution of weight on extreme axes of the cart and equality of angles of rotation of axes at $Kup = Kuz$ is undesirable as time of transient process increases that worsens parameters of stability of the semi-trailer on a curve.

4. It is shown that taking into account the redistribution of loads on the wheels of the axles of the semi-trailer cart (spatial model) does not significantly affect the radius of the circular trajectory of the road train compared to its plane-parallel motion, while taking into account loads along with longitudinal braking due to braking., reduces the magnitude of the transverse forces and increases the radius of the circular trajectory at selected speeds by 21.54 and 28.43%, respectively.

5. It is established that the folding angle in the case of a linear model of an unguided road train is 2.05 ... 2.28 times higher than the angle of rotation of the steered wheels of the tractor, while for a road train with a steered semi-trailer this ratio is 1.47 1.61, and subject to the correction of the trajectory of the semi-trailer cart by braking the wheels of one side - only 1.23 ... 1.38. The change of the folding angle for an uncontrolled road train occurs according to the aperiodic law, which confirms the stability of its movement at any speed (actually possible for existing road trains). At the same time, the steady movement of a road train with steered wheels of a semi-trailer and correction of the trajectory of the cart by braking the wheels of one side is observed only up to a speed of 15 m / s. Exceeding this speed leads to unstable movement of the road train.

6. According to the developed mathematical model of a road train in the longitudinal-vertical plane the critical speed of its movement is determined. It is shown that the motion with a speed less than the critical one is asymptotically stable under the condition that there is no oscillating instability in this interval and the attenuation of perturbations passes exponentially over time. If the velocity exceeds V_{cr} , then the motion is unstable and the perturbations of the variables increase exponentially.

7. Experimental studies of the road train model confirmed the adequacy of the developed mathematical models for determining the maneuverability of the road train with a dual trailer trolley control system and a dual semi-trailer trolley control system and trolley trajectory correction by braking the wheels of one side. With the same qualitative nature of experimental and analytical dependences, the maximum deviations of the studied parameters did not exceed 10%.

8. The method of determining the main design parameters of the proposed control system and operating conditions of the road train are used in the department of scientific and technical expertise of SE "DerzhavtotransNDIproekt" in determining the maneuverability of road trains and LLC "Ukrtransmist LTD" in modernization of long-distance road trains. dense urban traffic. Also, the main provisions and results of the dissertation are used in the training of specialists in the specialties 133 "Industrial Engineering" and 274 "Road Transport".

Scientific novelty of the obtained results:

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

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

the approach to definition of braking moments on separate wheels of the cart of the semi-trailer as components of the general torque providing necessary indicators of maneuverability and stability of movement of a road train *received the further development*.

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

The practical significance of the results. Mathematical models of road train movement have been developed, which allow to predict the maneuverability and stability of a road train at the design stage according to the given design parameters, reducing the time and costs for creating new and modernizing existing road trains; the value of the braking torque on the wheels of the trolley of the semi-trailer, which provides satisfactory parameters of maneuverability and stability of the road train.

The use of the proposed control system of the wheels (axles) of semi-trailers allows to reduce the overall lane of the road train by an average of 32%.

The results of the research were accepted for use in the department of scientific and technical expertise of DerzhavtotransNDIproekt in determining the performance of road trains and in LLC Ukrtransmist LTD in the modernization of long-base road trains transporting large building structures in heavy city traffic. Also, the main provisions and results of the dissertation are used in the training of specialists in the specialties 133 "Industrial Engineering" and 274 "Road Transport".

Keywords.

Road train, long load, semi-trailer, trolley, mathematical model, maneuverability, dimensional lane, control system, stability, critical speed, control wheel module, physical model.

List of applicant's publications.

Publications in scientific professional publications of Ukraine.

1. Timkov OM Analytical methods for determining the moments of inertia of the car / O.M. Timkov, DM Ященко, B.M. Bosenko // Project Management, Systems Analysis and Logistics. Technical series. – 2010. – Vip. 7. – P. 177–181.

2. Sakhno VP Comparative assessment of the stability of rectilinear motion of road trains of different layout schemes /V.P. Сахно, B.M. Polyakov, VM Glinchuk, VM Bosenko // Project Management, Systems Analysis and Logistics. – K.: HTU – 2012. – Vip. 10.– P. 220–225.

3. Bosenko VM Maneuverability of a road train with -a universal semi-trailer – container truck / V.M. Босенко, П.О. Гуменюк, Р.М. Marchuk // Bulletin of NTU. K.: NTU. – 2012. – Vip. 26. – P.111–117.

4. Sakhno VP To the development of the control algorithm for the semi-trailer

of a truck / VP Сахно, В.М. Polyakov, VM Босенко, П.О. Humeniuk // Bulletin of the National Transport University: – Kyiv: NTU, 2013. – Issue 28. – P.424–433.

5. Sakhno VP To determine the stability of a road train with a universal semi-trailer-container truck / V.P. Сахно, В.М. Босенко, П.О. Гуменюк, Р.М. Marchuk // Bulletin of SevNTU. Collection of scientific works. Mechanical engineering and transport series. Issue 142/2013. – P. 15–18.

6. Sakhno VP To determine the parameters of the control law of a semi-trailer truck / VP Сахно, В.М. Polyakov, VI Orphan, V.M. Босенко, П.О. Humeniuk // Project Management, Systems Analysis and Logistics: Scientific Journal. Vip. 12. – K .: NTU, 2013. – P. 170–179.

7. Sakhno VP Before determining the maneuverability of a double-drive semi-trailer and braking the wheels of one side of the cart. / В.П. Сахно, В.М. Поляков, О.А. English, V.M. Bosenko // Problems of transport. – К .: НТУ – 2013–2014. – Vip. 10.–C. 41–46.

8. Sakhno VP To the preliminary assessment of the stability of the road train with a controlled semi-trailer / V.P. Сахно, В.М. Polyakov, VM Босенко, П.О. Humeniuk // Bulletin of the National Transport University: – К .: NTU, 2014. – Issue 29. – P. 370–378.

9. Sakhno VP Comparative assessment of stability indicators of three-link road trains in unsteady modes of movement / V.P. Сахно, В.М. Polyakov, VM Glinchuk, VM Bosenko // Bulletin of the National Technical University "KhPI". Collection of scientific works. Car and tractor series. – №8 (1051), – 2014. – P. 40–46.

10. Sakhno VP Analysis of the curvilinear motion of a road train with a double drive control on the front axle of a semi-trailer / V.P. Сахно, В.М. Polyakov, VM Босенко, Д.Л. Moysya // Bulletin of the National Transport University: – К .: NTU, 2014. – Issue 30. – P. 330–338.

11. Sakhno VP On the definition of gear ratios of the double drive control semi-trailer / VP Сахно, В.М. Polyakov, DM Мойся, В.Н. Bosenko // Bulletin of SevNTU. Collection of scientific works. Mechanical engineering and transport series. – Issue 152/2014. – P. 52–55.

12. Bosenko VM To a comparative assessment of the stability of the road train

with an uncontrolled and controlled semi-trailer / VM Bosenko, DM Moysya, VM Polyakov, VP Sakhno // Bulletin of the Zhytomyr State Technological University. Ser.: Technical sciences. – 2014. – № 2. – P. 56–63.

13. Sitovsky OP Estimation of uncertainty of measurements during brake tests of vehicles / Sitovsky OP, Dembitsky VM, Kashuba AM, Bosenko VM // Bulletin of NTU. – K.: HTU, 2014. – Вип. 29. – P. 296 – 305.

14. Sakhno VP Influence of skew of axles of trailer links on indicators of stability of a road train / Sakhno VP, Polyakov VM, Timkov OM, Faychuk MI, Bosenko VM, Moysya DL // "Motorway of Ukraine" – 2015 – №4 – P. 16–20.

15. Sakhno VP Experimental studies of a road train with a self-aligning axis of a semi-trailer / V.P. Сахно, О.М. Тимков, ВМ Поляков, ВМ Босенко, Д.Л. Моися // Bulletin of the National Transport University: – К.: NTU, 2015. – Issue 1 (31). – P. 483–493.

16. Sakhno VP To determine the moment of resistance to rotation of the rear axle of a semi-trailer of a hybrid road train / V.P. Сахно, В.М. Поляков, О.М. Тимков, ВМ Босенко // Bulletin of the Kharkiv National Automobile and Road University: – Kharkiv: KhNADU, 2016. – Issue 74. – P. 35–40.

17. Sakhno VP Applied theory of road train movement / VP Sakhno, VM Polyakov, SM Sharay, VM Bosenko // Textbook / K: NTU, 2016, 231p.

18. Sakhno VP To a comparative assessment of the maneuverability of hybrid road trains under different control schemes of a semi-trailer / V.P. Сахно, В.М. Поляков, ДМ Ященко, В.М. Босенко, О.О. Лысенко // Bulletin of the National Transport University: – К.: NTU, 2017. – Issue 3 (39). – P.169–183.

Publications in scientific periodicals of foreign countries.

19. Sakhno VP To determine the indicators of stationary traffic of a road train with a skew of bridges of links on circles of small radii / V.P. Сахно, О.М. Тимков, МІ Файчук, В.М. Босенко // Systems s srodki transportu samochodowego. Construction, construction and technology of means of transport. - №4, Series: I »nsport. - Rzeszow, 2013 – C. 167–172.

20. Sakhno Vladimir. To determine the maneuverability of a road train with a controlled semi-trailer / Vladimir Sakhno, Viktor Polyakov, Vladimir Bosenko,

Dmitry Moysya // Systemy i srodki transportu samochodowego. Selected Orders. Systems and means of motor transport. Selected problems. Monograph No. 5. Series: Transport. - Rzeszow, 2014 - P. 95–104.

21. Sakhno VP Determination of the maximum allowable base of a three-axle universal semi-trailer-container truck under different control schemes of a semi-trailer / V.P. Sakhno, R.M. Marchuk, VM Bosenko // The 4th International Academic Congress "Science and Education in the Modern World", Auckland, New Zealand, 2015 - P. 964–968.

22. Sakhno VP Investigation of the maneuverability of a hybrid road train with a combined method of semi-trailer control on a model / V.P. Sakhno, D.M. Ященко, O.M. Timkov, OA Korpach, VM Босенко, O.A. Lysenko // "Systemy i srodki transportu samochodowego" - K.: Rzeszow. - №7, 2017 - P. 127 - 139.

Probationary publications.

23. Bosenko VM To determine the stability of a road train with a universal semi-trailer-container truck // XVI - and international scientific and technical conference "Road transport: problems and prospects" Sevastopol: Sevastopol National Technical University, 2013.

24. Sakhno VP To the definition of the law of management of a semi-trailer of a saddle road train / V.P. Сахно, B.M. Polyakov, VM Босенко, П.О. Humeniuk // XX scientific and technical conference with international participation - Ecovarna, Bulgaria, 2014 - P. 148–156.

25. Marchuk RM To determine the maneuverability indicators of a road train-container truck / R.M. Marchuk, D.L. Мойся, B.M. Bosenko // Proceedings of the International Scientific and Practical Conference, Part 2, Ufa - Aeterna Research Center, 2014 - P. 52-55.

26. Timkov OM Mathematical model of a saddle road train with steered wheels of a semi-trailer / Timkov OM, Bosenko VM // LXX scientific conference of faculty, graduate students, students and employees of separate structural units of the university. Abstracts. - K.: HTU, - 2014 - C. 42.

27. Sakhno VP On the assessment of the stability of a road train with a controlled semi-trailer / VP Сахно, B.M. Polyakov, VM Босенко, П.О. Humeniuk // VIII-th

international scientific-technical conference "Problems of quality and operation of motor vehicles" - Penza 2014 - P. 379-388.

28. Bosenko VN On the choice of a mathematical model of a two-link saddle road train with controlled wheels of a semi-trailer // Science - education, production, economy: materials of the 13th International scientific and technical conference: Abstracts. Vol. 3. - Minsk: BNTU, 2015. - P. 26 .

29. Bosenko V..M. To determine the gear ratio of the double drive semi-trailer / Bosenko VM, Moysya DM // LXXI scientific conference of faculty, graduate students, students and employees of separate departments of the university. Abstracts. - K .: HTY, - 2015 - C. 50.

30. Bosenko VM To determine the analysis of maneuverability and stability of the road train / Bosenko VM, Moisya DL // LXXII scientific conference of faculty, graduate students, students and employees of separate structural units of the university. Abstracts. - K .: HTY, - 2016 - C. 47.

31. Bosenko VM IV International Scientific and Technical Conference "Scientific and applied aspects of the automotive and transport-road industries // Lutsk, June, 2016.

Patents.

32. Patent for invention №109818 "Mechanism for controlling the rotation of a semi-trailer of a road train with levers of rotary pins of different lengths and electrohydraulic drive" / VP Sakhno, GO Kovalchuk, VM Polyakov, VM Bosenko // Registered in the State Register of Patents of Ukraine for Inventions 12.10.2015, Bull. №19.

33. Patent for invention №109819 "Mechanism for controlling the rotation of a semi-trailer of an electric train and gears with different gear ratios on each axle" / VP Sakhno, GO Kovalchuk, VM Polyakov, VM Bosenko , PB Progniy, PA Humeniuk // Registered in the State Register of Patents of Ukraine for Inventions 12.10.2015, Bull. №19.

34. Certificate of copyright registration for the work №65882 textbook "Applied theory of road train movement" / V.P. Caxho, B.M. Polyakov, SM Sharay, V.M. Bosenko // registration date 06.06.2016.

35. Patent for utility model №130353 "Method of providing controlled movement of a hybrid road train" / B. P. Sakhno, VM Polyakov, VM Босенко, М.М. Marchuk, R.M. Marchuk // Registered in the State Register of Patents of Ukraine for Inventions 12/10/2018, Bull. №23.

ЗМІСТ

АНОТАЦІЯ	2
ABSTRACT	13
ЗМІСТ	23
ПЕРЕЛІК УМОВНИХ СКОРОЧЕНЬ	26
ВСТУП	27
РОЗДІЛ 1 СТАН ПИТАННЯ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ.....	35
1.1 Аналіз конструкцій приводів керування автопоїздів із керованими напівпричепами	35
1.2 Маневреність та обґрунтування її показників	45
1.3. Керованість і стійкість руху автопоїздів	53
1.4 Гальмівні властивості автопоїздів.....	62
1.5 Задачі дослідження	70
РОЗДІЛ 2 ВИЗНАЧЕННЯ ПОКАЗНИКІВ МАНЕВРЕНОСТІ АВТОПОЇЗДА З КЕРОВАНИМ НАПІВПРИЧЕПОМ	72
2.1 Основні кінематичні співвідношення систем управління поворотом возиком напівпричепа	72
2.2 Статична повороткість напівпричепа	84
2.2.1. Результати розрахунку	88
2.3 Динамічна повороткість напівпричепа.....	90
2.3.1. Результати розрахунку	97
2.4 Висновки до розділу	101
РОЗДІЛ 3. ВИЗНАЧЕННЯ ПОКАЗНИКІВ СТІЙКОСТІ РУХУ АВТОПОЇЗДА	103
3.1. Фізичні допущення при побудові математичної моделі автопоїзда.....	103

3.2 Диференціальні рівняння руху автопоїзда у поздовжній площині	106
3.3 Дослідження динамічної поведінки моделі автопоїзда	115
3.4 Визначення параметрів закону управління возиком напівпричепа	138
3.5 Висновки до розділу	143
РОЗДІЛ 4. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ АВТОПОЇЗДА	146
4.1 Загальні положення.....	146
4.2 Мета та завдання експерименту	146
4.3 Об'єкт експериментального дослідження	147
4.3.1 Плата для програмування Arduino Mega.....	155
4.3.2 Серводвигун MG 995	156
4.3.3 Плата Ramps 1.4	157
4.3.4 Кроковий електродвигун 17HS8401	157
4.3.5 Аналоговий датчик кута повороту	158
4.3.6 Bluetooth модуль HC – 06.....	159
4.3.7 Модуль SD карти пам'яті.....	159
4.3.8 Акумуляторна батарея.....	160
4.3.9 Програмне забезпечення	160
4.4 Вимірювально–реєструючий комплекс	161
4.5 Програма і методика проведення експерименту	163
4.6 Результати випробувань та їх аналіз.....	165
4.7 Похиби виміру величин.....	170
4.8 Висновки до розділу	172
ВИСНОВКИ.....	173

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	175
ДОДАТОК А	198
ДОДАТОК Б	203
ДОДАТОК В	205
ДОДАТОК Г	206
ДОДАТОК Д	207
ДОДАТОК Е	210

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ СКОРОЧЕНЬ

АТЗ	Автотранспортний засіб
ГСР	Габаритна смуга руху
ККМ	Керуючий колісний модуль
СРС	Спеціалізований рухомий склад
ПЕОМ	Персональна електронна обчислювальна машина
ПК	Персональний комп'ютер
РГС	Регулятор гальмівних сил
АБС	Антиблокувальна система
ЕГС	Електронна гальмівна система
ECC	Електронна система стабілізації

ВСТУП

Актуальність теми. Для перевезення великих партій вантажу доцільно використовувати автопоїзди різноманітних компонувальних схем. З метою максимальної відповідності автопоїздів конкретним умовам експлуатації, можливості формування автопоїздів великої вантажопідйомності з наявного рухомого складу без суттєвої зміни його конструкції застосовують модульний принцип формування таких АТЗ [1]. Тобто єдину систему «автопоїзд» можна представити складеною з двох або більше підсистем, шарнірно поєднаних між собою – «автомобіль–тягач» та «напівпричіп», «напівпричіп та його возик» в залежності від компонувальної схеми автопоїзда. У конструкції ланок автопоїзда (тягач, напівпричіп) – складних технічних об'єктів, можна виділити підсистеми нижчого ієрархічного рівня: модулі ходових візків (керованих, некерованих), несучих систем, вантажних платформ та ін., з яких сформовано певної компонувальної схеми автопоїзд [1].

Основу автопоїздів, поряд з автомобілями–тягачами, складають причепи і напівпричепи. Такі провідні компанії як MAN, Volvo, Scania, DAF, Renault, Krone, Schmitz Cargobull AG та ін. постійно ведуть модернізацію вузлів та агрегатів, розробляють нові системи для покращення маневрених та експлуатаційних властивостей автопоїздів, а саме – використання поворотних самоустановлювальних осей причіпних ланок для покращення вписуваності у поворот; система телематики, яка дозволяє оцінювати й відслідковувати експлуатацію автопоїздів; RSP (Roll Stability Program), що у рамках фізичних параметрів запобігає заносу напівпричепа; модернізована система ресор MRH (Multi Ride Height) дозволяє справлятися з різними дорожніми ситуаціями; впровадження системи EBS, що забезпечує рівномірний розподіл гальмової сили між усіма осями автопоїзда; система контролю тиску повітря в шинах вантажних автопоїздів, що поліпшує керованість, зменшує знос шин, приводить до зменшення витрати палива; гідромеханічна система управління поворотом коліс, за допомогою якої причіпні ланки автоматично повертаються в залежності

від кута повороту тягача тощо [2].

У більшості країн світу габаритна довжина одиночних автомобілів обмежується на рівні 12 м, сідельних автопоїздів – на рівні 16,5 м, причіпних автопоїздів – на рівні 18,35 м. Пояснюється це необхідністю виконання вимог Директиви 2002/7/ЕС [3] Приписів ЄСК ООН №36 щодо маневреності автотранспортних засобів (АТЗ), зокрема, п. 5.9.1. Директиви «... при движении на повороте как вправо, так и влево, автотранспортное средство должно полностью вмещаться по наиболее выступающей точке кузова или бампера в окружность радиусом 12,5 м» та п. 5.9.2. «...при движении на повороте как вправо, так и влево, когда наиболее выступающие точки кузова или бампера описывают окружность радиусом 12,5 м, транспортное средство должно вмещаться в коридор 7,2 м». Проте це стосується тільки автопоїздів з некерованими причіпними ланками. За керованих причіпних ланок габаритна довжина АТЗ значно збільшується, зокрема при експлуатації в Україні – до 22 м.

При наявності у автопоїзда керованих ланок труднощі виникають у тому, що суттєво ускладнюється дослідження руху такого АТЗ з причини необхідності урахування впливу значної кількості факторів на характер їх руху. Взаємодія сусідніх ланок при русі автопоїзда розповсюджується в решті–решт на весь транспортний засіб і викликає певні відхилення складових автопоїзда від заданого ведучою ланкою (тягачем) напрямку руху. Враховуючи те, що автопоїзд як АТЗ є засобом підвищеної небезпеки, при вирішенні проблем щодо можливості експлуатації керованих автопоїздів у числі перших слід робити кроки у напрямку теоретичних досліджень маневреності та стійкості їх руху, результати яких будуть підґрунттям для відповіді на багато питань технічного, організаційного, юридичного характеру [2].

У множині чинників, що впливають на показники техніко–експлуатаційних властивостей автопоїзда, важливе місце займає система управління причіпними ланками.

Відомо, що в керованих автопоїздах поворот коліс залежить від кута складання автопоїзда і швидкості руху: при маневруванні з малою швидкістю, коли відведенням коліс автопоїзда можна знехтувати, колеса напівпричепа

повертаються в бік, протилежний повороту коліс автомобіля–тягача, причому кут їхнього повороту тим більший, чим менша швидкість руху. З підвищенням швидкості руху – кут повороту керованих коліс напівпричепа зменшується і при досягненні певної швидкості взагалі стає рівним нулю. Проте сказати заздалегідь, як поворот коліс напівпричепа вплине на керованість і стійкість автопоїзда при русі з великою швидкістю, коли кути відведення осей мають істотне значення, не виконавши відповідних досліджень, неможливо.

Проведеними до теперішнього часу дослідженнями встановлено, що експлуатація сідельних автопоїздів в граничних режимах руху (максимальні швидкості, мінімальні радіуси повороту) вимагатиме конструктивних змін ланок автопоїзда–контейнеровоза [4]. Ефективність використання сідельних автопоїздів при транспортуванні усієї гами вантажів в значній мірі залежить від їх здатності вписуватися в допустиму смугу руху і не створювати перешкод для транспортного потоку. Розв'язання цієї проблеми можливе при обладнанні напівпричепів самоустановлювальними або керованими колесами. Вибір типу приводу керування є основною задачею маневреності і стійкості руху сідельного автопоїзда.

Відомо, що додатковий негативний вплив на стійкість руху автопоїзда здійснює система управління поворотом колесами напівпричепа. Критична швидкість автопоїзда з керованими ланками завжди нижча, чим у некерованих автопоїздів. Для її більш–менш точного визначення потрібна нелінійна постановка задачі.

Нелінійна теорія дозволяє не тільки встановити межі достовірності результатів, але і виявити ефекти, які принципово неможливі в лінійній постановці, що особливо важливо для автомобілів і автопоїздів як із керованою, так і з самовстановлювальною віссю напівпричепа (тобто віссю, кожне колесо якої може повертатися навколо своєї осі шворня, причому колеса з'єднані між собою за допомогою рульової трапеції із стабілізуючим пристроєм).

Вибір і обґрунтування приводу керування напівпричепом є не до кінця вирішеною задачею, чим і обумовлена актуальність даного дослідження.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами_темами.

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

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

1. Проведення аналізу систем управління і визначення показників маневреності автопоїзда з різними системами управління напівпричепом.
2. Розробка математичної моделі для визначення стійкості руху автопоїздів із різними системами управління напівпричепом.
3. Виконання комп’ютерного моделювання руху автопоїзда із різними системами управління напівпричепом.
4. Експериментальна перевірка адекватності розробленої математичної моделі для визначення показників маневреності автопоїздів з керованим напівпричепом.
5. Розробка рекомендацій щодо поліпшення показників маневреності і стійкості автопоїзда з керованим напівпричепом.

Об’єкт дослідження – маневреність та стійкість руху сідельного автопоїзда з керованим напівпричепом.

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

Методи дослідження передбачали математичне моделювання руху сідельного автопоїзда, багатоваріантні розрахунки на ПК показників

маневреності та стійкості руху за різних масових, компонувальних параметрів ланок автопоїзда, різних систем управління напівпричепом, величини гальмівного моменту на колесах одного борту возика, а також експериментальне визначення цих показників на моделі автопоїзда.

Наукова новизна отриманих результатів:

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

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

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

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

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

та стійкості руху автопоїзда.

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

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

Особистий внесок здобувача. Основні результати, висновки та рекомендації, що наведені у дисертаційній роботі, отримані автором самостійно та опубліковані у 35 наукових працях. В роботах, у співавторстві, здобувачу належать: у роботі [5] – аналіз методів визначення моментів інерції автомобіля; у роботі [6] – аналіз показників стійкості руху автопоїзда за різних систем управління напівпричепом; у роботі [7] – аналіз показників маневреності руху автопоїзда з універсальним напівпричепом–контейнеровозом; у роботі [8] – розробка алгоритму управління напівпричепом за подвійного приводу управління напівпричепом; у роботі [9] – визначені параметри стійкості руху автопоїзда за подвійного закону управління напівпричепом; у роботі [10] – визначені параметри подвійного приводу управління напівпричепом сідельного автопоїзда; у роботі [11] – визначені показники маневреності автопоїзда з подвійним приводом керування напівпричепом та гальмування коліс одного борту возика; у роботі [12] – проведена попередня оцінка стійкості руху автопоїзда з керованим напівпричепом; у роботі [13] – визначені показники стійкості триланкових автопоїздів з некерованими причіпними ланками у неусталених режимах руху; у роботі [14] – виконано аналіз криволінійного руху автопоїзда за подвійного приводу керування на передню вісь напівпричепа; у роботі [15] – визначені передаточні відношення подвійного приводу керування

на передню вісь напівпричепа; у роботі [16] – визначені показники стійкості руху автопоїзда з керованим напівпричепом за подвійного приводу керування; у роботі [17] – ідентифіковано основні складові невизначеності вимірювань під час гальмівних випробувань транспортних засобів; у роботі [18] – встановлено, що перекіс заднього мосту візка найбільш суттєво впливає на критичну швидкість автопоїзда, порівняно з іншими мостами; у роботі [19] – підтверджена адекватність математичної моделі для визначення показників маневреності та стійкості руху автопоїзда з напівпричепом із самоустановлюальною задньою віссю; у роботі [20] – визначені кути нахилу осі шворня керованих коліс задньої осі напівпричепа, за яких ваговий стабілізуючий момент, як і момент бічних реакцій досягають свого максимального значення; в монографії [21] – проаналізовано стійкість руху автопоїзда при гальмуванні, яка захищена свідоцтвом про авторське право [22], у роботі [23] – встановлено, що для автопоїзда з базою напівпричепа 9,0 м і загальною довжиною 20,0 м виконання вимог DIRECTIVE 2002/7/ЕС можливе лише за комбінованого способу управління; у роботі [24] – визначення параметрів стаціонарного руху автопоїзда за відсутності перекосу мостів напівпричепа; у роботі [25] – визначені показники маневреності автопоїзда з подвійним приводом керування на передню вісь напівпричепа; у роботі [26] – аналіз методики визначення максимальної припустимої бази тривісного універсального напівпричепа–контейнеровоза за різних схем управління напівпричепом; у роботі [27] – доведено, що за комбінованого способу управління напівпричепом габаритна смуга руху автопоїзда зменшується у порівнянні з автопоїздом з некерованим напівпричепом; у роботах [28], ..., [36] наведений перелік міжнародних науково–практичних конференцій за участю автора. Отримані результати були захищені патентами «Механізм керування поворотом напівпричепа автопоїзда з важелями поворотних цапф різної довжини» [37], «Механізм керування поворотом напівпричепа автопоїзда з електроприводом» [38], «Спосіб забезпечення керованого руху гібридного автопоїзда» [39].

Апробація результатів дисертації. Основні положення дисертації були представлені та отримали позитивну оцінку на: XVI–тій міжнародній

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

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

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

РОЗДІЛ 1

СТАН ПИТАННЯ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1 Аналіз конструкцій приводів керування автопоїздів із керованими напівпричепами

Криволінійний рух автопоїзда характеризується такими режимними параметрами, як швидкість руху, радіус повороту і кути повороту керованих коліс тягача і возика напівпричепа, інтенсивність зміни цих величин тощо [1],[2].

Практична важливість дослідження криволінійного руху визначається тим, що тільки 50% свого пробігу автопоїзд рухається по дугах кіл досить великих радіусів ($R > 500 \text{ м}$). Маневрування (поворот, розворот, переставка, об'їзд, обгін) займає другу половину часу [4], [40].

Експериментальні дані Я.Х. Закіна показують, що повороти на 90° є найбільш типовими для автопоїздів при їх русі в містах, складаючи понад 70% всіх поворотів. Крім того, автопоїзди часто повинні здійснювати розвороти на 180° . Круговий сталій рух (з постійними значеннями всіх змінних) є теоретично зручним і практично важливим [41] з точки зору апроксимації динамічної поведінки автопоїзда при рухах по траєкторіях змінної кривизни.

Для поліпшення маневреності довгобазових автопоїздів в конструкцію останніх вводять керовані напівпричепи. Привід керування може здійснюватися як на окремі осі або декілька осей, так і на весь возик напівпричепа за допомогою спеціальних пристройів і механізмів. Сукупність цих пристройів і механізмів отримала загальну назву система управління поворотом. Чим більш досконала система управління поворотом, тим менше відхилення траєкторії возика напівпричепа від траєкторії тягача при русі автопоїзда по криволінійних траєкторіях. Це призводить до зменшення габаритної смуги руху (ГСР), збільшення швидкості проходження закруглень автомобільних доріг і покращення маневреності автопоїзда в обмежених міських умовах, на монтажних майданчиках. Отже, від системи управління поворотом залежать як безпека руху, так і економічність і продуктивність автопоїздів.

В роботі Кайдалова Р.О. та Нікорчука І.А. обґрунтована можливість підвищення маневреності колісних машин при русі в колоні і по обмежених ділянках дороги, яка полягає в застосуванні комбінованого способу управління поворотом, що дозволяє підвищити ефективність використання автомобільної техніки підрозділів Національної гвардії, Збройних Сил та Державної прикордонної служби України в бойових умовах. Наведено порядок проведення та результати експериментальних досліджень з визначення радіусу повороту колісної машини при використанні комбінованого способу управління поворотом. Запропоновано спосіб управління поворотом колісної машини з механічною трансмісією та експериментально підтверджено достовірність даних, установлених теоретичним шляхом [42].

Подригало М.А. в роботі [43] запропонував спосіб руху автомобіля по прямій під кутом до своєї поздовжньої осі за рахунок повороту передніх напрямних коліс й одночасного загальмування коліс зовнішнього борту. Унаслідок проведеного дослідження отримано рівняння, що описує умову забезпечення «руху крабом» повноприводного автомобіля. Аналіз отриманого рівняння дозволив оцінити можливість руху автомобіля «крабом» без створення різниці крутних моментів по бортах.

Крім відмічених переваг, застосування в автопоїздах керованих напівпричепів дозволяє значно знизити величини бічних сил на колесах, що призводить до збільшення терміну служби шин і надійності роботи деталей ходового возика напівпричепа [3], [4], [40], [41], [44], [45] та інш.

У найбільш загальному випадку зміна напряму руху автопоїзда здійснюється поворотом керованих коліс тягача на кут α і коліс напівпричепа на кут γ . Повертаючи рульове колесо на деякий кут відповідно до візуальної інформації про поточну дорожньо–транспортну ситуацію, водій тим самим регулює кут α , що визначає в кожний момент часу кути складання автопоїзда через кути повороту напівпричепа γ . Безпосереднього впливати на кути складання він не може. Тому для поліпшення експлуатаційних властивостей автопоїзда представляє безперечний практичний інтерес вибір належним чином закону зміни кута γ , що реалізується в приводі керування напівпричепом [46].

Рівняння роботи будь-якої системи управління поворотом може бути представлене у вигляді [47].

$$\Delta\alpha = u \times \Delta\gamma,$$

де $\Delta\alpha$ – зміна кута складання;

$\Delta\gamma$ – відповідна зміна приведеного кута повороту керованих коліс возика напівпричепа;

u – кутове передавальне відношення приводу керування.

Для управління возиком напівпричепа застосовуються приводи з різними типами керуючих зв'язків: прямим, зворотним, комбінованим (подвійним). Відмінність між типами керуючих зв'язків полягає в функціональній залежності параметрів, що характеризують кінематику руху автопоїзда.

Прямий керуючий зв'язок реалізовує залежність $\gamma = f(\alpha)$, зворотний зв'язок $\gamma = f(\beta)$, подвійний зв'язок – $\beta = f_1(\alpha)$ і $\gamma = f_2(\beta)$, де α – перший кут складання, β – другий кут складання автопоїзда, γ – приведений кут повороту керованих коліс возика напівпричепа.

За принципом дії системи управління поворотом поділяють на автоматичні, ручного і комбінованого управління. У системах автоматичного управління поворот осей (коліс) возиків напівпричепа відбувається без участі людини в залежності від якого-небудь задаючого параметра: кута складання ланок автопоїзда, кутів повороту керованих коліс тягача, кутової швидкості повороту кістяка напівпричепа і ін. [48].

У системах ручного управління поворот возика напівпричепа або його осей (коліс) здійснюється оператором, що знаходиться в кабіні причіпної ланки. При цьому використовується механічний, гіdraulічний, електричний приводи керування з підсилювачами потужності або без них.

Системи управління з комбінованою дією мають можливість автоматичного і ручного управління осями (колесами) возиків напівпричепів. Звичайно при русі вперед такі системи управління мають механічний привід до поворотної ходової осі і працюють в автоматичному режимі. Для маневрування

заднім ходом використовується ручне дистанційне (наприклад, з кабіни водія) управління. Привід при цьому виконують, як правило, електричним або електрогідрравлічним.

Із розглянутих систем управління найбільше поширення отримали системи автоматичного управління безпосередньої дії. При цьому поворот керованих осей (коліс) напівпричепа здійснюється за рахунок їх «жорсткого» кінематичного зв'язку із задаючими органами (керованими колесами, рамою тягача або напівпричепа) при взаємному повороті ланок транспортного засобу.

Зусилля, необхідне для взаємного повороту ланок автопоїзда і забезпечення повороту керованих осей (коліс) напівпричепа, створюється за рахунок реакцій бічних сил на колесах автомобіля–тягача і передається механічними (тросовими або важільними) або гідрравлічними (гідростатичними) системами.

Найбільше поширення в приводах керування напівпричепами в цей час отримали механічні системи прямої дії, рис. 1.1. Задаючим параметром для них звичайно служить кут складання ланок автопоїзда. При зміні кута складання змінюються положення тягових елементів (канатів, штанг і інш.), внаслідок чого виникають сили, що передаються на виконавчий орган, який і повертає об'єкт управління (возик, осі, колеса і інш.). Приклади таких конструкцій представлені також на рис. 1.1, 1.2.

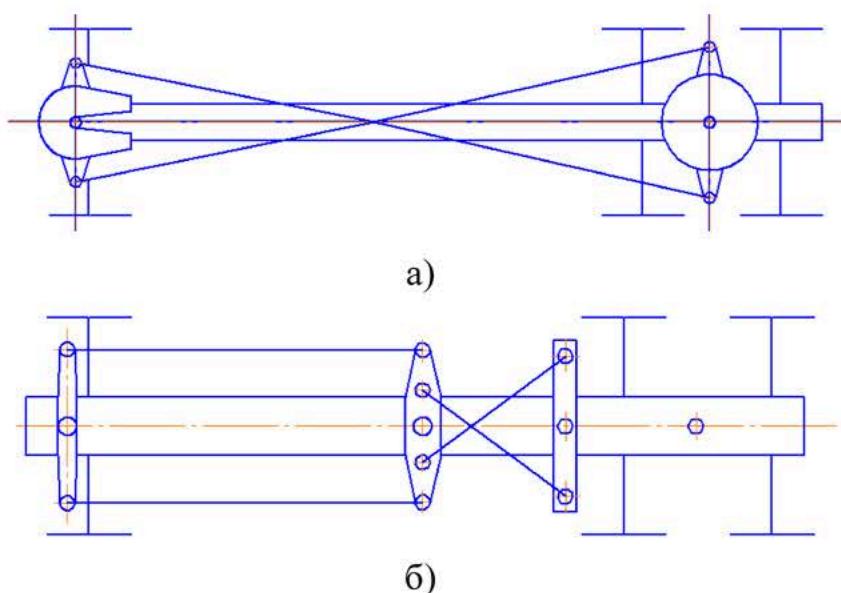


Рисунок 1.1 – Механічні системи управління [48], [49]

а) з тросами, що перехрещуються; б) з паралельно розташованими тросами

Гідростатична система управління поворотом напівпричепа [48], [49], рис. 1.2, (г), складається з двох гідроциліндрів: передній гідроциліндр є задаючим, а задній виконавчим. Корпус переднього гідроциліндра шарнірно закріплений на рамі напівпричепа, а його шток сполучений з керованою віссю (рульовою трапецією керованих коліс). При повороті автомобіля–тягача шток переднього гідроциліндра переміщається, внаслідок чого по трубопроводах перетікає рідина, приводячи до переміщення штока заднього гідроциліндра, а значить, і повороту керованої осі (коліс) возика напівпричепа.

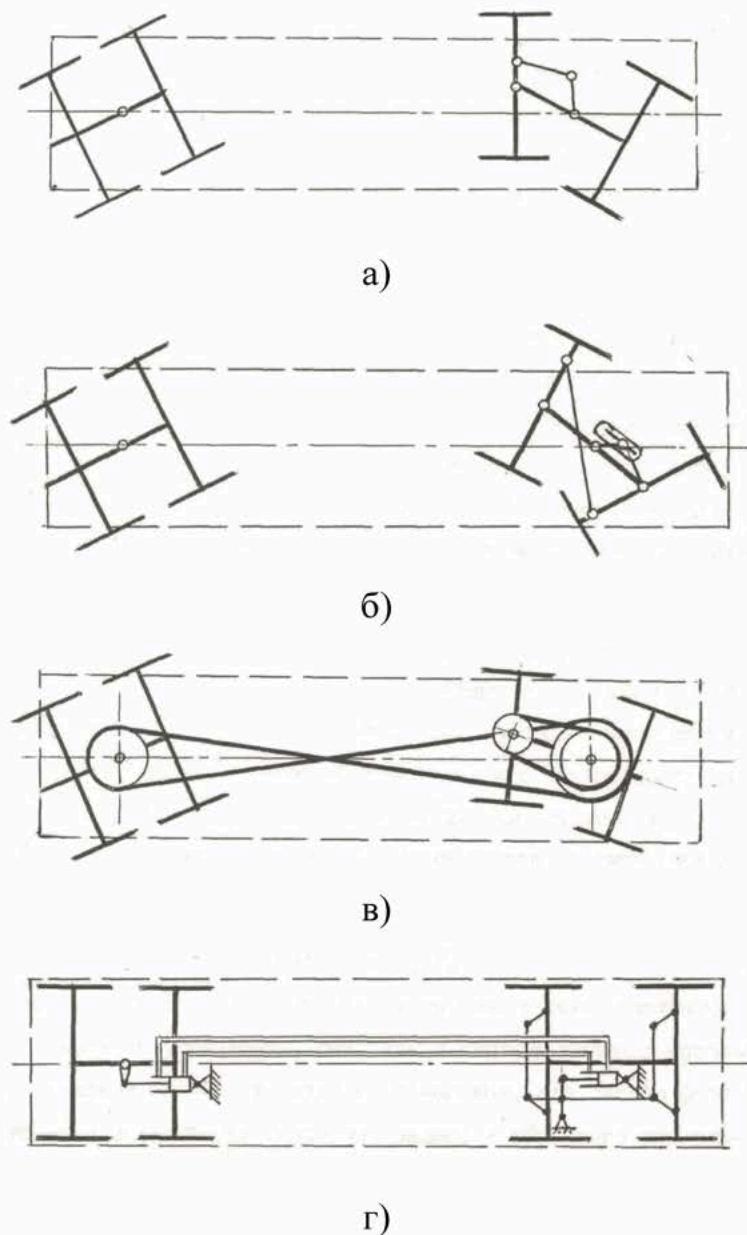


Рис. 1.2 – Механічні системи управління безпосередньої дії [48], [49]:
 а) з однією поворотною віссю; б) з двома поворотними осями;
 в) подвійний привід управління; г) гідростатичний привід

Аналізуючи розглянуті системи управління, зазначимо, що в прямому приводі керування елементи передачі задаючих параметрів до виконавчого механізму (троси, тяги, трубопроводи і т.д.) повинні розташовуватися по всій довжині напівпричепа: від сідельно–зчіпного пристрою автомобіля–тягача до возика напівпричепа. Це робить привід громіздким, великоваговим, ускладнює або часом виключає можливість його експлуатації (наприклад, для причепів–розпусків, лісовозів тощо). Вказаних недоліків позбавлені приводи керування, що реалізовують зворотний керуючий зв'язок (надалі зворотний привід керування), при якому кут повороту керованих осей (коліс) возика напівпричепа визначається другим кутом складання автопоїзда. Це означає, що задаючий механізм або пристрій повинні розташовуватися поруч з точкою зчленення кістяка напівпричепа і його возика, а елементи передачі задаючих параметрів до виконавчого механізму можуть бути розташовані на возику напівпричепа, рис. 1.2, (в).

Незважаючи на порівняльну простоту конструкції різних систем зворотного керування, вони, як і системи прямого керування, мають ряд недоліків [50]. По–перше, для свого функціонування механічні системи прямого і зворотного управління використовують сили зчленення керованих коліс тягача з полотном дороги і тому при несприятливих дорожніх умовах, (брудні мокрі дороги ожеледиця і ін.) керування автопоїздом стає неможливим. По–друге, при збільшенні вантажопідйомності або бази причіпної ланки в передаючих органах виникають великі зусилля, що значно ускладнює конструкцію. По–третє, ці системи мають практично постійну залежність між задаючими і керуючими параметрами (постійність передавальних відношень приводу), що далеко від оптимального з точки зору маневреності. Численними дослідженнями встановлено, що для поліпшення маневреності автопоїздів передавальне відношення системи управління поворотом напівпричепа повинно бути змінним. З цією метою в пристроях управління напівпричепом використовують всілякі куліси, копіри змінного профілю, кулачки, додаткові пелюстки на шківах, обмежувачі [48], [51], [52], [53] і ін., а також подвійний привід [47], [54], ..., [66]. Подвійний привід керування, що реалізовує прямий і зворотний зв'язки,

запропонований А.П. Колпаковим і детально розглянутий в роботах дослідників Київського автомобільного–дорожнього інституту. Зокрема, в роботах [47], [64], [65], [66] показано, що подвійний привід керування істотно поліпшує показники маневреності довгобазових автопоїздів. Однак і ці конструктивні рішення не можуть повністю вирішити проблему поліпшення маневреності автопоїздів. Оскільки передавальне відношення приводу керування є, принаймні, функцією двох змінних – радіуса повороту автопоїзда і швидкості його руху, то механічна і гідростатична системи безпосередньої дії лише зменшують зсув траєкторії руху причіпної ланки, не забезпечуючи проходження коліс причіпної ланки по траєкторії тягача. Для подолання цієї перешкоди необхідний інший рівень системи управління поворотом напівпричепа.

Такий рівень представляють системи непрямої дії: електричні, електромеханічні і електрогідравлічні.

Характерними прикладами електричних і електромеханічних систем управління непрямої дії є конструкції, описані в роботах [48], [58].

Відповідно до вимог часу з'явилися розробки систем управління безпосередньо бортовим комп’ютером, що здійснює на основі комплексу вхідних параметрів обчислює керуючий сигнал. Однак в зв'язку зі складністю вони поки знайшли застосування лише на причепах–важковозах [57], [58], [60], [61].

У системах непрямої дії дуже важливою проблемою є вибір джерела енергії для виконавчого пристрою системи управління. Для забезпечення енергією можна використати встановлені на напівпричепі електричні акумулятори, що знімають з валу відбору потужності енергію двигуна і подібні їм рішення. Більш вигідним є обладнання причіпної ланки пристроями, що забезпечують відбір потужності від коліс його возика. Є ряд розробок в цьому напрямі [59] та ін. Однак вони складаються з великої кількості елементів, тому ускладнюють конструкцію причіпної ланки. Для реалізації цього способу управління необхідно знайти більш просте технічне рішення.

Відомо, що для забезпечення проходження коліс напівпричепа по траєкторії тягача залежність між задаючими і керованими параметрами повинна утворювати так звану «петлю вписуваності». Її можна апроксимувати лінійними

ділянками, на основі чого запропонований алгоритм управління напівпричепом [41], на жаль, також не позбавлений недоліків. Розроблені алгоритми управління з використанням чистого запізнення сигналу. Є також інші способи [58], [60], [61] і ін. При створенні систем керування поворотом ведених ланок з точки зору простоти і надійності в експлуатації найбільше розповсюдження отримали перші два способи управління.

При використанні цих способів конструкція приводу керування може бути вельми різноманітною, в тому числі і з приводом на всі колеса системи. Всеколісне керування, як показують дослідження і розробки, сприяє поліпшенню ходових якостей і дозволяє значно поліпшити маневреність, керованість і стійкість автомобіля і автопоїзда.

Всеколісне рульове керування отримало широке поширення не тільки на легкових автомобілях, але і на промислових кранах на автомобільному шасі, всюдиходах, автопоїздах [67]. Таке керування забезпечує малі радіуси повороту і бічний рух, що дозволяє використати автомобілі у важкодоступних місцях. При цьому зазначається, що при відсутності керування задніми колесами напівпричепа траєкторія їх руху значно зміщена до центра повороту, що погіршує маневреність автопоїзда. При управлінні задніми колесами напівпричепа в залежності від першого кута складання автопоїзда поворот напівпричепа відносно тягача відбувається в сторону, протилежну повороту передніх коліс тягача і траєкторія задніх коліс напівпричепа співпадає з траєкторією тягача, але збільшується зовнішній виліт задньої частини напівпричепа. При управлінні задніми колесами напівпричепа з дотриманням оптимальної розрахункової траєкторії зовнішній виліт задньої частини напівпричепа виключається повністю, але траєкторія задніх коліс напівпричепа дещо зміщається всередину. У обох випадках керування задніми колесами напівпричепа зменшує мінімальний радіус повороту. Під час проведених дорожніх випробувань автопоїзда при русі по колу з мінімальним радіусом, повороті на 90° , S-подібному повороті і русі «змійкою» зі швидкістю 5 км/год оцінювалася кутова швидкість повороту в плані, замірювався кут повороту задніх коліс напівпричепа і контролювалася їх траєкторія. За результатами

випробувань порівнювалися різні способи управління задніми колесами напівпричепа. Відмічено хороший збіг розрахункових і експериментальних даних. Це і природно, оскільки із збільшенням числа параметрів і тим більше нелінійних параметрів точність розрахунків підвищується. Це відмічається практично всіма дослідниками[68], ..., [77]

Проте питання про доцільність системи управління з усіма керованими колесами залишається відкритим. Це пов'язано з тим, що витрати на додаткове обладнання досить значні, а достоїнства всеколісного керування обмежені. Зменшення у Mitsubishi радіуса повороту на 20% не вправдовує затрачених на це коштів. Це відноситься також і до автомобілів Nissan, на яких встановлена система HJCAS для поліпшення стійкості автомобіля при різкій зміні напряму руху. Застосовувати активне керування задніми колесами для підвищення безпеки автомобіля економічно невигідно. Такі виробники, як Toyota, Mazda, Mitsubishi і Nissan припинили серійне виробництво аналогічних систем, а Mercedes, Volkswagen і BMW відмовилися від них ще до початку серійного виробництва.

Пояснюється це тим, що відмічені позитивні властивості всеколісного керування можуть бути забезпечені і іншими конструктивними заходами, такими як оптимізація розподілу навантаження на осі, кінематики і жорсткості підвіски і рульового керування, підбору бічних характеристик шин, застосуванням ESP (Electronic Stability Program) – програми електронної стабілізації руху тощо. Зокрема, для досягнення бажаної поведінки автомобіля на дорозі необхідно враховувати взаємодію задньої підвіски з рульовим керуванням, шинами, гальмами, а також зв'язок із загальними технічними характеристиками машини. І в той же час вибір тієї чи іншої системи автомобіля багато в чому диктується загальною його концепцією, споживчими вимогами до машин того або іншого класу і призначення, характеристик виробництва. Вибір – це неминучий компроміс між технічними і економічними міркуваннями [71].

Для забезпечення найбільшої стійкості автомобіля на повороті необхідно утримувати площину обертання колеса у вихідному положенні і добитися того, щоб задні колеса орієнтувалися в тому ж напрямку, що і передні. Пристрої, що

забезпечують таку орієнтацію коліс, можуть бути активними або пасивними.

Активний варіант забезпечується застосуванням і задніх керованих коліс, тобто всеколісного керування. Пасивний варіант базується, як правило, або на повороті в горизонтальній площині рами заднього моста, як це виконане у автомобіля Сітроен ZX, або спеціальною кінематикою переміщення коліс цього моста, що можливо тільки при використанні багатоважільної підвіски.

Ця підвіска з'явилася уперше на автомобілі Mercedes-Benz моделі 190 ще у 1982 році, а зараз широко використовується не тільки на автомобілях цієї фірми, а також і на автомобілях фірми BMW [67].

Сучасний рівень техніки досяг того, що дозволив автомобілю поправляти водія і навіть виправляти за допомогою електронних систем, зокрема електронної системи стабілізації руху, помилки, що здійснюються ним.

Система стабілізації руху включає в себе дві групи датчиків: визначення керуючих впливів і визначення поведінки автомобіля. У першу входять датчики кута повороту рульового колеса, у другу – датчики швидкості повороту автомобіля навколо свого центра мас (основний параметр в стабілізації руху), бічного прискорення і попереднього тиску в гідросистемі гальм.

Управляє системою спеціальний електронний блок, що точно розраховує величину гальмового зусилля, яке в тій або іншій дорожній ситуації необхідно прикласти до одного з коліс. Це зусилля він визначає по спеціальній логічній схемі, виходячи з різниці між заданим водієм і фактичним курсами руху автомобіля. Обчислені електронним блоком команди реалізовуються блоком гіdraulіки за допомогою насоса і ряду клапанів, тим самим допомагаючи водієві справитися з нештатною ситуацією [67].

В роботі Кайдалова Р.О. [78] проаналізовано структурні схеми побудови гібридних силових установок на автотранспортних засобах з гібридною силовою установкою, яка поєднує ДВЗ та електромотори. Визначено найбільш перспективну схему побудови гібридних силових установок з урахуванням особливостей використання військової колісної техніки. Розглянуто схему гібридного електромеханічного приводу ведучого колеса автомобіля як з асиметричним встановленням електродвигуна так і з його співвісним

розташуванням відносно вхідного валу планетарної передачі. Визначено співвідношення між потужністю від електричного та теплового двигуна для реалізації прискореного режиму руху та при маневруванні. Запропоновано два варіанти реалізації гібридного електромеханічного приводу ведучого колеса, що дозволяє підвищити динамічні властивості автомобіля.

Особливо перспективною така система може стати для автопоїздів з керованими напівпричепами, а саме таких, які включають системи безпосередньої дії на колеса (osi) напівпричепа. Проте така система для напівпричепа потребує проведення спеціальних досліджень, що і становить одну із задач досліджень.

1.2 Маневреність та обґрунтування її показників

На сьогодні у більшості країн світу поряд з обмеженням масових показників автомобілів і автопоїздів регламентуються і їх габаритні розміри [72]. Потужним імпульсом для збільшення довжини АТЗ, особливо автопоїздів, за останні роки послужив розвиток перевезень вантажів у контейнерах, що змусило ці довжини погоджувати з розмірами універсальних контейнерів ISO. Так, в Португалії, Румунії, Франції і Японії законодавством установлені дві межі довжини сідельного автопоїзда: одна (15 м) для випадку перевезення будь-яких вантажів, крім контейнерів, друга на (на 0,5–1,5 м більше) – для автопоїздів–контейнеровозів.

Законодавчі обмеження довжини автомобілів і двохланкових автопоїздів, що діють в країнах ЄС, наведені в роботі [72]. Зауважимо тільки, що в більшості промислово розвинутих країн вони зводяться, в основному, до нормування радіусів повороту і ширини коридора, що займає АТЗ при здійсненні маневру. Наприклад, у Бельгії, Нідерландах і Німеччині прийнято, що автомобіль із причепом і одиночний автомобіль при повороті на 360° по траєкторії із зовнішнім радіусом 12,0 м не повинні виходити за межі кільца шириною 5,5 м; в Австрії, Італії, Нідерландах і Чехії при ідентичних умовах сідельний автопоїзд повинен вписуватися в кільце шириною 6,7 м.

Крім національних розроблені і міжнародні вимоги і рекомендації, що

регламентують показники маневреності АТЗ. Так, об'єднаним комітетом конструкторів причепів і напівпричепів країн, що входять у ЄС, встановлена довжина сідельного автопоїзда на рівні 16,5 м, а зовнішній радіус його повороту – 13 м (при внутрішньому – 5,3 м). Водночас, у рекомендаціях ЕК ООН відзначено, що такий автопоїзд повинен вписатися в поворот, обмежений відповідно радіусами 12,5 і 5,3 м [3].

Обмеження зовнішнього і внутрішнього радіусів коридору маневрування АТЗ призначено для забезпечення повороткості автомобіля – його здатності виконувати маневрування в заданих умовах на дорозі, стоянці та будівельному майданчику.

Експерти ЄСЕC попереджують, що до 2020 р. вантажні потоки на автодорогах Європи зростуть вдвічі, відповідно, з метою підвищення їх провізної спроможності, необхідно спробувати оптимізувати габаритні параметри АТЗ шляхом можливого збільшення габаритних розмірів у межах існуючих та теоретичних обмежень. Сьогодні, наприклад, вважається реальним змінити габаритну довжину сідельного автопоїзда європейського стандарту 16,5 м на 17,5 м, не порушуючи при цьому параметрів вписуваності у регламентовані ЄСЕC радіуси повороту і не перевищуючи існуючого нормативу по осьовим навантаженням [74], [75].

Одним з шляхів підвищення вантажопідйомності автопоїздів і, як наслідок, зменшення енерговитрат на перевезення вантажів є збільшення кількості осей і габаритної довжини автопоїзда. Однак у цьому випадку погіршується його маневреність і збільшується зношення шин.

Маневреністю АТЗ називають сукупність таких властивостей, які забезпечують безперешкодний рух їх по опорній поверхні, яка має обмеження як за площею, так і за формулою [40]. Такими обмеженнями при русі АТЗ можуть бути просторові, що зв'язані з довжиною і висотою транспортного засобу, а також обмеження за формулою і розмірами дорожнього полотна, яке слугує опорною поверхнею для кочення коліс його ланок.

При русі автопоїзда всі його точки переміщаються своїми траєкторіями, що у сукупності утворюють габаритну смугу руху, яку визначити теоретично

досить складно і неможливо оцінити невеликим числом параметрів. Тому для оцінки маневреності використовують такі вимірювачі і характеристики [40], [41], [75], ..., [80]: мінімальний і максимальний габаритні радіуси повороту, параметр маневреності при круговому русі, поворотна ширина по сліду коліс, габаритна смуга руху (ГСР), апроксимована ГСР, концентрична апроксимована ГСР, чинник і показник маневреності, під яким розуміється ступінь зсуву траекторії руху веденої ланки автопоїзда відносно ведучої.

За відомим показником маневреності і заданим геометричним параметрам автопоїзда можуть бути визначені всі інші показники маневреності, тому що усі вони визначаються параметрами криволінійного руху автопоїзда. На сьогодні нормуються наступні показники: мінімальний зовнішній габаритний радіус повороту (в країнах ЄСЕС цей радіус прийнятий $R_{z\omega}=12,5$ м), мінімальний габаритний внутрішній радіус ($R_{e\omega}=5,3$ м); поворотна ширина по сліду коліс ($B_e=5,5$ м).

Дослідженням криволінійного руху автомобілів і автопоїздів присвячені роботи багатьох авторів як в нашій країні, так і за рубежем. Перші теоретичні дослідження траєкторій руху автопоїзда виконані ще в 20–х роках ХХ сторіччя.

Основоположником теорії криволінійного руху автомобіля є Н.Е. Жуковський, який у 1923 році опублікував свою роботу, де в загальному вигляді була поставлена задача про автомобіль з жорсткими у бічному напрямку колесами, що рухається по кривій змінного і постійного радіусів. З тим, що при оцінці маневрених якостей автопоїзда можна не враховувати деформованість шин погоджується і Я.Х. Закін [41]. При цьому рух автомобіля (автопоїзда) виявляється обмеженим класичними неголономними зв'язками кочення абсолютно твердого тіла. Для характеристики криволінійного руху автопоїзда автор вводить так званий режимний коефіцієнт повороту. Ним розглянута кінематика повороту автопоїзда з декількома причепами і побудовані номограми для оцінки вписуваності автопоїзда у задане перехрестя та поворот [81].

Деякі міркування про можливість нехтування відведенням шин при оцінці маневрених властивостей містяться і в роботах інших дослідників. Зокрема, Я.Е. Фаробіним [79], був проведений розрахунок сталого значення кута

складання напівпричепа з тягачем КрАЗ–258 як з урахуванням відведення, так і без нього. Максимальна похибка при нехтуванні відведенням шин склала при повороті тягача на 180° для довгобазного напівпричепа 6,5% і для короткобазного – 5,4%. Характер кривих в обох випадках одинаковий.

Для вивчення поведінки автопоїзда при русі по кривим використовуються різні методи. Так, у перших роботах М.М. Бергмана і К. Біна [47] використовувався графічний метод, заснований на кінематичному підході. Подальший розвиток кінематичного підходу знайшов відображення в роботах Закіна Я.Х. [81], Азбеля А.Б. [82], Сахно В.П. [80] і інших дослідників. Проте такий підхід не може дати досить точної інформації про траєкторії ланок автопоїзда через накопичення похибок в процесі побудови, не дозволяє проаналізувати вплив різних конструктивних параметрів на траєкторію їх криволінійного руху.

В роботах Бобошка А.А., Волкова В.П., Подригала М.А. [83], ..., [86] установлено резерви поліпшення показників керованості, повороткості за традиційного (кінематичного) та комбінованого способів управління поворотом. Поліпшено властивості маневреності колісних тракторів і самохідних шасі за рахунок використання комбінованого способу управління поворотом. Розроблено комплекс критеріїв оцінки маневреності колісних машин, проаналізовано потенційні можливості відомих засобів керування. Наведено рекомендації щодо покращання показників маневреності тракторних самохідних шасі та колісних тракторів.

За результатами розробок авторів Подригала М.А., Кайдалова Р.О., Нікорчука А.І. було розглянуто можливість підвищення маневреності для військової автомобільної техніки [87], [88], [89] за рахунок використання комбінованого способу управління поворотом. Що дозволяє підвищити ефективність її використання в бойових умовах. Наведено порядок проведення та результати експериментальних досліджень з визначення радіусу повороту колісної машини при використанні комбінованого способу управління поворотом. Встановлено, що використання комбінованого способу управління поворотом автомобіля ЗІЛ–131 з колісною формулою 6х6 дозволить зменшити

радіус його повороту до 23 % та покращити його маневреність, що може бути використано при здійсненні маневру при русі автомобіля в колоні та на обмежених ділянках дороги. Напрямком проведення подальших експериментальних досліджень визначено оцінку впливу колісної формулі автомобіля, його швидкості та типу дорожнього покриття на величину радіусу повороту при застосуванні комбінованого способу управління поворотом.

Графоаналітичний метод, що розвивається в роботах [40], [47], [90], [91] і ін., базується на параметрах криволінійного руху характерної точки тягача, яка повністю визначає траєкторію його руху. При цьому положення веденої ланки визначається відносно ведучої ланки (розглядається відносний рух причіпної ланки). Перевага методу полягає в тому, що він дозволяє більш точно оцінити відхилення траєкторії веденої ланки від траєкторії тягача, але він не позбавлений недоліків, властивих графічному методу.

Подолати недоліки графічного та графоаналітичного методів дозволяє аналітичний метод визначення траєкторії веденої ланки, розглянутий в роботах [90], ..., [113], а в [114], [115] на підставі попередньо проведених розрахунків наведені графіки, що забезпечують побудову траєкторії ланки. окремі рекомендації по визначення траєкторій ведених ланок автопоїзда приведені в роботах [116], ..., [119]. Проте, як зазначено в роботах [40], [41], [120] і ін., при визначенні зовнішнього зсуву траєкторії руху, характерною для керованих напівпричепів, зустрічаються певні труднощі.

При аналітичних дослідженнях маневреності, керованості і стійкості автопоїздів рівняння руху складалися, як правило, із використанням методу Лагранжа. В якості задаючого параметра приймалися чи то кут повороту керованих коліс тягача, чи то кут складання ланок автопоїзда.

Основні результати розрахунку зводяться до таких положень: візки напівпричепів із поворотними осями, у порівнянні з некерованими, забезпечують істотне зменшення ширини ГСР. Виграш тим більше, чим менш радіус повороту. При дуже малих відцентрових прискореннях найбільше ефективні конструкції візків із двома поворотними осями. При збільшенні відцентрового прискорення (до 0,2 g) ефективність конструкції з двома й одною

поворотною віссю практично однакова. Збільшення відцентрових прискорень призводить до зменшення ширини ГСР для автопоїздів як із керованими, так і некерованими віzkами напівпричепів. Пояснюється це збільшенням кутів відведення коліс напівпричепа. Поліпшення маневреності досягається також шляхом збільшення відношення кута повороту передньої осі напівпричепа до кута повороту його задньої осі. При прямолінійному русі автопоїзда, а також при синусоїdalній зміні кута повороту керованих коліс тягача спостерігаються резонансні кутові коливання напівпричепа з керованими осями віzка з частотами 0,2...0,4 Гц. Збільшення швидкості руху автопоїзда викликає збільшення амплітуди коливань віzка напівпричепа. У випадку використання керованих осей спостерігається збільшення амплітуди поперечних коливань напівпричепа (приблизно в два рази при вхідній частоті повороту керованих коліс 0,4...0,7 Гц) у порівнянні з некерованими [120].

Поряд із розглянутими графічним, графо–аналітичним та аналітичним методами подальшого розвитку набув і метод фізичного моделювання руху автопоїзда [47], [112], [113]. Перевагами даного методу є: можливість виключити вплив водія, конструктивних особливостей і масових параметрів тягового автомобіля, багатократність повторення дослідів в ідентично стабільних умовах, що не залежать від дорожнього покриття, а також можливість аналізу й оцінки конструктивних рішень до реалізації їх у дослідних зразках, що особливо важливо при створенні нових зразків автопоїздів.

Для поліпшення маневреності довгобазних автопоїздів потрібно керувати його напівпричепом, причому синтез закону управління представляє досить складну задачу. Вибір і аналіз оптимального закону управління колесами напівпричепа є основною задачею керованості сідельного автопоїзда.

Чим більш досконала система управління поворотом, тим менше відхилення траекторії возика напівпричепа від траекторії тягача при русі автопоїзда. Привід керування може здійснюватися як на окремі осі або декілька осей, так і на весь возик напівпричепа. При цьому передаточне відношення системи управління повинно змінюватися в залежності від швидкості і багатьох інших чинників [47]. Крім того, передаточне відношення приводу керування

повинно забезпечити помірні кути складання ланок автопоїзда. Для цього центр поворотного круга слід розташовувати дещо спереду центру мас тягача, щоб забезпечити деяку надлишкову повороткість напівпричепа. При цьому зменшується відведення коліс напівпричепа при збільшенні швидкості руху автопоїзда. Некеровані осі віzkів повинні бути розташовані по можливості близче одна до одної з метою зменшення кутів складання ланок автопоїзда [48].

Дослідженнями А.П. Колпакова [52], [62], [63], Я.Х. Закіна [40], [41] та ін. встановлено, що для забезпечення руху коліс веденої ланки по траєкторії ведучої, передаточне відношення приводу керування в процесі одного повороту повинно змінюватися з різною швидкістю в широкому діапазоні: від нескінченості до нуля на вході в поворот і від нуля до нескінченості на виході з повороту. Швидкість зміни передатного відношення залежить від багатьох чинників, у тому числі від режиму руху К_п тягача на повороті [40].

$$k_n = \frac{\dot{\theta}}{v_a},$$

де $\dot{\theta}$ – приведена кутова швидкість повороту керованих коліс тягача, рад/с;

v_a – поступальна швидкість руху тягача, м/с.

Питання кінематичного розрахунку приводу керування з постійними значеннями передаточних відношень розглянуті в роботах [51], [82], ..., [115]. У роботах відзначається, що на неусталеному повороті траєкторії ланок автопоїзда не збігаються між собою. При цьому встановлена наступна закономірність: в автопоїзді із системою прямого управління траєкторія руху напівпричепа зміщується відносно основної траєкторії тягача на вході в поворот – у зовнішню сторону, а на виході з повороту – у внутрішню. На противагу цьому в автопоїзді із системою оберненого управління зсув траєкторії руху на вході в поворот – до центру повороту, на виході з повороту – у зовнішню сторону. Ці зсуви траєкторій руху напівпричепа призводять до помітного збільшення ГСР. Так, для автопоїзда із системою прямого управління (база напівпричепа 20 м) смуга

руху на повороті радіусом 20 м збільшується в порівнянні з прямолінійною ділянкою більш ніж у 3,5 рази [82].

У всіх розглянутих роботах реалізується, так званий, «кінематичний підхід» до рішення задачі маневреності, який в значній мірі обмежує коло питань, що аналізуються. Більші можливості притаманні динамічному методу, який базується на диференціальних рівняннях руху механічних систем, рішення яких дозволяє визначати як параметри траєкторій ланок, так і параметри поворотності автопоїзда.

Відповідно до роботи [4] повороткість виражає спроможність машини (автопоїзда) до подолання поворотів на місцевості або дорогах. З метою спрощення аналізу криволінійного руху транспортних машин повороткість у цій роботі умовно підрозділена на статичну і динамічну. Статична повороткість характеризує спроможність машини (автопоїзда) здійснювати рівномірні повороти з малими радіусами кривизни при невисоких швидкостях руху. Спроможність машини до поворотів при русі з високими швидкостями названа динамічною повороткістю.

Для одиночних автомобілів і двохланкових автопоїздів визначення, показників повороткості виправдано. Проте, складання рівнянь сил і моментів для багатоланкових автопоїздів супроводжується значними труднощами, тому що для автопоїзда з n динамічними ланками необхідно скласти $3n$ рівнянь і n рівнянь зв'язків [116]. Ще одним недоліком цього методу є необхідність визначення сил і моментів між ланками, що також ускладнює розрахунки. Щоб якось спростити розрахунки, приймають усі причіпні ланки одинаковими.

Нову еру в дослідженнях криволінійного руху АТЗ відкрило застосування аналогової і цифрової обчислювальної техніки. Застосування ЕОМ полегшує рішення складних задач, пов'язаних із визначенням впливу різноманітних конструктивних і експлуатаційних чинників на маневреність автопоїзда, дозволяє врахувати різноманітні нелінійні характеристики, а також використовувати в розрахунках дуже складні моделі просторових схем автопоїздів. Результати дослідження маневреності АТЗ із використанням ЕОМ наводяться в роботах [110], [121], ..., [125].

Аналіз розглянутих робіт показує, що для поліпшення маневреності причіпні ланки автопоїздів повинні бути обладнані більш–менш складними системами управління. Для створення ефективних конструкцій причіпної техніки вигідно використовувати модульний принцип. При такому підході елементи причіпної ланки конструкуються і виготовляються окремо, а потім збираються в потрібну конструкцію. Завдяки такій уніфікації можна значно прискорити створення високоефективної причіпної техніки. Перші кроки в цьому напрямку були зроблені ще в кінці 80–х років і активно розвиваються зараз.

Розглянуті засоби підвищення маневреності можуть бути застосовані як для причіпних, так і для сідельних автопоїздів.

1.3. Керованість і стійкість руху автопоїздів

В умовах постійно зростаючих швидкостей руху, а також щільності транспортного потоку, важливого значення набувають; конструктивні параметри і експлуатаційні властивості АТЗ, що забезпечують безпеку руху.

Питання керованості і стійкості АТЗ в зв'язку з їх важливістю вивчалися багатьма дослідниками.

Одними з перших робіт, в яких розглядаються питання стійкості автомобіля, є дослідження Е.А. Чудакова [126], Я.М. Певзнера [127], Г.В. Зімелєва [128], Б.С. Фалькевича [129] і ін.

До теперішнього часу розроблені фундаментальні теорії стійкості і керованості автомобілів і автопоїздів А.С. Антоновим [130], [131], П.С. Аксеновим [132], А.С. Литвиновим [133], Г.А. Смірновим [134], Я.Є. Фаробіним [4], [73], [120] і ін. У теорії стійкості руху багатовісних автомобілів, що створена Д.А. Антоновим [130], під стійкістю руху автомобіля розуміється властивість його конструкції зберігати задані диференціальні параметри руху після припинення дії збурюючих сил. Іншими словами, стійкість характеризує поведінку автомобіля (автопоїзда) в перехідному режимі і відноситься передусім до власних коливань системи, що породжуються початковими умовами (збуреннями) і внутрішніми її властивостями, але не зовнішніми впливами. У цій

же роботі стійкість розглядається стосовно до будь-якого процесу, як керованого, так і некерованого.

Якщо для двовісних автомобілів з керованими колесами передньої осі проблема стійкості актуальна в зв'язку з високими швидкостями руху, то для багатовісних автомобілів і автопоїздів її значення визначається як швидкістю, так і багатоопорністю ходової частини [131].

Відомо, що характеристику стійкості двовісних автомобілів проводять за величиною бічних сил, що викликають занос автомобіля, і оцінюють питомою бічною силою, тобто відношенням бічної сили, що діє на задню вісь на початку заносу, до сили тяжіння цієї осі. Більш стійкий той автомобіль, занос якого викликається більшими питомими бічними силами. За тих же умов ковзання однієї задньої осі багатовісного автомобіля, а тим більше автопоїзда, ще не означає втрату стійкості його руху. Таке ковзання відбувається при експлуатації часто і на багатьох режимах руху, однак втрати стійкості не спостерігається [131].

Питомі бічні сили, що викликають занос, в значній мірі залежать від схеми рульового керування і розміщення осей по базі. У зв'язку з цим доцільно стійкість руху таких систем характеризувати не тільки сумою питомих бічних сил, що діють на групу задніх по відношенню до центра маси осей, але і відношення сумарних питомих бічних сил, що діють на задні і передні осі в тих же умовах [131].

Оцінку поведінки автомобіля при сталому русі на круговій траєкторії в момент втрати стійкості в роботі [130] пропонується проводити за допомогою безрозмірного параметра, названого величиною недостатньої поворотості, що залежить від відношення бічних прискорень в центрах задньої і передньої осей в момент втрати стійкості. Типове значення цієї величини для задньоприводних автомобілів складає 0,150, а для передньоприводних – 0,220.

Встановлено, що швидкість руху АТЗ не впливає на розподіл питомих бічних сил, а визначає кількісну сторону процесу. При досягненні критичної швидкості руху АТЗ перестає бути стійким і порівняно невелика бічна сила може різко порушити стійкість руху [135].

На величину критичної швидкості впливає весь комплекс характеристик

автомобіля або автопоїзда та умови їх руху [24], [136], ..., [142]. Збільшити критичну швидкість за стійкістю можна різними шляхами. Найбільш простим є зменшення різниці кутів відведення коліс групи задніх і передніх осей [131]. Якщо ж різниця кутів відведення негативна, то критичної швидкості за стійкістю руху даного АТЗ не існує [131], але можуть виникнути проблеми з його повороткістю і керованістю.

Одиночний автомобіль, кваліфіковано керований у нормальних, неаварійних обставинах, здійснює цілком визначені, передбачені і контролюваними водієм, рухи. Автопоїзду ж як відзначається в роботі [2], навіть при самому кваліфікованому керуванні властива деяка нестійкість його руху, що характеризується наявністю горизонтальних коливань. (вилянь) причіпної ланки. Додатковий негативний вплив на стійкість руху, як відзначається в багатьох роботах, здійснює система управління поворотом коліс причіпної ланки. Як відзначається в багатьох роботах [1], [47], [73], [139], [143], ..., [146] критична швидкість автопоїздів із керованими ланками завжди нижче, чим в автопоїзда з некерованими ланками.

Окремі питання стійкості руху сідельних автопоїздів розглянуті також А.П. Колпаковим [62], [63], Л.Н. Гродко і Ю.А. Єчейстовим [147], Я.Е. Фаробіним [4], [73], [118], [120], О.П. Кравченко [122], [142], В.П. Сахно [148], ..., [161], і закордонними дослідниками [145], [162], ..., [178].

В більшості цих робіт розглянуто питання закономірностей руху автопоїздів з одно- і двохосьовими як некерованими, так і керованими напівпричепами.

У роботах [73], [120] зазначено, що експлуатація сідельних автопоїздів на граничних режимах руху (максимальна швидкість, мінімальні радіуси повороту) потребує конструктивних змін ланок автопоїзда. Експериментальними дослідженнями встановлено, що курсова нестійкість сідельних автопоїздів виникає, головним чином, внаслідок курсової нестійкості тягача. Кутові відхилення ланок сідельних автопоїздів, що рухаються по кривим плану автомобільних доріг, можуть привести до складання або перекидання автопоїздів. Ці відхилення виникають внаслідок невідповідності бічних сил

передніх і задніх коліс, обумовлених різними жорсткостями передньої і задньої підвісок тягача. Сідельний автопоїзд може втратити стійкість при русі по кривій з великою швидкістю (перекидання). Нормально навантажений сідельний автопоїзд може перекинутися при бічних прискореннях. $(0,6...0,7) \text{ g}$ у той час як для типового легкового автомобіля ці прискорені складають $(1,3...1,5) \text{ g}$, де g – прискорення земного тяжіння. Курсова нестійкість тягача може викликати часткове складання і наступне перекидання автопоїзда вже при бічних прискореннях $0,3 \text{ g}$ [135].

Аналіз ДТП показав, що число перекидань автопоїздів із навантаженими напівпричепами в 13 разів більше, ніж із порожніми, у той час як складання ненавантажених автопоїздів спостерігається в 4,4 рази частіше, чим навантажених [179], [180].

Аналіз конструкцій напівпричепів, що використовуються для комплектації автопоїздів вказує на їх значне різноманіття [161]. Навіть при однаковій вантажопідйомності і однаковому призначенні автопоїзди різняться числом осей, розміщенням їх по базі, кількістю керованих осей та місцем їх розташування. Таке становище пояснюється [131] незавершеністю процесу розробки загальної теорії стійкості багатовісних автомобілів і автопоїздів, а також недостатністю досвіду їх проектування, досліджень і експлуатації. Зокрема, теоретично й експериментально показано [130], [131], [132], що для забезпечення стійкості руху багатовісних автомобілів і віzkів напівпричепів із передніми і задніми керованими колесами привід керування задніми колесами повинен забезпечувати їх пасивну роль у формуванні повертального моменту на всіх режимах руху і повороту. Тому при створенні таких автотранспортних засобів повинен бути розроблений спеціальний привід повороту керованих коліс напівпричепа, який забезпечив би необхідну закономірність повороту його коліс в залежності від кута повороту керованих коліс тягача і швидкості руху автопоїзда.

Різноманітні напрямки конструювання приводу керування колесами напівпричепа, що частково або цілком задовольняють зазначеній закономірності, подані в роботі [131]. Проте у більшості робіт розглянуті

закономірності руху автопоїздів з одно— і двохосовими як некерованими, так і керованими напівпричепами.

Відомо, що для забезпечення керованості і стійкості системи «водій – автомобіль – дорога» необхідно, хоч і недостатньо, збереження власне стійкості і керованості автомобіля, тобто властивостей, закладених в його конструкцію (без необхідності корекції руху водієм через нестійкість). Якщо ж автомобіль розглядається ізольовано як об'єкт регулювання, то керованість і стійкість визначаються [118] як властивості автомобіля, що забезпечують виконання сигналу керування з необхідною точністю і швидкодією при збереженні заданих водієм параметрів або закону їх зміни після припинення дії збурюючих сил.

Сигналом «входу» для автомобіля можуть служити керуючі впливи (поворот руля, вимкнення зчеплення і т.д.) і зовнішні сили (нерівність дорожньої поверхні, стан ґрунту, порив вітру і т.д.).

Вихідні реакції діляться на три групи [130], дві з яких характеризують рух по опорній поверхні і оцінюють траекторну стійкість автомобіля (за величиною бічного зміщення) і курсову стійкість (за величиною кутових відхилень). Третя група реакцій – оцінює поперечну стійкість автомобіля проти перекидання.

Реакції автомобіля і автопоїзда на появу вхідного сигналу керування визначаються його конструкцією, тому для підвищення стійкості АТЗ необхідно як вдосконалення методів досліджень, так і пошук оптимальних значень конструктивних параметрів [181].

У роботах [4], [46], [47], [68], [73], [104], [118], [120], [125], [130], ..., [133], [135], [139], [162], [165], [167] досліджуються окремі види стійкості автомобілів (курсова, траекторна, поперечна) при впливі одного–двох зовнішніх чинників. Різноманітні зовнішні чинники по різному впливають на показники цих видів стійкості [41]. Рекомендації щодо зміни конструктивних параметрів автопоїзда для поліпшення того або іншого виду стійкості досить різноманітні і часом суперечать вимогам забезпечення інших експлуатаційних властивостей, зокрема, плавності ходу і прохідності.

Багатофакторні дослідження проведені в роботах [131], [177], [182] дозволяють комплексно оцінювати поперечну, курсову і траекторну стійкість і

плавність ходу, дають експрес-оцінку стійкості автопоїзда в цілому, коли забезпечені усі види стійкості при будь-яких зовнішніх збуреннях.

Як відмічається у багатьох роботах при теоретичних дослідженнях стійкості керованого руху як ізольованого автомобіля, так і автомобіля в системі «автомобіль – водій – дорога», поперечних коливань (вилянь) автомобільних причепів і інших аналогічних проблем найбільш складно вводити в розрахунок характеристики взаємодії коліс з дорогою. Вибір цих характеристик і їх визначення являють собою важливу задачу, спробам вирішення якої присвячені численні теоретичні і експериментальні роботи.

В результаті проведення великої кількості теоретичних і експериментальних досліджень на сьогодні створено декілька теорій кочення пневматичного колеса з відведенням, причому усі вони розрізняються повнотою урахування особливостей процесу відведення.

Умовно всі існуючі теорії можна звести до трьох напрямків [130] заснованих на рівняннях кінематичних зв'язків; деформаційних та таких, що використовують гіпотезу нелінійного відведення. Кожний напрямок має свої переваги і недоліки, однак поки що немає такого, якому можна було б віддати беззастережну перевагу. Виявлене останнім часом постійне елементарне ковзання частини зон контакту шини настільки ускладнює уявлення про бічне відведення еластичного колеса, що незважаючи на численні дослідження, ще не розроблено прийнятної в усіх відношеннях теорії, яка дозволила б виразити явище відведення аналітично й одночасно якісно описати фізичні процеси, що відбуваються при коченні колеса з відведенням. Однак результати великого числа експериментів, проведених у різних країнах, дозволяють зробити наступні висновки [130]:

- залежність між кутом відведення і бічною силою у загальному випадку нелінійна;
- тільки при малих кутах відведення зміна відношення $\frac{Y}{\delta}$ порівняно невелика і може вважатися постійною $\left(\frac{Y}{\delta} = K_y = \text{const} \right)$, а залежність $Y_\delta = f(\delta)$

лінійною;

- коефіцієнт опору відведення K_y залежить від великого числа чинників, основними серед них є: розміри і конструкція колеса; тиск повітря в шині; сили, що діють на колесо і швидкість зміни цих сил; швидкість руху; тип і стан дорожнього покриття; форма траєкторії руху центра колеса (прямолінійна, криволінійна і швидкість її зміни за часом або шляхом).

У 1945 році М.В. Келдишем була розроблена теорія [183], що дозволяє для малих відхилень (коли відсутнє помітне ковзання) визначити залежність між кутами відведення, бічними силами і стабілізуючими моментами при несталому повороті.

І.К. Пчелін і А.А. Хачатуров досліджували рух автомобіля з урахуванням усіх компонентів пружних деформацій шини [184]. При цьому замість експериментальних залежностей між бічними силами і кутами відведення використовувались рівняння кінематичних зв'язків колеса з дорогою, запропонованих М.В. Келдишем.

Цікаві пропозиції по визначеню теоретичної залежності $Y = f(\delta)$ містяться в публікаціях Х. Фрома, Е. Фіала, М. Апетаура, Е.А. Чудакова, Д.А. Антонова, П.В. Аксёнова, А.С. Литвинова і В.А. Іларіонова, які досліджували процеси, що виникають при дії на колесо бокових сил, а також колеса, нахиленого до дороги, визначали сили опору повороту керованих коліс, вивчали вплив кутів установки коліс на характер руху автомобіля.

Детальні дослідження перехідних процесів зроблені Д. Уіткомом і У. Міллікеном [133]. Початок дослідження руху автомобіля при змінному куті повороту керованих коліс було покладено ще в роботах К. Шилінга і М. Оллея [133]. Подальший розвиток це питання одержало у працях М. Жульєна [133] і І. Рокара [185].

Грунтовні експериментальні дослідження, проведені фірмами, що виготовляють шини, встановлена залежність між бічними силами Y і кутами відведення δ . Здатність шини чинити опір відведенню оцінюють коефіцієнтом опору відведення, що дорівнює бічній силі, необхідної для повороту шини на 1° .

Дослідженнями [4], [73], [118], [120], [121], [127], [130], ..., [134], [165], ..., [169] встановлено:

- 1) характеристика відведення шин в загальному випадку нелінійна, причому найбільша нелінійність спостерігається при кутах відведення ($8^\circ \dots 12^\circ$); при перевищенні цих значень має місце повне бічне ковзання шин ($12^\circ \dots 20^\circ$);
- 2) величина кута відведення змінюється в залежності від напряму нахилу колеса до площини дороги при дії на нього бічної сили;
- 3) коефіцієнт опору відведеню залежить від великого числа чинників, основними з яких є: тип і конструкція колеса; внутрішній тиск повітря в шині, нормальне навантаження на колесо; величина радіальних і тангенціальних сил на колесі та швидкість їх зміни; тип і стан дорожнього покриття; швидкість руху, форма траекторії центра колеса;
- 4) найбільші значення кутів відведення при русі автомобіля в звичайних умовах по прямій і на повороті не перевищують $5^\circ \dots 10^\circ$;
- 5) при малих кутах відведення коефіцієнт опору відведеню можна вважати постійним.

Найбільше близькі результати до експериментальних даних дають залежності $Y_\delta = f(\delta)$ І. Рокара і Д.А. Антонова.

Так, перевагами залежності Д.А. Антонова є можливість урахування зміни величини відведення при коливанні і нахилі коліс до опорної поверхні, при крені кузова тощо. Однак ця залежність через велику кількість коригувальних коефіцієнтів викликає ряд незручностей її використання. Крім того, при збільшенні кутів відведення похибка розрахункових даних у порівнянні з експериментальними значно збільшується, що також вимагає коригування.

При дії великих бічних і повздовжніх сил, що приводять до великих кутів відведення, може бути рекомендована залежність

$$Y_{11} = \frac{k\delta}{\sqrt{1 + x^2\delta^2}}$$

тому, що в цьому випадку розбіжність результатів розрахунку з

експериментальними даними не перевищує 13...15% [185].

Залежність Рокара I. $Y_{11} = f(\delta)$ не громіздка і досить зручна для використання при розрахунках параметрів явища відведення для шин автомобілів різних типорозмірів, причепів і напівпричепів, що рухаються дорогами з удосконаленим покриттям. Однак, у деяких випадках, похибку, що допускає ця залежність, можна розглядати, як значну, внаслідок того, що бічне переміщення обумовлюється як пружними, так і не пружними деформаціями шини й опорної поверхні, а також ковзанням (хоча б і частковим) шини по опорній поверхні.

Останнім часом у дослідженнях керованості й стійкості руху автомобіля спостерігається тенденція до ускладнення його математичної моделі за рахунок великої кількості ступенів вільності. Наприклад, у деяких роботах автомобіль поданий у вигляді складної, багатомасової просторової математичної моделі, в якій враховані всі ступені вільності кузова і руху непідресорених мас щодо нього. В розрахункову схему включені також кінематичні характеристики передньої і задньої підвісок, що визначають геометричні зв'язки, які накладаються на рух непідресорених мас відносно кузова; рульове керування розглядалося у вигляді трьохмасової системи (два керованих колеса і кермо), з'єднаних між собою пружними зв'язками. Враховано також сухе тертя і зазори в приводі керованих коліс, а також вплив кутів установки коліс і нелінійності підвіски (обмежувачі ходу ресор, несиметричність характеристик амортизаторів, сухе тертя тощо). В результаті система була описана дуже складною системою диференціальних рівнянь сімнадцятого порядку.

У роботі відзначається, що таке ускладнення не завжди дає позитивний ефект, оскільки при визначенні масових параметрів (маси, моменти інерції) і характеристик зв'язків неминучі похибки, сполучення яких призводить до неточностей при визначенні кінцевих результатів. Крім того, практичне використання подібних розрахункових схем потребує попереднього аналітичного і, особливо, експериментального визначення великої кількості конструктивних параметрів автомобіля і шин [131].

У той же час у ряді випадків цілком припустимо [4], [130], [131] користуватися спрощеними математичними моделями, якщо вони дають у рамках поставленої задачі задовільний збіг із реальним процесом. Використання в кожній конкретній задачі найбільше простого математичного опису дає можливість виявити багато особливостей руху автомобіля або автопоїзда і установити вплив на стійкість руху різноманітних чинників (конструктивних і експлуатаційних).

Виконаними на сьогодні дослідженнями встановлено, що з використанням спрощеної математичної моделі автомобіля і нелінійної теорії відведення результати більш близькі до експериментальних, чим при застосуванні складної математичної моделі автомобіля з істотно меншим числом припущень і лінійної теорії відведення. Саме тому стали використовувати нелінійні залежності і враховувати ковзання в контакті коліс.

При дослідженні стійкості автомобілів і автопоїздів основними режимами руху були [46], [47], [24], [145], [146]: прямолінійний; круговий; вхід в поворот, а також об'їзд несподіваної перешкоди по траєкторії близькій до синусоїdalnoї.

Вивчати власне рух автомобіля або автопоїзда найбільш зручно, коли переміщення в поперечному напрямку відсутні (тобто при прямолінійному русі), тому що такий рух визначається внутрішніми властивостями системи, а не видом траєкторії, якою рухається автопоїзд. Це у значній мірі стосується і систем управління автопоїздом, де для корекції траєкторії возика напівпричепа використовується гальмування коліс одного борту.

1.4 Гальмівні властивості автопоїздів

Для покращення стійкості транспортних засобів в процесі гальмування досягають шляхом обмеження впливу факторів, які чинять на неї негативний вплив розроблено значну кількість технічних пристройів, 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, унеможливлюють складання ланок автопоїзда шляхом блокування поворотних

пристроїв причепів та ін.. Загалом з усіх пристройів, 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 (ЕГС);
- електронна система стабілізації (ЕСС).

Регулятори гальмівних сил (РГС) використовують для розподілу гальмівної сили по осях транспортного засобу. Головна вимога до даних систем [186], ..., [191] 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.

Спосіб підвищення стійкості колісних машин, обладнаних цистернами, що полягає в зменшенні різкого відхилення поздовжніх горизонтальних прискорень, який відрізняється тим, що зменшення різкого відхилення поздовжніх горизонтальних прискорень, які зумовлені динамічними навантаженнями від переміщення рідини у цистерні при гальмуванні, здійснюється електронним блоком керування, який вмикає додаткову гальмівну систему [192].

У процесі роботи РГС використовують інформацію про стан автомобіля, тому, залежно від конструктивних особливостей, РТС можуть використовувати такі параметри як, прогин підвіски, тиск робочого тіла в гальмівній системі, поздовжнє та бокове прискорення автомобіля та інші [186].

Регулятори гальмівних сил використовуються на багатьох транспортних засобах, але особливо ефективними [191] 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 [193]:

- порівняно низьку вартість обладнання автомобіля РГС у порівнянні з АБС;
- робочий процес РГС не супроводжується появою пульсації гальмівних сил, що унеможливлює 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 [40], [186], [191], [193], ..., [202] 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 [195] 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 [191], [194], [197], ..., [202]: 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 [186], [191], [197], ..., [202] 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 ф досягає максимального значення, а значить, сповільнення буде максимальним.

Завдяки обмеженню блокування коліс АБС підвищує курсову стійкість автомобіля. Вона зменшує тиск у гальмівних механізмах відповідних колісдоти, 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 [196], ..., [202]. В загальному, під структурною схемою встановлення АБС [194], [198] 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 управління гальмуванням групи коліс, йде мова про групову схему встановлення АБС.

У роботі [200] 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 нормальногонавантаження 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.

Сьогодні активно розвиваються системи електронної стабілізації руху та системи автоматичного управління гальмуванням автопоїздів. У роботах [203], [204] представлено розробки таких систем. Порівняно з електронними

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

До переваг таких систем варто віднести [204]:

- 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 управління;
- легке дообладнання системи для роботи в режимі ABS.

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 [187], 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 площині. 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 [187], ..., [190], 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 напрямок 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 [187] Подригало М. А. та Клець 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 повернутися до незбуреного.

Стійкість руху автопоїзда при гальмуванні, поряд з ефективністю дії гальмівної системи, має досить важливе значення. При нормальному русі автопоїзда й правильному його гальмуванні, коли на всіх колесах створюються гальмівні сили, що відповідають зчіпній масі, що приходиться на них, без доведення коліс до повного блокування, рух відбувається досить стійко. Порушення стійкості автопоїзда звичайно пов'язане з настанням заносу однієї з осей автомобіля або причепа, найбільш частою причиною якого є блокування коліс, що гальмують.

У той же час слід помітити, що ковзання (рух юзом) коліс окремих осей автопоїзда ще не викликає обов'язкового порушення стійкості, тому що за певних умов можливе збереження прямолінійного руху з невеликими коливаннями загасаючого характеру.

У випадку неправильного гальмування, коли гальмування коліс окремих осей тягового автомобіля й причепа здійснюються не строго одночасно або власні сповільнення тягового автомобіля й причепа виявляються неоднаковими, відбувається стиск або розтягання пружини тягово–зчіпного пристрою. Автопоїзд починає рухатися в напруженому стані, маючи запас внутрішньої енергії. У такому стані з появою бічних сил, що збурюють, порушується стійкість руху автопоїзда, і він починає здійснювати коливальні рухи.

Основними наслідками порушення стійкості у випадку прикладення тимчасово діючої бічної сили, що збурює, прикладеної до тієї або іншої осі автопоїзда, є занос цієї осі. Якщо коливання носять згасаючий характер, рух автопоїзда триває нормально. Якщо ж коливання в процесі руху зростають, рух автопоїзда стає нестійким.

Для експериментальної перевірки стійкості руху автопоїзда з одним або декількома причепами, що гальмується, часто користуються методом моделювання. Виготовлені в одну десяту натуральної величини моделі тягових автомобілів і причепів, з'єднані між собою шарнірними зв'язками, рухаються із заданою початковою швидкістю, яку отримують, наприклад, у режимі вільного скочування зчеплених віzkів з похилої (розгинної) площини. У момент скочування моделі автопоїзда на горизонтальну площину, коли модель рухається із заданою швидкістю, включають гальма певних коліс і спостерігають за рухом моделей.

Величина початкової швидкості регулюється нахилом і довжиною розгинної площини. Управління включенням і інтенсивністю дії гальм автопоїзда здійснюється електричним струмом по проводах, підвішеним над моделями. Описаним методом вдається встановити деякі положення без того, щоб наражати на небезпеку дослідників.

При правильному гальмуванні автопоїзд рухається стійко як при гальмуванні на прямій, так і на повороті (рис. 1.3, а).

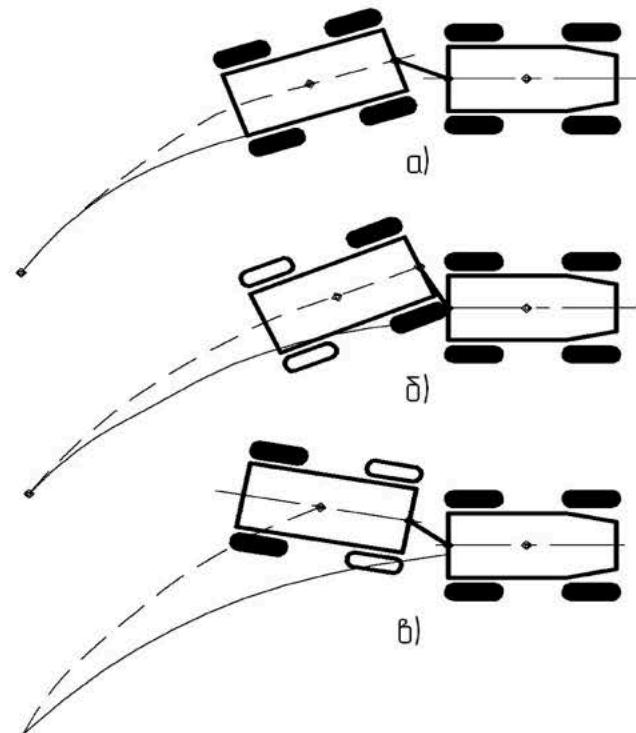


Рисунок 1.3 – Схема положення моделей при гальмуванні коліс різних осей автопоїзда (чорним показані колеса, що гальмуються ефективно) [21]

Якщо передня вісь причепа гальмується інтенсивніше за задню, то причіп рухається нестійко й виникає занос його передньої осі вбік (рис. 1.3, б). Якщо інтенсивніше гальмується задня вісь причепа, то спостерігається занос причепа й відбувається «складання» автопоїзда (рис. 1.3, в) [21].

При гальмуванні автопоїзда ефективність використання колісних гальмівних механізмів автомобіля–тягача й причепа може бути різною, що обумовлено більшою кількістю факторів, в числі яких перерозподіл нормальних реакцій при гальмуванні, значення коефіцієнта розподілу гальмівних моментів, наявність регуляторів (РГМ або АБС).

1.5 Задачі дослідження

Огляд вітчизняних і закордонних публікацій щодо дослідження криволінійного руху автопоїзда показує, що основною задачею дослідження стійкості АТЗ є встановлення кількісних і якісних характеристик зв'язків між стійкістю автопоїзда і його компонувальною схемою: числом осей, розміщенням їх по базі, числом і місцем установки керованих осей.

Як відзначалося раніше, основними системами управління колесами (осями) напівпричепа є системи управління безпосередньої дії, для яких поворот керованих коліс (осей) здійснюється в залежності від кута складання автопоїзда і швидкості руху. Ця залежність носить досить складний характер, бо при маневруванні автопоїзда з малою швидкістю колеса напівпричепа повертаються убік, протилежний повороту коліс автомобіля–тягача, причому кут їхнього повороту тим більше, чим менше швидкість руху. Зі збільшенням швидкості руху кут повороту керованих коліс напівпричепа зменшується і при досягненні певної швидкості взагалі стає рівним нулю. Пояснити такий закон повороту керованих коліс напівпричепа і зв'язати його з гальмуванням коліс одного борту без всебічного аналізу складно, хоча деякі причини очевидні [112]. Проте сказати заздалегідь, як поворот коліс напівпричепа і гальмування коліс одного борту вплине на керованість і стійкість автопоїзда в експлуатаційних умовах, не виконав відповідних досліджень неможливо. Крім того, при складанні диференціальних рівнянь руху автопоїзда слід знаходити компроміс між двома

суперечними обставинами: по–перше математична модель повинна, по можливості, найбільше повно і детально враховувати особливості реального автопоїзда; по–друге, складність моделі не повинна бути дуже високою, тому що це значно знижує потенційні можливості її аналізу [46].

У зв'язку з цим метою роботи є підвищення показників маневреності і стійкості руху сідельних автопоїздів шляхом раціонального вибору закону управління колесами (осями) напівпричепа та їх конструктивних параметрів. Відповідно до цього задачі дослідження визначені таким чином:

- провести аналіз систем управління причіпними ланками сідельних автопоїздів;
- визначити показники маневреності автопоїзда на основі аналізу рівнянь кінетостатики возика напівпричепа;
- розробити математичну модель для визначення стійкості руху автопоїздів із різними системами управління напівпричепами;
- виконати комп’ютерне моделювання руху автопоїзда із різними системами управління напівпричепом;
- експериментально перевірити адекватність розробленої математичної моделі для визначення показників маневреності і стійкості автопоїздів з керованим напівпричепом;
- розробити рекомендації щодо поліпшення показників маневреності і стійкості автопоїзда з керованим напівпричепом.

РОЗДІЛ 2

ВИЗНАЧЕННЯ ПОКАЗНИКІВ МАНЕВРЕНОСТІ АВТОПОЇЗДА З КЕРОВАНИМ НАПІВПРИЧЕПОМ

2.1 Основні кінематичні співвідношення систем управління поворотом возиком напівпричепа

З аналізу літературних джерел встановлено, що характерним параметром системи управління є передавальне відношення приводу. Відомо [40], [41], що передавальні відношення системи управління поворотом істотним чином впливають на кінематику повороту автопоїзда і величини зміщень траекторій причіпних ланок між собою. При оптимальних передавальних відношеннях системи управління можна добитися істотного поліпшення показників маневреності автопоїзда.

Передавальне відношення приводу до окремої ланки в автопоїзді із системою прямого управління, де задаючим є кут складання між подовжніми осями тягача і кістяка напівпричепа, рис. 2.1(а), визначиться [40]:

$$U_n = \frac{\varphi}{\theta_{11}}, \quad (2.1)$$

де θ_{11} – приведений (середній) кут повороту керованих коліс возика напівпричепа;

φ – перший кут складання автопоїзда.

В автопоїзді із системою зворотного управління, де задаючим параметром є кут між подовжніми осями напівпричепа і його возика, рис. 2.1б, передавальне відношення приводу визначиться як

$$U_n = \frac{\gamma_k}{\theta_{11}}, \quad (2.2)$$

де γ_k – другий кут складання автопоїзда.

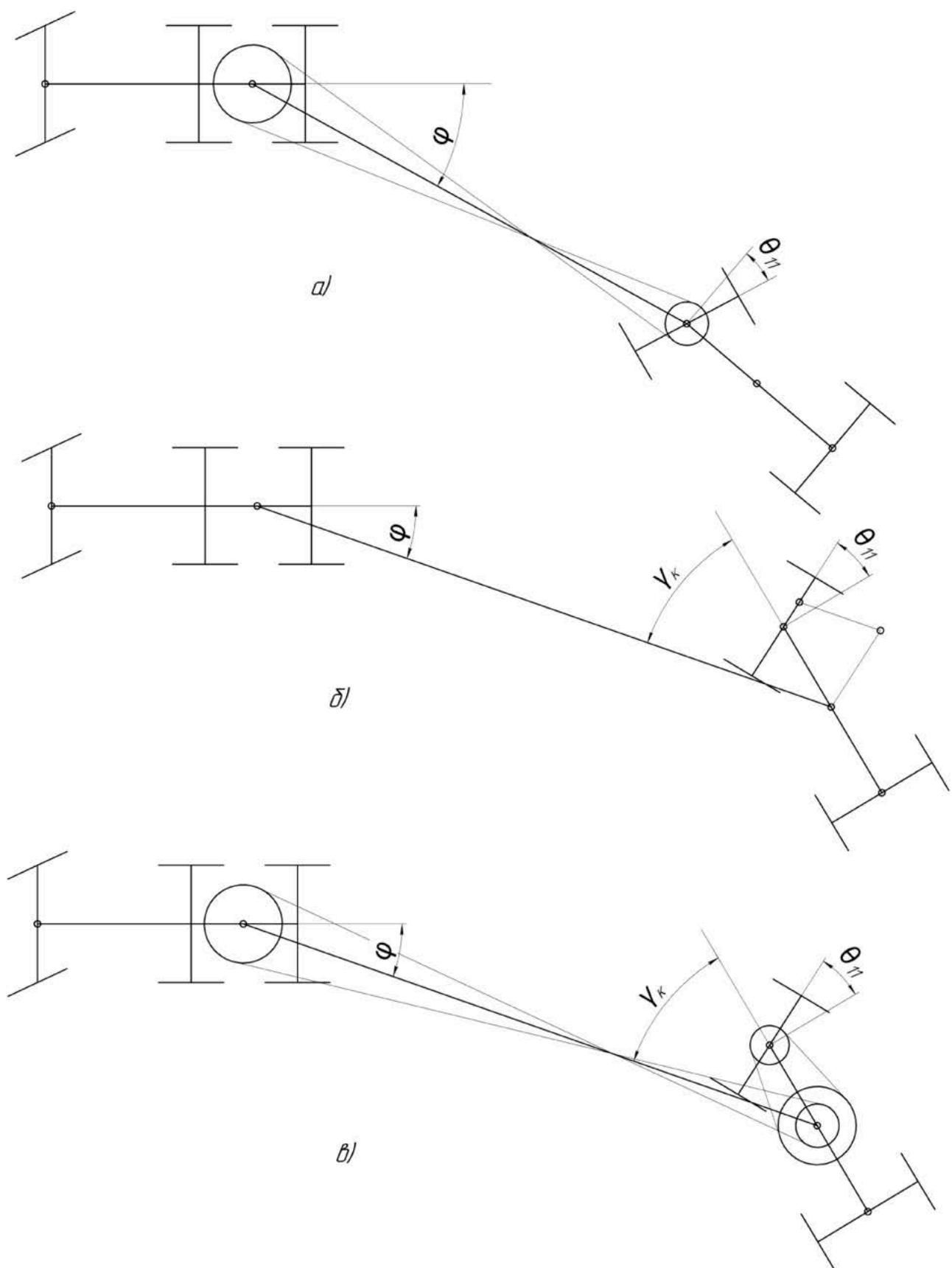


Рисунок 2.1 – Кінематичні схеми системи прямого управління (а), зворотного (б) і подвійного (в) керувань возиком напівпричепа

Дослідженнями А.П. Колпакова [94], А.С. Марголіса [107], П.П. Ширяєва [91], О.С. Лиходія [51], і інших показано, що для забезпечення руху коліс веденої ланки по траєкторії ведучої, передавальне відношення приводу в процесі одного повороту повинне бути змінним і змінюватися з різною швидкістю в широкому діапазоні – від нескінченності до нуля на вході в поворот і від нуля до нескінченності – на виході з повороту.

Швидкість зміни передавального відношення залежить від багатьох параметрів, в тому числі від режиму руху тягача в повороті [3]:

$$K_n = \frac{\dot{\theta}}{V_a}, \quad (2.3)$$

де – приведена кутова швидкість повороту керованих коліс тягача, рад/с; V_a – поступальна швидкість руху тягача, м/с.

Реалізація цих вимог на практиці забезпечується спеціальними системами управління коліс ведених ланок – системами управління з посиленням [57], [60]. Загальним недоліком таких систем управління є їх значна складність, що приводить до збільшення вартості автопоїздів як в сфері виробництва, так і в сфері експлуатації [57], [58], [59]. У зв'язку з цим, приводи керування поворотом коліс напівпричепів, як правило, проектируються з постійними значеннями передавальних відношень. При цьому встановлена наступна закономірність. В автопоїзді із системою прямого управління траєкторія руху напівпричепа зміщується по відношенню до основної траєкторії тягача на вході в поворот – у зовнішню сторону (негативний зсув), а на виході з повороту – у внутрішню (позитивний зсув). У протилежність цьому в автопоїзді з системою зворотного управління зміщення траєкторії руху напівпричепа на вході в поворот – до центра повороту (позитивний зсув), а на виході з повороту – у зовнішню сторону (негативний зсув) рис. 2.2, тобто для систем прямого і зворотного керувань напрями зміщень протилежні по знаку. Це дозволило передбачити, що поєднання систем прямого і зворотного керувань в одній системі – системі подвійного управління дозволить зменшити зміщення траєкторії руху

напівпричепа як на вході в поворот, так і на виході з повороту, і, отже, зменшити смугу руху автопоїзда [47], [62].

Подальше зменшення смуги руху ланок автопоїздів при використанні приводів безпосередньої дії, тобто прямого, зворотного і подвійного керувань може бути забезпечене шляхом часткового або повного гальмування коліс однієї осі або коліс одного борту по аналогії з системами управління з використанням гальмування коліс у легкових автомобілів високого класу. Для визначення послідовності гальмування коліс возика напівпричепа розглянемо рух автопоїзда на неусталеному повороті.

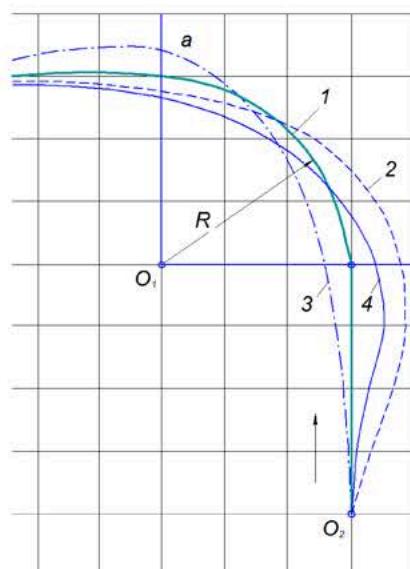
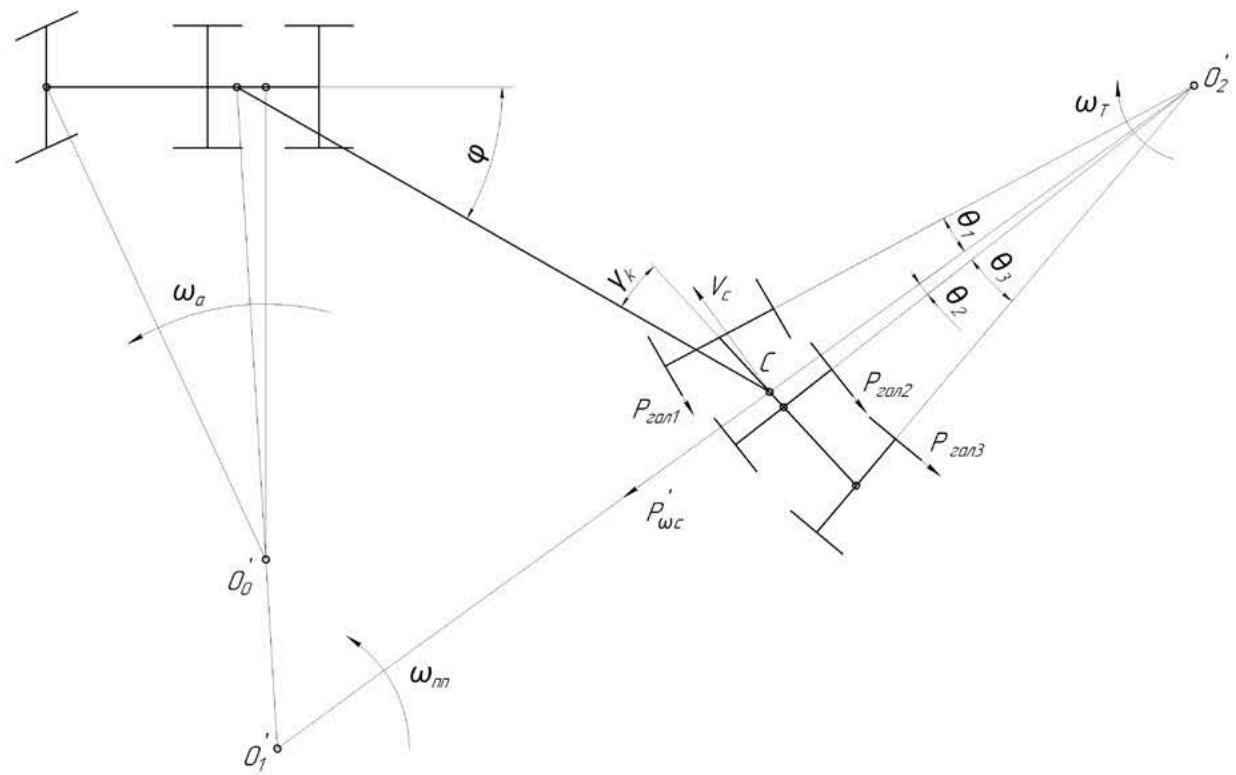
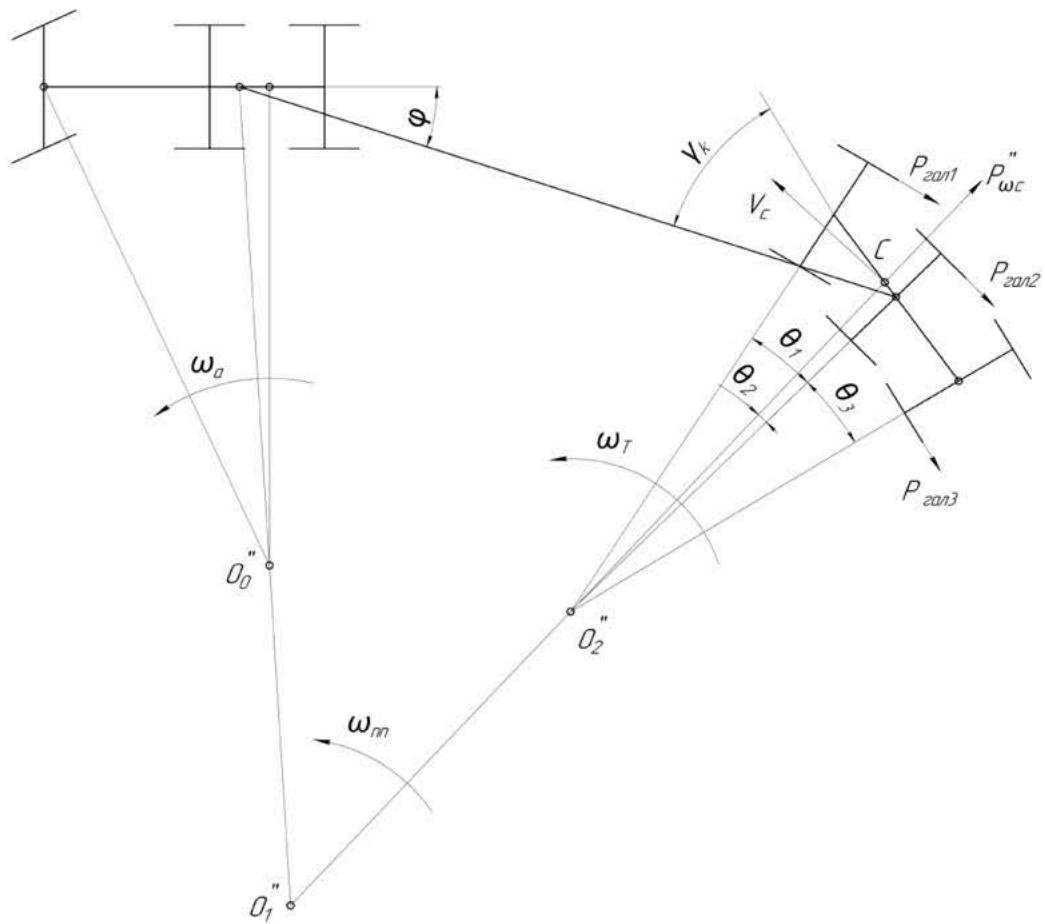


Рисунок 2.2 – Траєкторії руху автопоїзда з системою прямого (2), зворотного (3), подвійного (4) приводу управління колесами (осями) возика напівпричепа

Відомо [4], що зміна знаку кривизни призводить до зміни напрямку нормальногоприскорення, а отже, і бічної сили. Напрямок нормального прискорення визначається положенням абсолютноого миттєвого центра повороту, який для трьохосьових напівпричепів, що розглядаються, залежить від співвідношення кутів повороту осей возика і його бази. Для автопоїздів з системами прямого і подвійного керувань [47] абсолютний миттєвий центр обертання возика без урахування відведення на вході в поворот буде лежати в точці O_2' а на виході з повороту – в точці O_2'' , рис. 2.3.



a)



б)

Рисунок 2.3 – Схема повороту автопоїзда з системою подвійного управління на осі возика напівпричепа і гальмуванням коліс одного борту

Для автопоїзда з системою зворотного управління – навпаки, при вході в поворот в точці і при виході із нього – в точці O_2' . Зміна положення абсолютноого центра повороту возика відносно траєкторії руху напівпричепа свідчить про зміну напрямку бічної сили в точці зчленення – центрі відносної кутової швидкості возика ω_m : на вході в поворот бічна сила $P_{\omega c}'$ на возику направлена у бік центра переносної кутової швидкості напівпричепа ω_m (т. O_1'), а на виході із повороту – в протилежну сторону для автопоїздів з системами прямого і подвійного керувань, і навпаки – для автопоїзда з системою зворотного управління. Таким чином, на неусталеному повороті система, що еквівалентна возику, здійснює складний рух, що складається з переносного руху подовжної осі і всіх пов'язаних з нею елементів з кутовою швидкістю ω_T навколо миттєвого центра O_2 , і відносного руху керованих осей навколо центрів, що лежать на подовжній осі возика (для спрощення поворот керованих коліс замінений поворотом осі коліс з центром, що лежить на подовжній осі возика).

Рух автопоїзда, що розглядається, з керованим напівпричепом на криволінійній (в плані) траєкторії відноситься до плоско–паралельного. Це дозволяє при дослідженні неусталеного повороту такого автопоїзда використати теорему про складання обертань навколо паралельних осей [205]. При русі автопоїзда по вхідній перехідній траєкторії, рис. 2.4 (а), напрямок відносної кутової швидкості передньої керованої осі $\dot{\theta}_1$, співпадає з напрямком переносної швидкості возика. У цьому випадку величина абсолютної кутової швидкості осі дорівнює сумі складових кутових швидкостей, тобто

$$\dot{\omega}_1 = \dot{\omega}_T + \dot{\theta}_1, \quad (2.4)$$

і абсолютний миттєвий центр обертання буде лежати в точці θ_{11}' .

Нормальне прискорення на передній осі визначиться як

$$a_1' = V_1' \omega_1' = V_1' (\dot{\theta}_1' + \dot{\omega}_T'), \quad (2.5)$$

де V_1' – модуль вектора швидкості передньої осі.

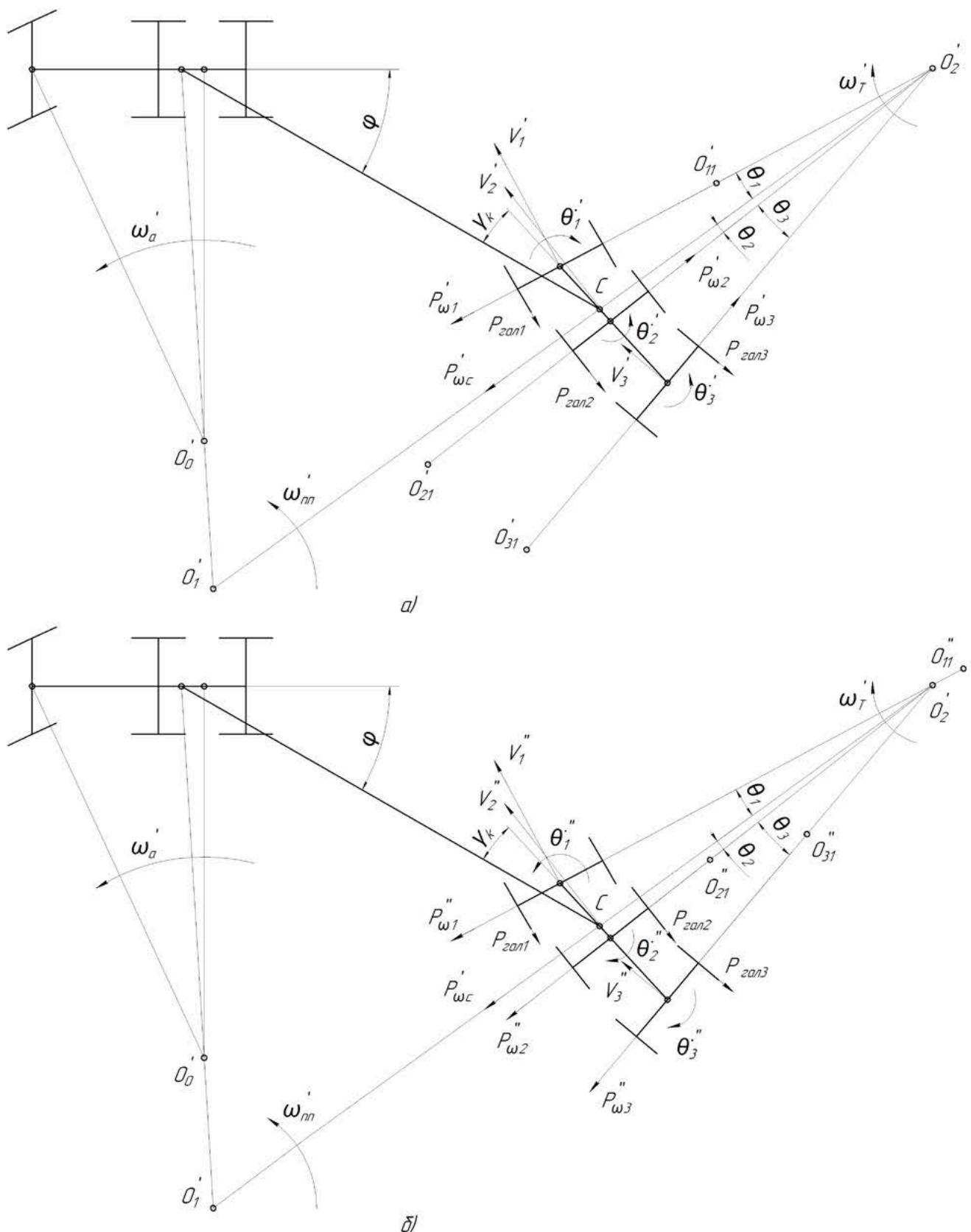


Рис. 2.4. Схема повороту автопоїзда з системою подвійного управління на осі возика напівпричепа і гальмуванням коліс одного борту при вході в поворот

Додаткова бічна сила P_{ω_1}' на передній осі діє від центра переносного обертання O_2' і співпадає за напрямком із силою P_{oc}' .

Для задньої керованої осі відносна швидкість не співпадає за напрямком із переносною швидкістю возика ω_T' . При цьому на початку повороту отримаємо $\dot{\theta}_3' > \omega_T'$. Тоді, відповідно до теореми про складання обертань навколо паралельних осей, абсолютний миттєвий центр повороту на цій дільниці криволінійного руху буде лежати в точці O_{31}' тобто за подовжньою віссю возика напівпричепа по відношенню до її центра повороту, т. O_2' .

Для цього випадку величина абсолютної кутової швидкості задньої осі дорівнює різниці складових кутових швидкостей:

$$\omega_3' = \dot{\theta}_3' - \omega_m, \quad (2.6)$$

Нормальне прискорення складе

$$a_3' = V_1' \omega_3' = V_3' (\dot{\theta}_3' - \omega_m), \quad (2.7)$$

де V_3' – модуль вектора швидкості задньої керованої осі.

Додаткова бічна сила P_{ω_3}' на задній керованій осі буде направлена від абсолютноого миттєвого центра повороту O_{31}' до центра O_2' . Її напрямок у цьому випадку протилежний напрямку бічної сили на возику напівпричепа P_{oc}' .

Для середньої керованої осі напрямок відносної швидкості $\dot{\theta}_2'$ залежить від співвідношення кутів повороту передньої і задньої керованих осей. Якщо $\theta_1 > \theta_3$, напрямок відносної кутової швидкості $\dot{\theta}_2'$ співпадає з напрямком переносної швидкості возика.

Тоді

$$\omega_2' = \omega_T' + \dot{\theta}_2', \quad (2.8)$$

$$a_2' = V_2' \omega_2' = V_2' (\omega_T' + \dot{\theta}_2'), \quad (2.9)$$

де V_2' – модуль вектора швидкості середньої осі.

Напрямок додаткової бічної сили на середній осі P_{ω_2}' співпадає з напрямком сили $P_{\omega c}'$.

Якщо $\theta_1 < \theta_2$, напрямок відносної кутової швидкості середньої осі $\dot{\theta}_2'$ не співпадає з напрямком переносної швидкості возика.

Для цього випадку будемо мати:

$$\omega_2' = \dot{\theta}_2' - \omega_T', \quad (2.10)$$

$$a_2' = V_2' \omega_2' = V_2' (\dot{\theta}_2' - \omega_T'), \quad (2.11)$$

і напрямок додаткової бічної сили буде протилежним напрямку бічної сили на возику напівпричепа.

При виході з повороту на цій дільниці траєкторії напівпричепа, рис.2.4, (б), напрямок відносної кутової швидкості $\dot{\theta}_1''$ передньої осі не співпадає з напрямком переносної швидкості ω_T'' возика.

При цьому, очевидно, $\omega_T'' > \dot{\theta}_1''$ і тому абсолютний миттєвий центр повороту буде лежати в т. O_{11}'' , тобто за точкою O_2' . Абсолютна кутова швидкість передньої осі на цій дільниці шляху визначиться як

$$\omega_1'' = \omega_T'' - \dot{\theta}_1'', \quad (2.12)$$

а нормальнє прискорення складе

$$a_1'' = V_1' \omega_1'' = V_1' (\omega_T'' - \dot{\theta}_1''), \quad (2.13)$$

Додаткова бічна сила P_{ω_1}'' на виході з повороту дільниці кривої Oa буде мати той же напрямок, що і в попередньому випадку, тобто вона буде направлена від центра переносного обертання O_2'' . Її напрямок і в цьому випадку співпадає з напрямком бічної сили $P_{\omega c}''$ на возику.

Таким чином, на вході напівпричепа в поворот і виході з нього на вхідній перехідній траєкторії Oa напрямок додаткової бічної сили на передній керованій осі завжди співпадає з напрямком бічної сили на возику напівпричепа і тому гальмування коліс передньої осі в найбільшій мірі змінює траєкторію руху возика.

Аналогічні результати будуть мати місце і при русі напівпричепа по вихідній перехідній траєкторії (дільниця ab , рис. 2.5). Хоч на цій дільниці бічна сила на возику, як було показано раніше, змінює свій напрямок на протилежний, додаткова бічна сила також змінить напрямок на протилежний.

З цього слідує, що на неусталеному повороті автопоїзда додаткова бічна сила на передній керованій осі на всіх дільницях криволінійної траєкторії руху напівпричепа завжди співпадає за напрямком з бічною силою на возику і зроблений раніше висновок щодо гальмування коліс передньої осі залишається незмінним.

Для задньої керованої осі при виході возика напівпричепа з повороту на дільниці Oa , напрямок відносної кутової швидкості $\dot{\theta}_3''$ співпадає з переносним возика ω_T'' .

Абсолютна кутова швидкість і нормальнє прискорення цієї осі визначається за виразами

$$\omega_3'' = \omega_T'' + \dot{\theta}_3'', \quad (2.14)$$

$$a_3'' = V_3' \omega_3'' = V_3' (\omega_T'' + \dot{\theta}_3''), \quad (2.15)$$

Абсолютний миттєвий центр повороту буде лежати в т. O_{31}'' . Додаткова бічна сила P_{ω_3}'' на цій дільниці Oa буде за напрямком співпадати з бічною силою на возику. З цього слідує, що на вході в поворот дільниці Oa напрямок бічної сили на возику і додаткової бічної сили на задній керованій осі не співпадають – вони протилежні і тому навіть значна гальмівна сила на колесах однієї сторони цієї осі мало змінює траєкторію возика. У той же час на виході з повороту на цій же дільниці напрямки сил, що розглядаються, співпадають, тобто додаткова бічна сила на осі і на возику направлені в одну сторону.

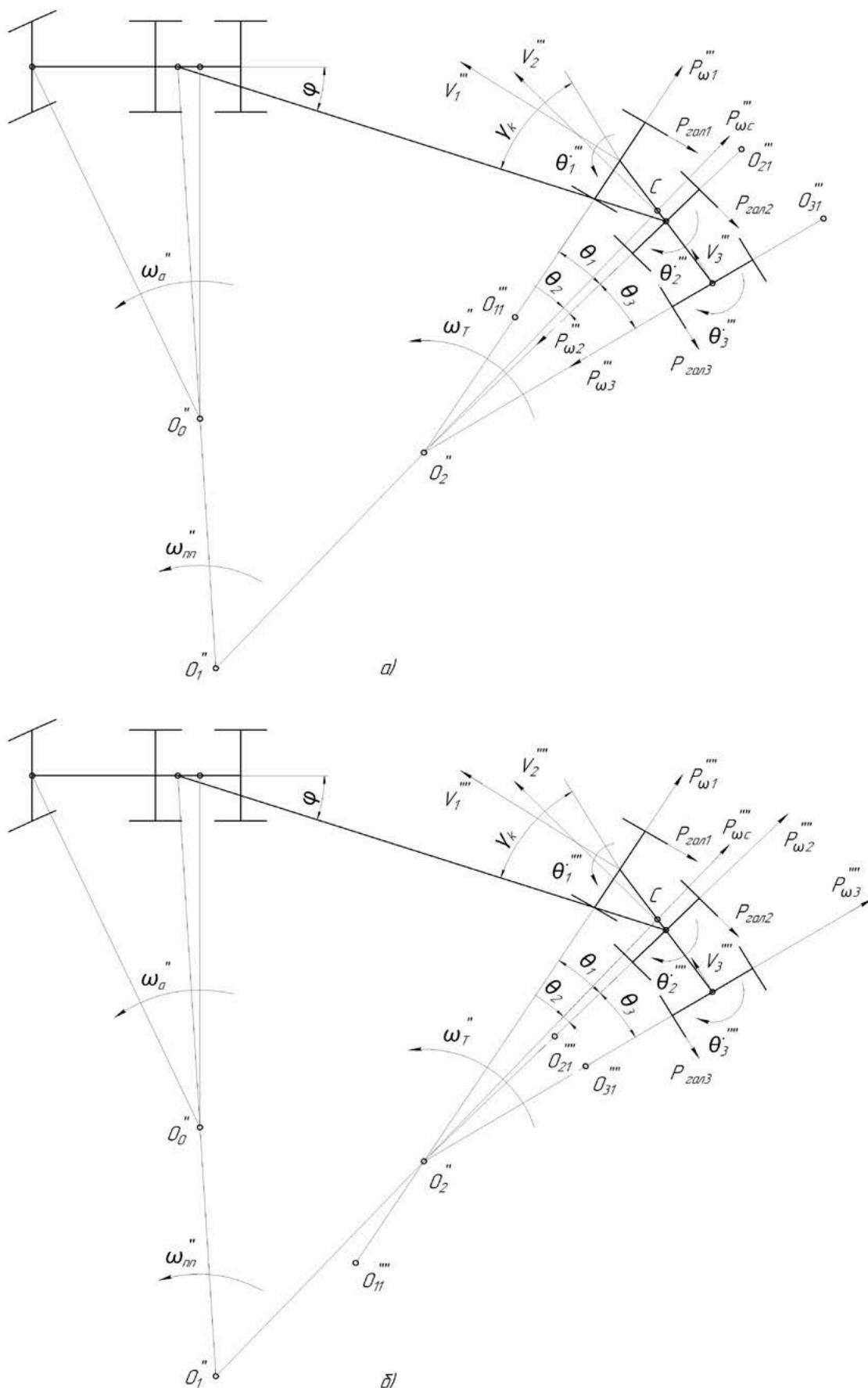


Рисунок 2.5 – Схема повороту автопоїзда з системою подвійного управління на осі возика напівпричепа і гальмуванням коліс одного борту при виході з повороту

При русі напівпричепа по дільниці вихідної перехідної траєкторії av (рис. 2.5, (б)) будуть мати місце аналогічні результати. Хоч на цій дільниці траєкторії руху бічна сила на возику змінює свій напрямок на протилежний, характер зміни напрямку додаткової бічної сили на задній керованій осі збережеться: на вході в поворот дільниці av вона направлена в сторону, протилежну напрямку бічної сили P_{oc}'' , а на виході з повороту їх напрямки співпадають. Тобто і в цьому випадку корекція траєкторії возика найбільш просто досягається при гальмуванні коліс однієї сторони як передньої, так і задньої осі возика.

Відносна кутова швидкість, нормальнє прискорення і додаткова бічна сила на середній осі і в цьому випадку, тобто при русі напівпричепа по вихідній перехідній траєкторії av , залежать від співвідношення кутів повороту осей θ_1 і θ_3 . Якщо $\theta_1 > \theta_3$, то для середньої осі діють всі ті закономірності, що і для передньої осі. Якщо ж $\theta_1 < \theta_3$, то для середньої осі зберігаються всі положення, що і для задньої керованої осі.

Отримані закономірності для визначення кутових швидкостей, нормальніх прискорень і додаткових бічних сил на осях возика напівпричепа з системою подвійного управління повністю справедливі і для автопоїздів із системою прямого управління. Для автопоїздів з системою зворотного управління справедливість отриманих закономірностей збережеться, якщо поміняти місцями дільниці траєкторії Oa і av , тобто на дільниці Oa діють ті закономірності, що отримані на дільниці av , і навпаки.

Пісумовуючи все вище зазначене, можна зробити такі висновки:

- Траєкторія руху керованого напівпричепа на неусталеному повороті автопоїзда завжди складається з двох дільниць, різних за знаком кривизни, тому для корекції траєкторії возика необхідно змінювати і кут повороту колеса осі, якою необхідно гальмувати;
- напрямок бічної сили на возику напівпричепа по мірі входу автопоїзда в поворот змінюється на протилежний;
- додаткова бічна сила на передній керованій осі на всіх дільницях криволінійної траєкторії руху напівпричепа завжди співпадає за напрямком з

бічною силою на возику, а на задній керованій осі – на вході в поворот кожної з дільниць криволінійної траєкторії руху напівпричепа завжди направлена в сторону, що протилежна за напрямком бічної сили на возику.

- додаткова бічна сила на середній осі на всіх дільницях траєкторії визначається в залежності від співвідношення кутів повороту передньої і задньої осей возика;
- при застосуванні тільки передній або тільки задній керованої осі перевагу потрібно віддати першій схемі. Разом з тим, при всіх керованих осей потрібно встановити таке співвідношення в кутах повороту осей і визначити такий гальмівний момент на колесах одного борту возика, при яких не тільки б відхилення траєкторії возика від траєкторії тягача були б мінімальними, а і нівелювався негативний вплив задньої керованої осі на повороткість напівпричепа. Тому розглянемо повороткість напівпричепа з усіма поворотними осями і гальмуванням коліс одного борту.

2.2 Статична повороткість напівпричепа

При складанні рівнянь руху напівпричепа скористаємося методикою, запропонованою Я.Е. Фаробіним [4]. Ця методика знайшла застосування в дослідженнях співробітників кафедри «Автомобілі» Національного транспортного університету [9], [15], [47], [49], [53], ..., [56], [64], [65], [66], [156] та. ін.

Однак у зазначеных роботах не розглядався загальний випадок руху тривісного напівпричепа з усіма керованими осями (колесами) з урахуванням гальмівних сил, що діють на колеса одного борта возика для корекції траєкторії його руху.

Відповідно до зазначененої методики складемо спочатку рівняння, що визначають статичну повороткість напівпричепа. Помітимо, що статична повороткість характеризує здатність напівпричепа здійснювати рівномірні повороти з малими радіусами кривизни при невисоких швидкостях руху. У цих умовах вплив сил інерції незначний.

На рис. 2.6 представлена розрахункова схема рівномірного повороту тривісного возика напівпричепа з усіма керованими осями, з якої можна

отримати будь-яку компонувальну схему (управління тільки передньою або тільки задньою віссю напівпричепа, або всіма осями). Сили, що діють на візок при статичному повороті, приводяться до поперечних (бічних) і подовжніх (тангенціальних), що прикладені до середин всіх осей, а моменти – до сумарного моменту опору повороту. Ці сили і моменти будуть такими ж, як і в роботі [4].

Гальмівна сила на колесах осі або борта возика визначиться як

$$P_{\text{гал}} = P_{\max} \left[1 - \exp(-n_i t) \right], \quad (2.16)$$

де P_{\max} – максимальна гальмівна сила, що може бути реалізована гальмівним механізмом колеса;

n_i – параметр, що характеризує швидкість зростання тиску в гальмівній камері.

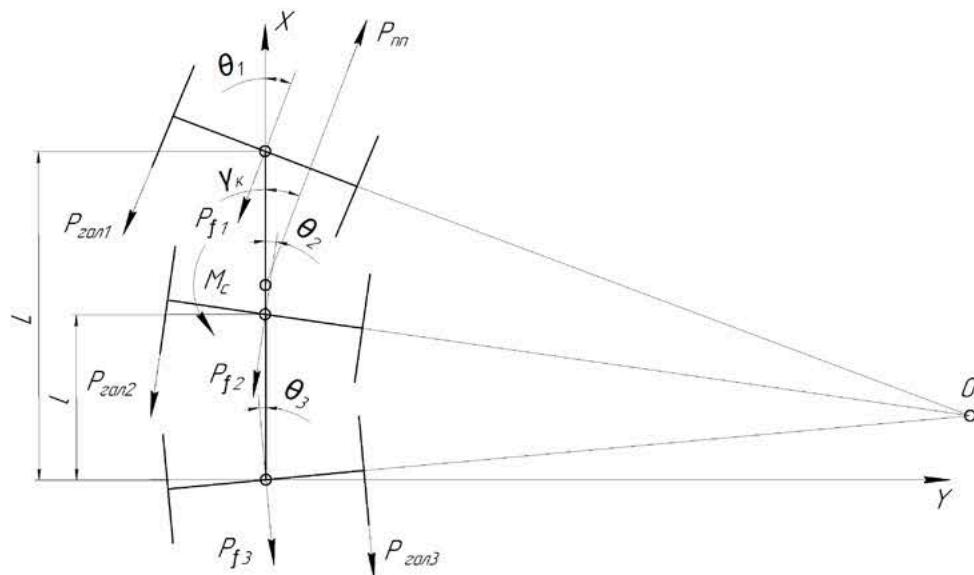


Рисунок 2.6 – Розрахункова схема рівномірного повороту тривісного возика напівпричепа з усіма керованими осями

Гальмівний момент, що створюється гальмівною силою коліс однієї сторони або борта, визначиться як

$$M_{\text{гал}} = \frac{B \times P_{\text{гал}}}{2}, \quad (2.17)$$

де B – колія коліс возика

Момент опору повороту возика напівпричепа визначається, з одного боку, моментом опору повороту коліс і з іншого боку, моментом сил тертя в опорно-зчіпному пристрой.

З урахуванням розглянутих сил і моментів рівняння кінетостатики для возика напівпричепа записані у вигляді:

$$\begin{aligned} \sum Fx = 0; & -P_{\delta 1} \sin \theta_1 - P_{f1} \cos \theta_1 - P_{z1} \cos \theta_1 + P_{\delta 2} \sin \theta_2 - P_{f2} \cos \theta_2 - \\ & -P_{z2} \cos \theta_2 + P_{\delta 3} \sin \theta_3 - P_{f3} \cos \theta_3 - P_{z3} \cos \theta_3 + P_{nn} \cos \gamma_k = 0; \\ \sum Fy = 0; & P_{\delta 1} \cos \theta_1 - P_{f1} \sin \theta_1 - P_{z1} \sin \theta_1 + P_{\delta 2} \cos \theta_2 - P_{f2} \sin \theta_2 - \\ & -P_{z2} \sin \theta_2 + P_{\delta 3} \cos \theta_3 - P_{f3} \sin \theta_3 - P_{z3} \sin \theta_3 + P_{nn} \sin \gamma_k = 0; \\ \sum Mz = 0; & M_c + M_{\text{рал}} + P_{\delta 2} \cos \theta_2 (L - l) + P_{f2} \sin \theta_2 (L - l) + \\ & + P_{\delta 3} \cos \theta_3 L + P_{f3} \sin \theta_3 + P_{nn} \sin \gamma_k (L - c) = 0 \end{aligned} \quad (2.18)$$

Спільний розв'язок рівнянь (2.18) визначає собою зміщення полюса повороту, кривизну траєкторії возика і штовхаючу силу, що необхідна для усталеного руху возика, а саме:

$$X = \frac{K + d_{13} + d_{14} P_{\text{пп}}}{d_{12} K}, \quad (2.19)$$

$$K = d_{12} K X - d_{13} - d_{14} P_{\text{пп}}, \quad (2.20)$$

$$K X = -\frac{1}{n_1 m_1} (m_2 n_2 + P_{\text{пп}} n_1 m_3), \quad (2.21)$$

$$P_{\text{пп}} = \frac{m_1 n_2 - m_2 n_1}{n_1 m_3 - m_1 n_3}, \quad (2.22)$$

У записаних виразах прийняті наступні позначення:

$$d_{12} = \frac{c_{12}}{c_{14}}, \quad d_{13} = \frac{c_{13}}{c_{11}}, \quad d_{14} = \frac{c_{14}}{c_{11}}, \quad c_{14} = (L - c) \sin \gamma_k, \quad c_{11} = k_l l (L - l) \cos \theta_1,$$

$$c = k_2 \cos \theta_2 (L - l) + k_3 \cos \theta_3 L,$$

$$\mathbf{c}_{13} = M_c \pm M_{\Gamma\text{AL}} + k_2 \sin\theta_2 (L - l) + P_{f2} \sin\theta_2 (L - l) + \\ + k_3 \sin\theta_3 L + P_{f3} \sin\theta_3 L \gamma_k = \arctg \frac{L_{\Pi}}{2 \sqrt{R^2 - \left(\frac{L_{\Pi}}{2}\right)^2}},$$

$$b_{11} = k_2 l \cos\theta_2 - k_1 l \cos\theta_1, \quad b_{12} = k_2 \cos\theta_2 + k_3 \cos\theta_3 - k_1 \cos\theta_1,$$

$$b_{13} = k_2 \sin\theta_2 + k_3 \sin\theta_3 + k_1 \sin\theta_1 + P_{f2} \sin\theta_2 + P_{\Gamma\text{AL}2} \sin\theta_2 + P_{f3} \sin\theta_3 + P_{\Gamma\text{AL}} \sin\theta_3 + P_{f1} \sin\theta_{11}$$

$$P_{\delta i} = K_{\delta i} \times \delta_i, \quad \delta_1 = \tg\theta_1 - (L - x)k, \quad \delta_2 = (x - l)k - \tg\theta_2, \quad \delta_3 = xk - \tg\theta_3$$

$$P_{\delta 1} = k_{y1} \delta_1 = k_{y1} [\tg\theta_1 - (L - x)k], \quad P_{\delta 2} = k_{y2} \delta_2 = k_{y2} [(x - l)k - \tg\theta_2],$$

$$P_{\delta 3} = k_{y3} \delta_3 = k_{y3} (xk - \tg\theta_3), \quad P_{fi} = f_i \times Z_i, \quad b_{14} = \sin\gamma_k, \quad \theta_1 = \arctg \frac{L - c}{R},$$

$$\theta_2 = \arctg \frac{c - L}{R}, \quad \theta_3 = \arctg \frac{c}{R} - \theta_2, \quad \gamma_k = \arctg \frac{L_{\Pi}}{2 \sqrt{R^2 - \left(\frac{L_{\Pi}}{2}\right)^2}}, \quad R = \frac{1}{K},$$

$$m_1 = a_{11} d_{12} - a_{12}, \quad m_2 = a_{13} - a_{11} d_{13}, \quad m_3 = a_{14} - a_{11} d_{14}; \quad n_1 = b_{11} d_{12} - b_{12},$$

$$n_2 = b_{13} - b_{11} d_{13}, \quad n_3 = b_{14} - b_{11} d_{14}; \quad a_{11} = k_1 L \sin\theta_1 + k_2 l \sin\theta_2,$$

$$a_{12} = k_1 \sin\theta_1 + k_2 \sin\theta_2 + k_3 \sin\theta_3, \quad a_{14} = \cos\gamma_k$$

$$a_{13} = k_2 \tg\theta_2 \sin\theta_2 + k_3 \tg\theta_3 \sin\theta_3 - k_1 \tg\theta_1 \sin\theta_1 - P_{f1} \cos\theta_1 - P_{f2} \cos\theta_2 - \\ - P_{f3} \cos\theta_3 - P_{\Gamma\text{AL}1} \cos\theta_1 - P_{\Gamma\text{AL}2} \cos\theta_2 - P_{\Gamma\text{AL}3} \cos\theta_3$$

де f_i – коефіцієнт опору кочення коліс i -ої осі возика;

Z_i – нормальна реакція опорної поверхні на колеса i -ої осі возика.

У наведених рівняннях момент гальмівних сил коліс осей взятий зі знаком \pm у зв'язку із зміною напрямку кривизни траєкторії возика напівпричепа при проходженні кривої плану автомобільної дороги.

2.2.1. Результати розрахунку

Отримані рівняння покладені в основу розрахунків параметрів криволінійного руху автопоїзда. Розрахунки кривизни траєкторії, зміщення полюса повороту та штовхаючої сили при повороті автопоїзда на 90° були виконані для автопоїздів у складі автомобіля–тягача КрАЗ–6444, VOLVO FM–500 та тривісного напівпричепа з базою 10,0 м, обладнаного шинами розміру 385/65 R22,5 за зовнішнього габаритного радіусу повороту $R_{зг}=12,5$ м.

Вихідними даними для розрахунку автопоїздів слугували [6], [117]: коефіцієнт опору бічному відведенню коліс передньої осі тягача 167, середньої і задньої – 296, осей напівпричепа – 195 кН/рад, база автомобіля–тягача – 4080+1400 (КрАЗ) і 3200+1370 мм (VOLVO), база напівпричепа 6390+1310+1310 мм. Осі тривісного возика обладнані одинарними колесами.

В результаті розрахунків встановлено:

- рух автопоїзда з некерованим напівпричепом по кругових траєкторіях можливо лише за умови, що радіус кривої більше бази напівпричепа;
- припустиме значення ГСР, рівне 7,2 м, забезпечується автопоїздом з некерованим візком тільки в тому випадку, коли довжина автопоїзда не перевищує 16,8 м (при цьому максимальна база напівпричепа складає 7,3 м).
- якщо база напівпричепа перевищує зазначену величину, то візок напівпричепа повинен бути керованим, причому найбільший ефект досягається при використанні подвійної системи управління усіма осями возика з корекцією траєкторії шляхом гальмування коліс однієї осі чи коліс одного борта;
- зміна кривизни траєкторії возика при гальмуванні коліс однієї осі чи одного борта відбувається незалежно від того, колесами якої осі створений цей гальмівний момент.

У табл. 2.1 наведені результати розрахунку ГСР автопоїзда як з некерованим напівпричепом, так і напівпричепом за подвійного приводу керування тільки на передню, тільки задню вісь, а також при гальмуванні коліс одного борту за гальмівного моменту на колесах одного борту 2000 Нм.

Таблиця 2.1 – Габаритна смуга автопоїздів різних компонувальних схем

Компонувальна схема автопоїзда	ГСР, м	
	з тягачем VOLVO	з тягачем КрАЗ
З некерованим напівпричепом	8,78	9,28
За подвійного приводу керування на передню вісь напівпричепа	7,92	8,23
За подвійного приводу керування на задню вісь напівпричепа	7,47	7,75
За подвійного приводу керування на всі осі напівпричепа	7,20	7,73
За подвійного приводу керування на передню вісь напівпричепа і гальмування коліс одного борту	7,08	7,35
За подвійного приводу керування на задню вісь напівпричепа і гальмування коліс одного борту	6,87	7,13
За подвійного приводу керування на всі осі напівпричепа і гальмування коліс одного борту	6,53	6,98

Як слідує з рис. 2.7, для автопоїздів з тягачами VOLVO і КрАЗ габаритна смуга руху зменшується найбільш суттєво до величини гальмівного моменту $M_f=2000$ Нм. За цього гальмівного моменту виконання вимог Директиви забезпечується з певним запасом.

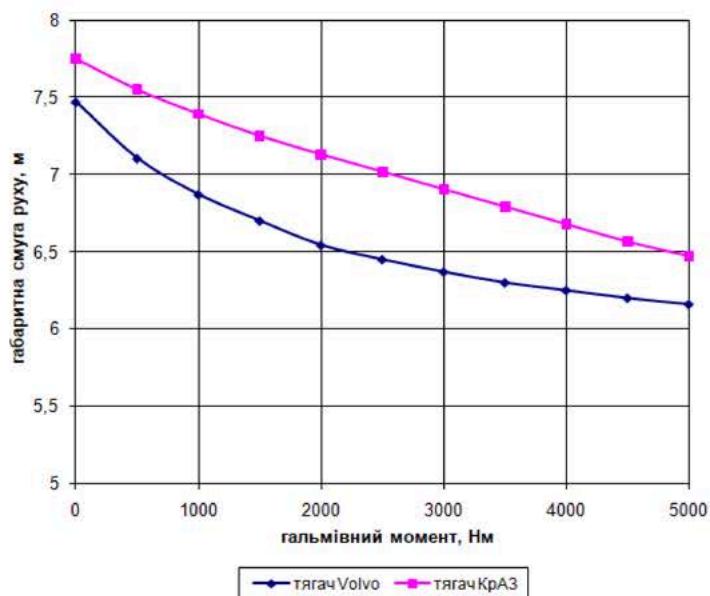


Рисунок 2.7 – Залежність габаритної смуги руху автопоїзда з тягачами VOLVO і КрАЗ за подвійного приводу керування на задню вісь напівпричепа від величини гальмівного моменту на колесах одного борту

Резюмуючи, можна заключити, що за параметрами статичної повороткості [4], що проявляються при дуже малих швидкостях руху і великих значеннях кривизни шляху, перевагу варто віддати автопоїзду із системою подвійного керування на задню вісь напівпричепа і корекцією траекторії возика шляхом гальмування коліс одного борта, що забезпечує високі показники маневреності. Проте слід розглянути яка із компонувальних схем буде кращою за показниками динамічної повороткості.

2.3 Динамічна повороткість напівпричепа

Здатність автопоїзда з керованим візком до повороту при високих швидкостях руху за винятком нетипових випадків повороту виявляється при криволінійному русі з дуже малою кривизною шляху [4]. Тому для дослідження стійкості автопоїзда в такому випадку достатня наявність диференціальних рівнянь, що зв'язують кінематичні параметри неусталеної повороту поза залежністю від їхньої тягової динаміки.

Таке допущення тим більше справедливо, бо сучасні автопоїзди мають відносно високі питомі потужності. У зв'язку з цим, збільшення опору руху, що викликане переходом від прямолінійного руху до криволінійного, а також гальмівними силами на колесах одного борту, легко компенсується двигуном, а при відсутності запасу потужності – незначним зниженням швидкості руху.

На рис 2.8 представлена розрахункова схема возика напівпричепа з усіма керованими осями для випадку несталого повороту.

На схемі прийняті наступні позначення: – кути повороту передньої, середньої і задньої осей возика напівпричепа; – кут складання автопоїзда; $P_{\omega 1,2,3}$ – відцентрові сили, що приведені до середин передньої, середньої і задньої осей возика напівпричепа; $P_{j1,2,3}$ – дотичні сили інерції передньої, середньої і задньої осей возика напівпричепа; $P_{f1,2,3}$ – сили опору коченню коліс передньої, середньої і задньої осей возика напівпричепа; $P_{\delta 1,2,3}$ – бічні сили передньої, середньої і задньої осей возика напівпричепа; $P_{GAL1,2,3}$ – гальмівні сили на колесах осей возика напівпричепа; P_{nn} – тягова сила, що прикладена до возика

напівпричепа від автомобіля–тягача; M_c – момент опору повороту возика напівпричепа; M_j – інерційний момент опору повороту возика напівпричепа; M_{gal} – гальмівний момент на колесах осей возика напівпричепа; M_{gal} – гальмівний момент на колесах осей возика напівпричепа; $m_1 m_2 m_3$ – маси, що приходяться на середню і задню осі возика напівпричепа; $\omega_1 \omega_2 \omega_3$ – кутові швидкості повороту осей; l – відстань між середньою і задньою осями возика; L – база возика напівпричепа; C – відстань від центра мас возика напівпричепа до задньої осі; X – дійсний зсув полюса повороту возика напівпричепа; R – радіус траєкторії возика напівпричепа; k – дійсна кривизна траєкторії возика напівпричепа; V_x – швидкість руху автопоїзда.

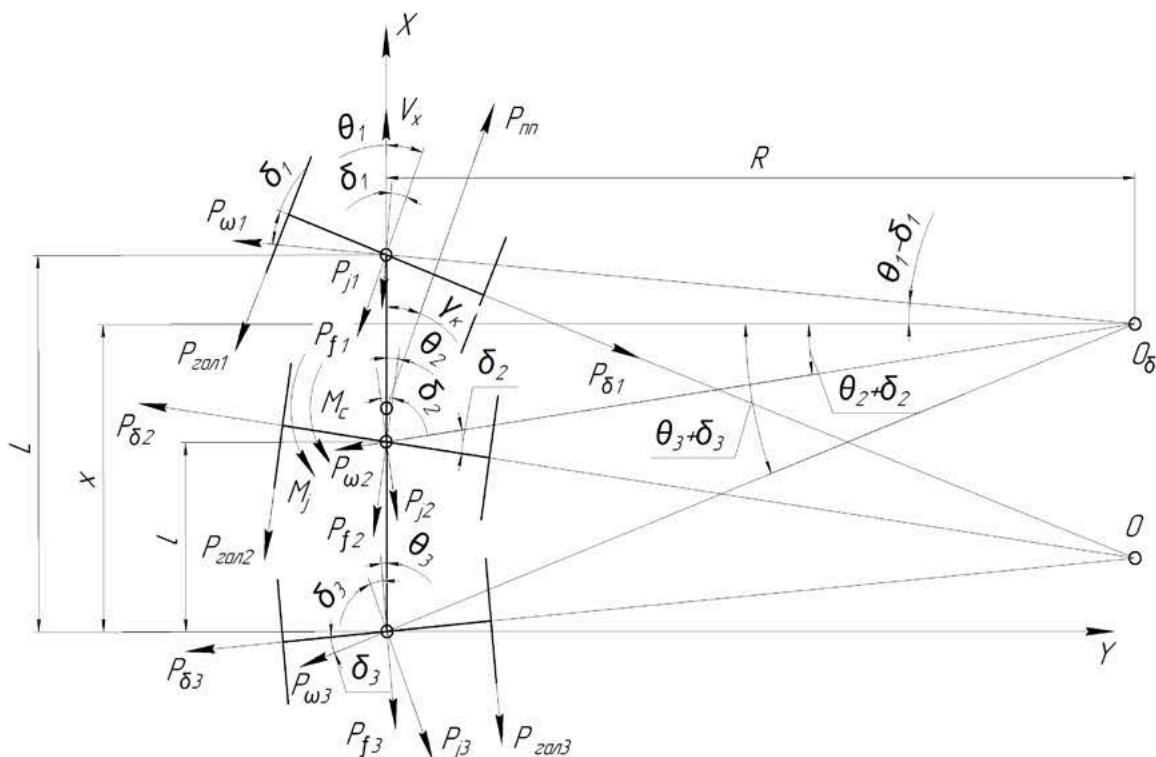


Рисунок 2.8 – Сили і моменти, що діють на возик напівпричепа у неусталеному повороті

При складанні рівнянь кінетостатики введемо наступні припущення:

- косинуси кутів повороту осей возика напівпричепа, а також кутів відведення коліс цих осей дорівнюють одиниці, а синуси і тангенси цих кутів дорівнюють самим кутам; кути розвалу коліс керованих осей дорівнюють нулю; маса, що приходиться на візок, зосереджена в у трьох точках серединах передньої,

середньої і задньої осей;

- рух центрів осей складається з переносного навколо миттєвого центра повороту і відносного; кутова швидкість напівпричепа дорівнює нулю.

При неусталеному повороті прийнято:

- абсолютні кутові швидкості середин осей

$$\omega_1 = V_x k + L \dot{k} - x \dot{k} - \dot{x}k , \omega_2 = V_x k + l \dot{k} - x \dot{k} - \dot{x}k , \omega_3 = V_x k - x \dot{k} - \dot{x}k$$

- відцентрові сили осей

$$P_{\omega 1} = m_1 V_x \omega_1 = m_1 V_x (V_x k + L \dot{k} - x \dot{k} - \dot{x}k) P_{\omega 2} = m_2 \omega_2 = m_2 V_x (V_x k + l \dot{k} - x \dot{k} - \dot{x}k),$$

$$P_{\omega 3} = m_3 \omega_3 = m_3 V_x (V_x k - x \dot{k} - \dot{x}k),$$

- дотичні сили інерції осей

$$P_{j1} = m_1 V_x , \quad P_{j2} = m_2 V_x , \quad P_{j3} = m_3 V_x$$

- інерційний момент опору повороту

$$M_j = I_z (V_x k + V_x \dot{k})$$

З огляду на малість кутів повороту осей і кутів відведення коліс всіх осей рівняння кінетостатики напівпричепа записані в такому вигляді:

$$\sum Fx = 0;$$

$$\begin{aligned} & P_{\omega 1} \sin(\theta_1 - \delta_1) - P_{\delta 1} \sin \theta_1 - P_{f1} \cos \theta_1 - P_{j1} \cos(\theta_1 - \delta_1) - P_{z1} \cos \theta_1 + P_{nm} \cos \gamma_k - \\ & - P_{\omega 2} \sin(\theta_2 - \delta_2) + P_{\delta 2} \sin \theta_2 - P_{f2} \cos \theta_2 - P_{j2} \cos(\theta_2 + \delta_2) - P_{z2} \cos \theta_2 - \\ & - P_{\omega 3} \sin(\theta_3 - \delta_3) + P_{\delta 3} \sin \theta_3 - P_{f3} \cos \theta_3 - P_{j3} \cos(\theta_3 - \delta_3) - P_{z3} \cos \theta_3 = 0; \end{aligned}$$

$$\sum Fy = 0;$$

$$\begin{aligned} & -P_{\omega 1} \cos(\theta_1 - \delta_1) + P_{\delta 1} \cos \theta_1 - P_{f1} \cos \theta_1 - P_{j1} \sin(\theta_1 - \delta_1) - P_{z1} \sin \theta_1 + P_{nm} \sin \gamma_k - \\ & - P_{\omega 2} \cos(\theta_2 - \delta_2) + P_{\delta 2} \cos \theta_2 + P_{f2} \sin \theta_2 + P_{j2} \sin(\theta_2 + \delta_2) - P_{z2} \sin \theta_2 - \\ & - P_{\omega 3} \cos(\theta_3 - \delta_3) + P_{\delta 3} \cos \theta_3 + P_{f3} \sin \theta_3 + P_{j3} \sin(\theta_3 - \delta_3) + P_{z3} \sin \theta_3 = 0; \end{aligned}$$

$$\sum M_z = 0;$$

$$\begin{aligned}
& M_c + M_j + P_{\delta 2} \cos \theta_2 (L - l) + P_{f2} \sin \theta_2 (L - l) + P_{j2} \sin (\theta_2 + \delta_2) (L - l) - \\
& - P_{\omega 2} \cos (\theta_2 - \delta_2) (L - l) + P_{z2} \frac{B}{2} + P_{mn} \sin \gamma_k (L - c) + P_{\delta 3} \cos \theta_3 L + \\
& + P_{f3} \sin \theta_3 + P_{z3} \frac{B}{2} + P_{j3} \sin (\theta_3 - \delta_3) L - P_{\omega 3} \cos (\theta_3 - \delta_3) L = 0.
\end{aligned} \tag{2.23}$$

При незначних кутах повороту осей та кутів відведення їх коліс система рівнянь (2.23) приводиться до виду:

$$\sum F_x = 0;$$

$$\begin{aligned}
& P_{\omega 1} (\theta_1 - \delta_1) - P_{\delta 1} \theta_1 - P_{f1} - P_{j1} - P_{z1} + P_{mn} \cos \gamma_k - P_{\omega 2} (\theta_2 - \delta_2) + \\
& + P_{\delta 2} - P_{f2} - P_{j2} - P_{z2} - P_{\omega 3} (\theta_3 - \delta_3) + P_{\delta 3} \theta_3 - P_{f3} - P_{j3} - P_{z3} = 0 ;
\end{aligned}$$

$$\sum F_y = 0;$$

$$\begin{aligned}
& -P_{\omega 1} + P_{\delta 1} - P_{f1} - P_{j1} (\theta_1 - \delta_1) - P_{z1} \theta_1 + P_{mn} \sin \gamma_k - P_{\omega 2} + P_{\delta} + P_{f2} \theta_2 + \\
& + P_{j2} (\theta_2 + \delta_2) - P_{z2} \theta_2 - P_{\omega 3} + P_{\delta 3} + P_{f3} \theta_3 + P_{j3} (\theta_3 - \delta_3) + P_{z3} \theta_3 = 0 ;
\end{aligned}$$

$$\sum M_z = 0;$$

$$\begin{aligned}
& M_c + M_j + M_{eai} + P_{\delta 2} (L - l) + P_{f2} \theta_2 (L - l) + P_{j2} (\theta_2 + \delta_2) (L - l) - P_{\omega 2} \times \\
& \times (L - l) + P_{mn} \sin \gamma_k (L - c) + P_{\delta 3} L + P_{f3} \theta_3 + P_{j3} (\theta_3 + \delta_3) L - P_{\omega 3} (\theta_3 - \delta_3) L = 0 .
\end{aligned} \tag{2.24}$$

Система рівнянь (2.24) після перетворень приводиться до такої ж системи, що отримана у роботах [4], [47],

$$\dot{k} = A - Bk + Cxk, \quad \dot{x} = D - Ex - F \left(\frac{1}{k} \right) - A \left(\frac{x}{k} \right) - Cx^2 \tag{2.25}$$

$$\text{де } A = \frac{1}{NV_x} \left\{ \begin{aligned}
& \frac{\theta_1 (K_{y1} + P_{f1} + P_{eai1}) + \theta_2 (K_{y2} - P_{f2} - P_{eai2}) + \theta_3 (K_{y3} - P_{f3} + P_{eai3})}{M} - \\
& - \frac{M_c + M_{eai} + \theta_2 (L - l) (k_{y2} - P_{f2}) + \theta_3 L (k_{y3} - P_{f3})}{m_2 (L - l) + m_3 L} + P_{mn} \times \\
& \times \left[\frac{1}{M} - \frac{L - 1}{m_2 (L - l) + m_3 L} \right] \sin \gamma_k
\end{aligned} \right\}$$

$$B = \frac{1}{NV_x} \left[\frac{K_{y1}L + K_{y2}l}{M} - \frac{K_{y2}(L-l)l}{m_2(L-l)+m_3L} \right] + \frac{\dot{V}_x}{V_x};$$

$$C = \frac{1}{NV_x} \left[\frac{\sum_{i=1}^3 K_{yi}}{M} - \frac{K_{y2}(L-l)+K_{y3}L}{m_2(L-l)+m_3L} \right];$$

$$D = V_x + \frac{K_{y1}L + K_{y2}l}{MV_x} + \left(\frac{\dot{V}_x}{V_x} - B \right) \frac{m_1L + m_2l}{M}; \quad E = \frac{\sum_{i=1}^3 K_{yi}}{MV_x} + \frac{\dot{V}_x}{V_x} - B - C \frac{m_1L + m_2l}{M};$$

$$F = \frac{\theta_1(K_{y1} - P_{f1} - P_{ear1}) + \theta_2(K_{y2} - P_{f2} - P_{ear2}) + \theta_3(K_{y3} - P_{f3} + P_{ear3})}{MV_x} - \\ - A \frac{m_1L + m_2l}{M} + P_{mn} \frac{1}{MV_x} \sin \gamma_k$$

$$N = \frac{m_1L + m_2l}{M} + \frac{I_z - m_2(L-l)l}{m_2(L-l)+m_3l}; \quad M = m_1 + m_2 + m_3$$

І відрізняється від відомих коефіцієнтів А і F.

Для визначення показників стійкості руху возика напівпричепа скористаємося методикою, що запропонована в роботах [47], [53] і вирішимо систему рівнянь (2.24).

З першого рівняння системи (2.24) отримаємо

$$X = \frac{\dot{k} + Bk - A}{Ck}, \quad (2.26)$$

Тоді

$$\dot{X} = \frac{C(\ddot{k} + B\dot{k})k - C(\dot{k} + Bk - A)\dot{k}}{C^2k^2}, \quad (2.27)$$

Після підстановки вирази (2.26) і (2.27) у друге рівняння системи (2.24),

отримаємо

$$\begin{aligned} & \frac{C(\ddot{k} + B\dot{k})k - C(\dot{k} + Bk - A)\dot{k}}{C^2 k^2} = \\ & = D - E \frac{\dot{k} + Bk - A}{Ck} - F \frac{1}{k} - A \frac{\dot{k} + Bk - A}{Ck^2} - C \left(\frac{\dot{k} + Bk - A}{Ck} \right)^2 \end{aligned} \quad (2.28)$$

Цей вираз після ряду перетворень приводиться до нелінійного диференціального рівняння другого порядку [47], [53]

$$\begin{aligned} & \ddot{k} + (2B + E)\dot{k} + (B^2 + BE - CD)k = \\ & = A(B + E) - CFk = C_1 \exp(P_1 t) + C_2 \exp(P_2 t) \end{aligned} \quad (2.29)$$

Для неповного диференціального рівняння

$$\ddot{k} + (2B + E)\dot{k} + (B^2 + BE - CD)k = 0 \quad (2.30)$$

Характеристичне рівняння записане у вигляді

$$P^2 + (2B + E)P + (B^2 + BE - CD) = 0 \quad (2.31)$$

Корені характеристичного рівняння знаходяться за залежністю

$$P_{1,2} = -\frac{2B + E}{2} \pm \sqrt{\frac{(2B + E)^2}{4} - (B^2 + BE - CD)} = -\frac{2B + E}{2} \pm \sqrt{E^2 + 4CD} \quad (2.32)$$

Тоді рішення неповного диференціального рівняння запишеться у вигляді

$$k = C_1 \exp(P_1 t) + C_2 \exp(P_2 t) \quad (2.33)$$

Загальне рішення повного диференціального рівняння є сумою часткового рішення і постійної складової, рівної

$$k^* = \text{const} = \frac{A(B+E) - CF}{B^2 + BE - CE} \quad (2.34)$$

Тоді

$$\dot{k} = \overset{\bullet}{k} + k^* = C_1 \exp(P_1 t) + C_2 \exp(P_2 t) + \frac{A(B+E) - CF}{B^2 + BE - CD} \quad (2.35)$$

Із першого рівняння системи (2.34) отримаємо

$$X = \frac{\left[C_1 P_1 \exp(P_1 t) + C_2 P_2 \exp(P_2 t) \right] + \left\{ + B \left[C_1 \exp(P_1 t) + C_2 \exp(P_2 t) + \frac{A(B+E) - CF}{B^2 + BE - CD} \right] - A \right\}}{C \left[C_1 \exp(P_1 t) + C_2 \exp(P_2 t) + \frac{A(B+E) - CF}{B^2 + BE - CD} \right]} \quad (2.36)$$

де C_1 і C_2 – сталі інтегрування:

$$C_1 = \frac{A[B(B+E) - CD] + A[(B+E) - CF]P_2}{[B(B+E) - CD](P_2 - P_1)} \quad (2.37)$$

$$C_2 = \frac{A[B(B+E) - CD] + A[(B+E) - CF]P_1}{[B(B+E) - CD](P_2 - P_1)} \quad (2.38)$$

З урахуванням значень отриманих коефіцієнтів C_1 і C_2 кривизна траєкторії возика напівпричепа запишеться у вигляді

$$k = \bar{k} + \dot{k} = \frac{A[B(B+E) - CD] + A[(B+E) - CF]P_2}{[B(B+E) - CD](P_2 - P_1)} \exp(P_1 t) + \frac{A[B(B+E) - CD] + A[(B+E) - CF]P_1}{[B(B+E) - CD](P_2 - P_1)} \exp(P_2 t) + \frac{A(B+E) - CF}{B^2 + BE - CD} \quad (2.39)$$

З останнього рівняння можна зробити висновок, що кривизна траєкторії возика залежить як від конструктивних параметрів напівпричепа (коефіцієнти А,

B, C, D, E, F), так і від параметрів його руху: швидкості V_x , кута повороту керованих коліс тощо. Зважаючи на те, що параметри маневреності автопоїзда визначаються при його русі з невеликою швидкістю, розглянемо вплив гальмівних сил на колесах однієї осі (одного борту) на кривизну траєкторії напівпричепа.

2.3.1. Результати розрахунку

На рис. 2.9 представлені результати розрахунку кривизни траєкторії напівпричепа при різних типах приводу керування його візком для автопоїзда з тягачем КрАЗ–6444 і VOLVO FM–500. Автомобіль–тягач рухався по дузі кола кривизною $0,05 \text{ m}^{-1}$. Розрахунки були виконані при зміні гальмівного моменту на колесах одного борту в межах від 0 до 5000 Нм.

Проведеними розрахунками встановлено, що найбільш інтенсивна зміна кривизни траєкторії возика напівпричепа спостерігається при збільшенні гальмівного моменту до 2000 Nm і далі практично стабілізується на досягнутому рівні. Тому подальші розрахунки були виконані за гальмівного моменту на колесах одного борту $M_{gal}=2000 \text{ Nm}$.

Аналіз проведених розрахунків дозволив зробити такі висновки:

1) Найбільша зміна кривизни траєкторії возика при гальмуванні коліс одного борту досягається при використанні подвійного приводу керування всіма осями возика напівпричепа. При використанні подвійного приводу керування на передню або задню вісь напівпричепа вона зменшується відповідно на 34% і 47% у порівнянні із подвійним приводом керування на всі осі. Пояснюються це тим, що збільшення гальмівного моменту понад 2000 Nm майже не впливає на момент бокових сил, що створюється на плечі, рівному базі напівпричепа, і мало впливає на кривизну траєкторії возика.

2) Одна і та ж зміна кривизни траєкторії возика з усіма керованими осями досягається за різних значень гальмівних сил на колесах його осей. При цьому на вході в поворот найменша гальмівна сила потрібна на колесах задньої осі, дещо більша – на колесах середньої осі і значно більша – на колесах передньої осі. У разі, коли повертаючий момент, що обумовлений дією гальмівного моменту на

колесах одного борту возика, за напрямком протилежний напрямку повороту рис. 2.9, початкова кривизна траєкторії напівпричепа зменшується і навпаки – при збігу напрямку повертаючого моменту і повороту кривизна траєкторії напівпричепа в початковий момент гальмування (до 0,5 с) різко збільшується, рис. 2.10. При цьому відбувається різка зміна кривизни траєкторії возика в початковий момент гальмування, що може привести до порушення стійкості руху напівпричепа.

3) При мінімальному радіусі кругової траєкторії ($R_m=10$ м) найменше значення ГСР має місце у автопоїздів із усіма поворотними колесами (осями) при гальмуванні коліс однієї сторони возика напівпричепа. При збільшенні радіуса повороту ефективність корекції траєкторії возика напівпричепа шляхом гальмування коліс однієї його сторони зменшується і після досягнення 30 м стабілізується приблизно на одному рівні для обох розглянутих схем, тобто на кругових траєкторіях системи подвійного керування з корекцією траєкторії возика шляхом гальмування коліс одного борту і за його відсутності практично рівнозначні.

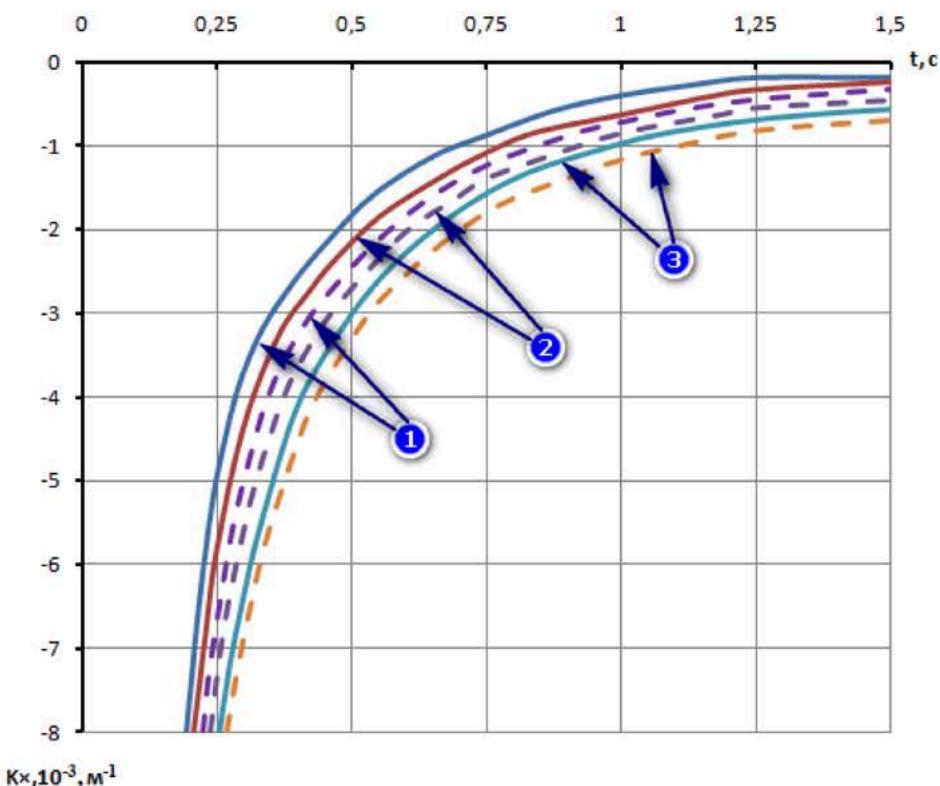


Рисунок 2.9 – Зміна кривизни траєкторії і швидкості її зміни в процесі повороту (напрямки повороту і гальмівного моменту не співпадають)

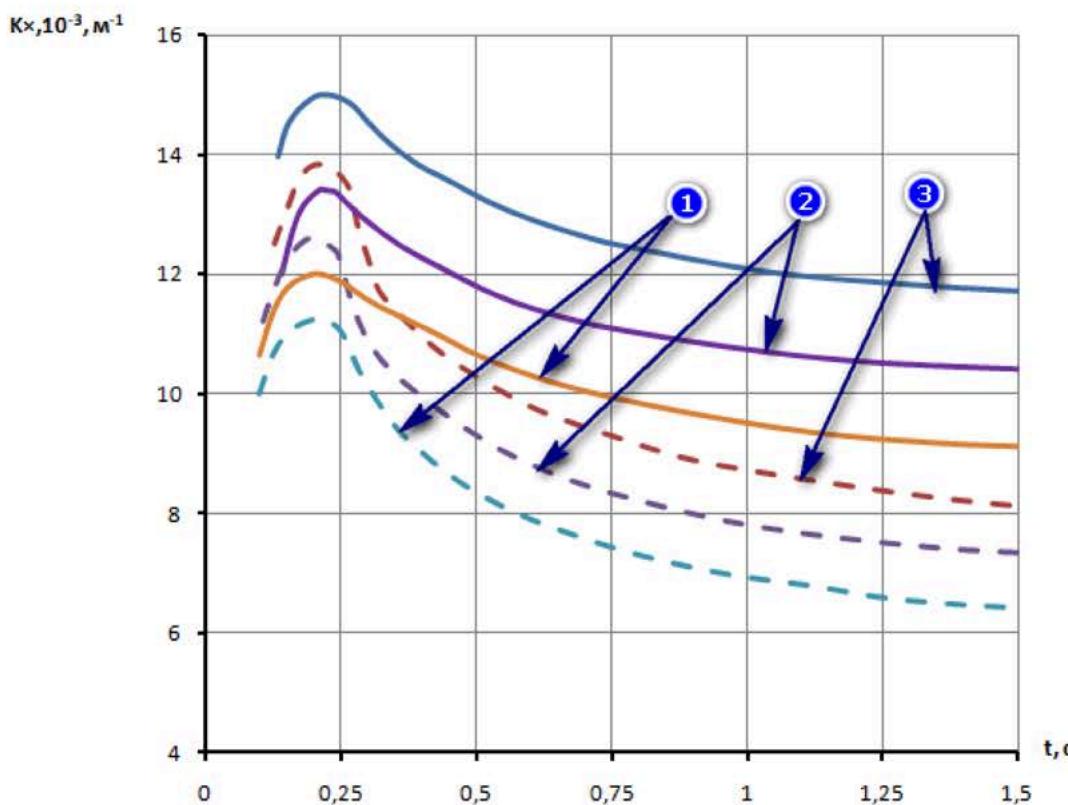
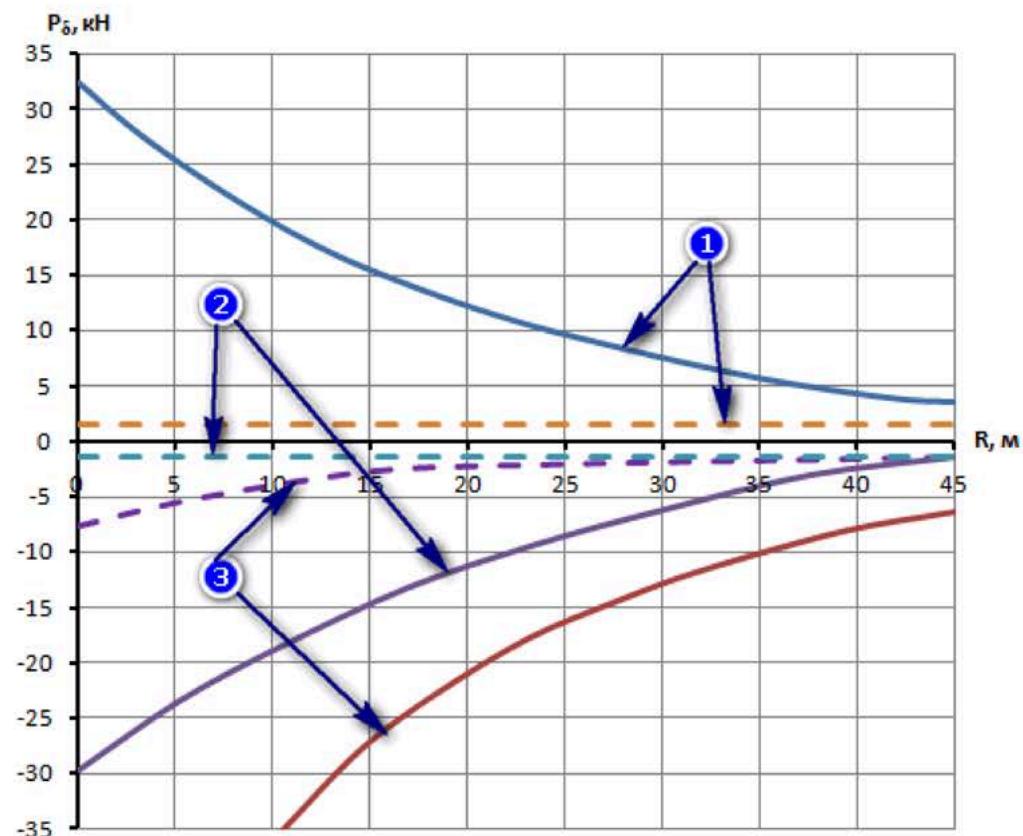


Рисунок 2.10 – Зміна кривизни траєкторії в процесі повороту (напрямок повороту і гальмівного моменту співпадають)

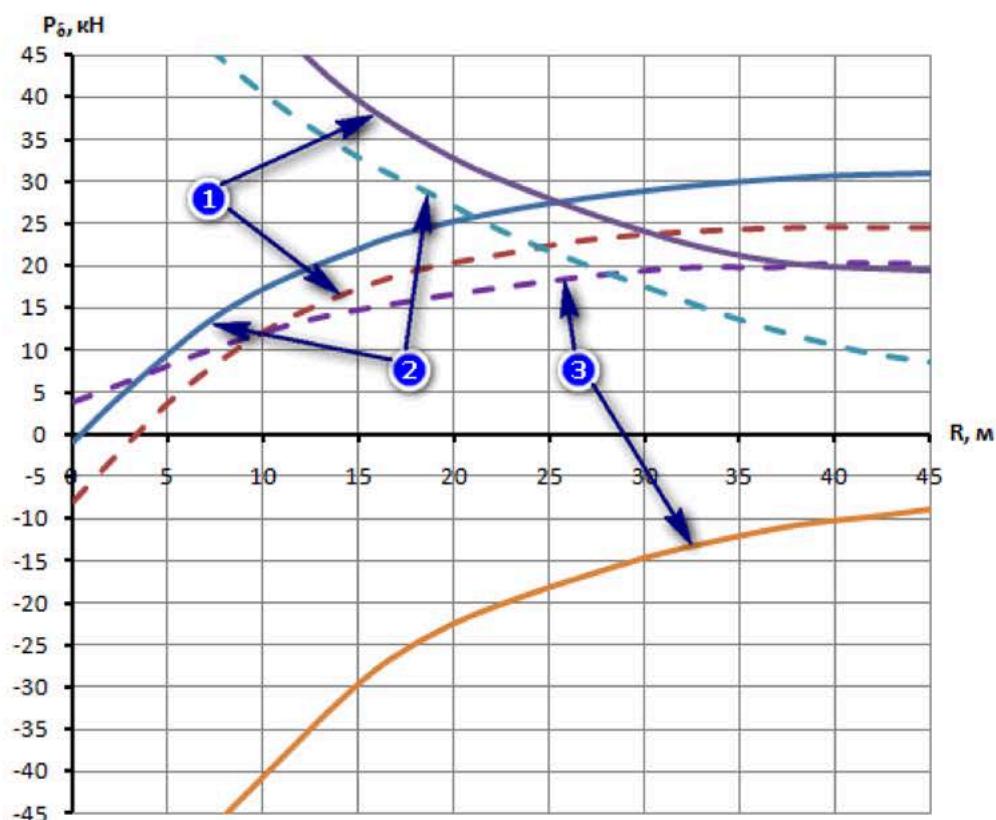
Величина бічних сил, що діють на осі возика напівпричепа, залежить від типу системи управління, величини гальмівних сил на колесах однієї сторони возика, радіуса кругової траєкторії і швидкості руху автопоїзда.

На рис. 2.11 представлени залежності бічних сил, що діють на візок, при поворотних осях напівпричепа від радіуса повороту.

Аналіз отриманих залежностей показує, що в автопоїздів з неповоротними осями візка бічні сили на передній і задній осях складають 0,5 вагового навантаження, що приходитья на ці осі, причому зі збільшенням швидкості руху автопоїзда бічні сили на передній осі збільшуються до $0,67 G_1$ а на задній осі – до $0,65 G_3$ при радіусі кругової траєкторії рівному 20 м. На середній осі бічна сила залишається приблизно однаковою незалежно від радіуса повороту. При збільшенні радіуса кругової траєкторії бічні сили на колесах першої і третьої осей зменшуються і стають приблизно однаковими, не перевищуючи 17,5 % від вагового навантаження.



a)



б)

Рисунок 2.11 – Залежність бічних сил, що діють на осі возика напівпричепа за неповоротних (а) і поворотних його осей (б)

Найбільш сприятливий розподіл бічних сил – на візку напівпричепа з усіма керованими колесами. При малих швидкостях руху бічні сили на всіх осіях практично дорівнюють нулю; при бічному прискоренні, рівному $0,2\ g$ сума бічних сил дорівнює відцентровій силі, що діє на візок, і тільки на гальмівних колесах збільшується на 15,4% у порівнянні із іншими колесами.

Проведений аналіз показав, що ефективність від гальмування коліс однієї сторони або одного борту має місце при невеликих швидкостях руху автопоїзда і мінімальних радіусах повороту, які і визначають параметри маневреності автопоїзда, причому найбільший ефект досягається у випадку автопоїзда із подвійним управлінням возика напівпричепа. Тому у подальшому і будемо розглядати тільки автопоїзд з подвійним приводом керування і гальмуванням коліс одного борту.

2.4 Висновки до розділу

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

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

3) При відносно невеликій базі напівпричепа виконувати возик з усіма поворотними осями недоцільно. Кращою є схема з передньою або крайніми поворотними осями за умови, що співвідношення коефіцієнтів опору

відведеню коліс передньої і задньої осей возика напівпричепа K_{yn} і K_{yz} відповідає розподілу маси по осях напівпричепа і знаходиться в межах 1,05 ... 1,1. При цьому рівномірний розподіл маси по крайніх осях возика і рівність кутів повороту осей при $K_{yn} = K_{yz}$ небажаний, оскільки час перехідного процесу збільшується, що погіршує параметри стійкості напівпричепа на кривій. Оптимальним потрібно вважати співвідношення кутів: $\theta_3 = (0,2 - 0,5)\theta_n$.

4) Необхідне співвідношення коефіцієнтів опору відведеню коліс передньої і задньої осей возика напівпричепа повинно бути досягнуто відповідним перерозподілом навантаження на возик напівпричепа, для чого точка зчеплення напівпричепа з рамою возика повинна бути зміщена на 40...50 мм від середини у напрямку до передньої осі.

РОЗДІЛ 3.

ВИЗНАЧЕННЯ ПОКАЗНИКІВ СТІЙКОСТІ РУХУ АВТОПОЇЗДА

3.1. Фізичні допущення при побудові математичної моделі автопоїзда

У теорії керованого руху автопоїзда при моделюванні досить обґрунтованими вважаються наступні основні допущення:

- рух автопоїзда відбувається по рівній горизонтальній поверхні;
- непідресорена маса вважається такою, що не крениться;
- керуючий вплив на параметри руху автопоїзда здійснюється через керовані колеса автомобіля–тягача та осі (колеса) напівпричепа;
- не враховується наявність зазорів в сідельно–зчіпному і тягово–зчіпному пристроях;
- подовжня швидкість руху автопоїзда постійна;
- відстань між ланками автопоїзда не змінюється через малість кутів складання;
- при русі автопоїзда по дорогах реального мікропрофіля кут скручування рами і її жорсткість на крутіння не враховуються;
- складові елементи автопоїзда є абсолютно твердими тілами;
- вантаж на автопоїзді розташований так, що центри мас ланок, а також опорно–зчіпні пристрої, що з'єднують їх, розташовані у вертикальній площині симетрії ланки;
- за основну траєкторію приймається траєкторія центра мас тягача;
- взаємодія коліс з опорною поверхнею описана через реакцію полотна дороги, що є функцією кута відведення, а саме

$$Y_i = \frac{k_i \delta_i}{\sqrt{1 + k_i(\phi^2 G_i^2)^{-1} \delta_i^2}}, \quad (3.1)$$

де δ_i , Y_i – кути відведення та бічні реакції;

ϕ – коефіцієнт зчеплення між шиною і опорною поверхнею в поперечному напрямку (вважаємо ϕ сталою величиною для заданих дорожніх умов);

k_i – коефіцієнт опору бічному відведенню.

Для всіх апроксимацій необхідно, щоб функція $Y(\delta)$ була непарною і являлась сумою знакозмінного ряду [149]

$$Y = k\delta - k'\delta^3 + k''\delta^5 - \dots \quad (3.2)$$

В подальшому при математичному моделюванні будемо використовувати залежність (3.1). Необхідність врахування нелінійностей пов'язана з тим, що тільки в деякому досить незначному діапазоні залежність між силами, що діють на колесо, і кутами відведення близька до лінійної, тоді як при інших значеннях кутів відведення залежність нелінійна, рис.3.1, причому бічна сила не може перевищити сили зчеплення Y^* .

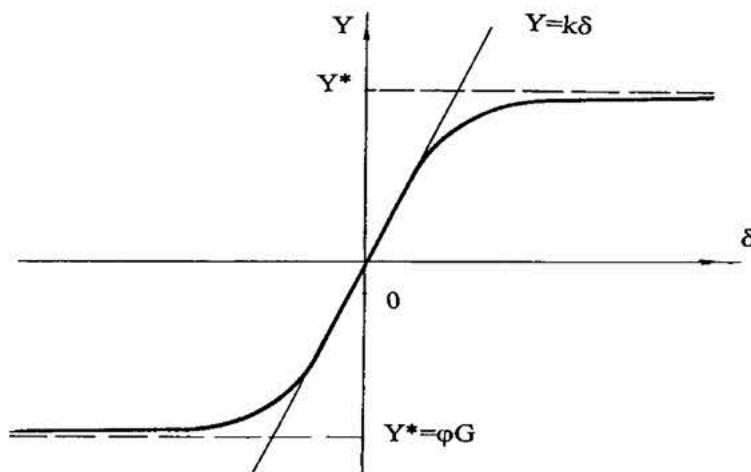


Рисунок 3.1 – Залежність бічної сили від кута відведення [140]

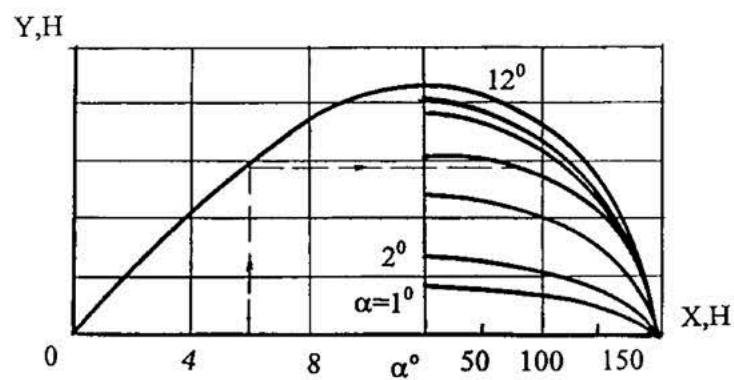


Рисунок 3.2 – Взаємозв'язок поздовжніх і поперечних сил у плямі контакту (еліпс тертя) [140]

По мірі наближення значень Y до свого максимального значення починається часткове проковзування в бічному напрямку, а в подальшому – і повне ковзання. Відповідне йому максимальне значення бокової сили $Y=Y^*$ можемо знайти, виходячи з того, що

$$\lim_{\delta \rightarrow +\infty} Y(\delta) = \frac{k}{\phi} = Y^* \quad (3.3)$$

Таким чином,

$$Y^* = \phi G \quad (3.4)$$

Якщо позначити коефіцієнт опору бічному відведенню у випадку відсутності поздовжніх сил на колесі через k_o , то величина k , визначиться за формулою [40]:

$$k = k_o \frac{\sqrt{1 - (X / (\phi G))^2}}{1 + 0,375 X / G}, \quad (3.5)$$

де G – вертикальне навантаження на колесо;

X – величина поздовжньої сили, рис.3.2, що задається співвідношенням

$$X = \begin{cases} M / r, & \text{якщо } M / r < \phi G \\ \phi G, & \text{якщо } M / r \geq \phi G \end{cases}, \quad (3.6)$$

де M – тяговий або гальмівний моменти, що прикладені до колеса;

– гіроскопічними моментами та моментами від неурівноважених обертових мас можна знехтувати;

– моменти опору в шарнірах між ланками автопоїзда мають вигляд [48]

$$M_{oi} = \frac{2}{3} Z_{oi} \mu \frac{R_i^3 - r_i^3}{R_i^2 - r_i^2}, \quad (3.7)$$

Z_{oi} – вертикальне навантаження в опорно–зчіпному пристрой;

μ –коефіцієнт тертя ($\mu=0.15...0.20$);

Отримані залежності і допущення враховуються при складанні рівнянь руху автопоїзда.

3.2 Диференціальні рівняння руху автопоїзда у поздовжній площині

Відмінності в конструкціях автопоїздів в переважній більшості випадків визначаються відмінностями причіпних (ведених) ланок, оскільки конструкція ведучих ланок (тягачів) практично незмінна.

Автопоїзд (вигляд якого у плані показаний на рис. 3.3 має модульну ведену ланку, що складається з кінематично незалежних платформ і возика. При модульному принципі побудови автопоїзда несуча система напівпричепа (або вантаж, що виконує функцію несучої системи) спирається на возик, причому між ними існує шарнірний зв'язок, а керованими є колеса або осі возика.

Між змінними, що характеризують рух автопоїзда в горизонтальній і вертикальній площинах, існують взаємні нелінійні зв'язки, які проявляють себе в різних режимах руху по різному. Про це свідчить досить широка практика досліджень керованості та стійкості одиночних автомобілів.

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

Введемо наступні позначення:

$\Sigma = Oxy$ – плоска інерціальна система декартових координат; $C_{(X,Y)_\Sigma}$, m , I – центр мас, маса і центральний момент інерції тягача відносно вертикальної осі; $C_{K(X_K,Y_K)_\Sigma}$, m_k , I_k – те ж саме для кінематично незалежних елементів ведених ланок ($k=1,2$); ϑ , ϑ_1 , ϑ_2 – курсові кути ланок; φ_1 , φ_2 – кути складання кінематично незалежних елементів ведених ланок; V , U – поздовжня та бокова проекції швидкості точки С, тобто проекції швидкості точки С на осі рухомої системи

координат, що постійно пов'язана з тягачом; $M_{gal} = f(\phi_k, \dot{\phi}_k)$ – гальмівні моменти на колесах возика напівпричепа, що використовуються для корекції траєкторії руху автопоїзда; M_c – момент опору повороту возика напівпричепа; X_{ij}, Y_{ij}, Z_{ij} – поздовжні, бокові та вертикальні реакції полотна дороги на колеса возика напівпричепа.

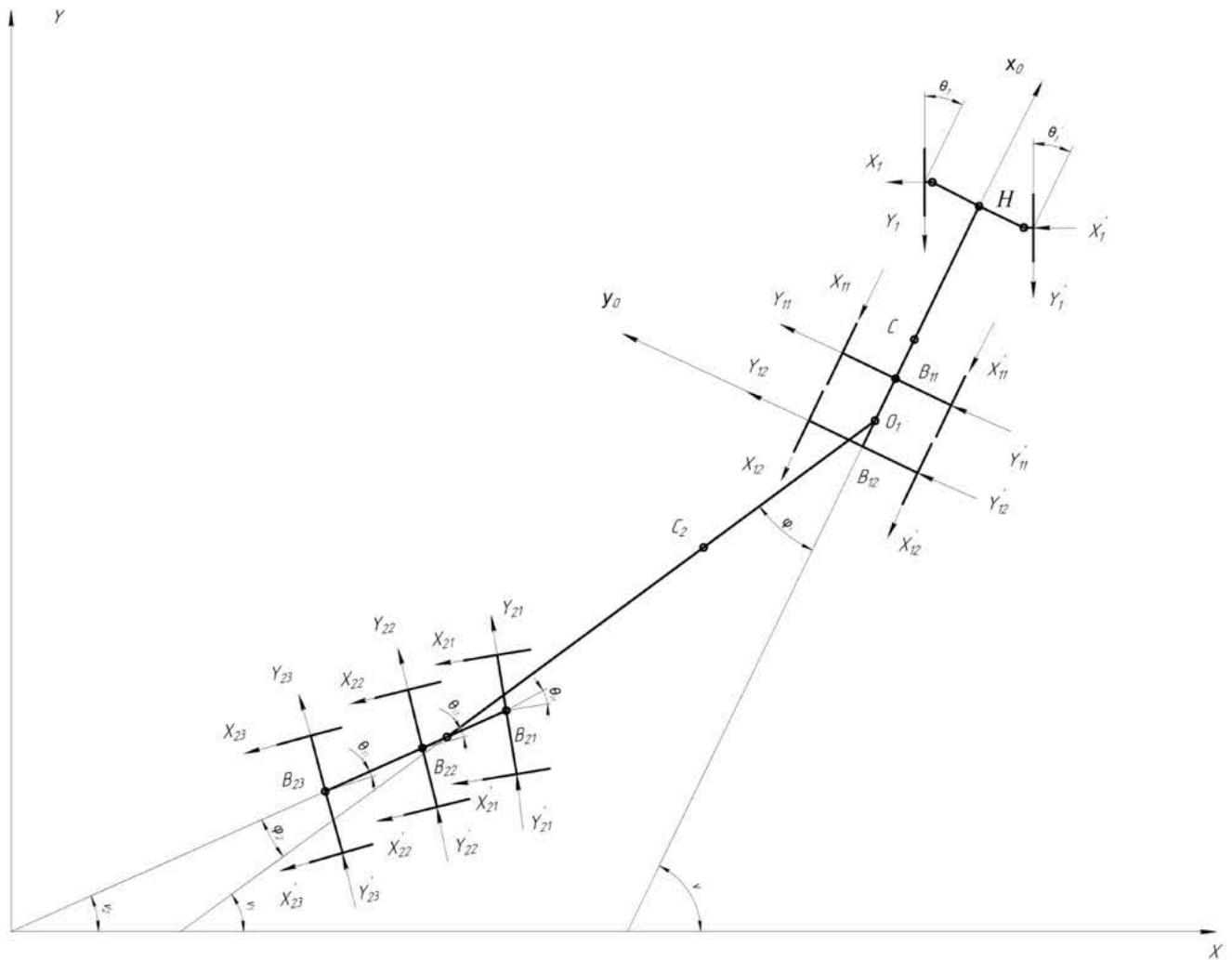


Рисунок 3.3 – Розрахункова схема автопоїзда на неусталеному повороті

Геометричні параметри автопоїзда, рис.3.4:

$$a=CA, \quad b_{li}=CB_{li} \quad (i=1,2), \quad c=CO_l; \quad d_l=O_lC_l, \quad c_l=C_lO_2, \quad l_l=d_l+c_l,$$

$$d_2=O_2C_2, \quad b_{2j}=C_2B_{2j} \quad (j=1,2,3), \quad l_2=b_{21}+b_{23}$$

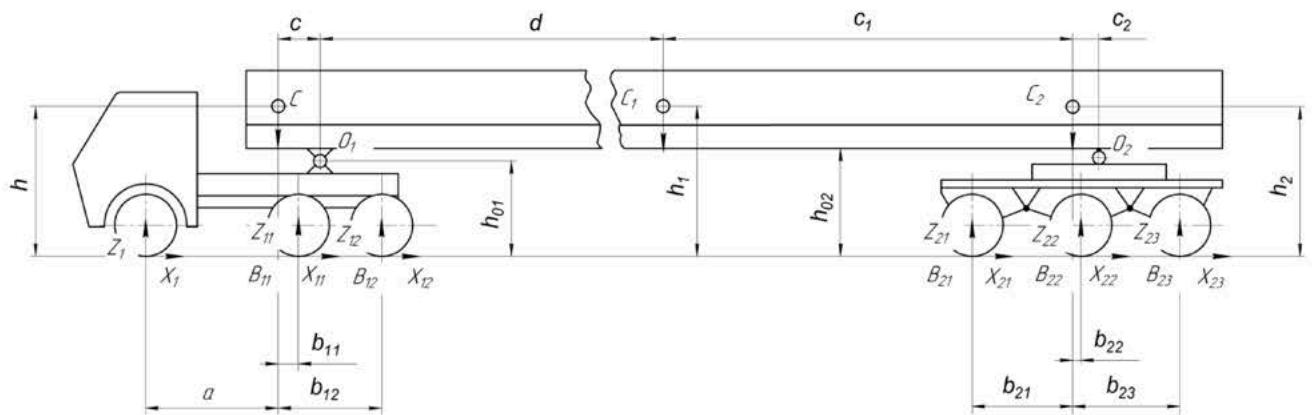


Рисунок 3.4 – До визначення основних компонувальних параметрів автопоїзда

При складанні диференціальних рівнянь руху автопоїздів доводиться знаходити компроміс між двома суперечними одною обставинами: по-перше, математична модель повинна, по можливості, найбільш повно і детально враховувати особливості реального автопоїзда; по-друге, складність моделі не повинна бути понадміру високою, оскільки це значно знижує потенційні можливості її аналізу.

Введемо для розгляду наступні системи координат, рис.3.3: нерухому $Oxyz$, що пов'язана з опорною поверхнею і рухомі x_0y_0 – для ведучої ланки; x_1y_1 – для остова напівпричепа; x_2y_2 – для возика напівпричепа.

Кінематика плоскопаралельного руху твердого тіла, як відомо, приводиться до кінематики прямої на площині. Траекторії кінців відрізка прямої, що пов'язана з плоским тілом, однозначно визначають траекторії всіх його точок. Тому, якщо точка A – довільна точка плоского тіла, O – полюс, ω – кутова швидкість навколо полюса, $\overline{V_{OA}}$ – швидкість точки A відносно полюса O , то

$$\overline{V}_A = \overline{V}_O + \overline{V}_{OA}; \quad \overline{V}_{OA} = \omega \times \overline{OA}. \quad (3.8)$$

Для центру мас тягача можемо відповідно записати

$$\overline{V}_C = \overline{V}_O + \overline{V}_{OC}; \quad \overline{V}_{OC} = \omega \times \overline{OC} \quad (3.9)$$

Для оства напівпричепа відомий вектор $\overline{V_{O_1}}$ швидкості точки зчіпки O_1 і напрямок вектора швидкості центра мас C_1 цієї ланки: $\overline{V_{C_1}} \parallel \overline{C_1 O_1}$. Цього достатньо, щоб визначити швидкості усіх точок напівпричепа.

$$\overline{V}_{C_1} = \overline{V_{O_1}} + \overline{V}_{O_1 C_1}; \quad \overline{V}_{O_1 C_1} = \omega_1 \times \overline{O_1 C_1}; \quad \overline{V}_{O_1 C_1} \perp \overline{O_1 C_1}; \quad \overline{\omega_1} = \dot{\theta}_1. \quad (3.10)$$

Позначимо через x, y, z координати центра мас тягача у нерухомій системі координат $Oxyz$. Розкладемо вектори швидкості і прискорення точки C при плоскопаралельному русі тягача по нерухомому базису $\overline{i}, \overline{j}$ і рухомому $\overline{i_o}, \overline{j_o}$ (орти осей x, y і відповідно x_o, y_o)

$$\overline{V}_C = \overline{i} \times \dot{x} + \overline{j} \times \dot{y} = \overline{i_o} \times V + \overline{j_o} \times U; \quad \overline{w}_c = \overline{i_o} \times w_{x_o} + \overline{j_o} \times w_{y_o},$$

$$\text{де} \quad V = \dot{x} \cos \theta + \dot{y} \sin \theta, \quad U = -\dot{x} \sin \theta + \dot{y} \cos \theta,$$

$$w_x = \dot{V} - \omega \times U, \quad w_y = \dot{U} + \omega \times V, \quad \omega = \dot{\theta}.$$

У кожному конкретному випадку, використовуючи поздовжню і поперечну швидкість тягача, отримаємо:

$$V_l = V \cos \phi_l - (U - \omega c) \sin \phi_l, \quad (3.11)$$

$$U_l = V \sin \phi_l + (U - \omega c) \cos \phi_l - (\omega - \dot{\phi}) d_l, \quad (3.12)$$

$$\omega_1 = \omega - \dot{\phi} \quad (3.13)$$

$$\begin{aligned} V_2 &= [V \cos \phi_l - (U - \omega c) \sin \phi_l] \cos \phi_2 - [V \sin \phi_l + (U - \omega c) \cos \phi_l - \omega_1 l_1] \times \\ &\times \sin \phi_2 = V \cos(\phi_l + \phi_2) - (U - \omega c) \sin(\phi_l + \phi_2) + (\omega - \dot{\phi}_l) l_1 \sin \phi_2, \end{aligned} \quad (3.14)$$

$$\begin{aligned} U_2 = & [V \cos \phi - (U - \omega c) \sin \phi_1] \sin \phi_2 - [V \sin \phi_1 + (U - \omega c) \cos \phi_1 - \omega l_1] \cos \phi_2 - \\ & - \omega_2 d_2 = V \sin(\phi_1 + \phi_2) - (U - \omega c) \cos(\phi_1 + \phi_2) + (\omega - \dot{\phi}_1) l_1 \cos \phi_2 - (\omega - \dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_2) d_2, \end{aligned} \quad (3.15)$$

$$\omega_2 = \omega - \dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_2 \quad (3.16)$$

Величини V , U , ω , φ_1, φ_2 знаходяться із динамічних рівнянь автопоїзда. Координати центра мас і курсовий кут автомобіля–тягача визначаються за допомогою кінематичних рівнянь [149]:

$$\dot{x} = V \cos \theta - U \sin \theta \quad (3.17)$$

$$\dot{y} = V \sin \theta + U \cos \theta \quad (3.18)$$

$$\dot{\theta} = \omega \quad (3.19)$$

Абсциси і ординати будь–якої точки визначаються із кінцевих рівнянь. Для координат основних характерних точок будуть дійсними такі вирази:

– для автомобіля–тягача

$$x_A = x + a \cos \theta; \quad x_{B1i} = x + b_{1i} \cos \theta; \quad y_A = y + a \sin \theta; \quad y_{B1i} = y + b_{1i} \sin \theta.$$

– для остова напівпричепа

$$x_{o1} = x - c \cos \theta; \quad x_{o2} = x_{o1} - l_1 \cos(\theta - \varphi_1); \quad y_{o1} = y - c \sin \theta; \quad y_{o2} = y_{o1} - l_1 \sin(\theta - \varphi_1).$$

– для возика напівпричепа

$$x_{B21} = x_{o2} + b_{21} \cos(\theta - \varphi_1 - \varphi_2), \quad x_{B2j} = x_{o2} + b_{2j} \cos(\theta - \varphi_1 - \varphi_2),$$

$$y_{B21} = y_{o2} + b_{21} \sin(\theta - \varphi_1 - \varphi_2); \quad y_{B2j} = y_{o2} + b_{2j} \sin(\theta - \varphi_1 - \varphi_2), \quad (j=1,2,3).$$

Кути відведення коліс осей, рис. 3.5, у відповідності до роботи [149] визначаються як

$$\operatorname{tg}(\theta_1 - \delta_1) = \frac{(\overline{V}_N)_{yo}}{(\overline{V}_N)_{xo}}, \quad \operatorname{tg}(\theta_1' - \delta_1') = \frac{(\overline{V}_{N'})_{yo}}{(\overline{V}_{N'})_{xo}}, \quad (3.20)$$

Швидкості точок контакту коліс з опорною поверхнею визначаються такими співвідношеннями:

$$\begin{aligned} \overline{V}_N &= \overline{V}_c + \omega \times (\overline{CA} + \overline{AM} + \overline{MN}) + \dot{\theta} \times \overline{MN} = \overline{j}_o [V - \omega(H + \\ &+ \varepsilon \cos \theta_1) - \dot{\theta}_1 \varepsilon \cos \theta_1] + \overline{j}_o [U + \omega(a - \varepsilon \sin \theta_1) - \theta_1' \varepsilon \sin \theta_1], \end{aligned} \quad (3.21)$$

$$\overline{V}_{N'} = \overline{j}_o [V + \omega(H + \varepsilon \cos \theta_1') + \theta_1' \varepsilon \cos \theta_1'] + \overline{j}_o [U + \omega(a - \varepsilon \sin \theta_1') - \theta_1' \varepsilon \sin \theta_1']. \quad (3.22)$$

Після визначення швидкостей точок контакту кути відведення запищуться у вигляді:

$$\delta_1 = \theta_1 - \operatorname{arctg} \frac{U + \omega(a - \varepsilon \sin \theta_1) - \dot{\theta}_1 \varepsilon \sin \theta_1}{V - \omega(H + \varepsilon \cos \theta_1) - \dot{\theta}_1 \varepsilon \cos \theta_1} \quad (3.23)$$

$$\delta_1' = \theta_1' - \operatorname{arctg} \frac{U + \omega(a - \varepsilon \sin \theta_1') - \dot{\theta}_1' \varepsilon \sin \theta_1'}{V - \omega(H + \varepsilon \cos \theta_1') - \dot{\theta}_1' \varepsilon \cos \theta_1'} \quad (3.24)$$

У випадку задніх осей тягача з неповоротними колесами, рис. 3.5 (а), отримаємо

$$\operatorname{tg} \delta_{li} = \frac{(\overline{V}_N)_{yo}}{(\overline{V}_N)_{xo}}, \quad \operatorname{tg} \delta_{li}' = \frac{(\overline{V}_{Pi})_{yo}}{(\overline{V}_{Pi})_{xo}} \quad (3.25)$$

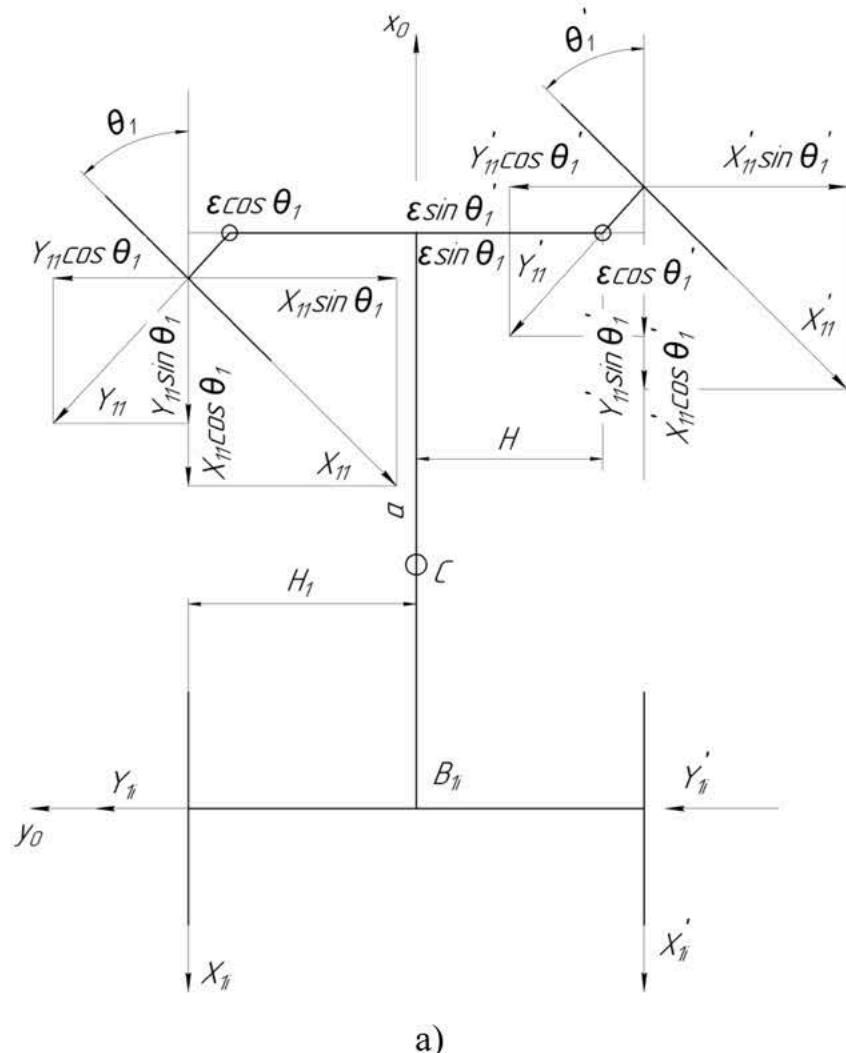
Враховуючи, що

$$\overline{V}_{Pi} = \overline{V}_c + \bar{\omega} \times (\overline{CB_i} + \overline{B_i P_i}) = \overline{i}_o (V - \omega H) + \overline{j}_o (U + b_i \omega),$$

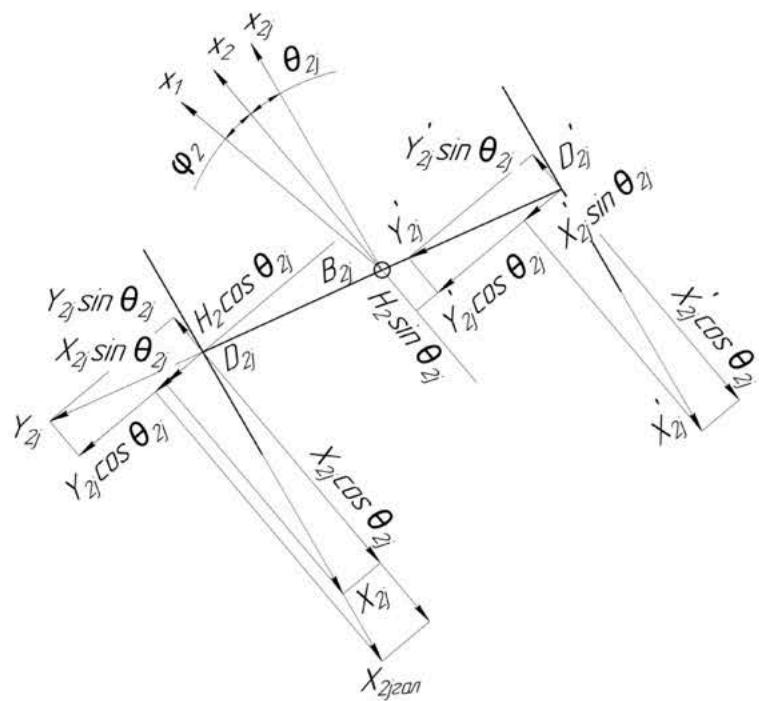
$$\overline{V}_{Pi} = \overline{i}_o (V + \omega H) + \overline{j}_o (U - b_i \omega), \quad (3.26)$$

Отримаємо

$$\delta_{li} = \operatorname{arctg} \frac{-U + b_i \omega}{V - \omega H}, \quad \delta_{li}' = \operatorname{arctg} \frac{-U + b_i \omega}{V + \omega H} \quad (i=1, 2, 3) \quad (3.27)$$



a)



б)

Рисунок 3.5 – Сили, що діють на осі автомобіля–тягача (а) і возика напівпричепа (б)

Знайдемо тепер кути відведення коліс осей возика напівпричепа, рис.3.5(б).

Центри коліс поворотних осей возика позначені через D_{ij} (лівий борт) і D'_{ij} (правий борт). Для швидкостей точок D_{ij} і D'_{ij} маємо:

$$\begin{aligned} V_{D_{2j}} = \bar{V}_{C2} + \varpi_2 \times (\overline{C_2 B_{2j}} + \overline{B_{2j} D_{2j}}) + \dot{\theta} \times \overline{B_{2j} D_{2j}} = \bar{i}_2 [V_2 - \\ - H(\omega_2 - \dot{\theta}_{2j}) \cos \theta_{2j}] + \bar{j}_2 [(U_2 - \omega_2 b_{2j}) + H(\omega_2 - \dot{\theta}_{2j}) \sin \theta_{2j}], \end{aligned} \quad (3.28)$$

$$V_{D'_{1o}} = i_2 [V_2 + H(\omega_2 - \dot{\theta}_{2j}) \cos \theta_{2j}] + \bar{j}_2 [(U_2 - \omega_2 b_{2j}) - H(\omega_2 - \dot{\theta}_{2j}) \sin \theta_{2j}] \quad (3.29)$$

Зважаючи на те, що для коліс возика напівпричепа

$$\tan(\theta_{2j} + \delta_{2j}) = \frac{-(\bar{V}_{D2j})_{y2}}{(\bar{V}_{D2j})_{x2}}, \quad \tan(\theta_{2j} + \delta'_{2j}) = \frac{-(\bar{V}_{D'2j})_{y2}}{(\bar{V}_{D'2j})_{x2}}, \quad (j=1,2,3) \quad (3.30)$$

кути відведення можна записати у вигляді:

$$\delta_{2j} = -\theta_{2j} - \operatorname{arctg} \frac{(U_2 - \omega_2 b_2) + H(\omega_2 - \dot{\theta}_{2j}) \sin \theta_{2j}}{V_2 - H(\omega_2 - \dot{\theta}_{2j}) \cos \theta_{2j}}, \quad (3.31)$$

$$\delta'_{2j} = -\theta_{2j} - \operatorname{arctg} \frac{(U_2 - \omega_2 b_2) - H(\omega_2 - \dot{\theta}_{2j}) \sin \theta_{2j}}{V_2 + H(\omega_2 - \dot{\theta}_{2j}) \cos \theta_{2j}} \quad (3.32)$$

Після визначення швидкостей характерних точок автопоїзда та кутів відведення коліс всіх осей перейдемо до складання рівнянь руху автопоїзда, використовуючи метод перерізів. Для цього автопоїзд розіб'ємо на окремі елементи, рис. 3.6.

Згідно принципу Даламбера при складанні рівнянь руху врахуємо, що на кожну ланку автопоїзда окрім активних сил ще діють сили інерції. До відомих рівнянь руху ланок автопоїзда добавимо гальмівний момент, що діє на колесах одного борту возика напівпричепа.

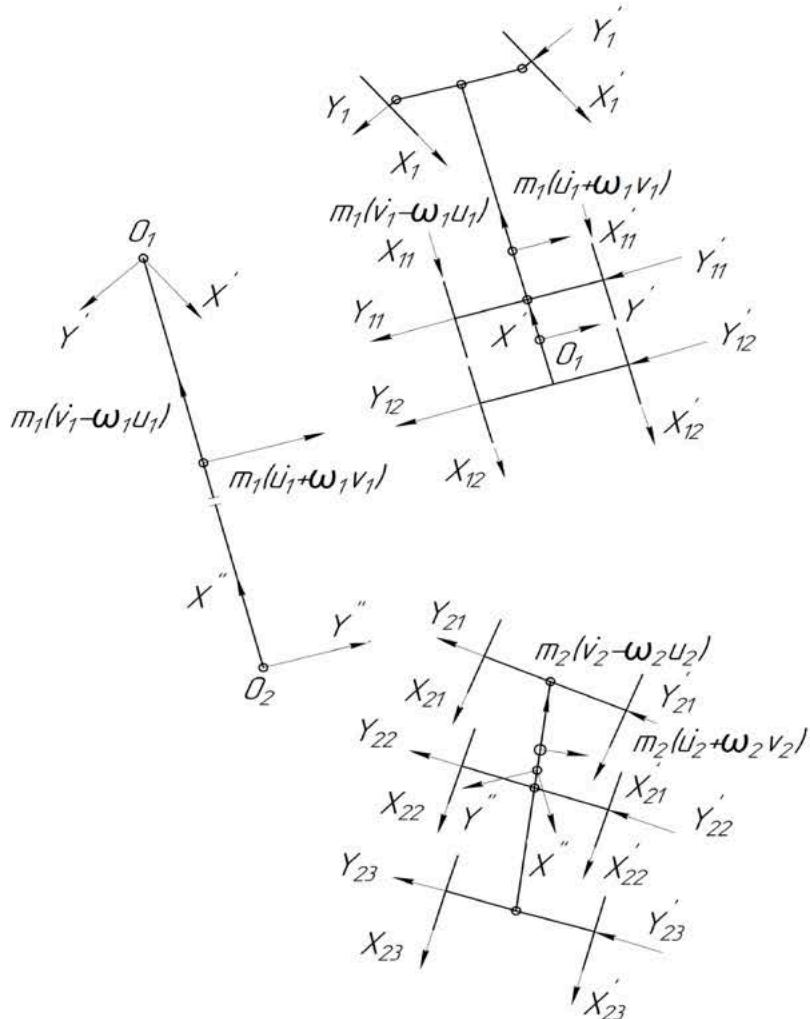


Рисунок 3.6 – Схема сил, що діють на окремі ланки автопоїзда за використання методу перерізів

Отримаємо

$$\begin{aligned}
 & (m + m_1 + m_2)\dot{U} - [c(m_1 + m_2) + (m_1 d_1 + m_2 l_1)\cos\phi_1 + m_2 d_2 \cos(\phi_1 + \phi_2)\dot{\omega} + (m_1 d_1 + m_2 l_1) \times \\
 & \times \cos(\phi_1 + \phi_2)\ddot{\phi}_1 + m_2 d_2 \cos(\phi_1 + \phi_2)\ddot{\phi}_2 + (m + m_1 + m_2)\omega V - (m_1 d_1 + m_2 l_1)\omega_1^2 \sin\phi_1 - \\
 & - m_2 d_2 \omega_2^2 \sin(\phi_1 + \phi_2)] = Y_1 \cos\theta_1 - X_1 \sin\theta_1 + Y'_1 \cos\theta'_1 - X'_1 \sin\theta'_1 + \sum (Y_{li} + Y'_{li}) + \\
 & + \sum [(Y_{2j} + Y'_{2j}) \cos(\theta_{2j} + \phi_2) - (X_{2j} + X'_{2j}) \sin(\theta_{2j} + \phi_2) - \sum X_{2j\text{ear}} \sin(\theta_{2j} + \phi_2); \\
 & - c(m_1 + m_2)\dot{U} + \{I + c^2(m_1 + m_2) + c[(m_1 d_1 + m_2 l_1)\cos\phi_1 + m_2 d_2 \cos(\phi_1 + \phi_2)]\} \ddot{\phi}_1 - \\
 & - cm_2 d_2 \cos(\phi_1 + \phi_2)\ddot{\phi}_2 - c(m_1 + m_2)\omega V + c[(m_1 d_1 + m_2 l_1)\omega_1^2 \sin\phi_1 + m_2 d_2 \omega_2^2 \sin(\phi_1 + \phi_2)] = \\
 & = (X_1 \sin\theta_1 - Y_1 \cos\theta_1)(\varepsilon \sin\theta_1 + a) + (Y'_1 \cos\theta'_1 - X'_1 \sin\theta'_1)(a + \varepsilon \sin\theta'_1) + (Y_1 \sin\theta_1 + X_1 \cos\theta_1) \times \\
 & \times (H + \varepsilon \cos\theta_1) - (Y'_1 \sin\theta'_1 + X'_1 \cos\theta'_1)(H + \varepsilon \cos\theta'_1) - c \sum [(Y_{2j} + Y'_{2j}) b_{2j} - c \sum [(Y_{2j} + Y'_{2j}) \times \\
 & \times \cos(\theta_{2j} + \phi_2) - (X_{2j} + X'_{2j}) \sin(\theta_{2j} + \phi_2)] - \sum X_{2j\text{ear}} \sin(\theta_{2j} + \phi_2) \times B / 2;
 \end{aligned}$$

$$(m_1 d_1 + m_2 l_1) \sin \phi_1 \dot{V} + (m_1 d_1 + m_2 l_1) \cos \phi_1 \dot{U} - [I_1 + m_1 d_1 (c \cos \phi_1 + d_1) - m_2 l_1 (l_1 + c \cos \phi_1 + d_2 \cos \phi_2)] \dot{\omega} + [I_1 + m_1 d_1^2 + m_2 l_1 (d_2 \cos \phi_2 + l_1)] \ddot{\phi}_1 + I_1 m_2 d_2 \cos \phi_2 \times \ddot{\phi}_2 + [V \cos \phi_1 - (U - \omega c) \sin \phi_1] (m_1 d_1 + m_2 d_2) - m_2 d_2 l_1 \omega_2^2 \sin \phi_1 = \sum l_1 [(X_{2j} + X'_{2j}) \sin(\theta_{2j} + \phi_2) + (Y_{2j} + Y'_{2j}) \cos(\theta_{2j} + \phi_2) + M_1 - M_{ear};$$

$$\begin{aligned} & [m_2 d_2 \sin(\phi_1 + \phi_2)] \dot{V} + [(m_2 d_2 \cos(\phi_1 + \phi_2)) \dot{U} - (I_2 + m_2 d_2 [c \cos(\phi_1 + \phi_2) + d_2 + l_1 \cos \phi_2]) \dot{\omega} + [I_2 + m_2 d_2^2 (d_2 + l_1 \cos \phi_2)] \ddot{\phi}_1 + (I_2 + m_2 d_2^2) \ddot{\phi}_2 + [V \cos \phi_1 - (U - \omega c) \sin \phi_1] m_2 d_2 \omega + m_2 d_2 l_1 \omega_2^2 \sin \phi_2 = \sum \{-H_2 (X_{2j} + X'_{2j}) + (d_2 + b_{2j}) \times \\ & \times [(X_{2j} + X'_{2j}) \times \sin \theta_{2j} + (Y_{2j} + Y'_{2j}) \cos \theta_{2j}\}] + M_{ear}. \end{aligned} \quad (3.33)$$

Для знаходження траєкторій характерних точок автопоїзда до отриманих динамічних рівнянь слід додати кінематичні рівняння.

3.3 Дослідження динамічної поведінки моделі автопоїзда

Динамічні (3.33) і кінематичні рівняння (3.17, ..., 3.19) автопоїзда можна проінтегрувати лише чисельними методами. Для цього систему диференціальних рівнянь необхідно розв'язати відносно похідних $\dot{V}, \dot{U}, \dot{\omega}, \dot{\phi}_1, \dot{\phi}_2$ і привести до нормального виду Коші

$$\begin{cases} a_{11} \dot{V} + a_{12} \dot{U} + a_{13} \dot{\omega} + a_{14} \dot{\phi}_1 + a_{15} \dot{\phi}_2 = b_1; \\ a_{21} \dot{V} + a_{22} \dot{U} + a_{23} \dot{\omega} + a_{24} \dot{\phi}_1 + a_{25} \dot{\phi}_2 = b_2; \\ a_{31} \dot{V} + a_{32} \dot{U} + a_{33} \dot{\omega} + a_{34} \dot{\phi}_1 + a_{35} \dot{\phi}_2 = b_3; \\ a_{41} \dot{V} + a_{42} \dot{U} + a_{43} \dot{\omega} + a_{44} \dot{\phi}_1 + a_{45} \dot{\phi}_2 = b_4; \\ a_{51} \dot{V} + a_{52} \dot{U} + a_{53} \dot{\omega} + a_{54} \dot{\phi}_1 + a_{55} \dot{\phi}_2 = b_5, \end{cases} \quad (3.34)$$

де коефіцієнти a_{ij} і b_i представлені у таблиці 3.1.

Таблиця 3.1. Коефіцієнти системи рівнянь 3.34

	Ліві частини рівнянь					Праві частини Рівнянь	
	\dot{V}	\dot{U}	$\dot{\omega}$	$\ddot{\phi}_1$	$\ddot{\phi}_2$		
V	$M+m_1+m_2$	—	$-(m_1d_1+m_2l_1)\times sin\varphi_1-m_2d_2\times sin(\varphi_1+\varphi_2)$	$-(m_1d_1+m_2l_1)\times sin\varphi_1+m_2d_2\times sin(\varphi_1+\varphi_2)$	$m_2d_2\times sin(\varphi_1+\varphi_2)$	$m\omega U+(m_1+m_2)\times \omega\times (U+\omega c)+(m_1d_1+m_2l_1)\times \omega^2\times cos\varphi_1-m_2d_2\omega_2^2\times cos(\varphi_1+\varphi_2)$	$Y_1sin\theta_{l-}cos\theta_l+Y'_1sin\theta'_{l-}X'_1cos\theta_l-\Sigma(X_{li}+X'_{li})+\Sigma[(Y_{2j}+Y'_{2j})\times sin(\theta_{2j}+\varphi_2)-(X_{2j}+X'_{2j})\times cos(\theta_{2j}+\varphi_2)]-\Sigma X_{2jeal}\times cos(\theta_{2j}+\varphi_2)$
U	—	$m+m_1+m_2$	$-c(m_1+m_2)-(m_1d_1+m_2l_1)\times cos\varphi_1-m_2d_2\times sin(\varphi_1+\varphi_2)$	$(m_1d_1+m_2l_1)\times sin\varphi_1+m_2d_2\times sin(\varphi_1+\varphi_2)$	$m_2d_2\times cos(\varphi_1+\varphi_2)$	$(m+m_1+m_2)\omega V-(m_1d_1+m_2l_1)\times \omega^2\times sin\varphi_1-m_2d_2\omega_2^2\times sin(\varphi_1+\varphi_2)$	$Y_1cos\theta_l-X_1sin\theta_l+Y'_1cos\theta'_{l-}X'_1sin\theta_l-\Sigma(Y_{li}+Y'_{li})+\Sigma[(Y_{2j}+Y'_{2j})\times cos(\theta_{2j}+\varphi_2)-(X_{2j}+X'_{2j})\times sin(\theta_{2j}+\varphi_2)]-\Sigma X_{2jeal}\times sin(\theta_{2j}+\varphi_2)$
ω	—	$-c\times (m_1+m_2)$	$I+c^2(m_1+m_2)+c\times (m_1d_1+m_2l_1)\times cos\varphi_1-m_2d_2\times cos(\varphi_1+\varphi_2)+m_2d_2\times cos\varphi_1+m_2d_2\times cos(\varphi_1+\varphi_2)$	$-c[m_1d_1+m_2l_1]\times cos\varphi_1+m_2d_2\times cos(\varphi_1+\varphi_2)$	$-cm_2d_2\times cos(\varphi_1+\varphi_2)$	$-c(m_1+m_2)\omega V+c\times (m_1d_1+m_2l_1)\times \omega_1^2\times sin\varphi_1+m_2d_2\omega_2^2\times sin(\varphi_1+\varphi_2)$	$(-Y_1cos\theta_l+X_1sin\theta_l)\times (\varepsilon sin\theta_l+a)+(Y'_1cos\theta'_{l-}X'_1sin\theta_l)(\varepsilon sin\theta'_{l-}a)+(Y_1sin\theta_l+X_1cos\theta_l)(H+\varepsilon sin\theta_l)-(Y'_1sin\theta_l+X'_1cos\theta_l)(H+\varepsilon sin\theta')-\Sigma b_{2j}(Y_{li}+Y'_{li})-c\Sigma[(Y_{2j}+Y'_{2j})\cos(\theta_{2j}+\varphi_2)-(X_{2j}+X'_{2j})\times sin(\theta_{2j}+\varphi_2)]-\Sigma X_{2jeal}\times sin(\theta_{2j}+\varphi_2)\times H/2$
φ_1	$(m_1d_1+m_2l_1)\times sin\varphi_1$	$(m_1d_1+m_2l_1)\times cos\varphi_1$	$-I_1-m_1d_1(ccos\varphi_1+d_1)-m_2l_1(l_1+ccos\varphi_1+d_2)\times cos\varphi_2$	$I_1+m_1d_1^2-I_1+m_2l_1\times (d_2\times cos\varphi_2+l_1)$	$I_1+m_2d_2^2\times cos\varphi_2$	$[Vcos\varphi_1-(U-\omega c)\times sin\varphi_1](m_1d_1+m_2d_2)-m_2d_2l_1\times \omega_1^2\times sin\varphi_1$	$+\Sigma I_1[(X_{2j}+X'_{2j})\times sin(\theta_{2j}+\varphi_2)+(Y_{2j}+Y'_{2j})\times cos(\theta_{2j}+\varphi_2)]-\Sigma X_{2jeal}\times cos(\theta_{2j}+\varphi_2)-M_{eal}$
φ_2	$M_2d_2\times sin(\varphi_1+\varphi_2)$	$m_2d_2\times cos(\varphi_1+\varphi_2)$	$-I_2-m_2d_2[(d_2+c\times cos\varphi_1+\varphi_2)+d_2]l_1\times cos\varphi_2]$	$I_2+m_2d_2^2+(l_1\times cos\varphi_2+d_2)$	$I_2+m_2d_2^2$	$[Vcos\varphi_1-(U-\omega c)\times sin\varphi_1]m_2d_2\omega+m_2d_2l_1\times \omega_2^2\times sin\varphi_2$	$+\Sigma[-H_2(X_{2j}-X'_{2j})+(d_2+b_{2j})\times [(X_{2j}+X'_{2j})\sin\theta_{2j}+(Y_{2j}+Y'_{2j})\cos\theta_{2j}]]-M_{eal}$

У результаті інтегрування отримаємо набір змінних як функцій часу (швидкості центра мас тягача поздовжня і поперечна, кутова швидкість рискання, кути складання автопоїзда та їх похідні, курсовий кут тощо).

При дослідженні такої складної динамічної системи, як автопоїзд із керованим напівприцепом, гостро стоїть питання про дослідження стійкості його руху, причому до традиційної для одиночних автомобілів стійкості проти бічного заносу (курсова стійкість) і проти перекидання (стійкість щодо кута крену) добавляється стійкість проти складання. Керованим автопоїздам притаманні властивості, які відсутні у випадку одиночних транспортних засобів. В загальному випадку стійкість всієї системи не визначається лише стійкістю окремих ланок, а потрібний аналіз з урахуванням впливу ланок одна на одну. Проте це пов'язане із розв'язком диференціальних рівнянь руху шостого порядку [10].

Для вирішення задачі про стійкість автопоїзда необхідно скласти рівняння збуреного руху. У некритичних за Ляпуновим випадках можна обмежитися аналізом лінійного наближення стаціонарного руху автопоїзда, для якого система рівнянь (3.33) допускає розв'язок $U=0, \omega=0, \varphi_1=\varphi_2=0, (\theta_1=\theta_{2j}=0)$ і якому на площині дороги відповідає рух усіх точок автопоїзда зі швидкістю V вздовж прямої $\theta=const$. Приймемо такий рух за незбурений.

Для дослідження стійкості стаціонарного розв'язку $V_*, U_*, \omega_*, \varphi_1^*, \varphi_2^*$ (у випадку прямолінійного незбуреного руху всі ці змінні, крім швидкості прямолінійного руху дорівнюють нулю) приймемо

$$U=U_* + U'; \quad \omega=\omega_*+\omega'; \quad \varphi_1=\varphi_1^*+\varphi_1'; \quad \varphi_2=\varphi_2^*+\varphi_2'.$$

Зважаючи на те, що при $U_* = 0, \omega_* = 0, \varphi_1^*=\varphi_2^* = 0, \sin\left(\sum_{i=1}^2 \phi_i\right) = 0$,

$\cos\left(\sum_{i=1}^2 \phi_i\right) = 1$, рівняння поздовжньої і бічної швидкості центрів маси модульних ланок

$$\begin{aligned} V_1 &= V \cos \varphi_1 - (U - \omega c) \sin \varphi_1; & V_2 &= V \cos(\varphi_1 + \varphi_2) - (U - \omega c) \sin(\varphi_1 + \varphi_2); \\ U_1 &= V \sin \varphi_1 - (U - \omega c) \cos \varphi_1 - \omega_1 d_1; & U_2 &= V \sin(\varphi_1 + \varphi_2) - (U - \omega c) \cos(\varphi_1 + \varphi_2) - \omega_2 d_2 \end{aligned}$$

запишемо у такому вигляді

$$\begin{aligned} V_1 &= V; & U_1 &= V\phi_1 - (U - \omega c) - (\omega - \dot{\phi}_1)d_1; \\ V_2 &= V; & U_2 &= V(\phi_1 + \phi_2) - (U - \omega c) - (\omega - \dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_2)d_2. \end{aligned} \quad (3.35)$$

Для варіацій змінних U' , ω' , ϕ_1' , ϕ_2' (без штрихів) запишемо рівняння, що не розв'язані відносно старших похідних, у вигляді

$$\left\{ \begin{array}{l} (m + m_1 + m_2)\dot{U} - \dot{\omega}[c(m_1 + m_2) + m_1 d_1 + m_2(l_1 + d_2)] + \ddot{\phi}_1[m_1 d_1 + m_2(l_1 + d_2)] + \\ + \ddot{\phi}_2 m_2 d_2 = Y_1 + Y'_1 + \sum_{i=1}^2(Y_{1i} + Y'_{1i}) + \sum_{j=1}^3(Y_{2j} + Y'_{2j}) - (m + m_1 + m_2)\omega V; \\ -c(m_1 + m_2)\dot{U} + \dot{\omega}\{I + c^2(m_1 + m_2) + c[m_1 d_1 + m_2(l_1 + d_2)]\} - \ddot{\phi}_1[I_1 + m_1 d_1^2 + m_2 l_1 \times \\ \times (l_1 + d_2)] - \ddot{\phi}_2 c_2 m_2 d_2 = (Y_1 + Y'_1)a - \sum_{i=1}^2(Y_{1i} + Y'_{1i})b_{1i} - c\sum_{j=1}^3(Y_{2j} + Y'_{2j}) + c(m_1 + m_2)\omega V; \\ (m_1 d_1 + m_2 l_1)\dot{U} - \dot{\omega}[I_1 + m_1 d_1(c + d_1) + m_2 l_1(c + l_1 + d_2)] + \ddot{\phi}_1[I_1 + m_1 d_1^2 + m_2 l_1(l_1 + \\ + d_2)] + \ddot{\phi}_2 l_1 m_2 d_2 = l_1 \sum_{j=2}^2(Y_{2j} + Y'_{2j}) - (m_1 d_1 + m_2 l_1)\omega V - M_{ear}; \\ m_2 d_2 \dot{U} - \dot{\omega}[I_2 + m_2 d_2(c + l_1 + d_2)] + \ddot{\phi}_1[I_2 + m_2 d_2(l_1 + d_2)] + \ddot{\phi}_2(I_2 + m_2 d_2^2) = \\ = \sum_{j=1}^3(Y_{2j} + Y'_{2j})(d_2 + b_{2j}) + M_{ear} - m_2 d_2 \omega V. \end{array} \right. \quad (3.36)$$

$$\delta_{2j} = -\frac{U_2 - \omega_2 b_{2j}}{V_2 - \omega_2 H_2} = -\frac{V(\phi_1 + \phi_2) + (U - \omega c) - (\omega - \dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_2)d_2}{V + H_2(\omega - \dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_2)},$$

$$\delta'_{2j} = -\frac{V(\phi_1 + \phi_2) + (U - \omega c) - (\omega - \dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_2)d_2}{V + H_2(\omega - \dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_2)} \quad (3.37)$$

Кути відведення у лінійному наближенні можна представити у вигляді

$$\delta_1 = \delta'_1 = -\frac{U + a\omega}{V}; \quad \delta_{1i} = \delta'_{1i} = \frac{-U + b_{1i}\omega}{V};$$

$$\begin{aligned} \delta_{2j} = \delta'_{2j} &= -\frac{V(\phi_1 + \phi_2) + (U - \omega c) - (\omega - \dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_2)d_2 - (\omega - \dot{\phi}_1)l_1}{V} = \\ &= -(\phi_1 + \phi_2) - \frac{U}{V} + \frac{\omega}{V}(c + l_1 + d_2) - \frac{\dot{\phi}_1}{V}(l_1 + d_2) - \frac{\dot{\phi}_2}{V}d_2. \end{aligned} \quad (3.38)$$

З урахуванням лінійних залежностей бічних сил від кута відведення праві частини рівнянь (3.36) після ряду перетворень можна представити у вигляді

$$\begin{aligned} Y_1 + Y'_1 + \sum_{i=1}^2 (Y_{1i} + Y'_{1i}) + \sum_{j=1}^3 (Y_{2j} + Y'_{2j}) - (m + m_1 + m_2)\omega V &= k_s = k_1 + k'_1 + \sum_{i=1}^2 (k_{1i} + k'_{1i}), \\ &= -\frac{U}{V}(k_s + k_2) + \omega[V^{-1}(T - K) - (m + m_1 + m_2)V] - (\phi_1 + \phi_2)k_2 - \dot{\phi}_1 V^{-1}Q - \dot{\phi}_2 V^{-1}D; \\ (Y_1 + Y'_1)a - \sum_{i=1}^2 (Y_{1i} + Y'_{1i})b_{1i} - c \sum_{j=1}^3 (Y_{2j} + Y'_{2j}) + c(m_1 + m_2)\omega V &= \\ &= \frac{U}{V}(ck_2 - K) - \omega[V^{-1}(G + cT) - c(m_1 + m_2)V] + \phi_1 ck_2 - \dot{\phi}_1 V^{-1}ck_2 + (\phi_2 - \dot{\phi}_2 V^{-1})ck_2; \\ l_1 \sum_{j=1}^2 (Y_{2j} + Y'_{2j}) - (m_1 d_1 + m_2 l_1)\omega V &= \frac{U}{V}l_1 k_2 - \omega[l_1 V^{-1}T + (m_1 d_1 + m_2 l_1)V] - \phi_1 l_1 k_2 - \\ - \dot{\phi}_1 l_1 V^{-1}Q - \phi_2 l_1 k_2 - \dot{\phi}_2 l_1 V^{-1}D - M_{eai}; \\ \sum_{j=1}^3 (Y_{2j} + Y'_{2j})(d_2 + b_{2j}) - m_2 d_2 \omega V - M_{eai} &= -\frac{U}{V}D + \omega[V^{-1} \sum_{j=1}^3 (k_{2j} + k'_{2j})(d_2 + b_{2j}) \times \\ \times (c + d_2 + b_{2j} + l_1) - m_2 d_2 V] - \phi_1 D - \dot{\phi}_1 V^{-1} \sum_{j=1}^3 (k_{2j} + k'_{2j})(d_2 + b_{2j})(l_1 + b_{2j} + l_1) - \\ - \phi_2 D - \dot{\phi}_2 V^{-1} \sum_{j=1}^3 (k_{2j} + k'_{2j})(d_2 + b_{2j})^2 + M_{eai}. \end{aligned}$$

Тут введені наступні позначення:

$$\begin{aligned} k_2 &= \sum_{j=1}^3 (k_{2j} + k'_{2j}), \quad K = a(k_1 + k'_1) - \sum_{i=1}^2 (k_{1i} + k'_{1i})b_{1i}, \\ G &= a^2(k_1 + k'_1) + b_{1i} \sum_{i=1}^2 (k_{1i} + k'_{1i}), \quad B = \sum_{j=1}^3 (k_{2j} + k'_{2j})b_{2j}, \quad D = \sum_{j=1}^3 (k_{2j} + k'_{2j})(d_2 + b_{2j}), \\ T &= \sum_{j=1}^3 (k_{2j} + k'_{2j})(c + l_1 + d_2 + b_2), \quad Q = \sum_{j=1}^3 (k_{2j} + k'_{2j})(l_1 + d_2 + b_{2j}). \end{aligned}$$

Якщо систему рівнянь у варіаціях (3.37) записати у векторно-матричній формі

$$\left\| \alpha_{ij} \right\|_1^4 \text{col}(\dot{U}, \dot{\omega}, \ddot{\phi}_1, \ddot{\phi}_2) - \left\| b_{ij} \right\|_{4,6} \text{col}(U, \omega, \phi_1, \dot{\phi}_1, \phi_2, \dot{\phi}_2) = 0, \quad (3.39)$$

то характеристичним рівнянням системи буде

$$\begin{vmatrix} a_{11}\lambda - b_{11} & a_{12}\lambda - b_{12} & a_{13}\lambda^2 - b_{14} - b_{13} & a_{14}\lambda^2 - b_{16} - b_{15} \\ a_{21}\lambda - b_{21} & a_{22}\lambda - b_{22} & a_{23}\lambda^2 - b_{24} - b_{23} & a_{24}\lambda^2 - b_{26} - b_{25} \\ a_{31}\lambda - b_{31} & a_{32}\lambda - b_{32} & a_{33}\lambda^2 - b_{34} - b_{33} & a_{34}\lambda^2 - b_{36} - b_{35} \\ a_{41}\lambda - b_{41} & a_{42}\lambda - b_{42} & a_{43}\lambda^2 - b_{44} - b_{43} & a_{44}\lambda^2 - b_{46} - b_{45} \end{vmatrix} = \sum_{i=0}^6 A_i \lambda^{p-i} = 0 \quad (3.40)$$

де коефіцієнти b_{ij} визначаються як:

$$b_{11} = (k_s + k_2)V^{-1}; \quad b_{12} = (T - K)V^{-1} - (m + m_1 + m_2)V; \quad b_{13} = k_2; \quad b_{14} = V^{-1}Q; \quad b_{15} = k_2; \quad b_{16} = V^{-1}D;$$

$$b_{21} = (T - K)V^{-1}; \quad b_{22} = (G + cT)V^{-1} + c(m_1 + m_2)V; \quad b_{23} = ck_2; \quad b_{24} = V^{-1}ck_2; \quad b_{25} = ck_2; \quad b_{26} = V^{-1}ck_2;$$

$$b_{31} = l_1 k_2 V^{-1}; \quad b_{32} = l_1 T V^{-1} + (m_1 d_1 + m_2 l_1)V; \quad b_{33} = -l_1 k_2; \quad b_{34} = l_1 V^{-1}Q; \quad b_{35} = l_1 k_2; \quad b_{36} = l_1 V^{-1}D;$$

$$b_{41} = DV, \quad b_{42} = V^{-1} \sum_{j=1}^3 (d_2 + b_{2j})T_j, \quad b_{43} = -D, \quad b_{44} = V^{-1} \sum_{j=1}^3 (k_{2j} + k_{2j}'), \quad ,$$

$$(d_2 + b_{2j})(l_1 + b_{2j} + l_1); \quad b_{45} = -D + q_2; \quad b_{46} = V^{-1} \sum_{j=1}^3 (k_{2j} + k_{2j}') (d_2 + b_{2j})^2 + q_2 + p_2.$$

Характеристичне рівняння (3.40) є рівнянням шостого порядку з дуже громіздкими коефіцієнтами. Прямий аналіз цього рівняння, а також можливість отримання критеріїв стійкості у загальному вигляді являє собою досить складну задачу, розв'язок якої у загальному випадку неможливий. Тому єдиним методом дослідження стійкості такого автопоїзда є чисельне визначення коренів характеристичного рівняння, наприклад, за допомогою програмного забезпечення Maple. Значення коренів характеристичного рівняння за різних швидкостей руху

автопоїзда за відсутності гальмівного моменту на колесах одного борта наведені у таблиці 3.2, а за величини гальмівного моменту, що складає $M_{gal}=0,2 \times G_\delta \times \varphi \times B/2 = 14400$ Нм (G_δ – навантаження на колеса одного ботра возика; φ – коефіцієнт зчеплення; B – колія коліс возика) наведені у табл. 3.3.

Аналіз даних таблиці 3.4 показує, що рух автопоїзда до швидкості 31 м/с за відсутності гальмівних моментів на колесах одного борту є стійким за обраних вихідних даних (всі дійсні корені і дійсні частини комплексно-спряжених коренів – від'ємні). Перевищення цієї швидкості приводить до появи додатніх коренів, за яких рух стає коливальним і нестійким. Використання гальмівного моменту для корекції траєкторії возика напівпричепа призводить до того, що вже при швидкості 10 м/с і гальмівному моменті $M_{gal}=30000$ Нм серед коренів системи рівнянь з'являється додатній корінь (таблиця 3.3), що вказує на можливу коливальну нестійкість автопоїзда.

Таблиця 3.2 – Корені рівняння (3.40) для автопоїзда з некерованим напівпричепом

V, м/с	Корені рівняння					
	λ_1	λ_2	λ_3	λ_4	λ_5	λ_6
5	-2,86	-1,19	-3,05+3,01i	-3,05-3,01i	-3,99+3,86i	-3,99-3,86i
10	-1,94	-1,05	-2,67+2,63i	-2,67-2,63i	-3,55+3,52i	-3,55-3,52i
15	-1,61	-0,98	-2,17+2,08i	-2,17-2,08i	-2,87+2,73i	-2,87-2,73i
20	-1,09	-0,69	-1,53+1,44i	-1,53-1,44i	-2,19+2,12i	-2,19-2,12i
25	-0,69	-0,45	-1,09+1,17i	-1,09-1,17i	-1,68+1,61i	-1,68-1,61i
30	-0,43	-0,21	-1,08+1,01i	-1,08-1,01i	-2,18+2,08i	-2,18-2,08i
30	-0,38	-0,16	-0,77+0,68i	-0,77-0,68i	-1,05+1,01i	-1,05-1,01i
35	-0,35	-0,28	-0,78+0,81i	-0,78-0,81i	-1,13+1,08i	-1,13-1,08i
38	-0,27	-0,11	-0,43+0,39i	-0,43-0,39i	-0,87+0,82i	-0,87-0,82i
39	-0,16	-0,03	+0,77+0,69i	+0,77-0,69i	-0,13+0,12i	-0,13-0,12i
40	+0,01	-0,02	-0,17+0,14i	-0,17-0,14i	-0,36+0,42i	-0,36-0,42i

Таблиця 3.3 – Корені рівняння (3.40) за подвійного приводу керування на задню вісь напівпричепа і гальмування коліс одного борту

$M_{\text{галь}}$, Нм	Корені рівняння					
	λ_1	λ_2	λ_3	λ_4	λ_5	λ_6
$V=5 \text{ м/с}$						
0	-12,65	-3,32	-3,98+3,87i	-3,98-3,87i	-7,84+7,57i	-7,84-7,57i
600	-11,72	-3,13	-3,67+3,63i	-3,67-3,63i	-7,65+7,43i	-7,65-7,43i
1200	- 9,31	-2,73	-3,01+3,03i	-3,01-3,03i	-5,61+5,51i	-5,61-5,51i
1800	- 6,42	-1,98	-2,13+2,14i	-2,13-2,14i	-4,32+4,25i	-4,32-4,25i
2000	- 3,61	-1,35	-1,66+1,67i	-1,66-1,67i	-3,03+2,92i	-3,03-2,92i
2400	- 1,47	-0,76	-1,04+1,01i	-1,04-1,01i	-2,01+1,87i	-2,01-1,87i
$V=10 \text{ м/с}$						
0	-2,86	-1,19	-3,05+3,01i	-3,05-3,01i	-3,99+3,86i	-3,99-3,86i
600	-1,94	-1,05	-2,67+2,63i	-2,67-2,63i	-3,55+3,52i	-3,55-3,52i
1200	- 1,61	-0,98	-2,17+2,08i	-2,17-2,08i	-2,87+2,73i	-2,87-2,73i
1800	- 1,09	-0,69	-1,53+1,44i	-1,53-1,44i	-2,19+2,12i	-2,19-2,12i
2000	- 0,69	-0,45	-1,09+1,17i	-1,09-1,17i	-1,68+1,61i	-1,68-1,61i
2400	+ 0,35	-0,28	-0,78+0,81i	-0,78-0,81i	-1,13+1,08i	-1,13-1,08i
$V=15 \text{ м/с}$						
0	-0,43	-0,21	-1,08+1,01i	-1,08-1,01i	-2,18+2,08i	-2,18-2,08i
600	-0,38	-0,16	-0,77+0,68i	-0,77-0,68i	-1,05+1,01i	-1,05-1,01i
1200	- 0,27	-0,11	-0,43+0,39i	-0,43-0,39i	-0,87+0,82i	-0,87-0,82i
1800	+ 0,04	-0,07	-0,17+0,14i	-0,17-0,14i	-0,36+0,42i	-0,36-0,42i
2000	+ 0,16	-0,03	+0,77+0,69i	+0,77-0,69i	-0,13+0,12i	-0,13-0,12i
2400	+ 0,31	+0,02	+1,84+1,77i	-1,84-1,77i	+0,09+0,17i	+0,09-0,17i
$V=20 \text{ м/с}$						
0	-0,09	-0,08	-0,57+0,53i	-0,57-0,53i	-0,68+0,59i	-0,68-0,59i
600	+0,14	-0,02	-0,33+0,31i	-0,33-0,31i	-0,55+0,48i	-0,55-0,48i
1200	+0,69	+0,08	-0,16+0,13i	-0,16-0,13i	-0,26+0,25i	-0,26-0,25i
1800	+0,99	+0,17	-0,07+0,05i	-0,07-0,05i	-0,13+0,12i	-0,13-0,12i
2000	+1,34	+0,46	+0,12+0,11i	+0,12-0,11i	-0,02+0,01i	-0,02-0,01i
2400	+ 2,65	+0,88	+0,94+0,91i	-0,94-0,91i	+0,07+0,81i	-0,07-0,81i

Таблиця 3.4 – Корені рівняння (3.40) за подвійного приводу керування на задню вісь напівпричепа за відсутності гальмування коліс одного борту

Корені характеристичного рівняння						
Швидкіс ть, м/с	λ_1	λ_2	λ_3	λ_4	λ_5	λ_6
1,0	-81,85	-78,27	-8,98	-3,76	-8,82+7,72i	-8,82-7,72i
3,0	-19,26	-4,19	-5,32+5,03i	-5,32-5,03i	-7,08+7,13i	-7,08-7,13i
5,0	-7,16	-2,44	-4,17+4,09i	-4,17-4,09i	-5,43+5,23i	-5,43-5,23i
7,0	-3,47	-1,21	-1,93+1,84i	-1,93-1,84i	-4,22+4,11i	-4,22-4,11i
9,0	-3,01	-1,02	-1,69+1,63i	-1,69-1,63i	-3,34+3,29i	-3,34-3,29i
11,0	-2,67	-0,87	-1,24+1,41i	-1,24-1,41i	-2,54+2,38i	-2,54-2,38i
13,0	-2,26	-0,79	-1,21+1,23i	-1,21-1,23i	-2,29+2,26i	-2,29-2,26i
15,0	-1,97	-0,75	-1,17+1,13i	-1,17-1,13i	-2,15+2,07i	-2,15-2,07i
17,0	-1,68	-0,68	-1,08+1,05i	-1,08-1,05i	-1,89+1,77i	-1,89-1,77i
19,0	-1,11	-0,54	-0,97+0,94i	-0,97-0,94i	-1,21+1,12i	-1,21-1,12i
20,0	-0,63	-0,38	-0,91+0,88i	-0,91-0,88i	-0,86+0,81i	-0,86-0,81i
21,0	-0,37	-0,28	-0,72+0,69i	-0,72-0,69i	-0,63+0,58i	-0,63-0,58i
22,0	-0,33	-0,21	-0,58+0,51i	-0,58-0,51i	-0,49+0,45i	-0,49-0,45i
23,0	-0,31	-0,17	-0,47+0,46i	-0,47-0,46i	-0,45+0,41i	-0,45-0,41i
24,0	-0,26	-0,12	-0,41+0,39i	-0,41-0,39i	-0,38+0,36i	-0,38-0,36i
25,0	-0,21	-0,07	-0,37+0,34i	-0,37-0,34i	-0,31+0,29i	-0,31-0,29i
26,0	-0,16	-0,04	-0,31+0,29i	-0,31-0,29i	-0,23+0,19i	-0,23-0,19i
27,0	-0,11	-0,01	-0,24+0,21i	-0,24-0,21i	-0,18+0,17i	-0,18-0,17i
28,0	-0,06	-0,005	-0,17+0,15i	-0,17-0,15i	-0,13+0,11i	-0,13-0,11i
29,0	-0,01	-0,001	-0,13+0,11i	-0,13-0,31i	-0,11+0,09i	-0,11-0,09i
30,0	-0,03	-0,06	-0,11+0,10i	-0,11-0,10i	-0,09+0,08i	-0,09-0,08i
31,0	+0,15	+0,17	-0,07+0,05i	-0,07-0,05i	-0,08+0,07i	-0,08-0,07i
32,0	+1,27	+0,68	+0,19+0,17i	+0,19-0,17i	-0,06+0,05i	-0,06-0,05i
33,0	+2,96	+1,65	+1,29+1,14i	+1,29-1,14i	-0,03+0,01i	-0,03-0,01i

Крім названих вимог забезпечення стійкості руху (від'ємні дійсні корені і дійсні частини комплексно-спряжених коренів) є також вимога додатності вільного члена характеристичного рівняння

$$\begin{aligned}
 A_6 &= \begin{vmatrix} b_{11} & b_{12} & b_{13} & b_{15} \\ b_{11} & b_{12} & b_{13} & b_{15} \\ b_{11} & b_{12} & b_{13} & b_{15} \\ b_{11} & b_{12} & b_{13} & b_{15} \end{vmatrix} = \\
 &= \begin{vmatrix} (k_s+k_2)V^{-1} & (T-K)V^{-1} - (m_1+m_2)V & -k_2 & -k_2 \\ (T-K)V^{-1} & (G+cT)V^{-1} + c(m_1+m_2)V & ck_2 & ck_2 \\ l_1k_2V^{-1} & l_1TV^{-1} + (m_1d_1+m_2l_1)V & -l_1k_2 & -l_1k_2 \\ DV^{-1} & V^{-1} \sum_{j=1}^3 (d_2+b_{2j})T_j + m_2d_2V & -D & -D + q_2 \end{vmatrix} = A_6^0 + A_6^1 \times \frac{1}{V^2} > 0,
 \end{aligned}$$

тобто

$$V^2 < A_6^1(-A_6^1)^{-2} \quad (3.41)$$

Знайдемо таке значення швидкості V центра мас тягача V_{kp} , за якого A_6 перетворюється в нуль. При цьому $V=V_{kp}$; при $V < V_{kp}$ коефіцієнт A_6 додатній, при $V > V_{kp}$ – від’ємний. Отримаємо

$$V_{kp}^2 = \frac{(M_{eal} + D + Q)(k_s G - K^2) + M_{eal}(k_2 G + k_s T^2 k_2^{-1} + 2KT)}{m[(M_{eal} + D + Q)K] - qT + m_1(F - qS) + m_2(W - M_{eal}U)} = \frac{a + bM_{eal}}{h + dM_{eal}}, \quad (3.42)$$

де

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

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

Рух зі швидкістю, що менша критичної, асимптотично стійкий за умови відсутності у цьому інтервалі коливальної нестійкості і загасання збурень проходить з плином часу по експоненті. Якщо швидкість перевищує V_{kp} , то рух нестійкий і збурення змінних зростають по експоненті.

Критична швидкість суттєво залежить від масових (m_1, m_2), геометричних параметрів ведених ланок автопоїзда (c_1, d_1, d_2, b_{2j}) і величини гальмівного

моменту на колесах його осей (M_{car}). Збільшення мас і габаритних розмірів ведених ланок, а також величини гальмівного моменту на колесах возика звужує інтервали швидкості, за якої можливий стійкий рух. Величина гальмівного моменту залежить від параметрів руху автопоїзда – кутів складання і їх похідних. Зменшити шкідливий вплив гальмівного моменту на показники стійкості руху автопоїзда можна за рахунок раціонального розміщення точки зчіпки тягача з напівпричепом. Переміщення точки зчіпки у напрямку центра мас тягача збільшує критичну швидкість руху автопоїзда.

Для розгляду показників стійкості у загальному випадку руху автопоїзда необхідно інтегрування системи рівнянь (3.40). Таке інтегрування було виконано за допомогою програмного забезпечення Maple 15.

На рис. 3.7, ..., 3.16, як приклад, наведено результати розрахунків стабілізуючого моменту шин (M_{01}) керуючого колісного модуля (ККМ) та моменту сил пружності деталей його рульового приводу; кутів повороту керованих коліс тягача і передньої осі напівпричепа (кути повороту середньої і задньої осі визначалися через передаточне відношення приводу керування); кутів відведення коліс усіх осей та складання автопоїзда, бічних сил на колесах ККМ та передній керованій осі возика напівпричепа; фазові портрети для кутів повороту керованих коліс тягача, складання автопоїзда і передньої осі напівпричепа; залежності кутової швидкості тягача і повороту передньої осі напівпричепа, а також бічної швидкості центра мас тягача від часу переходного процесу за умови відсутності гальмівного моменту на колесах одного борту возика, а на рис. 3.12, ..., 3.16 – за гальмівного моменту, визначеного для коефіцієнта $\kappa=0,15$. Всі розрахунки виконані при швидкості 15 м/с і початковому збуренні $\omega = 0,05 \text{ c}^{-1}$.

Кут складання у разі лінійної моделі некерованого автопоїзда в 2,05...2,28 рази перевищує кут повороту керованих коліс тягача, у той час як для автопоїзда з керованим напівпричепом це відношення складає 1,47...1,61, а за умови корекції траєкторії возика напівпричепа гальмуванням коліс одного борту – тільки 1,23...1,38. Зміна кута складання для некерованого автопоїзда

відбувається за аперіодичним законом, чим підтверджується стійкість його руху.

При швидкості 15,0 м/с маємо стійкий рух автопоїзда як з керованими колесами напівпричепа, так і з керованими колесами напівпричепа і корекцією траєкторії возика гальмуванням коліс одного борту (див. фазові кути повороту керованих коліс тягача напівпричепа), незважаючи на коливальний характер усіх параметрів. Але стійкий рух автопоїзда з керованими колесами напівпричепа і корекцією траєкторії возика гальмуванням коліс одного борту спостерігається тільки до швидкості 15 м/с. Перевищення цієї швидкості призводить до нестійкого руху автопоїзда.

Якісно такі ж результати були отримані при інтегруванні рівнянь руху і використанні нелінійних залежностей бічних реакцій на колесах осей автопоїзда від кутів відведення. При невеликих швидкостях руху ($v=5 \text{ m/s}$), малих початкових збуреннях ($d\theta/dt=\omega_e=0,01 \text{ c}^{-1}$) і незначному гальмівному моменті ($M_{gal}=0,05 \times \sum Z_b \times B / 2 \times \varphi$), зміна кута складання автопоїзда з керованим напівпричепом і з керованими колесами напівпричепа і корекцією траєкторії возика гальмуванням коліс одного борту бічна і кутова швидкості автомобіля–тягача незначно відрізняються від їхніх значень, отриманих при лінійній постановці задачі. Проте із збільшенням швидкості руху до 15 м/с, початкових збурень до $d\theta/dt=\omega_e=0,1 \text{ c}^{-1}$, гальмівного моменту до $M_{gal}=0,15 \times \sum Z_b \times B / 2 \times \varphi$, аперіодичний характер зміни перемінних φ , u , ω перетворюється в коливальний, що обумовлює його нестійкий рух. Для некерованого автопоїзда і автопоїзда з керованим напівпричепом у цьому діапазоні швидкостей зберігається аперіодичний закон зміни названих перемінних, тобто його рух стійкий. Крім того, було встановлено, що для тривісних напівпричепів з некерованими осями навіть при швидкості 1 м/с (коли поперечні складові сили інерції близькі до нуля) і гальмівному моменті $M_{gal}=0,05 \times \sum Z_b \times B / 2 \times \varphi$, кути відведення всіх коліс автопоїзда відмінні від нуля.

$M_{gal} = 0 \text{ H}\cdot\text{m}$, $v = 15 \text{ m/c}$

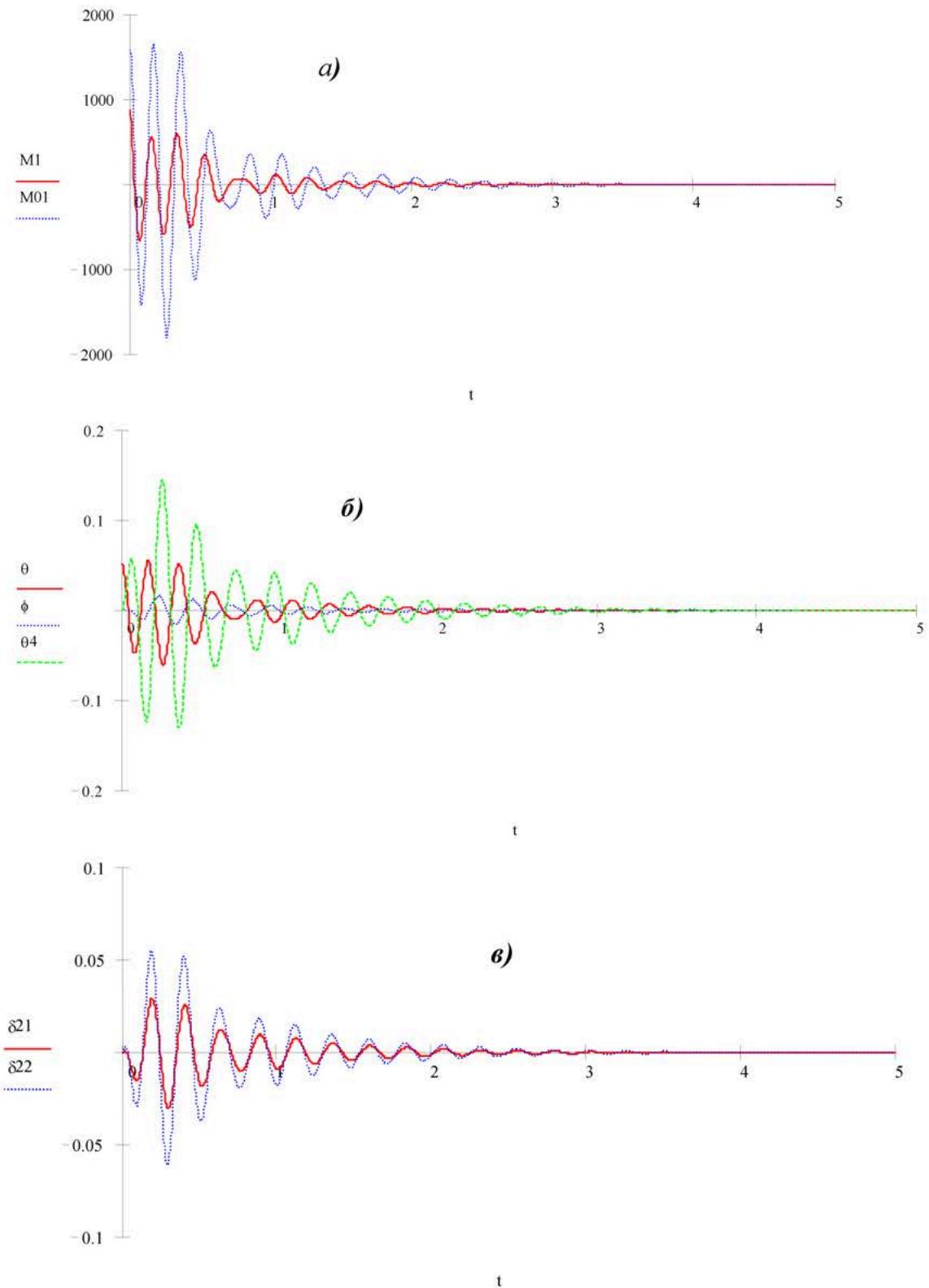


Рисунок 3.7 – Залежність стабілізуючого моменту шин ККМ M_{0l} і моменту сил пружності деталей рульового приводу $M1$ (а), кутів повороту керованих коліс тягача θ , возика напівпричепа $\theta4$, першого кута складання ϕ (б), кутів відведення середньої і задньої осі тягача $\delta21$ і $\delta22$ від часу переходного процесу (в)

$M\text{гал.}=0 \text{ H}\cdot\text{м}, v=15 \text{ м}/\text{с}$

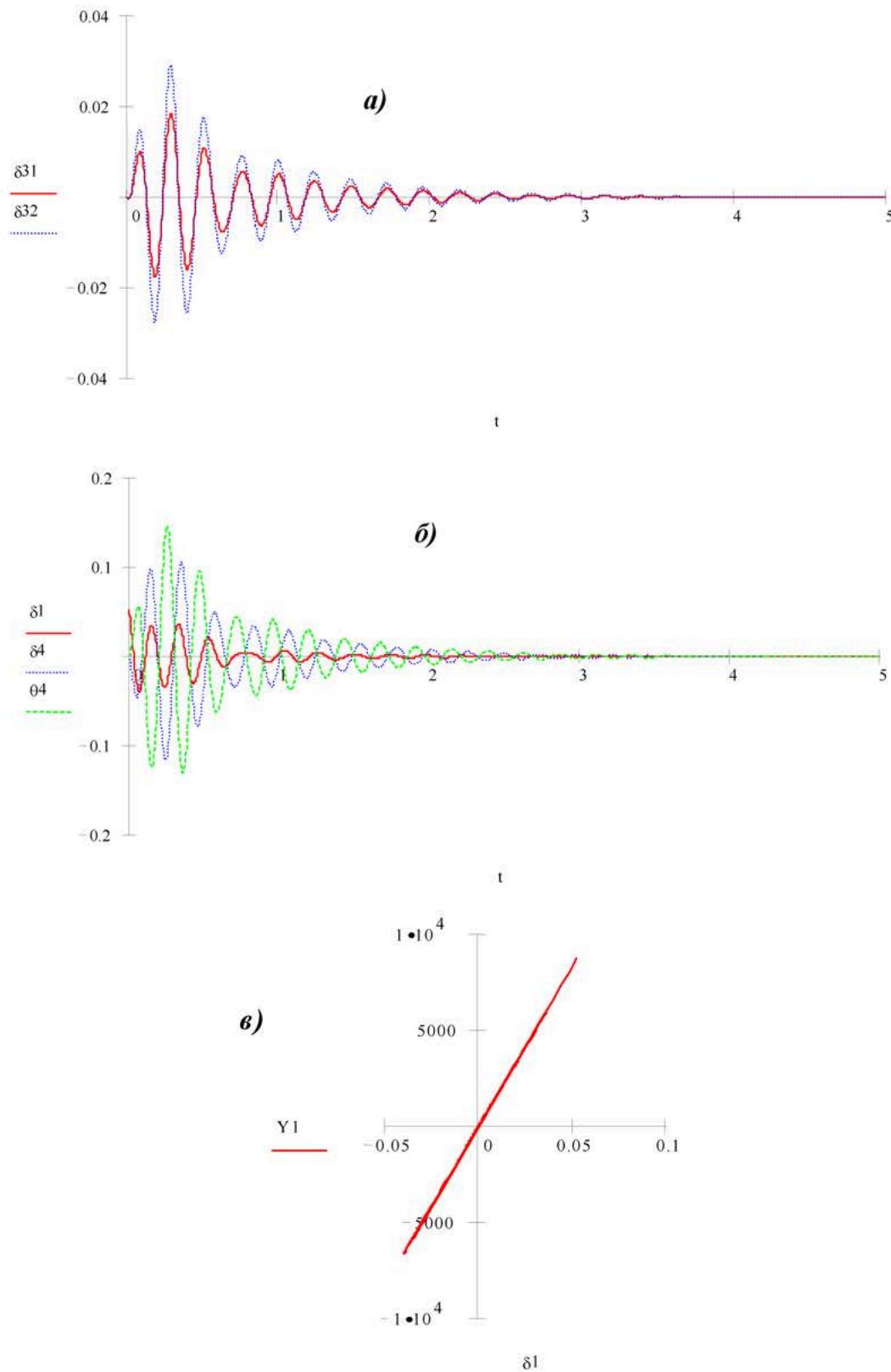


Рисунок 3.8 – Залежність кутів відведення середньої і задньої осі возика напівпричепа δ_{31} і δ_{32} (а), коліс керованої осі тягача δ_1 і передньої осі возика δ_4 (б) від часу переходного процесу та бічної сили на колесах передньої осі тягача від кута відведення (в)

$M\text{гал.} = 0 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $v = 15 \text{ м}/\text{с}$

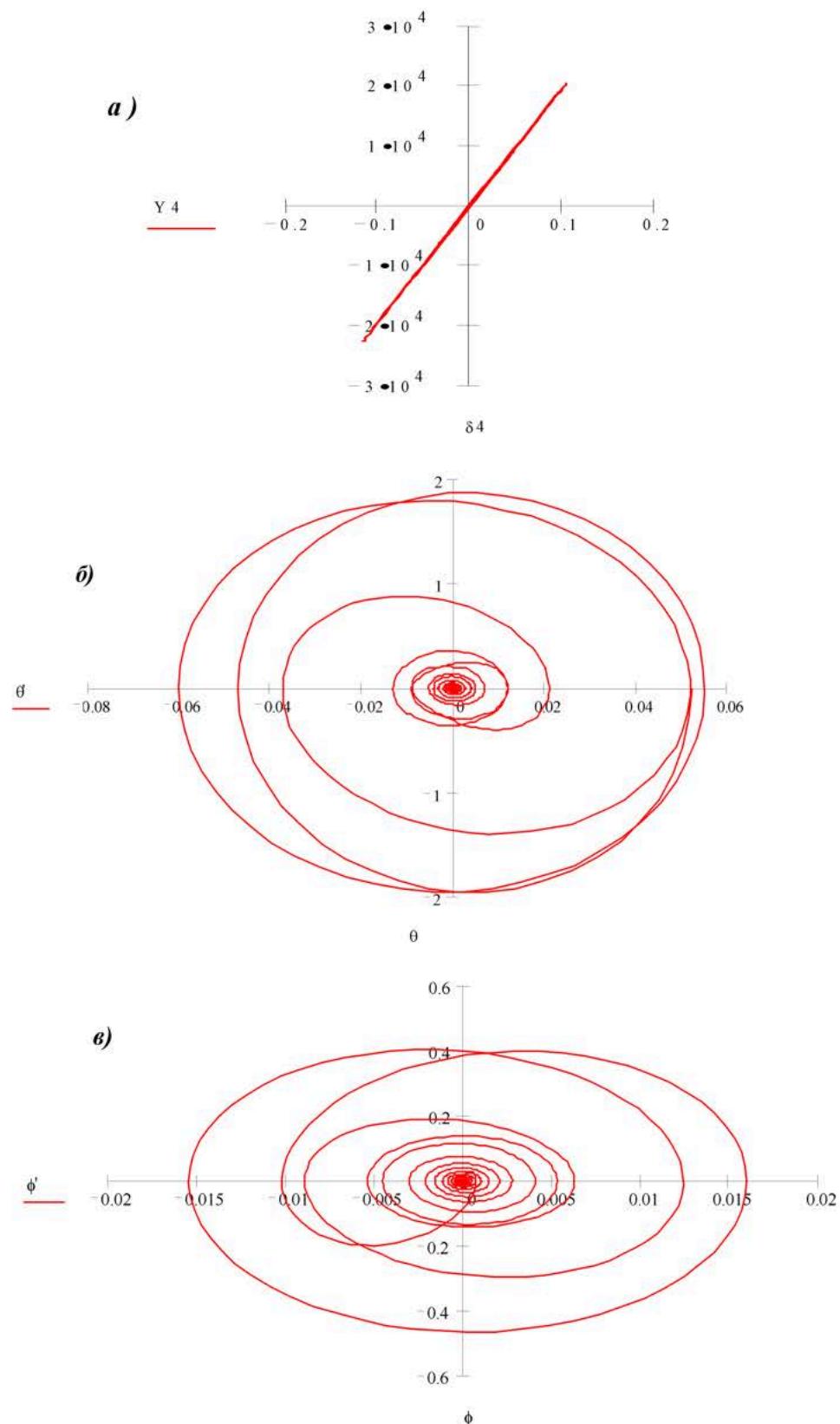


Рисунок 3.9 – Залежність бічної сили на колесах передньої осі возика напівпричепа від кута відведення (a) та фазові портрети кута повороту керованих коліс тягача θ (б) і першого кута складання φ (в)

$M_{gal} = 0 \text{ H}\cdot\text{m}$, $v = 15 \text{ m/c}$

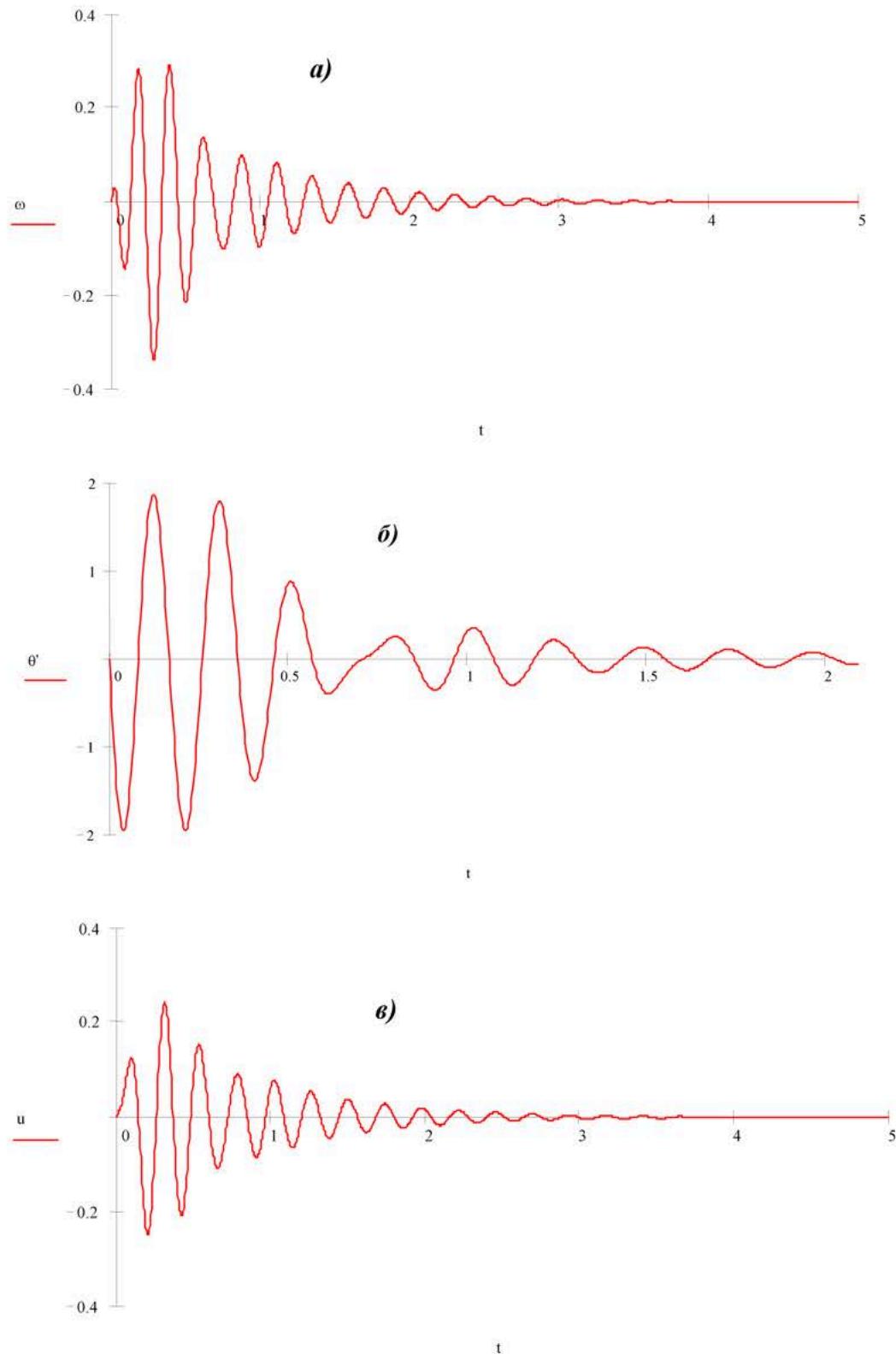


Рисунок 3.10 – Зміна кутової швидкості автомобіля тягача (a),
повороту керованих коліс (b) і бічної швидкості
централ мас автомобіля–тягача (c)

$M_{gal} = 0 \text{ H}\cdot\text{m}$, $v = 15 \text{ m/c}$

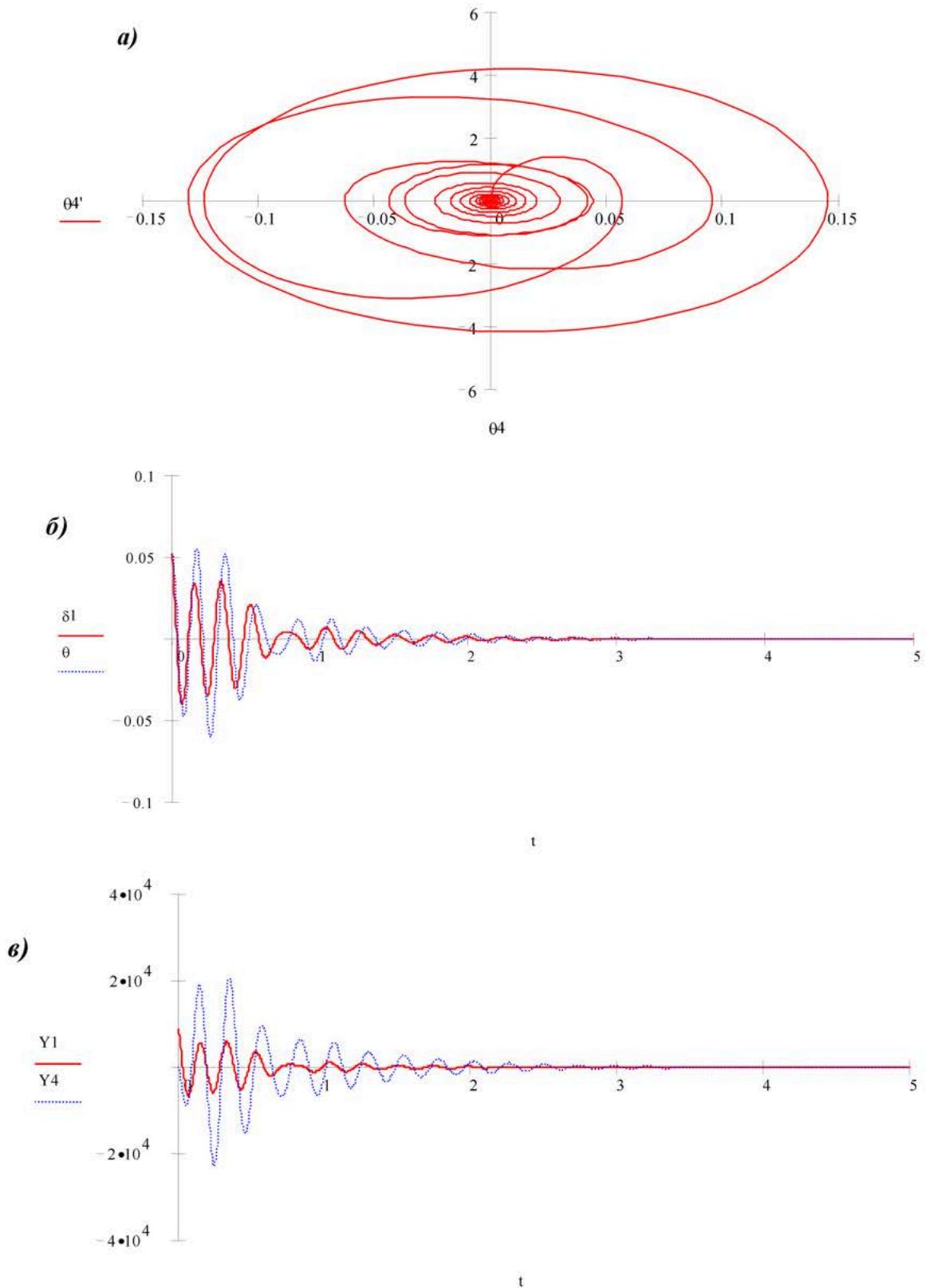


Рисунок 3.11 – Фазовий портрет кута повороту керованих коліс возика напівпричепа θ_4 (а) та залежності кута відведення і повороту керованих коліс тягача (б) і бічних сил на колесах осей тягача і возика напівпричепа (в)

$$\kappa = 0,15, v = 15 \text{ м/с}$$

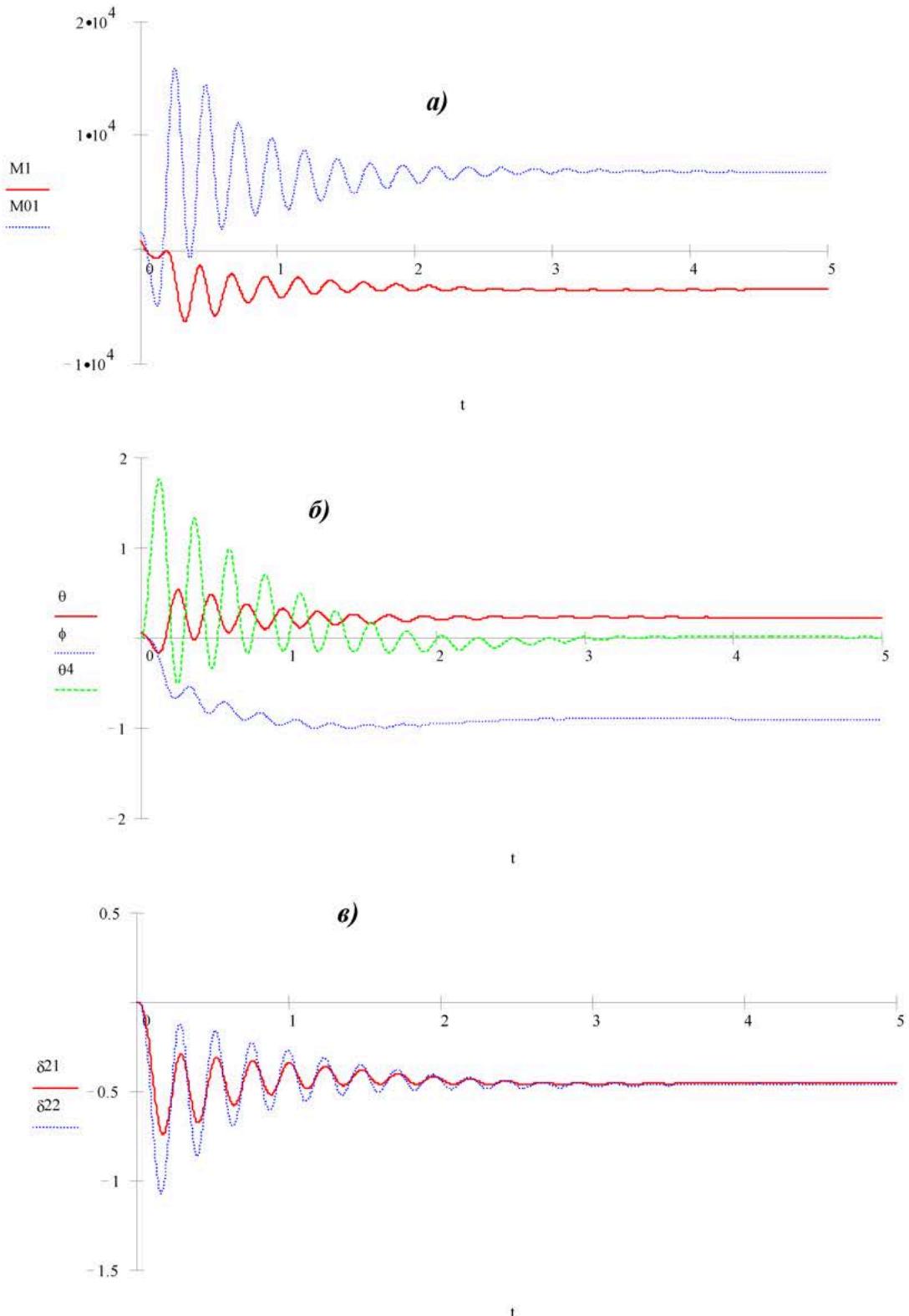


Рисунок 3.12 – Залежність стабілізуючого моменту шин ККМ M_{01} і моменту сил пружності деталей рульового приводу M_1 (а), кутів повороту керованих коліс тягача θ , возика напівпричепа θ_4 , першого кута складання φ (б), кутів відведення середньої і задньої осі тягача δ_{21} і δ_{22} від часу перехідного процесу (в)

$\kappa = 0,15, v = 15 \text{ m/c}$

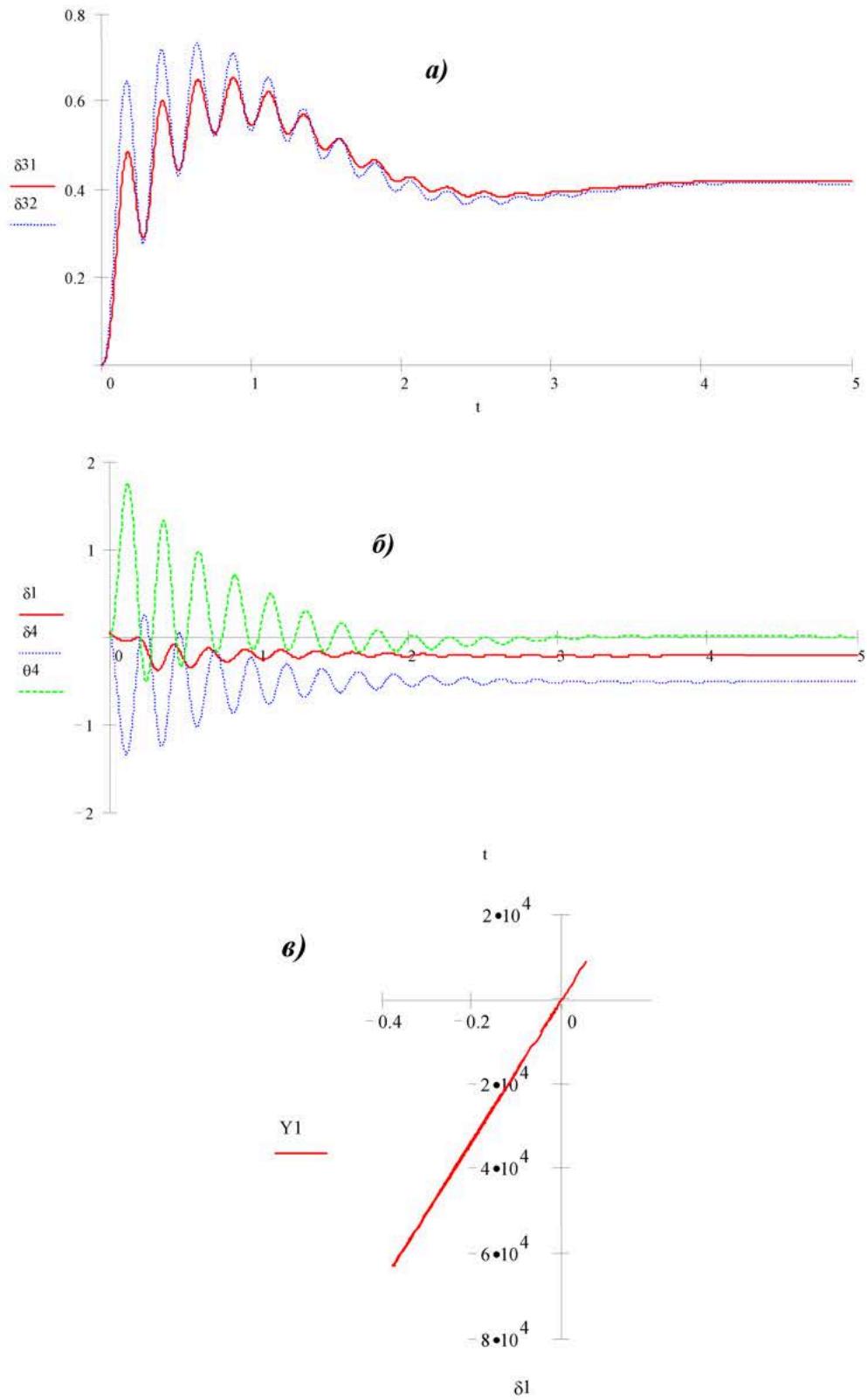


Рисунок 3.13 – Залежність кутів відведення середньої і задньої осі возика напівпричепа δ_{31} і δ_{32} (*a*), коліс керованої осі тягача δ_l і передньої осі возика δ_{41} (*b*) від часу переходного процесу та бічної сили на колесах передньої осі тягача від кута відведення (*c*)

$$\kappa = 0,15 \quad v = 15 \text{ м/с}$$

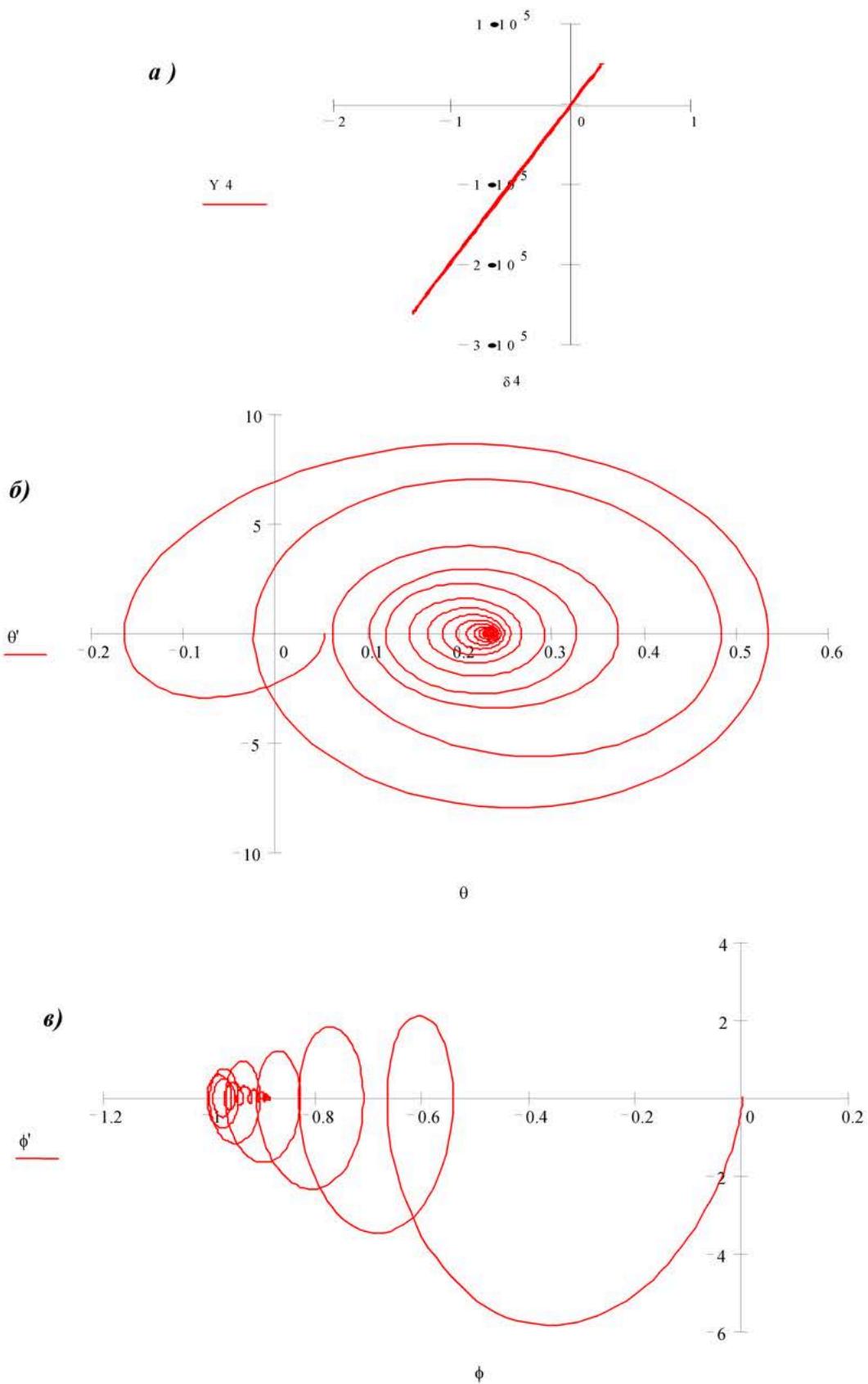


Рисунок 3.14 – Залежність бічної сили на колесах передньої осі возика напівпричепа від кута відведення (*a*) та фазові портрети кута повороту керованих коліс тягача θ (*b*) і першого кута складання φ (*c*)

$$\kappa = 0,15, v = 15 \text{ m/c}$$

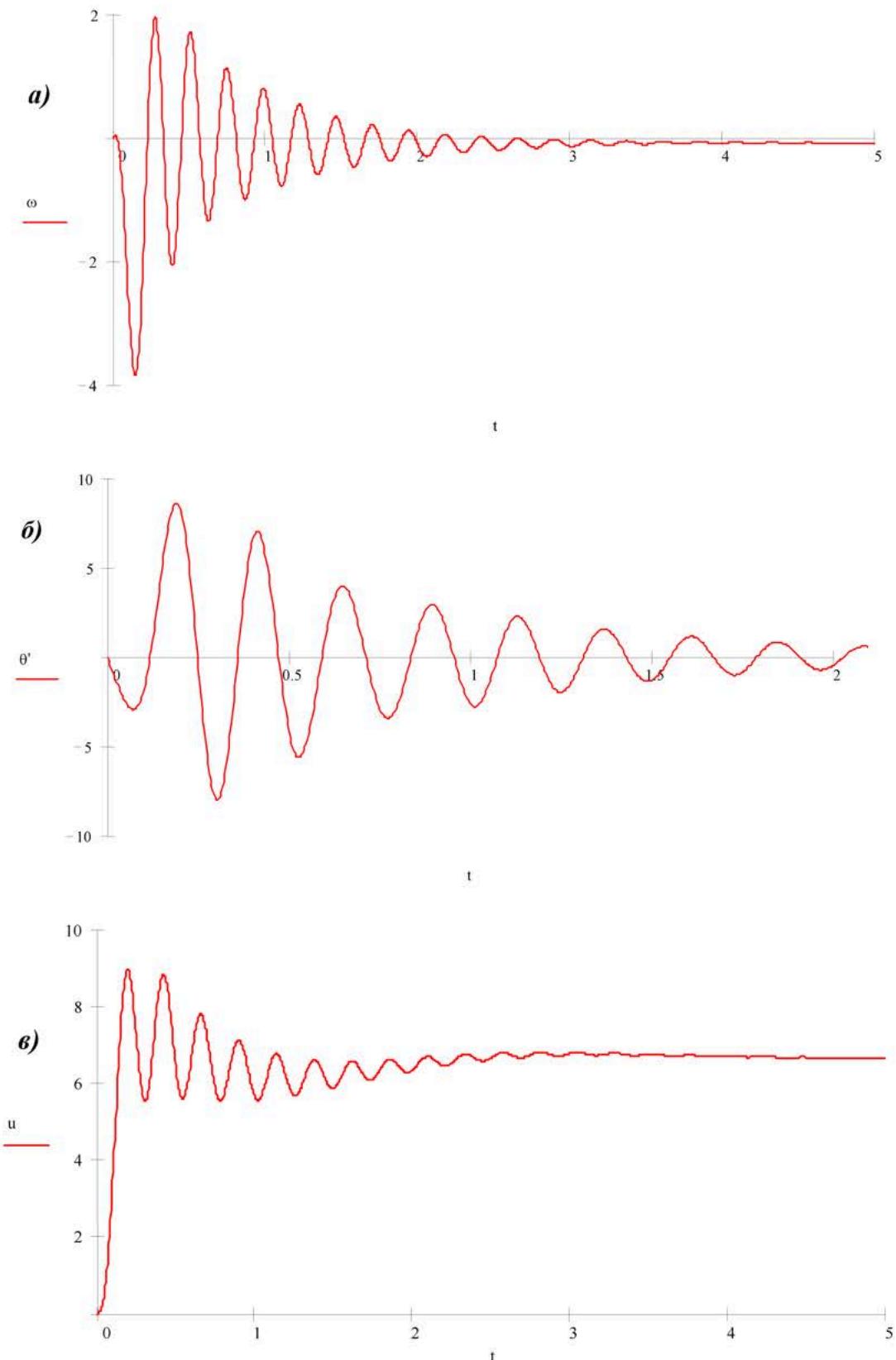


Рисунок 3.15 – Зміна кутової швидкості автомобіля тягача (a),
повороту керованих коліс (б) і бічної швидкості
централ мас автомобіля–тягача (в)

$$\kappa=0,15, \nu=15m/c$$

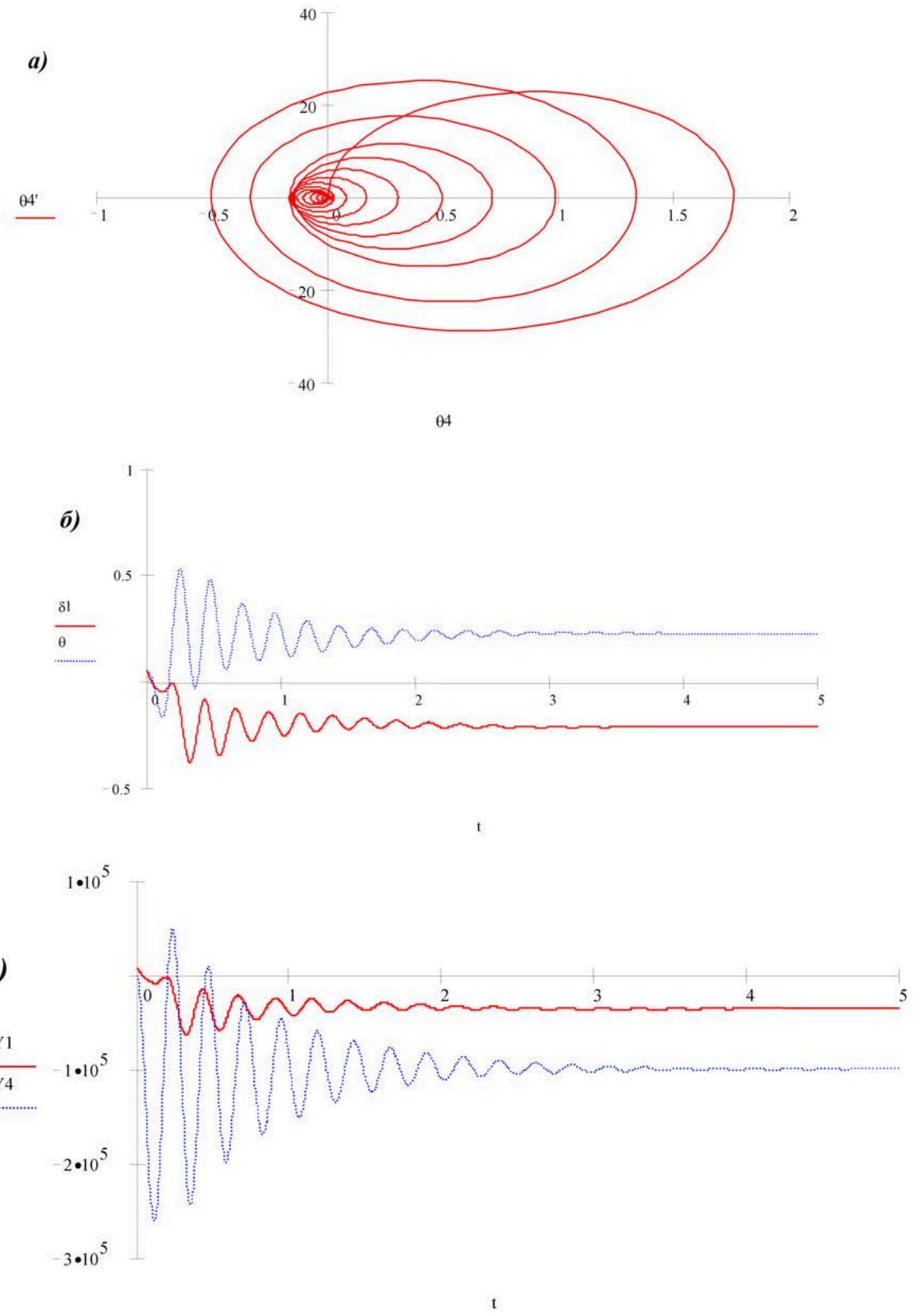


Рисунок 3.16 – Фазовий портрет кута повороту керованих коліс возика напівпричепа θ_4 (а) та залежності кута відведення і повороту керованих коліс тягача (б) і бічних сил на колесах керованих осей тягача і возика напівпричепа (в)

При цьому, якщо швидкість руху не перевищує 5 м/с, кути відведення коліс середньої осі візка мають знак, протилежний знаку кутів відведення коліс передньої і задньої осей. При збільшенні швидкості руху автопоїзда кути відведення коліс середньої осі зменшуються за абсолютною величиною до деякої швидкості, а при подальшому її зростанні – змінюють знак на протилежний і збільшуються. Із збільшенням кута повороту коліс передньої осі навіть при швидкості 1 м/с кути відведення коліс всіх осей зростають. При швидкостях, відмінних від нуля і гальмівному моменті $M_{gal}=0,05 \times \sum Z_i \times B / 2 \times \varphi$, кути відведення всіх коліс тривісного візка напівпричепа можна розглядати як алгебраїчну суму кутів відведення, що виникають при швидкості $v \approx 0$ в результаті наявності двох осей із неповоротними колесами, і кутів відведення, що обумовлені поперечною складовою бокою сили, пропорційною при незмінному радіусі повороту і швидкості руху автопоїзда величині гальмівного моменту. У разі візка з некерованими осями зі збільшенням швидкості руху більш за все зростають кути відведення передньої осі, кути відведення коліс задньої осі у візках з керованими колесами напівпричепа і корекцією траєкторії возика гальмуванням коліс одного борту зростають швидше, чим в некерованих. Знання характеру залежностей кутів відведення від швидкості і кута повороту коліс передньої осі дозволяє оцінювати всі параметри керованості і стійкості автопоїзда.

Візок напівпричепа з керованими колесами напівпричепа і корекцією траєкторії возика гальмуванням коліс одного борту при малих швидкостях руху, не перевищуючих 2 м/с, має незначну надлишкову повороткість, яка зі збільшенням швидкості руху автопоїзда до 10,5 м/с переходить в недостатню. Перевищення цієї швидкості призводить знову до того, що повороткість автопоїзда стає надлишковою. Як показали розрахунки, така зміна статичної повороткості характерна для всіх варіантів і обраних розрахункових параметрів.

За отриманими кутами відведення коліс візка і автомобіля тягача, а також кутів повороту керованих коліс тягача і передньої осі напівпричепа за різних значень величини гальмівного моменту на колесах одного борту визначався

радіус повороту автопоїзда. При малій швидкості руху радіуси повороту автопоїзда для всіх розрахункових параметрів майже однакові, а із збільшенням швидкості руху і величини гальмівного моменту на колесах одного борту їх величина зменшується. Тому розглянемо більш детально взаємозв'язок між параметрами системи управління возиком напівпричепа і величиною гальмівного моменту на колесах його одного борту.

3.4 Визначення параметрів закону управління возиком напівпричепа

Для плоскої моделі приведеного автопоїзда «оптимальний» закон управління поворотними осями возика напівпричепа (за якого траєкторії автомобіля–тягача і напівпричепа співпадають між собою) записано у вигляді [11]

$$\theta_2 = h\varphi,$$

де φ —перший кут складання;

$$h \text{ — коефіцієнт передачі } h = 1 - \frac{2V^2}{gk_2L_1};$$

V —лінійна швидкість руху автопоїзда;

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

L_1 —база напівпричепа.

У свою чергу, перший кут складання визначено як

$$\phi_1 = \frac{\theta_1}{1+h_1} \times \frac{\left(\frac{1}{k_3} - \frac{1}{k_{\Sigma}} \right) \times \frac{V^2}{g} - (L_1 + c - b)}{\left(\frac{1}{k_{\Sigma}} - \frac{1}{k_1} \right) \times \frac{V^2}{g} - l},$$

де $k_{\Sigma} = k_{11} + k_{12}$ — сума коефіцієнтів опору відведення коліс другої і третьої осей тягача; k_1 — коефіцієнт опору відведення коліс керованої осі тягача; k_3 — коефіцієнт опору відведення коліс приведеної ланки; l —база автомобіля–тягача; c —відстань від центра мас до точки зчіпки тягача і напівпричепа; b —відстань від точки зчіпки до задньої осі тягача.

Кінематичні співвідношення, що забезпечують збіг траєкторій тягача і возика напівпричепа, записані в такому вигляді [146]:

$$\theta_2 = \left[\operatorname{arctg} \left(\frac{2tg\phi_2}{1 - k + \sqrt{(1 - k)^2 - 4ktg^2\phi_2}} \right) \right] - \phi_2,$$

де ϕ_2 – другий кут складання; k – коефіцієнт, що враховує бічне переміщення центра мас візка напівпричепа за рахунок бічної пружності шин.

Методика визначення кута ϕ_2 , а також ϕ_1 буде різною в залежності від положення візка напівпричепа відносно автомобіля–тягача, що здійснює поворот.

У загальному вигляді можна записати

$$\theta_2 = f(\phi_2, k).$$

Для автопоїзда з керованим напівпричепом рівняння для визначення коефіцієнта передачі записується у вигляді [149]:

$$h = \left(1 + 2 \frac{c - b}{L_1} \right) - 2 \frac{V^2}{L_1 g} \left(\frac{1}{\bar{k}_2} - \frac{1}{\bar{k}_{1\Sigma}} \right),$$

де $\bar{k}_2, \bar{k}_{1\Sigma}$ – обезрозмірені коефіцієнти опору відведення коліс керованої осі візка і некерованих коліс тягача; c, b – геометричні параметри тягача.

Тоді

$$\theta_2 = h(\phi_1 + \phi_2),$$

де h визначається як функція набору параметрів

$$h = f(V, k_{ij}, m_i, a, b_i, c_1, d_1, d_2, b_{2j})$$

які у процесі руху не залишаються сталими, тобто привід керування возиком напівпричепа повинен бути регульованим і змінювати своє передаточне число від мінімального значення (блізького до нуля) до максимального

(блізького до нескінченості). Таке регулювання можна здійснити шляхом гальмуванням коліс одного борту.

За прийнятым законом управління визначимо величину гальмівного моменту коліс одного ботру возика напівпричепа, припускаючи, що точка зчіпки рухається по колу зі сталою швидкістю. У цьому випадку положення візка однозначно визначається законом управління його осями. При цьому втрачається один ступінь волі, тобто немає необхідності описувати положення возика напівпричепа окремим рівнянням по φ_2 . Будемо вважати, крім того, що і друга точка зчіпки O_2 рухається також по колу. При цьому для спрощення підрахунків зведемо всі осі візка до однієї, що відстоїть на відстань l_1 від центра мас візка. Позначимо приведені момент інерції і масу візка як \bar{I}_1, \bar{m}_1 .

Нехай точка зчіпки O_1 рухається по колу радіуса R із швидкістю V (рис.3.17). Тоді кутова швидкість радіуса вектора точки O_1 визначиться як $\omega = \frac{V}{R}$

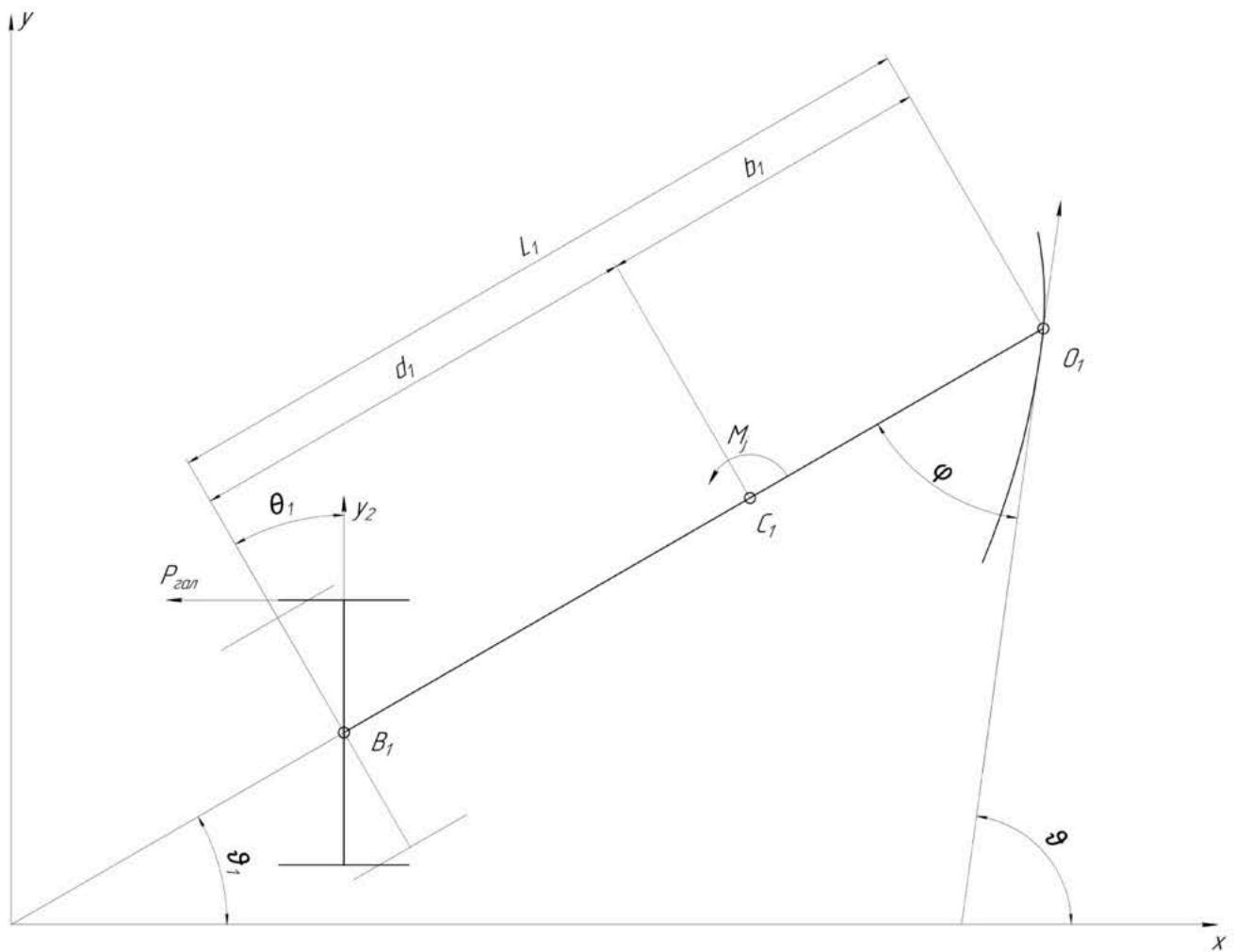


Рис. 3.17. – До визначення закону управління причіпною ланкою

Рівняння, що описує приведену ланку, записано у вигляді:

$$(I_1 + m_1 d_1^2) \ddot{\phi}_1 + m_1 d_1 \omega [V \cos \phi_1 - (U - \omega c) \sin \phi_1] = L_1 Y_2(\delta_2) - M_{gal},$$

$$\text{де } L_1 = l_1 + a_2 + b_2, \quad \delta_2 = -\theta_2 + \arctg \frac{-V \sin \phi_1 - (U - \omega c) \cos \phi_1 + (\omega - \dot{\phi}_1) L_1}{V \cos \phi_1 - (U - \omega c) \sin \phi_1}.$$

Розглянемо спочатку лінійний закон управління, тобто $\theta_2 = h \phi_1$.

Тоді рівняння рівноваги напівпричепа щодо вертикальної осі, яка проходить через точку O_1 , запишеться у вигляді

$$Y_2(\delta_2) L_1 - M_{gal} = m_1 \omega^2 R \cos \phi_1 d_1,$$

де $Y_2(\delta_2) L_1$ – момент бічної сили;

$m_1 \omega^2 R \cos \phi_1 d_1$ – момент сил інерції.

Після лінеаризації це рівняння перетвориться в таке

$$k_2 [-(h+1)\phi_1 + \frac{L_1}{R}] - \bar{M}_{gal} = \frac{\omega^2 R}{g},$$

де \bar{M}_{gal} – обезрозмірений (віднесений до сили тяжіння від маси, що

приходиться на возик напівпричепа, і координати центра мас напівпричепа a , тобто відстані від цента мас до точки зчіпки тягача з напівпричепом) гальмівний момент.

З цього виразу можна одержати аналітичну залежність для визначення першого кута складання.

З іншого боку, вимога відслідкування траєкторії точки зчіпки причіпною ланкою накладає умову, за якою (при $L > 2R$ задача не має рішення) [11]:

$$\begin{cases} \sin \phi_1 = \frac{L_1}{2R} \approx \phi_1 \\ \phi_1 = \frac{1}{(1+h)R} \left(L_1 - \frac{V^2}{gk_2} \right) \end{cases}$$

Спільне рішення рівнянь, що описують ці дві вимоги, визначає собою передаточне відношення системи управління напівпричепом

$$h = 1 - \frac{2V^2}{gk_2 L_1} \pm \bar{M}_{\text{заг}}$$

Отже, значення h є функцією не тільки геометричних параметрів і обезрозмірених коефіцієнта опору бічному відведення k_2 і гальмівного моменту $\bar{M}_{\text{заг}}$, але і швидкості руху автопоїзда, тобто отриманий закон управління пов'язаний із характерною швидкістю $V_* = \sqrt{k_2 L_1 g}$ такою, що якщо $V < V_*$, то напівпричіп орієнтується у внутрішню сторону і гальмівний момент повинен бути прикладений до коліс зовнішнього борту, а при $V > V_*$, – у зовнішню і гальмівний момент повинен бути прикладений до коліс внутрішнього борту. Цим пояснюється наявність знаку \pm біля гальмівного моменту.

У табл. 3.4 наведені результати розрахунку зсуву траєкторії возика напівпричепа щодо траєкторії автомобіля–тягача при виконанні автопоїздом різноманітних маневрів. При цьому розглядався автопоїзд з некерованим напівпричепом, з подвійним приводом управління напівпричепом, з подвійним приводом керування напівпричепом і гальмуванням коліс одного борту. При цьому коефіцієнт k у виразі, що визначає гальмівний момент на колесах одного борту возика напівпричепа, прийнято рівним 0,2.

Аналіз даних таблиці 3.4 показує, що подвійний привід керування, а також подвійний привід керування з корекцією траєкторії возика шляхом гальмування коліс одного борту забезпечують прийнятну вписуваність автопоїзда в найбільше типових умовах руху – поворотах на 90° і 180° . Проте при круговому русі і виконанні маневру "переставка" подвійний привід керування з корекцією

траєкторії возика шляхом гальмування коліс одного борту забезпечує більш точне відслідковування траєкторії автомобіля–тягача возиком напівпричепа у порівнянні з подвійним приводом керування. Разом з тим, і подвійний привод керування забезпечує досить прийнятні результати у порівнянні з автопоїздом із некерованим напівпричепом.

Таблиця 3.4. До аналізу ефективності управління поворотними осями возика напівпричепа

Маневр	V, м/с	$\theta_1(\dot{\theta}_1)$, рад (рад/с)	Зсув траєкторії возика по відношенню до траєкторії тягача, м		
			без керування	Подвійний привод керування	Подвійний привод керування і гальмування коліс одного борту
Поворот на 900		0,3 (0,05)	4,24	0,76	0,12
Поворот на 1800	5	0,3 (0,05)	4,16	0,72	0,10
Переставка	5	0,1 (0,10)	2,71	0,43	0,09
Поворот на 3600	5	0,3 (0,05)	4,02	0,58	0,06

Із наведених результатів розрахунку слідує, що застосування гальмування коліс одного борту возика для корекції траєкторії напівпричепа ефективне при малих швидкостях руху, за яких забезпечуються як високі показники маневреності, так і не порушуються ще показники стійкості руху.

3.5 Висновки до розділу

1) Розроблена математична модель руху автопоїзда у поздовжньо–вертикальній площині.

2) Визначено критичну швидкість руху автопоїзда. Показано, що рух зі швидкістю, що менша критичної, асимптотично стійкий за умови відсутності у цьому інтервалі коливальної нестійкості. Якщо швидкість перевищує $V_{кр}$, то рух нестійкий і збурення змінних зростають по експоненті.

3) Встановлено, що критична швидкість суттєво залежить від масових (m_1, m_2), геометричних параметрів ведених ланок автопоїзда (c_1, d_1, d_2, b_{2j}) і величини гальмівного моменту (моментів) на колесах його осей. Збільшення мас і габаритних розмірів ведених ланок, а також величини гальмівного моменту на колесах возика звужує інтервали швидкості, за якої можливий стійкий рух. Зменшити шкідливий вплив гальмівного моменту на показники стійкості руху автопоїзда можна за рахунок раціонального розміщення точки зчіпки тягача з напівпричепом. Переміщення точки зчіпки у напрямку центра мас тягача збільшує критичну швидкість руху автопоїзда.

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

5) При інтегруванні рівнянь руху і використанні нелінійних залежностей бічних реакцій на колесах осей автопоїзда від кутів відведення отримано якісно такі ж результати. При невеликих швидкостях руху ($v=5 \text{ м/с}$), малих початкових збуреннях ($d\theta/dt=\omega e=0,01 \text{ с}^{-1}$) і незначному гальмівному моменті ($M_{gal}=0,05 \times \sum Z_b \times B / 2 \times \varphi$), зміна кута складання автопоїзда з керованим напівпричепом і з керованими колесами напівпричепа і корекцією траекторії возика гальмуванням коліс одного борту бічна і кутова швидкості автомобіля–тягача незначно відрізняються від їхніх значень, отриманих при лінійній постановці задачі. Проте із збільшенням швидкості руху до 15 м/с, початкових збурень до $d\theta/dt=\omega e=0,1 \text{ с}^{-1}$, гальмівного моменту до

$M_{gal}=0,15 \times \sum Z_b \times B / 2 \times \varphi$, аперіодичний характер зміни перемінних φ , u , ω перетворюється в коливальний, що обумовлює нестійкий рух автопоїзда. У той же час для некерованого автопоїзда і автопоїзда з керованим напівпричепом у цьому діапазоні швидкостей зберігається аперіодичний закон зміни названих перемінних, тобто його рух стійкий.

6) При швидкостях, відмінних від нуля і гальмівному моменті $M_{gal}=0,05 \times \sum Z_b \times B / 2 \times \varphi$, кути відведення всіх коліс тривісного візка напівпричепа можна розглядати як алгебраїчну суму кутів відведення, що виникають при швидкості $v \approx 0$ в результаті наявності двох осей із неповоротними колесами, і кутів відведення, що обумовлені поперечною складовою бокової сили, пропорційної при незмінному радіусі повороту і швидкості руху автопоїзда величині гальмівного моменту. У разі візка з некерованими осями зі збільшенням швидкості руху більш за все зростають кути відведення коліс передньої осі. Кути відведення коліс задньої осі у візках з керованими колесами напівпричепа і корекцією траекторії возика гальмуванням коліс одного борту зростають швидше, чим в некерованих.

7) Проведеними розрахунками встановлено, що подвійний привід керування, а також подвійний привід керування з корекцією траекторії возика шляхом гальмування коліс одного борту забезпечують прийнятну вписуваність автопоїзда в найбільше типових умовах руху – поворотах на 90° і 180° . Проте при круговому русі і виконанні маневру «переставка» привід керування, що досліджується, забезпечує більш точне відслідковування траекторії автомобіля–тягача. Разом з тим, і подвійний привод керування забезпечує досить прийнятні результати у порівнянні з автопоїздом із некерованим напівпричепом. Із наведених результатів розрахунку слідує, що застосування гальмування коліс одного борту возика для корекції траекторії напівпричепа ефективне при малих швидкостях руху, за яких забезпечуються як високі показники маневреності, так і не порушуються ще показники стійкості руху, проте отримані закономірності потребують експериментальної перевірки.

РОЗДІЛ 4.

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ АВТОПОЇЗДА

4.1 Загальні положення

Процес руху автопоїзда залежить від багатьох факторів. Для того, щоб найбільш повно вивчити процеси, що відбуваються при русу автопоїзда з керованим напівпричепом при комбінованому способі управління, за рахунок повороту осі та бортової нерівномірності гальмівних сил, необхідно здійснити велику кількість спостережень та вимірювань. Розроблена у дисертаційній роботі математична модель дозволила аналітично визначити показники маневреності, стійкості та керованості автопоїзда при виконанні різних маневрів з урахуванням корекції траєкторії возика шляхом гальмування коліс одного борту.

Аналітичні дослідження маневреності і стійкості руху автопоїзда з керованим напівпричепом і корекцією траєкторії возика гальмуванням коліс одного його борту проведені при деяких припущеннях, зокрема, було прийнято, що автопоїзд рухається по рівній горизонтальній поверхні, непідресорена маса не крениться, складові елементи автопоїзда є абсолютно твердими тілами, вантаж на автопоїзді розташований так, що центри мас ланок, а також опорно-зчіпні пристрої, що з'єднують їх, розташовані у вертикальній площині симетрії ланки, а також не враховувалась динаміка рульового керування автомобіля-тягача, тощо. Все це потребує експериментальної перевірки.

4.2 Мета та завдання експерименту

Метою експериментальних досліджень є визначення показників маневреності, стійкості та керованості автопоїзда з подвійним приводом керування напівпричепом і корекцією траєкторії возика шляхом гальмування коліс одного борту.

Завданнями експериментальних досліджень були:

- розробка фізичної моделі автопоїзда з напівпричепом на якому реалізований комбінований спосіб управління однією з його осей. При цьому,

автопоїзд має бути оснащений вимірювальною, реєструючою та апаратурою дистанційного управління, для експериментального дослідження його властивостей.

- визначення параметрів маневреності автопоїзда за подвійного приводу керування колесами передньої осі возика напівпричепа за відсутності гальмування коліс одного борту возика (автопоїзд №1) і за наявності гальмування коліс одного борту (автопоїзд №2) при русі по криволінійних траєкторіях;
- оцінка впливу параметрів системи управління поворотом (величини гальмівного моменту на колесах одного борту возика напівпричепа) на показники маневреності і стійкості руху автопоїзда при поворотах на 90° і 180° .
- перевірка адекватності досліджень властивостей автопоїздів з керованим напівпричепом за комбінованим способом на фізичній моделі із застосуванням теорії подібності;
- порівняння результатів експериментальних досліджень з аналітичними отриманими за математичною моделлю.

4.3 Об'єкт експериментального дослідження

В якості об'єкту експериментальних досліджень була обрана фізична модель автопоїзда. Модель обладнана електронним приводом керування напівпричепом з можливістю корекції траєкторії возика шляхом гальмування коліс одного з бортів. Фізична модель автопоїзда, розроблена співробітниками кафедри «Автомобілі» Національного транспортного університету. [27].

Натурним зразком при складанні фізичної моделі автопоїзда був обраний автопоїзд категорії N3+O4 у складі двовісного сідельного тягача Volvo FM-500 та тривісного напівпричепа KRONE – SDP 24. Геометричні та масові параметри ланок автопоїзда зазначені в табл. 4.1.

У разі геометричної подоби використовується декартова система координат, при кінематичному подобі вводиться додаткова змінна – час. Про геометрично подібних рухомих системах говорять як про кінематично подібних

в тих випадках, коли відповідні точки описують за відповідні інтервали часу подібні траєкторії.

Таблиця 4.1 – Технічні характеристики натурного автопоїзда

Параметр	Значення
Сідельний тягач	Volvo FM-500
Габаритна довжина, м	6,850
Габаритна ширина, м	2,490
Габаритна висота, м	3,037
Колісна формула	6x4
Колісна база, м	3200+1370
Відстань від передньої осі до центру мас, м	2,030
Відстань від середньої осі до центру мас, м	1,170
Відстань від точки зчіпки до середньої осі, м	0,65
Споряджена маса тягача, кг	8605
Повна маса тягача, кг	34000
Максимальна повна маса автопоїзда, кг	70000
Максимальне навантаження на передню вісь, кг	8000
Максимальне навантаження на задній візок, кг	26000
Розмірність шин	315/70R 22,5
Напівпричіп	KRONE – SDP 24
Максимальне навантаження на сідло, кг	11000
Максимально допустиме навантаження на осі, кг	24000
Максимальна повна маса напівпричепа, кг	33610
Споряджена маса, кг	8000
Відстань між осями, м	1,310
Висота сідла, м	1,050–1,170
Габаритна довжина, м	13,485
Габаритна ширина, м	2,440
Габаритна висота, м	4,000
Розмірність шин	385/65 R22,5

Динамічно подібні системи – це геометрично подібні рухомі системи, в яких співвідношення між усіма відповідними силами однакові. Для того, щоб вибрати модель яка б найбільш точно відповідала умовам теорії подоби, необхідно порівняти її деякі параметри з натурою. Лінійні розміри моделі,

виконаної в певному масштабі, подібні розмірам натури і мають коефіцієнт подоби λ .

$$\lambda_l = \frac{l_n}{l_m},$$

де l_n, l_m – відповідно лінійний розмір натурного зразку та моделі.

Тоді подоба площині відповідає λ^2 , а подоба об'єму λ^3 .

Кінематична подоба. Процеси кінематики подібні, якщо в них дотримано геометрична подібність (в тому числі і траєкторій точок, що здійснюють рух), а також якщо для всіх пар проміжків часу, протягом яких протікають подібні явища, справедливо співвідношення

$$\frac{v_n}{v_m} = \frac{l_n t_m}{l_m t_n} = \frac{\lambda_l}{\lambda_t} = \lambda_v,$$

$$\frac{j_n}{j_m} = \frac{v_n t_m}{v_m t_n} = \frac{\lambda_v}{\lambda_t} = \frac{\lambda_v^2}{\lambda_t} = \lambda_j.$$

Згідно теорії подоби, модель буде подібна до натури, якщо її маса дорівнює масі моделі помноженої на масштабний коефіцієнт в кубі. Тобто:

$$m_M = m_H \cdot \lambda^3$$

Це положення безпосередньо витікає з основного рівняння механічної подоби при підстановці:

$$P \propto m \propto \lambda^3$$

Принцип механічної подоби може бути покладений в основу побудови однотипних машин. Якщо будь-яку машину прийняти за зразок (модель) та завдатися коефіцієнтом подоби, то можна побудувати ряд подобних машин. Закон механічної подібності повинен вказати масштаби, в яких потрібно змінити розміри різних частин, щоб отримати машини, подібні даному зразку. Вибір коефіцієнтів подоби базується на наступних міркуваннях:

$$\rho = mj = m \frac{\Delta V}{\Delta t} = m \frac{\Delta l}{\Delta t^2} .$$

Теорія подоби охоплює всі механічні явища, які можуть бути різноманітні по відношенню до якої–небудь механічної величини. Наприклад, сили можуть залежати: 1) від часу, 2) від відстані, 3) від швидкості, 4) від маси, 5) залишатися постійними.

Для автомобілів коефіцієнтом подоби можна визначити деяку механічну величину. При цьому автомобілі, подібні в одному відношенні, можуть виявитися не подібними в іншому, наприклад нерівноміцними. А так як міцність для автомобіля має суттєве значення, то порушення подібності у відношенні до міцності повинно бути завжди перевірено і може бути вирішальним для вибору коефіцієнта подібності.

Фізичною моделлю автомобіля є зменшена копія об'єкта дослідження, наділена тими ж фізичними властивостями, що і оригінал, експеримент проводиться з моделлю. Для фізичної моделі не обов'язкова модель математична, отже це спрощує розрахунки, а дані можна отримувати напряму з об'єкту дослідження, використовуючи датчики, записуючі елементи і т.п., а рух задавати виконавчими пристроями [206], [207], [208].

При розрахунку подібності прийнято використовувати π –теорему, згідно з якою для побудови моделі необхідно і достатньо $p=n-k$ безрозмірних величин, де n – кількість фізичних змінних, які описуються за допомогою k фундаментальних фізичних величин. З π –теореми випливає, що якщо дві динамічні системи описані одинаковими диференціальними рівняннями, то рішення диференціальних рівнянь буде масштабно незмінним при тих самих π групах. Щоб модель була динамічно подібна до оригіналу, величини цих π груп повинні бути одинакові для обох систем. Базуючись на цій ідеї, можна визначити параметри моделі відповідні реальним [209].

Обрано масштаб для зменшення натурного автопоїзда $\lambda_l=18$, його визначений за базою автопоїзда. Колісна база шасі реального і зменшеного автомобіля є фіксованою. Довжина фізичної моделі автомобіля 235 мм, колісна

база 137 мм, колія 117 мм. Розмір шин фізичної моделі розраховується прирівнюванням π групи, що відповідає розміру шин зменшеної копії, до π групи реального автомобіля.

Розмір шин автомобіля 315/80R22,5 або 385/65R22,5. Підставляючи значення оригіналу, отримуємо $R_{\text{моделі}} = 38 \text{ мм}$. Ширина шин моделі тягача 38 мм.

Для кінематичної подоби фізичної моделі зроблено припущення, що час за який відбувається переміщення точок моделі та натурного автопоїзда одинаковий, тобто $t_h = t_m$, тоді масштабний коефіцієнт за швидкістю та прискоренням, відповідно, буде дорівнювати

$$\lambda_v = \lambda_l, \quad \lambda_j = \lambda_l.$$

Фізична модель автопоїзда (рис. 4.1) складається з автомобіля–тягача (1) і ходового возика (2), шарнірно з'єднаних між собою рамою напівпричепа.



Рисунок 4.1 – Фізична модель автопоїзда з керованим напівпричепом з можливістю корекції траєкторії возика шляхом гальмування коліс одного з бортів

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

пристроєм цього способу є сервомотор, корпус якого закріплений на рамі напівпричепа, а шток шарнірно з'єднаний з поворотним візком. Другий спосіб – з поворотом керованих коліс за першим способом і регулюванням кутових швидкостей коліс возика шляхом гальмування коліс одного борту. Для реалізації цього способу всі колеса фізичної моделі є ведучими і обладнані кроковими моторами що дозволяє створювати як тяговий так і гальмівний моменти (рис. 4.2), за допомогою яких оператор при русі автопоїзда створює необхідний гальмівний момент для корекції траєкторії руху возика напівпричепа. Можлива корекція як вручну так і програмно.

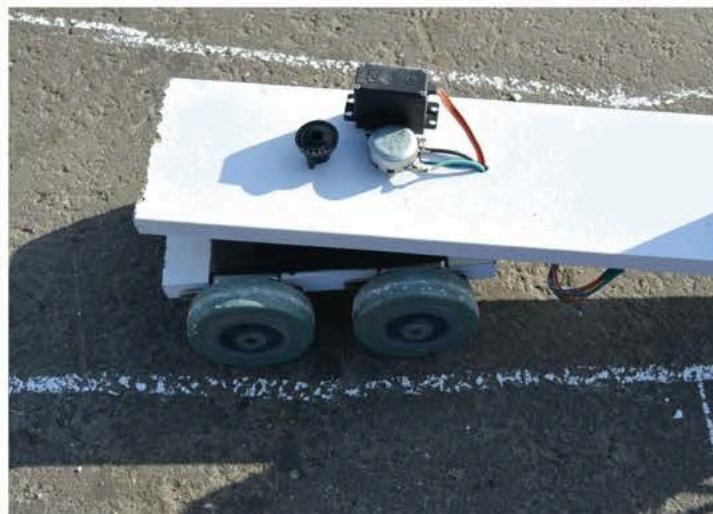


Рисунок 4.2 – Ходовий возик напівпричепа

Автомобіль–тягач фізичної моделі (рис. 4.3) виготовлений на основі шасі від моделі автомобіля яке було суттєво перероблено. Поворот керованих коліс задає сервопривод Blade Inductrix, який приводить у рух поздовжню тягу рульової трапеції, котра, у свою чергу, повертає цапфи керованих коліс. Автомобіль–тягач приводиться до руху одним колекторним електромотором Motor (RC 473) з механічним редуктором, від якого крутний момент передається на задню ведучу вісь.



Рисунок 4.3 – Автомобіль–тягач фізичної моделі

Управління ним здійснюється через драйвер електрична схема якого наведена на рис. 4.4.

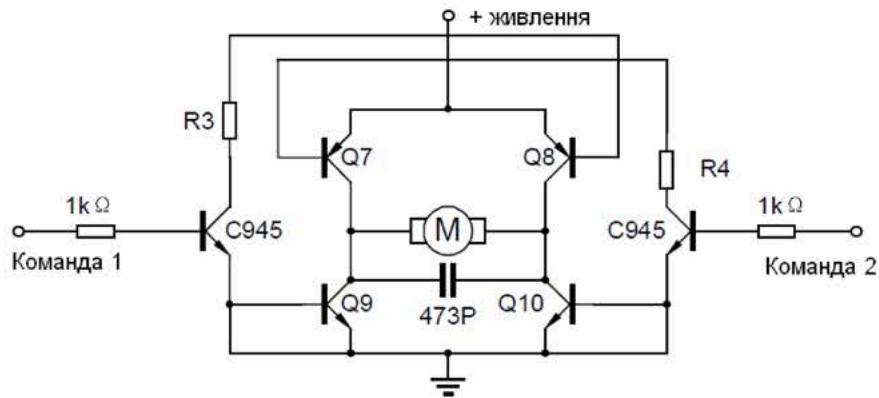


Рисунок 4.4 – Електрична схема транзисторного драйверу колекторного електродвигуна

Рама напівпричепа зібрана з окремих секцій. Секції мають різну довжину, мають композитну конструкцію, виготовлені з алюмінію, дерева та пластику. Секції можна з'єднувати між собою, тим самим змінюючи довжину рами до необхідної величини. Рама напівпричепа переднім кінцем шарнірно з'єднується з поворотним коником, що встановлений на автомобілі–тягачі (цей коник імітує собою сідельно–зчіпний пристрій), а інший – фланцем з поворотним кругом ходового возика напівпричепа.

Швидкість руху та кут повороту керованих коліс фізичної моделі задає оператор за допомогою пульта керування, який реалізованого на базі Android

пристрою. Команди з пульта передаються за Bluetooth каналом через приймальний модуль до мікроконтролера Arduino Mega. Який, після обробки отриманих сигналів керування та виконання заданих алгоритмів, передає керуючий сигнал до драйверу електромоторів. Після підсилення керуючого сигналу за струмом відбувається управління електромоторами ведучої осі та керованих коліс. Мікроконтролер Arduino Mega дозволяє запрограмувати необхідні дії роботи електромоторів на мові програмування C++.

Розташування приладів на фізичній моделі автомобіля–тягача наведено на рис. 4.5. У даному випадку алгоритм програми складений наступним чином: по–перше, перевіряється наявність зв’язку з пультом керування за Bluetooth каналом, при розриві з’єднання фізична модель припиняє виконання будь–яких попередніх команд і відразу ж зупиняється. При відновлені зв’язку виконання команд починається з початку. В першу чергу обробляється команда заданої швидкості руху. По–друге, виконується команда повороту керованих коліс, якщо модель рухається прямо, то працює лише електромотор ведучої осі. Якщо ж, надходить команда повороту керованих коліс і модель має повернати, то одночасно працюють обидва електромотори.

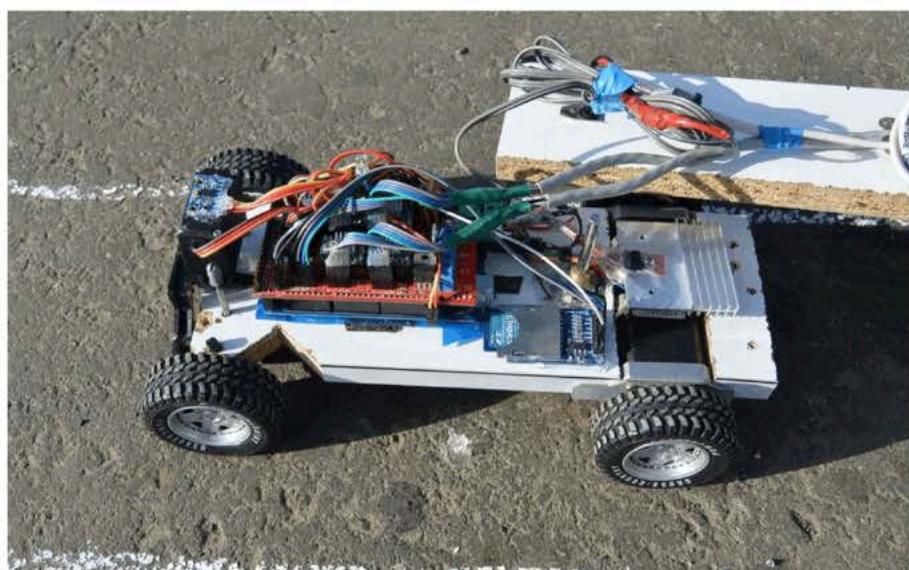


Рисунок 4.5 – Розташування елементів на моделі автомобіля:
1–Arduino Mega; 2–акселерометр ADXL345; 3–Модуль SD карти пам’яті,
4–драйвер електродвигуна

4.3.1 Плата для програмування Arduino Mega

Сучасні мікроконтролери, що керують частотним перетворювачем, дозволяють обробляти дані за період у кілька десятків мікросекунд, (десять років тому цей час становило 200 мс), що дозволило розширити діапазон регулювання зі зворотним зв'язком до 1:1000 з точністю підтримки швидкості 0,2 оберти у всьому діапазоні, при цьому, ККД таких перетворювачів складає 90...99%, що наближає частотні приводи до сервоприводів.

Плата для програмування Arduino Mega з мікроконтролером ATmega2560. Зовнішній вигляд якої наведено на рис. 4.6, а технічну характеристику представлено у табл. 4.2. ATmega2560 підтримують послідовний інтерфейс UART TTL (5В), що здійснюється виводами 0 (RX) та 1 (TX). Установлена на платі мікросхема ATmega8U2 направляє даний інтерфейс через USB, програми на стороні комп’ютера "спілкуються" з платою через віртуальний СОМ порт.

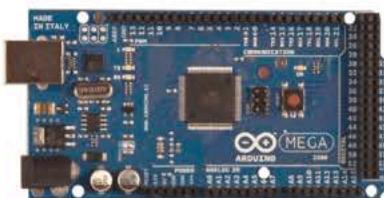


Рисунок 4.6. – Мікропроцесорна плата Arduino Mega

Таблиця 4.2 – Технічна характеристика Arduino Mega

Параметр	Значення
Частота	16 МГц
Флеш пам'ять	256 Кб
Цифрові вхід/виході	54
ШІМ вихід	15
Аналоговий вхід	16
Діапазон робочих температур	-30 ... +60 °C
Робоча напруга	7 ... 12 В

Середовищем розробки плат Arduino є багатоплатформовий Java–додаток, що заснований на мові Processing. Синтаксис даного середовища подібний до C++, але використовує деякі додаткові бібліотеки. Після успішної компіляції

програма передається у процесор засобами віртуального СОМ–порта. Вбудований у середовище розробки монітор дозволяє реалізувати зворотній зв'язок із платою у процесі виконання програми. Можлива передача команд процесору, а також зчитування і відображення даних.

4.3.2 Серводвигун MG 995

Потужний сервомотор MG 995 для управління передніми колесами тягача. Вихідний вал сервоприводу повертається приблизно на 120 градусів та має максимальний крутний момент 0.85 Н*м. Для управління MG 995 можна використовувати будь–які контролери з живленням логіки 5 В, в тому числі і Arduino (рис. 4.7.). У табл. 4.3 наведена технічна характеристика сервоприводу MG 995.



Рисунок 4.7 – Сервопривід MG 995

Таблиця 4.3 – Технічна характеристика сервоприводу MG 995

Параметр	Значення
Розміри	54 x 20 x 38 мм
Робоча швидкість (при 4.8V без навантаження)	0,12 сек/ 120 град.
Крутний момент (при 4.8V)	9 кг*см
Діапазон робочих температур	-30 ... +60 °C
Робоча напруга	4.8 ... 7.2 В
Маса	55 г

Даний мотор підключається за схемою з трьома дротами. Один дріт (чорний або коричневий) приєднується на землю (GND), живлення (червоний провідник) на +5 V, і ще один дріт, по якому передаються сигнали (помаранчевий або жовтий) підключається до одного із вихідів контролера Arduino Mega 2560.

4.3.3 Плата Ramps 1.4

Плата узгодження Ramps 1.4 (рис. 4.8) для встановлення драйверів та драйвери A4988.

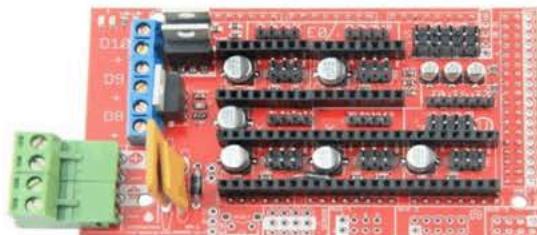


Рисунок 4.8 – Плата узгодження Ramps 1.4

Драйвер двигунів A4988 (рис. 4.9) для сприйняття імпульсів з мікроконтроллеру та подачі напруги на двигуни. Особливостями A4988 є регульований струм, захист від перевантаження і перегріву, драйвер також має п'ять варіантів мікрокроку (до 1/16 кроku). Він працює від напруги 8...35 В і може забезпечити струм до 1 А на фазу без радіатора. У кривих двигунів зазвичай встановлена конкретна величина (наприклад 1,8 ° або 200 кроків на оберт), при якій досягається повний оберт на 360°. Мікрокрковий драйвер, такий як A4988 дозволяє збільшити крок управління за рахунок можливості керування проміжними кроками.



Рисунок 4.9 – Драйвер двигунів A4988

4.3.4 Кривий електродвигун 17HS8401

Безколекторний 2–фазний електродвигун 17HS8401 (рис. 4.10) з максимальним крутним моментом 0.52 Н*м, маса електродвигуна складає 0.37 кг. Електромотор працює від напруги 12...24В.



Рисунок 4.10 – Кроковий електродвигун 17HS8401

4.3.5 Аналоговий датчик кута повороту

Arduino – сумісний датчик обертання, максимальний кут повороту 270° , точність вимірювання $0,2^\circ$ (рис. 4.11), що має високу надійність і достатню для вирішення поставлених завдань точність.



Рисунок 4.11 – Датчик кута повороту

У даній системі використовується два датчики: для визначення кута складання між тягачем і напівпричепом та кута повороту возика напівпричепа. Підключення датчика відбувається за трьома контактами: живлення 5 В, землю та аналоговий вхід мікроконтролера.

На фізичній моделі автопоїзда корпус датчика кута повороту обертання жорстко закріплений на напівпричепові, а його обертальний елемент відіграє роль шворня, що вставляється у зчіпний пристрій тягача та фіксується у ньому. Під час руху положення осі датчика відповідає напряму тягача, а положення плати – напряму причепа. Таким чином, покази датчика рівні куту складання автопоїзда.

4.3.6 Bluetooth модуль HC – 06

Bluetooth модуль HC – 06 [210], забезпечує безпровідне підключення Arduino Mega до інших пристройів за bluetooth каналом зв'язку. Зовнішній вигляд модуля наведено на рис. 4.12, а його технічна характеристика в табл. 4.4.



Рисунок 4.12 – Bluetooth модуль HC – 06

Модуль HC – 06 працює в пасивному режимі, тобто спочатку потрібно виконати команду пошуку на керуючому (Master) пристройі (ноутбук, телефон), знайти пристрій HC – 06 (за замовчуванням його ім'я HC – 06), після цього в Майстер–пристрой з'явиться послідовний порт, в подальшому все що буде надіслано до нього з'явиться на вашому Arduino Mega, і навпаки, все що Arduino Mega надішле вам буде прийнято на вашому пристройі. Налаштування параметрів модуля відбувається за допомогою AT команд [211], [212].

Таблиця 4.4 – Технічна характеристика Bluetooth модуля HC – 06

Параметр	Значення
Розміри	50x33 мм
Інтерфейси що підтримує	SPI
Діапазон робочих температур	–30 ... +60 °C
Робоча напруга	5 ... 10 В

4.3.7 Модуль SD карти пам'яті

Модуль SD карти пам'яті, управління модулем здійснюється за протоколом SPI. Модуль має вбудований лінійний стабілізатор напруги на 3.3В AMS1117-3.3. Всі виходи SD модуля карти пам'яті підключенні до штирового роз'єму та мають позначення. Модуль SD карти пам'яті має два отвори для

кріплення. Зовнішній вигляд модуля наведено на рис. 4.13, а його характеристика в табл. 4.5.



Рисунок 4.13 – Модуль SD карти пам'яті

Таблиця 4.5 – Технічна характеристика модуля SD карти пам'яті

Параметр	Значення
Розміри	50x33 мм
Інтерфейси що підтримує	SPI
Діапазон робочих температур	-30 ... +60 °C
Робоча напруга	5 ... 10 В

4.3.8 Акумуляторна батарея

Для живлення електронних модулів фізичної моделі автомобіля було використано свинцеві геліві акумуляторні батареї марки Gembird з номінальною напругою 12 В та ємністю 7 А*год. Для живлення мікроконтролера використовувалася напруга 12 В, а для живлення крокових моторів послідовне з'єднання батарей для отримання напруги 24 В, що дозволило забезпечити їх оптимальний режим роботи.

4.3.9 Програмне забезпечення

Програмне забезпечення розробленої фізичної моделі автопоїзда складається з програми записаної безпосередньо до пам'яті мікроконтролера Arduino Mega. Реалізовано інтерактивний режим управління, при якому всі команди до автопоїзда подаються через безпровідне підключення з сенсорного телефону чи планшету та базі Android.

Алгоритм керуючої програми складається з двох функціональних частин, до першої частини відноситься код який здійснює управління рухом фізичної моделі та відповідає за обмін даними за Bluetooth каналом з мобільним

терміналом. Інтерфейс програми на пристрої користувача наведено на рисунку 4.14. Додаток “Arduino Bluetooth RC Car” для встановлення на Android пристрій доступний для завантаження з Google Play.

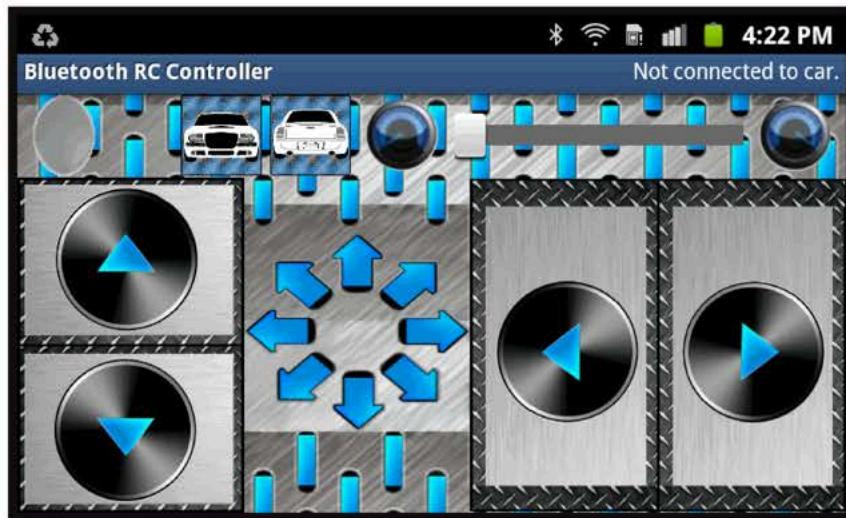


Рисунок 4.14 – Інтерфейс програми для Android пристрою

Друга частина алгоритму присвячена реалізації вимірювань та збереженні отриманих даних на карту пам’яті під час руху фізичної моделі, цей коду є розробкою співробітників кафедри автомобілів НТУ.

4.4 Вимірювально–реєструючий комплекс

При проведенні дорожніх експериментальних досліджень визначалися і реєструвалися параметри кінематики руху автопоїзда і динаміки роботи системи управління напівпричепом. Датчики для вимірювань параметрів руху автопоїзда були встановлені в різних місцях ланок фізичної моделі.

Вимірянні дані про кут повороту керованих коліс, швидкість, прискорення за трьома координатними вісями зберігаються на SD карту пам’яті у цифровому вигляді безпосередньо в процесі руху моделі рис. 4.15. В подальшому отримані данні обробляються на комп’ютері, проводиться їх аналіз та побудова відповідних графічних залежностей.

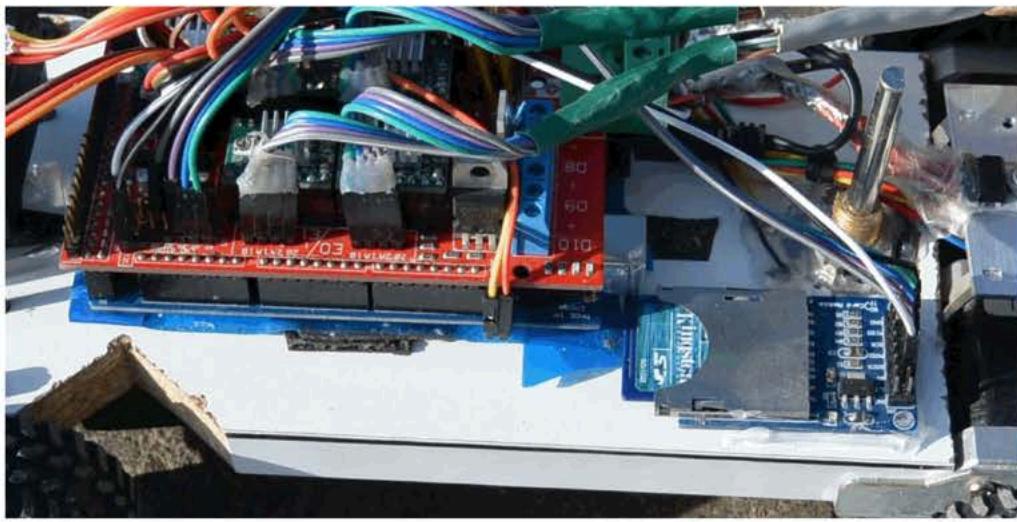


Рисунок 4.15 – Вимірювально–реєструючий комплекс на базі мікроконтролеру та картою пам’яті

Для відстеження траєкторії руху характерних точок автопоїзда на фізичній моделі встановлено світлодіоди червоного кольору для осі тягача і синього для осі напівпричепа. Над тестовим майданчиком розміщено камеру, яка робить знімки через задані проміжки часу. Отримані фотографії оброблюються програмно, із зображення відсіюється все, крім маркерів. Потім отримані точки групуються за зайздами і з’єднавши їх можна отримати траєкторію руху характерних точок фізичної моделі для кожного тестового заїзду. Правильність установки світлодіодів на автопоїзді перевірялася за результатами збігу траєкторій його ланок, при русі фізичної моделі по прямій.

Для кожного заїзду було зроблено 10 знімків (рис 4.16). Точки на даній схемі відповідають положенню характерних точок у момент фотографування. Усереднена траєкторія руху середини керованих осей визначалась як середина між точками, які найменше і найбільше віддалені від центра описаного кола. Усереднені траєкторії руху обох маркерів мають незначні відхилення, поведінку моделі можна вважати адекватною для маневру кола. Розбіжності між розрахунковими і експериментальними значеннями зміщення траєкторії напівпричепа щодо траєкторії тягача не перевищують 5,2%.

4.5 Програма і методика проведення експерименту

Згідно програми дорожніх випробувань було прийняте рішення проводити дослідження компонувальних схем автопоїздів наведених у таблиці 4.6.

Таблиця 4.6 – Компонувальні схеми автопоїздів

Схема автопоїзда	Возик напівпричепа	Пригальмовування бортами
Схема №1	не поворотний	ні
Схема №2	не поворотний	так
Схема №3	поворотний	ні
Схема №4	поворотний	так

Програма дорожніх досліджень автопоїзда передбачала визначення таких параметрів руху:

- кутових відхилень ланок автопоїздів різних схем;
- траєкторії центрів мас ланок і габаритної смуги руху автопоїздів різних схем.

Випробування проводилися на горизонтальній асфальтованій ділянці дороги з чистою поверхнею розміром $10 \times 10 \text{ м}^2$, а при визначенні параметрів стійкості – на рівній горизонтальній ділянці довжиною 20 метрів (рис. 4.16). Розміри ділянки та нанесена розмітка для виконання маневрів була зменшена відповідно до обраного масштабу. Виконання випробувань передбачало три повторності у кожному з режимів, згідно вимог ДСТУ 3310–96 [213]. За результат вимірювань приймалося середнє значення за всіма повторностями.

Підготовка до випробувань полягала у нанесенні на поверхню дороги осьової лінії постійної кривизни з поворотом на 90° , 180° та S–подібному. Радіуси кривизни вибиралися від 15 до 50 м (відповідно до масштабу). Перед контрольними заїздами оператор виконував пробні заїзди з метою визначення кута повороту керованих коліс і забезпечення руху тягача за заданою траєкторією. На початку виконання всіх маневрів проводився контрольний заїзд із усталеною швидкістю. Відхилення траєкторії тягача від заданої враховувалися при обробці фотографій і даних з карти пам'яті.



Рисунок 4.16 – Випробувальна ділянка з нанесеною розміткою

Швидкість автомобільного поїзда приймалася в межах від 5 до 30 км/год що відповідало для моделі швидкості від 7,71 см/с до 46,3 см/с.

Визначення параметрів стійкості руху здійснювалося при русі автопоїзда прямолінійною траєкторією, а також при виконанні маневрів «переставка» і «поворот». Маневр «переставка» є типовим для руху автопоїзда в реальних дорожніх умовах і полягає в зміні смуги руху. Рух при цьому маневрі здійснюється зі сталою $V = \gamma_0 V_a$ швидкістю за мінімально можливий час.

Оціочними параметрами руху моделі автопоїзда є його кінематичні параметри та швидкість виконання маневру, що характеризується часом перехідного процесу, а також величина гальмівного моменту на колесах одного борту напівпричепа.

Кутові та лінійні відхилення возика напівпричепа при прямолінійному русі автомобіля–тягача характеризують курсову стійкість автомобільного поїзда. Оціочними параметрами курсової стійкості прийняті максимальні відхилення траєкторії руху возика напівпричепа від траєкторії автомобіля–тягача і середньої

швидкості бічного зміщення возика, яка визначалася за виразом

$$V = \gamma_0 V_a$$

де V_a – швидкість руху автомобіля–тягача уздовж заданого напрямку;

γ_0 – середній інтегральний кут відхилення подовжньої осі возика напівпричепа від прямолінійного руху автомобіля–тягача;

$$\gamma_0 = \frac{1}{t_1 - t_0} \int_{t_0}^{t_1} f(\gamma) d\gamma$$

γ — поточний кут відхилення подовжньої осі возика напівпричепа від прямолінійного руху; t_0, t_1 час руху по ділянці.

4.6 Результати випробувань та їх аналіз

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

Аналіз отриманих даних показав, що на сталих поворотах різних радіусів за різних швидкостей руху автопоїзда з базою напівпричепа $L=10$ м траєкторії возика і тягача не збігаються між собою, причому відхилення збільшуються зі зменшенням радіуса повороту і збільшенням швидкості руху. Так, відхилення траєкторії возика напівпричепа для автопоїзда, що розглядається, від траєкторії тягача на радіусі повороту 15 м при швидкості руху 15 км/год при використанні системи управління №1 склали 1,35 м, а при використанні системи управління №2 (за величини гальмівного моменту, що відповідає значенню коефіцієнта $k=0,2$) – 0,68 м. Як у першому, так і другому випадку автопоїзд не вийшов за межі смуги руху.

Порівнюючи дані аналітичних і експериментальних досліджень, можна

відзначити задовільну збіжність результатів. Так, максимальні відхилення у визначені радіуса траєкторії возика склали 9,3% і відносяться до критичних умов, тобто при русі з мінімальним радіусом траєкторії та максимально можливою швидкістю.

За результатами обробки експериментальних даних встановлено також, що при круговому русі зміни кутів складання автопоїзда не спостерігалося.

У результаті виконання другого етапу програми експериментальних досліджень були отримані дані про максимальний зовнішній C_{kh} і внутрішній C_{bh} зсуви траєкторії руху возика щодо траєкторії тягача на несталих поворотах при різноманітних значеннях режимного коефіцієнта тягача K_n . Було встановлено, що для автопоїзда з системою управління №1 при виконанні маневру “поворот”, і збільшенням швидкості руху як зовнішнє, так і внутрішнє відхилення дещо зменшується (на 6,76%). За оптимальних значень гальмівного моменту на колесах одного борту возика (за величини гальмівного моменту, що відповідає значенню коефіцієнта $k = 0,2$) максимальний зовнішній C_{kh} і внутрішній C_{bh} зсуви траєкторії руху возика щодо траєкторії тягача співпадають між собою і не перевищують 0,57 м. Порівняння результатів експериментальних і аналітичних досліджень показує на задовільний їх збіг. Розбіжність не перевищує 7...9% на вході в поворот і 4...7% – на виході з повороту.

Зсуви траєкторії возика щодо тягача при повороті автопоїзда на 180° тотожні розглянутими раніше при повороті автопоїзда на 90° рис. 4.17. Аналіз траєкторій руху тягача і напівпричепа показав, що при кутах повороту дороги $120\dots 156^\circ$ зсуви стабілізувалися і склали 1,13 від величини зсувів при повороті на 90° . З цього випливає, що при вивченні питань маневреності автопоїздів достатньо розглянути поворот на 90° , за рідким винятком, коли база напівпричепа значно перевищує радіус повороту ($L_{пп} > 1,5R$) і необхідно розглядати ще повороти на 180° .

Величина та напрямок зсуву траєкторії напівпричепа як із системою повороту №1, так і з системою управління №2 в залежності від швидкості руху при повороті на 180° ідентичні розглянутим раніше при повороті автопоїзда на 90° .



Рисунок 4.17 – До визначення траєкторії ланок автопоїзда з системою управління №2

При S – подібному повороті результати випробувань (розмір і напрямок зсувів, їхня залежність від швидкості руху) як для автопоїзда із системою управління №1, так і системою управління №2 практично збігалися з отриманими раніше значеннями при повороті автопоїзда на 180° .

Максимальні відхилення не перевищували 7%. Пояснюється це тим, що при повороті автопоїзда на 180° (першій фазі S – подібного повороту) напівпричіп цілком закінчував свій цикл повороту та його траєкторія цілком збігалася з траєкторією тягача в цій точці. При цьому, друга фаза S – подібного повороту являла собою фактично новий поворот на 180° .

На цьому ж етапі дорожніх експериментальних досліджень також проводилися заїзди, коли кут повороту керованих коліс тягача при русі на криволінійній траєкторії не залишався постійним. У результаті опрацювання даних із записом кута повороту керованих коліс тягача, шляху і часу руху по криволінійних траєкторіях були отримані чисельні значення режимного коефіцієнта повороту тягача K_n . Як приклад, на рис. 4.18, наведені залежності величини зовнішнього і внутрішнього зсуву для автопоїзда із системою управління №1, так і системою управління №2 в залежності від режиму повороту тягача.

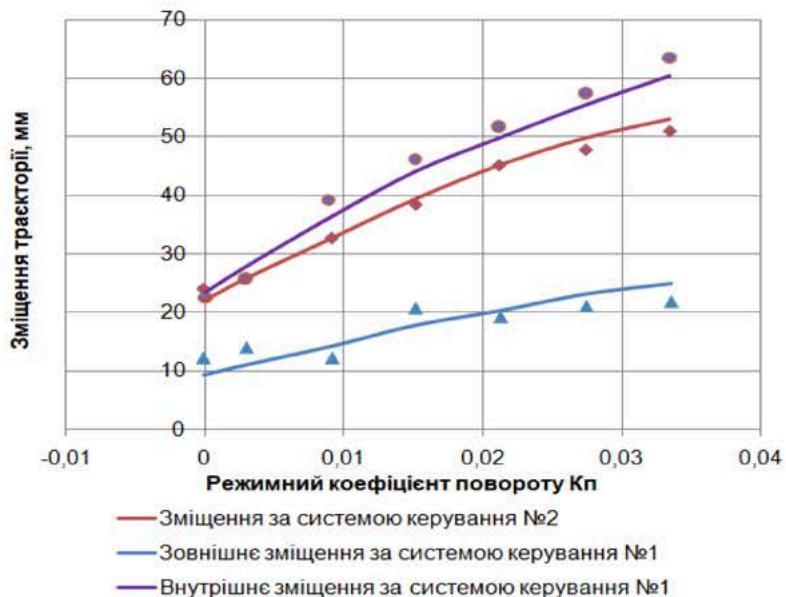


Рисунок 4.18 – Зміщення траекторії ланок автопоїзда з системами управління №1 і №2

Аналіз отриманих залежностей показує, що зовнішній і внутрішній зсуви траекторії возика для автопоїзда з системою управління №1 не рівні між собою і збільшуються при збільшенні режимного коефіцієнта повороту тягача, причому максимальний зсув має місце при $K_n = \infty$. Для автопоїзда із системою управління №2 за оптимальної величини гальмівного моменту на колесах одного борту (за значення коефіцієнта $k = 0,2$) внутрішній і зовнішній зсув практично співпадають між собою і значно менші у порівнянні із автопоїздом із системою управління №1. За менших значень K_n , що спостерігаються в звичайних умовах руху автопоїзда, зсуви будуть меншими. Це необхідно враховувати при визначенні показників маневреності автопоїздів із довгобазовими напівпричепами.

Аналіз даних другого етапу експериментальних досліджень дозволяє зробити такі висновки:

- на неусталених поворотах автопоїзда як і з системою управління №1, так і системою управління №2 зсув траекторії руху возика щодо траекторії тягача значно менший у порівнянні з усталеним поворотом. Це підтвердило прийняте в аналітичних дослідженнях кінематики автопоїзда допущення, що найбільш екстремальні умови повороту мають місце при усталеному повороті і режим-

ному коефіцієнти $K_n = \infty$.

- зсув траєкторій возика напівпричепа збільшуються зі збільшенням швидкості руху як для автопоїзда із системою управління №1, так і системою управління №2;

- відведення коліс автопоїзда призводить до збільшення зсуву на вході в поворот і до зменшення – на виході з повороту;

- експлуатаційні чинники, що мають місце при криволінійному русі автопоїзда у реальних дорожніх умовах, не порушують основні кінематичні та силові співвідношення, що отримані для автопоїзда з керованим напівпричепом та корекцією траєкторії возика шляхом гальмування коліс одного борту возика аналітичним методом. Це дозволяє рекомендувати результати досліджень для інженерних розрахунків показників маневреності автопоїзда як із системою управління №1, так і системою управління №2.

У результаті виконання третього етапу програми експериментальних досліджень були отримані дані про розмір і характер зсувів траєкторій возика напівпричепа як із системою управління №1, так і системою управління №2.

На рис. 4.19 подані траєкторії руху характерних точок автомобіля–тягача і возика напівпричепа при виконанні маневру «переставка» автопоїздом як із системою управління №1, так і системою управління №2. Розмір і напрямок зсувів для автопоїздів із системами управління №1 і №2 ідентичні тим, що розглянуті раніше при S–подібному повороті, тому що останній є окремим випадком «переставки».

Аналогічні результати отримані ї при русі автопоїзда «змійкою», рис. 4.20. Аналіз приведених траєкторій показує, що гальмування коліс одного борту возика значно зменшує відхилення траєкторії напівпричепа щодо траєкторії досліджень можна зробити наступний загальний висновок.

Гальмування коліс одного борту возика впливає на розмір і характер відхилень траєкторії напівпричепа щодо траєкторії тягача, причому, ці відхилення ідентичні розглянутими раніше при неусталеному повороті автопоїзда на 90° , 180° і S – подібному.

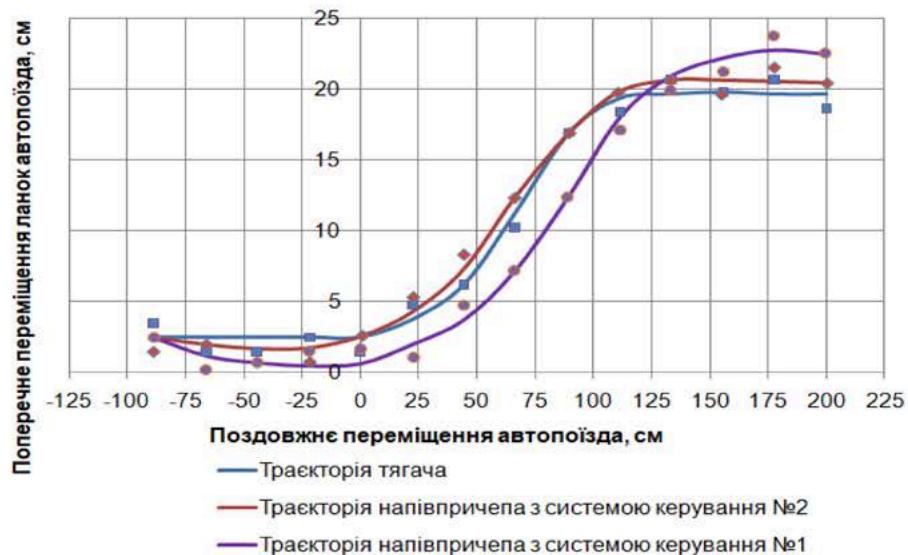


Рисунок 4.19 – До визначення траєкторій ланок автопоїзда
при його русі S – подібною траєкторією

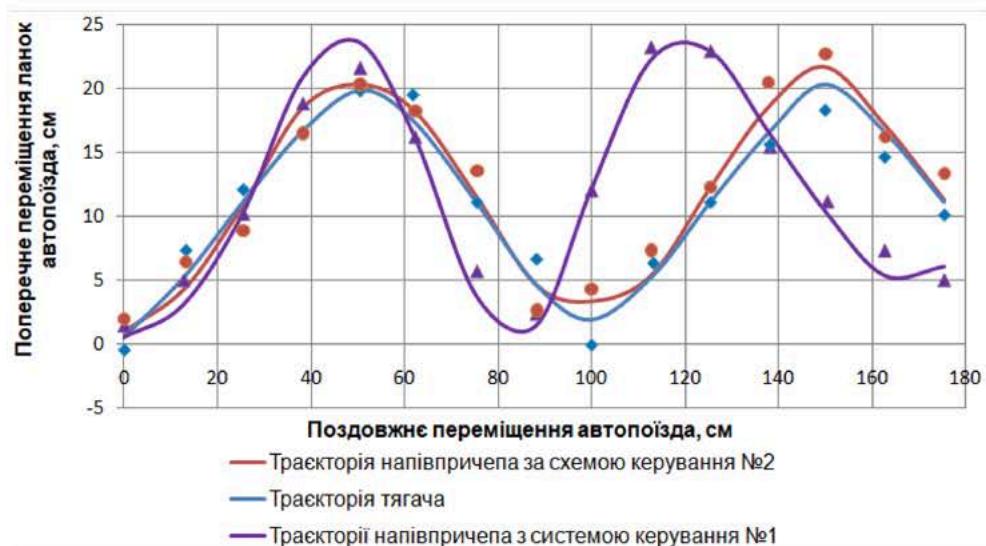


Рисунок 4.20 – До визначення траєкторій ланок автопоїзда
при його русі «змійкою»

4.7 Похиби виміру величин.

Похиби виміру величин визначалася в такий спосіб

При вимірю кутів повороту рульового колеса і кута складання застосовувались сумісні датчики обертання, для них допуск на робочий кут $\Delta\alpha$ складає $\pm 12' x \vartheta$, ($\pm 0,2^\circ$). З огляду на значення передаточних чисел n механізмів приводу датчиків і максимальних значень вимірюваних кутів α_{max} , похибка визначиться за формулою

$$\sigma_{\Delta} = \frac{\Delta \alpha}{\alpha_{\max} n} 100\%.$$

Похибка, яку вносить узгоджуючий пристрій σ_c , є паспортною величиною, яку задає завод виробник.

Похибка тарування значень кутів і зусиль з осцилограм визначалася як

$$\sigma_{\delta} = \frac{d}{l - 0,1 \frac{l}{2}} 100\% = \frac{0,5}{\frac{100}{2} - 0,1 \frac{100}{2}} 100\% = 1,11\%,$$

де $d = 0,5$ і l – апертура променя осцилографа;

$l = 100$ мм – ширина фотопаперу.

Похибка зчитування дорівнює похибці тарування, до того ж виникає «розмив променя» при записі сигналу на фотопапір. Приймемо

$$\sigma_{\tilde{n}} = 2\sigma_{\delta} = 2,22\%.$$

Похибки є випадковими величинами і складаються геометрично, середньоквадратична похибка вимірювань визначається по формулі

$$\sigma_{cp} = \sqrt{\sigma_{\Delta}^2 + \sigma_c^2 + \sigma_T^2 + \sigma_{cu}^2}.$$

При вимірі бічних сил на осях причепа використовувались тензодатчики. Похибка, внесена блоком узгодження тензодатчиків з осцилографом, складає $\sigma_n = \pm 1,5\%$. Результати розрахунку похибок вимірювання наведені у табл. 4.7.

Таблиця 4.7. Похибки, вимірювання параметрів

Параметр	Δ	\max	n	$\sigma_{\Delta}, \%$	$\sigma_c, \%$	$\sigma_T, \%$	$\sigma_{cu}, \%$	$\sigma_{cp}, \%$
Кут повороту керованих коліс	$\pm 0,67^\circ$	27°	1,25	1,98	–	1,11	2,22	3,17
Кут складання	$\pm 0,67^\circ$	35°	1,83	1,04	–	1,11	2,22	2,69
Бічні сили на осях причепа	–	–	–	–	1,5	1,11	2,22	2,90

При визначенні габаритної смуги руху, кінематичних і силових параметрів при круговому русі і поворотах автопоїзда на 90° , 180° і S – подібному були отримані дані про значення зміщень траєкторій тягача і причепа, кута складання і бічних сил на осіх причепа, як на стальних, так і на несталих режимах руху, при різних значеннях режимного коефіцієнта повороту K_p і компонувальних схемах автопоїзда.

4.8 Висновки до розділу

- 1) Розроблена самохідна масштабна фізична модель автопоїзда, що відтворює вантажний автомобіль категорії N3, з напівприцепом категорії O4 з керованим возиком. Фізична модель обладнана вимірювальною, реєструючою та апаратурою дистанційного управління. Програмне забезпечення дозволяє реалізувати як ручне управління так і за заданим алгоритмом. Отримані результати зможуть дозволити вдосконалити не тільки математичну модель, а також експериментальну фізичну модель.
- 2) Показано, що за комбінованого способу управління напівприцепом габаритна смуга руху автопоїзда зменшується на 18...20% у порівнянні з автопоїздом з некерованим напівприцепом. Такий спосіб управління напівприцепом є перспективним для гібридних автопоїздів з активним причепом.
- 3) Проведеними експериментальними дослідженнями підтверджена адекватність розроблених математичних моделей для визначення показників маневреності, стійкості та керованості автопоїзда з системою управління №1 і №2. Максимальні відхилення траєкторій ланок автопоїзда при виконанні ним різних маневрів не перевищували 10%. Комбінований спосіб управління поворотом напівпричепа доцільно використовувати на гібридних автопоїздах з активним причепом.

ВИСНОВКИ

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

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

3. Показано, що при відносно невеликій базі напівпричепа виконувати возик з усіма поворотними осями недоцільно. Кращою є схема з передньою або крайніми поворотними осями за умови, що співвідношення коефіцієнтів опору відведення коліс передньої і задньої осей возика напівпричепа K_{yn} і K_{yz} відповідає розподілу маси по осях напівпричепа і знаходиться в межах $1,05\dots1,1$. При цьому рівномірний розподіл маси по крайніх осях возика і рівність кутів повороту осей при $K_{yn} = K_{yz}$ небажаний, оскільки час перехідного процесу збільшується, що погіршує параметри стійкості напівпричепа на кривій.

4. Показано, що врахування перерозподілу навантажень на колесах осей возика напівпричепа (просторова модель) суттєво не впливає на величину радіуса колової траєкторії автопоїзда у порівнянні із плоскопаралельним його рухом, тоді як врахування довантажень поряд із врахуванням поздовжніх сил, обумовлених гальмуванням коліс одного борту возика напівпричепа, зменшує величину поперечних сил і збільшує радіус колової траєкторії при обраних швидкостях руху на $21,54$ і $28,43\%$ відповідно.

5. Встановлено, що кут складання у разі лінійної моделі некерованого автопоїзда в $2,05\dots2,28$ рази перевищує кут повороту керованих коліс тягача, у

той час як для автопоїзда з керованим напівпричепом це відношення складає 1,47.... 1,61, а за умови корекції траекторії возика напівпричепа гальмуванням коліс одного борту – тільки 1,23... 1,38. Зміна кута складання для некерованого автопоїзда відбувається за аперіодичним законом, чим підтверджується стійкість його руху за будь-якої швидкості (реально можливої для існуючих автопоїздів). У той же час стійкий рух автопоїзда з керованими колесами напівпричепа і корекцією траекторії возика гальмуванням коліс одного борту спостерігається тільки до швидкості 15 м/с. Перевищення цієї швидкості призводить до нестійкого руху автопоїзда.

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

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

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

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Поляков В.М. До питання модульного принципу комплектування спеціалізованих автопоїздів / В.М. Поляков, С.М. Шарай, А.В. Горпинюк // Вісник НТУ, ТАУ. 2000. –№ 4. –С. 173–176.
2. Муроўскі І.С. К вопросу использования большегрузных автобусов для перевозки грузов в междугородном и международном сообщении / И.С. Муроўскі, А.Е. Бондаренко, В.М. Глінчук, О.А. Энглези // Управління проектами, системний аналіз і логістика: Науковий журнал. Вип. 3. – К.: НТУ, 2006. – С. 94–100.
3. Communities, Official Journal of the European. DIRECTIVE 2002/7/EC of European parliament and of the council of 18 February 2002 amending Council Directive 96/53/EC of 25 July 1996 laying down for certain road vehicles circulating within the Community the maximum authorized dimensions in national and international traffic and the maximum authorized weights in international traffic. – 2002. – № L67/47–49. р.
4. Фаробин Я. Е. Теория поворота транспортных машин. – М.: Машиностроение, 1970. – 176 с.
5. Тімков О. М. Аналітичні способи визначення моментів інерції автомобіля / О.М. Тімков, Д.М. Ященко, В.М. Босенко // Управління проектами, системний аналіз і логістика. Технічна серія. – 2010. – Вип. 7. – С. 177–181.
6. Сахно В.П. Порівняльна оцінка показників стійкості прямолінійного руху автопоїздів різних компонувальних схем / В.П. Сахно, В.М. Поляков, В.М. Глінчук, В.М. Босенко // Управління проектами, системний аналіз і логістика. – К.: НТУ–2012. – Вип. 10.– С. 220–225.
7. Босенко В.М. Маневреність автопоїзда з універсальним напівпричепом – контейнеровозом / В.М. Босенко, П.О. Гуменюк, Р.М. Марчук // Вісник НТУ. К.: НТУ. – 2012. – Вип. 26. – С. 111–117.
8. Сахно В.П. До розробки алгоритму управління напівпричепом сідельного автопоїзда / В.П. Сахно, В.М. Поляков, В.М. Босенко, П.О. Гуменюк

// Вісник Національного транспортного університету: – К.: НТУ, 2013. – Випуск 28. – С. 424–433.

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

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

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

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

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

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

15. Сахно В.П. К определению передаточных отношений двойного привода управления полуприцепом / В.П. Сахно, В.М. Поляков, Д.М. Мойся, В.Н. Босенко // Вісник СевНТУ. Збірник наукових праць. Серія

- Машиноприладобудування та транспорт. – Випуск 152/2014. – С. 52–55.
16. Босенко В.М. До порівняльної оцінки стійкості руху автопоїзда з некерованим і керованим напівпричепом / В.М. Босенко, Д.М. Мойся, В.М. Поляков, В.П. Сахно // Вісник Житомирського державного технологічного університету. Сер. : Технічні науки. – 2014. – № 2. – С. 56–63.
 17. Сітовський О.П., Дембіцький В.М., Кашуба А.М., Босенко В.М. Оцінювання невизначеності вимірювань під час гальмівних випробувань транспортних засобів / О.П. Сітовський, В.М. Дембіцький, А.М. Кашуба, В.М. Босенко // Вісник НТУ. – К. : НТУ, 2014. – Вип. 29 . – С. 296 – 305.
 18. 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» – 2015 – №4 – С. 16–20.
 19. Сахно В.П. Експериментальні дослідження автопоїзда з самоустановлюальною віссю напівпричепа / В.П. Сахно, О.М. Тімков, В.М. Поляков, В.М. Босенко, Д.Л. Мойся // Вісник Національного транспортного університету: – К.: НТУ, 2015. – Випуск 1(31). – С. 483–493.
 20. Сахно В.П. До визначення моменту опору повороту задньої осі напівпричепа гібридного автопоїзда / В.П. Сахно, В.М. Поляков, О.М. Тімков, В.М. Босенко // Вестник Харківського національного автомобільно – дорожнього університета: –Харків: ХНАДУ, 2016. – Випуск 74. – С. 35–40.
 21. Сахно В.П. Прикладна теорія руху автопоїзда / В. П. Сахно, В. М. Поляков, С.М. Шарай, В. М. Босенко // Навчальний посібник / К: НТУ, 2016р.,231с.
 22. Свідоцтво про реєстрацію авторського права на твір №65882 навчальний посібник «Прикладна теорія руху автопоїзда» / В.П. Сахно, В.М. Поляков, С.М. Шарай, В.М. Босенко // дата реєстрації 06.06.2016.
 23. Сахно В.П. До порівняльної оцінки маневреності гібридних автопоїздів за різних схем управління напівпричепом / В.П. Сахно, В.М. Поляков, Д.М. Ященко, В.М. Босенко, О.О. Лисенко //Вісник Національного транспортного університету: – К.: НТУ, 2017. – Випуск 3(39). – С. 169–183.

24. Сахно В.П. До визначення показників стаціонарного руху автопоїзда з перекосом мостів ланок по колах малих радіусів/ В.П. Сахно, О.М. Тімков, М.І. Файчук, В.М. Босенко // Systemy s srodki transportu samochodowego. Badania, konstrukcja i technologia srodkow transportu. – №4, Séria: I»nsport. – Rzeszow, 2013–С. 167–172.
25. Сахно Володимир. До визначення показників маневреності автопоїзда з керованим напівпричепом / Володимир Сахно, Віктор Поляков, Володимир Босенко, Дмитро Мойся // Systemy i srodki transportu samochodowego. Wybrane Zagadnienia. Systems and means of motor transport. Selected problems. Monografia nr 5. Séria: Transport. – Rzeszow, 2014 – С. 95–104.
26. Сахно В.П. Визначення максимально припустимої бази тривісного універсального напівпричепа–контейнеровоза за різних схем управління напівпричепом / В.П. Сахно, Р.М. Марчук, В.М. Босенко // The 4th International Academic Congress “Science and Education in the Modern World”, Auckland, New Zealand, 2015 – С. 964–968.
27. Сахно В.П. Дослідження маневреності гібридного автопоїзда за комбінованого способу управління напівпричепом на моделі / В.П. Сахно, Д.М. Ященко, О.М. Тімков, О.А. Корпач, В.М. Босенко, О.А. Лисенко // “Systemy i srodki transportu samochodowego” – K.:Rzeszow. – №7, 2017 – С. 127 – 139.
28. Босенко В.М. До визначення стійкості автопоїзда з універсальним напівпричепом–контейнеровозом // XVI – та міжнародна науково–технічна конференція «Автомобільний транспорт: проблеми і перспективи» Севастополь: Севастопольський національний технічний університет, 2013.
29. Сахно В.П. К определению закона управления полуприцепом седельного автопоезда / В.П. Сахно, В.М. Поляков, В.М. Босенко, П.О. Гуменюк // XX научно–техническая конференция с международного участия – Ековарна, Болгарія, 2014 – С. 148–156.
30. Марчук Р.М. К определению показателей маневренности автопоезда–контейнеровоза / Р.М. Марчук, Д.Л. Мойся, В.М. Босенко // Сборник статей Международной научно–практической конференции, часть 2, Уфа – Научный

центр «Аэтерна», 2014 – С. 52–55.

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

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

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

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

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

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

37. Патент на винахід №109818 «Механізм керування поворотом напівпричепа автопоїзда з важелями поворотних цапф різної довжини та електрогідравлічним приводом» / В. П. Сахно, Г. О. Ковальчук, В. М. Поляков,

В. М. Босенко // Зареєстровано в Державному реєстрі патентів України на винаходи 12.10.2015, Бюл. №19.

38. 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.

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

40. Закін Я. Х. Прикладная теория движения автопоезда // М.: Транспорт, 1967.– 225 с.

41. Закин Я.Х. Маневренность автомобиля и автопоезда // М.: Транспорт, 1986.– 137 с.

42. Кайдалов Р.О. Застосування комбінованого способу повороту колісних машин для підвищення їх маневреності / Р.О. Кайдалов, А.І. Нікорчук // Збірник наукових праць Національної академії Державної прикордонної служби України, 2015. Вип. №2(64). С. 174 – 183.

43. Подригало М. А. Застосування комбінованого способу управління для здійснення руху автомобіля «крабом» / М.А. Подригало, О.О. Бобошко, Р.О. Кайдалов, А.І. Нікорчук // Вісник Харківського Національного автомобільно–дорожнього університету, 2016. Вип. № 75. С. 134 – 138.

44. Марголис С.Я. Результаты исследования боковых сил на колесах автопоезда // Автомобильная промышленность. –1966. –№10. – С. 9–12.

45. Гладов Г.И. Системы управления многоопорными транспортными средствами // Автомобильная промышленность. –2001. –№1. – С. 37–39.

46. Барилович Е.Л. Пути повышения устойчивости автомобилей и автопоездов со всеколесным управлением и ассиметрично расположенным грузом // Автореф. дис.канд.техн.наук. – Киев. – 1996. 21 с.

47. Курочкин А.С. Исследование маневренности и устойчивости автомобильного поезда с длиннобазным многоосным полуприцепом // Дис...канд.техн.наук. –Киев , 1978. – 162 с.
48. Сахно В.П. Приводи керування сучасних автопоїздів / В.П. Сахно, Н.Г. Купъ, О.М. Тімков // Автошляхових України. Окремий випуск. Вісник ПНЦ ТАУ. – 2003. Випуск 5.–С. 78–79.
49. Сахно В.П. Системи управління напівпричепами довгобазних автопоїздів / Metody obliczeniowe i badawcze w rozwozu systemow pojazdow samochodowych i maszyn roboczych samo–jezdnych / В.П. Сахно В.М. Слондак // Materiały YIII Sympozjum pod redakcją Kazimierza Lejdy. Rzeszow, 20–23 Wrzesien 2000. С. 263–267.
50. Сахно В.П. Маневреність автопоїзда з керованим напівпричепом. / В.П. Сахно, В.М. Поляков, Р.М. Кузнєцов, П.О. Гуменюк // Наукові нотатки. Міжвузівський збірник (за галузями знань “Машинобудування та металообробка”, “Інженерна механіка”, “Металургія та матеріалознавство”). – Вип. 45 (травень 2014). – Луцьк, 2014 р., С. 500–507.
51. Лиходій О.С. Визначення оптимальних параметрів кермових трапецій керованих осей напівпричепа / О.С. Лиходій // «ХП». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х. : НТУ «ХП», 2013. – №30 (1003). – С. 49-54.
52. Колпаков А. П. Влияние управляемых колес полуприцепа на работу привода к ведущим колесам // Автомобильная промышленность. – 1964. – №12. – С. 16 р.
53. Сондак В.М. До питання вибору системи управління довгобазовим напівпричепом / В.М. Сондак // Системні методи керування, технологія та організація виробництва, ремонту і експлуатації автомобілів. Збірник наукових праць. – Київ, УТУ, ТАУ, 2000 – С. 170–113. р.
54. Сахно В.П. До визначення параметрів закону управління причіпною ланкою шарнірно– зчленованого автобуса особливо великої місткості / В.П. Сахно, О.А. Веремчук, М.І. Загороднов, В.М. Сондак // Автошляховик України. Окремий випуск. Вісник ЦНЦ ТАУ. –2003. Випуск 6. С. 145–150. р.

55. Сахно В.П. Аналіз стійкості і маневреності 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 ПНЦ ТАУ. –2006. Випуск 9. С. 85–88.
56. Сахно В.П., Бондаренко А.Є., Сондак В.М., Веремчук О.А., Глінчук В.М. До визначення показників маневреності і стійкості автопоїзда з керованим напівпричепом / В.П. Сахно, А.Є. Бондаренко, В.М. Сондак, О.А. Веремчук, В.М. Глінчук // Вісник Донецького інституту автомобільного транспорту–Донецьк, 2006.– №2–3. – С. 12–18.
57. Соловьев В.И. Автоматизированные системы управления АТС особо большой грузоподъемности / В.И. Соловьев, Г.Д. Цейтлин, Н.М. Варыпаев, А.Г. Юзефович. // Автомобильная промышленность. –1986. – № 4. – С. 18–20.
58. Богданов С.К. Управление длиннобазных АТС и электроника / С.К. Богданов, В.И. Соловьев, Г.Д. Цейтлин и др. // Автомобильная промышленность. – 1986, №12.–С. 22–23.
59. Ибрагимов Э.Н. Устройство для обеспечения энергией прицепного транспортного средства / Э.Н. Ибрагимов, А.М. Абрамов, А.М. Федотов и др. // А.с. СССР: МКИ В62 К25/08/.
60. Соловьев В.И. Алгоритм действия следящей системы управления с запоминанием траектории / В.И. Соловьев, Г.Д. Цейтлин, А.Г. Юзефович // Совершенствование технико-экономических показателей автомобильной техники. – М., 1983. – С. 86–89.
61. Цейтлин Г. Д. Основы создания автоматических систем управления, обеспечивающих совмещение траекторий передней и задней тележек транспортных средств // Автореф. дис....канд.техн.наук. –М., 1984. – 24 с.
62. Колпаков А.П. Двойной привод управления колесами прицепа // Автомобильная промышленность. –1970. – №4. – С. 22–24 р.
63. Колпаков А. П. Привод управления колесами длиннобазных прицепов и полуприцепов // Автомобильная промышленность. –1969. – №10. – С. 9–12.
64. Сахно В.П. Шляхи покращення маневреності і стійкості автопоїздів з

керованими напівпричепами / В.П. Сахно, В.М. Сондак // Автомобільний транспорт: проблеми и перспективы: Материалы ІУ международной научно-технической конференции, 4–8 сентября 2000. – Севастополь: Изд–во СевГТУ, 2000.– 212 с.

65. Сахно В.П. До питання підвищення маневреності руху автопоїзда з керованим напівпричепом / В.П. Сахно, В.В. Гейко, В.М. Сондак // Транспортна академія України. Праці Західного наукового центру. Проектування, виробництво та експлуатація автотранспортних засобів і поїздів.– Львів.2000. №7. – С. 119–122.

66. Сахно В.П. Шляхи підвищення маневреності автомобільних поїздів / В.П. Сахно, В.М. Сондак // Системні методи керування, технологія та організація виробництва, ремонту і експлуатації автомобілів. Збірник наукових праць. – Київ, УТУ, ТАУ, 2000 – С. 17–20.

67. Сахно В.П. Есть ли альтернатива всеколесному управлению // Сигнал.–1999, №3. С. 32–33.

68. Белоусов Б.Н. Всеколосное рулевое управление большегрузных многоосных АТС / Б.Н. Белоусов, С.Д. Попов, А.Н. Ловцов // Автомобильная промышленность. –2002. – № 3. – С. 11–14.

69. Сахно В.П. Всеколісне керування / В.П.Сахно, О.В.Григорашенко, А.В.Вакуліч, О.М.Тімков, Д.М.Ященко.// Монографія – К.: НТУ, 2013.–180 с.

70. Давыдов А.Д. Особенности устойчивости и управляемости автомобиля со всеми управляемыми колесами / А.Д. Давыдов, Э.Н. Никульников, А.В. Бочаров // Автомобильная промышленность, 1993, №9, с.11–14.

71. Электронная система стабилизации движения ЕБР // Автостроение за рубежом. – 1998.–№11–12, – С. 16–17.

72. Сахно В.П. Масові і габаритні параметри сучасних дорожніх транспортних засобів / В.П. Сахно, А.М. Редзюк, О.А. Крестьянополь // Автошляховик України. – 1999.№1, С. 12–15.

73. Фаробин Я.Е. Магистральные автопоезда // М.: Транспорт. 1995 – 232 с.

74. Сахно В.П. До питання використання багатоланкових автопоїздів в Україні / В.П. Сахно, В.М. Поляков, О.М. Тімков, Р.М. Марчук // Автошляховик України. Окремий випуск. Вісник ЦНЦ ТАУ. –2010. Випуск 13. С. 61–67.
75. Корчагин В.А. Сравнительная оценка маневренности двух- и трехзвенных автопоездов / В.А. Корчагин, В.П. Сахно, Р.М. Кузнецов, Р.Н. Марчук, Н.И. Файчук // Научно–технический журнал «Мир транспорта и технологических машин» – «Государственный университет – учебно–научно–производственный комплекс» (Госуниверситет – УНПК). – №1(140). – 2013. – С. 59–65.
76. Лиходій О.С. Оцінка маневреності двохланкових автопоїздів з системами керування коліс напівпричепа «STEER-BY-WIRE» / О.С. Лиходій, М.В. Дячук // Вісник СевНТУ. – Севастополь : СевНТУ, 2011. – №121. – С. 143–145.
77. Сахно В.П. К определению показателей маневренности и устойчивости движения автопоезда–контейнеровоза / В.П. Сахно, Р.М. Марчук, В.П. Онищук, В.М. Придюк // Материалы Международной научной конференции, посвященной 60–летию автотракторного факультета и 50–летию кафедры «Двигатели внутреннего сгорания». – Минск. –2011.– С. 49–57.
78. Кайдалов Р.О. Дослідження кінематики і динаміки гібридного електромеханічного приводу ведучого колеса автомобіля // Вісник національного технічного університету «ХПІ», 2016. Вип. № 23 (1195). – С. 59 – 64.
79. Фаробин Я. Е. Статическая поворотливость прицепов–тяжеловозов // Автомобильная промышленность. – 1973. – № 7. – С. 18–19.
80. Сахно В.П. К определению показателей маневренности автопоезда с самоустанавливающейся осью полуприцепа / В.П. Сахно, В.Б. Боднарук, Е.А. Крестьянполь // Системні методи керування, технологія та організація виробництва, ремонту і експлуатації автомобілів. Збірник наукових праць. – Київ, УТУ, ТАУ, 1998 – С. 45–50.
81. Закин Я. Х. Ширина проездов при движении автопоездов // Лен.

- филиал. – М.: Транспорт, 1968. – 81с : ГосНИИ автомобильного транспорта.
82. Азбель А.Б. Вписываемость длиннобазных седельных автопоездов на перекрестках дорог / А.Б. Азбель, Ю.Ю. Беленький, Г.В. Мартыненко // Автомобильная промышленность.// 1984. – № 4. – С. 19–20.
83. Бобошко А.А. Підвищення маневреності колісних тракторів і самохідних шасі // Автореф. дис. канд. техн. наук: 05.22.02. ХНАДУ. Харьков, 2002. 19 с.
84. Бобошко А.А. Нетрадиционные способы маневрирования колёсных машин // Харьков: Изд–во ХНАДУ, 2006. 172 с.
85. Подригало М.А. Манёвренность и тормозные свойства колёсных машин / М.А. Подригало, В.П. Волков, В.И. Кирчатый, А.А. Бобошко // Изд–во ХНАДУ, 2003. 403 с.
86. Подригало М. Підвищення маневреності колісних тракторів / М. Подригало, Л. Греко, А. Бобошко // Машиностроение. Всеукраїнський щомісячний науково–технічний і виробничий журнал, 1999. Вип. №10. – С. 55 – 58.
87. Подригало М.А. Спосіб підвищення маневреності колісних автомобілів та бойових машин / М.А. Подригало, Р.О. Кайдалов, А.І. Нікорчук // Створення та модернізація озброєння і військової техніки в сучасних умовах: тези доп. 15 наук.–техн. конф., Чернігів, 17 – 18 вересня 2015р. ДНВЦ ЗС України, 2015. – С. 136 – 138.
88. Подригало М. А. Система аварійного розвороту автомобільної техніки в бойових умовах / М.А. Подригало, Р.О. Кайдало, А.І. Нікорчук // Актуальні питання матеріально–технічного забезпечення службово–бойової діяльності Національної гвардії України: тези доп. наук.–практ. конф. Харків, 28 жовтня 2015 р. НА НГ України, 2015. – С. 51 – 52.
89. Подригало М.А. Система підвищення маневреності вантажного автомобіля / М.А. Подригало, Р.О. Кайдалов, А.І. Нікорчук // Наукове забезпечення службово–бойової діяльності Національної гвардії України: тези доп. VI наук.–практ. конф. Харків, 9 квітня 2015 р. НА НГ України, 2015. – С. 39 – 40.

90. Крышень Н. И. Дополнительный критерий оценки максимально допустимой базы двухосного полуприцепа // Автомобильная промышленность. – 1978.–№6. – С. 23–24.
91. Сахно В.П. До визначення моменту опору повороту керуючого колісного модуля автопоїзда– контейнеровоза / В.П. Сахно, В.В. Стельмащук, Р.М. Марчук, В.М. Придюк // Вісник Східноукраїнського національного університету імені В.Даля. –2010. – №6 (148). –С. 152–160.
92. Сахно В.П. До визначення показників маневреності і стійкості руху автопоїзда контейнеровоза / В.П. Сахно, Р.М. Марчук, В.П. Онищук, В.М. Придюк // Вісник Житомирського державного технологічного університету. – №2(53) – 2010. –С. 127–134.
93. Зисман Л.М. Методика аналитического определения взаимного положения прицепного звена и тягача на поворотах / Л.М. Зисман, Л.Л. Гинцбург // Автомобильная промышленность. – 1973. – № 10. – С. 15–16.
94. Сахно В.П. До вибору закону управління задньою керованою віссю напівпричепа автопоїзда– контейнеровоза / В.П. Сахно, М.М. Горбаха, В.М. Придюк, В.П. Онищук // Автошляховик України. Окремий випуск. Вісник ЦНЦ ТАУ. – 2010. Випуск 13. – С.72–75.
95. Лахно, В.П. Автомобильные лесовозные поезда Текст. / В.П. Лахно, Р.П. Лахно //М., Л.: Гослесбумиздат, 1962. 176 с.
96. Сахно В.П. Експериментальні дослідження маневреності автопоїзда– контейнеровоза / В.П. Сахно, П.О. Гуменюк, Р.М. Марчук, В.М. Придюк // Вісник Національного транспортного університету, 2011 р., Т. 1, 24, – С. 124–127.
97. Сигал Я.Е. К теории поворота автопоезда с неуправляемыми колесами прицепного звена // Автомобильная промышленность. – 1974. – № 10. – С.23–25.
98. Лысов М.И. Методика оценки маневренности автомобиля на повороте // Автомобильная промышленность. – 1961. – № 8. – С. 31–33.
99. Леонтьєв Д.М. Методика визначення максимальних значень теоретично необхідних кутів повороту коліс напівпричепів / Д.М. Леонтьєв, М.В. Дячук, О.С. Лиходій, В.М. Малий, С.В. Мережко // Сучасні технології в

машинобудуванні та транспорті. Науковий журнал. №3(7) – Луцьк: Луцький НТУ, 2016. – С. 84-88.

100. Антонов Д.А. Об углах поворота управляемых колес многоосных автомобилей // Автомобильная промышленность. –1966. – № 2. – С. 18–21.

101. Цейтлин Г.Д. Выбор параметров системы управления колесами длиннобазных прицепов и полуприцепов / Г.Д. Цейтлин, Л.В. Корчемный, Н.А. Панасенко // Автомобильная промышленность. – 1968. – №2. – С. 24–26.

102. Фаробин Я.Е. К вопросу о методике определения оптимальных углов поворота управляемых колес четырехосных автомобилей // Автомобильная промышленность. 1969. – № 12. – С. 26–30.

103. Фаробин Я.Е. Методика расчета углов поворота управляемых колес полуприцепа автопоезда // Автомобильная промышленность. – 1972. – № 11. – С. 7–8.

104. Фаробин Я.Е. Оценка влияния конструктивных параметров на эксплуатационно–технические качества многоосных автомобилей / Я.Е. Фаробин, В.Г. Петровский // Автомобильная промышленность. – 1973. – № I. – С.29–32.

105. Кулик Б.Ф. Оптимальное передаточное отношение привода управления поворотом длиннобазных полуприцепов // Автомобильная промышленность. – 1970–№10.– С. 21–23.

106. Шапошник Л.Б. Исследование кинематики двухзвенного автопоезда / Л.Б. Шапошник, А.К. Фрумкин, Р.Г. Армадеров // Автомобильная промышленность. – 1971.№8.– С. 11–14.

107. Марголис А.С. Криволинейное движение автопоезда // Автомобильная промышленность. – 1972. – № 2. – С. 21–23.

108. Аксенов П.В. Некоторые особенности автомобиля с задней управляемой осью // Автомобильная промышленность. – 1972. – № 8. – С. 19–21.

109. Островцев А.Н. Исследование поворотливости автомобилей большой грузоподъемности / А.Н. Островцев, Ю.В. Суровегин // Автомобильная промышленность. – 1972– № 10.– С. 13–14.

110. Беленький Ю.Ю. Расчет ширины коридора вписывания автопоезда в поворот с применением ЭЦВМ / Беленький Ю.Ю., Азбель А.Б., Жуков А.В. и др. // Автомобильная промышленность. –1976. –№ 12.– С. 24–25.
111. Ибрагимов Э.Н. Оптимизация маневренных свойств автопоездов / Э.Н. Ибрагимов, А.М. Абрамов, И.В. Жилин, Н.Н. Новожилов // Ред. ж. "Автомобильная промышленность". – М., 1987. – 10 с. /Рукопись деп. в НИИНавтпроме, № 1517–ап/.
112. Сахно В.П. Шляхи підвищення маневреності автопоїзда з керованим довгобазним напівпричепом / В.П. Сахно, М.І. Загороднов, Р.Г. Кізуб, В.М. Сондак // Автошляховик України. №1, 2001 р., – С. 19–22.
113. Колпаков А.П. и др., Универсальные модели для исследования кинематики и устойчивости движения автопоездов // Автомобильная промышленность. – 1969. –№2, – С. 10–11.
114. Павлюк А.С. Исследование поворотных устройств транспортных прицепов с управляемыми колесами / А.С. Павлюк, А.В. Величко // Ред. ж. "Автомобильная промышленность". – М., 1985. – 21 с./Рукопись деп. в НИИНавтпроме, №1203– ап85/.
115. Гячев Л.В. Расчет параметров установившегося поворота двухзвенного многоосного автопоезда / Л.В. Гячев, А.С. Павлюк // Ред. ж. "Автомобильная промышленность". – М., 1983. – II с. /Рукопись деп. в НИИНавтпроме, № 906– ап83/.
116. Ибрагимов Э.Н. Уравнения движения многозвенника и их применение для исследования автопоездов / Э.Н. Ибрагимов, И.В. Жилин, А.М. Федотов // Ред. ж. "Автомобильная промышленность". – М.: 1987. – 21 с /Рукопись деп. в НИИНавтпроме, № 1645–ап/.
117. Высоцкий М.С. Динамика длиннобазных автопоездов / М.С. Высоцкий и др. // Мн.: Наука и техника, 1987. – 199 с.
118. Фаробин Я.Е. Трехзвенные автопоезда. Под общ. ред. Я.Е.Фаробина / Я.Е. Фаробин, А.М. Якобашвили, А.М. Иванов,. и др. // Машиностроение, 1993. – 224 с.: ил.

119. Выгонный А.Г. и др., Коэффициент сопротивления стабилизаторов самоустанавливающихся колес автопоездов // Автомобильная промышленность. – 1984. – № 8. – С. 17–19.
120. Фаробин Я.Е. Оценка эксплуатационных свойств автопоездов для международных перевозок / Я.Е. Фаробин, В.С. Щупляков // М.: Транспорт, 1983. – 200с.
121. Асриянц А.А. Исследование криволинейного движения автопоезда с помощью ЭВМ / А. А. Асриянц, А.А. Хачатуров, И.М. Шестаков, и др. // Труды МАДИ. – 1974. –Вып. 91. – С. 51–58.
122. Sakhno V. Lorry convoy stability taking into account the skew of semitrailer axes / V. Sakhno, V. Poliakov, O. Timkov, O. Kravchenko //Transport Problems, Volume 11, Issue 3, 2016, Pages 69-76.
123. Высоцкий М.С. Основы проектирования автомобилей и автопоездов большой грузоподъемности // Мн., Наука и техника. 1980. – 200 с.
124. Зыков В.К. Об одном алгоритме координации управления звенями автопоезда // В кн.: Управление и информация. Владивосток. – 1974. – Вып. 2. – С. 104–107.
125. Хачатуров А.А. Расчет эксплуатационных параметров движения автомобиля и автопоезда / А.А. Хачатуров, В.Л. Афанасьев // М.: Транспорт, 1982. – 264 с.
126. Чудаков Е.А. Теория автомобиля 3–е изд., перераб.и доп. // М.: Машгиз, 1950.– 343 с.
127. Певзнер Я.М. Теория устойчивости автомобиля. М.: Машгиз, 1947. – 156 с.
128. Зимелев Г.В. Теория автомобиля. 2–е изд., перераб.и доп. // М.: Воениздат, 1957.– 455 с.
129. Фалькевич Б.С. Теория автомобиля. 2–е изд., перераб.и доп. // М.: Машгиз, 1963.– 239 с.
130. Антонов Д.А. Теория устойчивости движения многоосных автомобилей // М.: Машиностроение, 1978. – 216 с.

131. Антонов Д.А. Расчет устойчивости движения многоосных автомобилей // М.: Машиностроение, 1984. – 164 с.
132. Аксенов П.В. Многоосные автомобили // М.: Машиностроение. 1989. – 279 с.
133. Литвинов А.С. Управляемость и устойчивость автомобиля // М.: Машиностроение, 1978.–376 с.
134. Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин // М.: Машиностроение, 1990.– 352 с.
135. Добрин А.С. Об устойчивости движения многоосных автомобилей относительно заданной траектории / А.С. Добрин, В.С. Дульцев. // Труды семинара по устойчивости и управляемости автомобилей/ НАМИ.–1968. – Вып.2. – С. 27–39.
136. Сахно В. П. До визначення показників стійкості автопоїзда–контейнеровоза у прямолінійному русі / В.П. Сахно, Р.М. Кузнецов, Р.М. Марчук, В.П. Онищук // Вісник СевНТУ. Збірник наукових праць. Серія Машиноприладобудування та транспорт. 2011 р., 121, – С. 3–6.
137. Литвинов А.С. Автомобиль: теория эксплуатационных свойств / А.С. Литвинов, Я.Е. Фаробин // М.: Машиностроение, 1989. – 240 с.
138. Сахно В.П. До визначення показників стійкості автопоїзда / В.П. Сахно, О.М. Тімков, П.О. Гуменюк, М.І. Файчук // Вісник Національного транспортного університету. 2013 р., 27, –С. 31–39.
139. Сахно В.П. Результаты исследования устойчивости автопоездов разных компоновочных схем / В.П. Сахно, В.М. Поляков // Вестник Харьковского национального автомобильно–дорожного университета. Сборник научных трудов. 2013 р., 61–62, – С. 185–189.
140. Вербицкий В.Г. Автомобили. Устойчивость: Монография / В.Г. Вербицкий, В.П. Сахно, А.П. Кравченко, А.В. Костенко, А.Э. Даниленко // Луганск: Изд–во «Ноулидж»,2013.–176 с.: ил.
141. Солтус А.П. Основы теории рабочего процесса и расчета // Автореф. дис. доктора техн.наук. – К., 1995. – 43 с.

142. Gerlici Juraj. The stability analysis of two-wheeled vehicle model / Juraj Gerlici, Vladimir Sakhno, Alla Yefymenko, Vladimir Verbitskii, Alexandre Kravchenko, Kateryna Kravchenko // MATEC Web of Conferences 157, 01007 (2018): <https://doi.org/10.1051/matecconf/201815701007>
143. Элис Д.Р. Управляемость автомобиля. [перекл.] с англ. // М. : Машиностроение, 1975. с. 216.
144. A study of a phase plane representation for identifying vehicle behaviour. Vehicle Syst. Dyn. – 1986 V15 №7 – Р. 152 –167.
145. Jonson D.B. Nonlinear lateral stability analysis of road vehicles using lapunov's second method / D.B. Jonson, F.G. Huston // SAE Techn.Pap.Ser 1984 – N841057 – Р 1–8.
146. Лобас Л.Г. К теории устойчивости движения трехзвенных пневмоколесных машин. / Л.Г. Лобас, В.П. Сахно, Т.И. Тарнопольская // Прикл. механика. –1991.– Т.27, N1. – С. 96–103.
147. Гродко Л.Н. Некоторые критерии устойчивости автопоезда / Л.Н. Гродко, Ю.А. Ечистов, Н.Е. Левин // Автомобильная промышленность. – 1977. – №2. – С. 20–32.
148. Сахно В.П. Стійкість автопоїзда з самовстановлюальною віссю напівпричепа / В.П. Сахно, А.В. Вакуліч, О.А. Крестянполь, В.М. Сондак // Системні методи керування, технологія та організація виробництва, ремонту і експлуатації автомобілів. 36. наук, праць. 1999 р., 8, – С. 79–86.
149. Сахно В.П. Шляхи підвищення ефективності використання довгобазних автопоїздів / В.П. Сахно, В.М. Поляков, О.К. Грищук // Автошляхових України. Вісник ЦНЦ ТАУ. Окремий випуск, 1998 р., №1, – С. 24–28.
150. Сахно В.П. Про многовид стаціонарних станів багатовісних автомобілів / В.П. Сахно, Є.Л. Барилович, Л.І. Зав'ялова, О.А. Крестянполь // Вісник ТАУ, УТУ. 1998 р., №2, – С. 117–123.
151. Сахно В.П. Чисельно–аналітичне дослідження стійкості прямолінійного руху легкового автомобіля ЗАЗ–1102 та вантажного автомобіля

ЗАЗ-2301 / В.П. Сахно, А.В. Вакуліч // Вісник ТАУ, УТУ. 1998 р., №2, – С. 117–123.

152. Сахно В.П. До питання підвищення стійкості руху автопоїзда з керованим напівпричепом при гальмуванні / В.П. Сахно, В.М. Поляков, О.К. Грищук // Автошляхових України.Окремий випуск. Вісник ЦНЦ ТАУ. Окремий випуск, 1999 р., №2, – С. 73–74.

153. Сахно В.П. Пошук шляхів підвищення стійкості прямолінійного руху автопоїзда / В.П. Сахно, Є.Л. Барилович, Л.І. Зав'ялова, О.А. Крестянполь // Автошляховик України. Окремий випуск. Вісник ЦНЦ ТАУ. Окремий випуск, 1999 р., №2, – С. 70–73.

154. Сахно В.П. Застосування розрахункових методів до визначення показників поперечної стійкості автотранспортних засобів / В.П. Сахно, В.М. Сондак // Автошляхових України. Проблеми розвитку автомобільного транспорту. Окремий випуск, 2000 р., №1, – С. 80–83.

155. 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 ЦНЦ ТАУ. Окремий випуск, 1999 р., №2, – С. 93–97.

156. Сахно В.П. Визначення показників поворотності автопоїзда з самовстановлюальною віссю напівпричепа / В.П. Сахно, О.А. Крестянполь // Системні методи керування, технологія та організація виробництва, ремонту і експлуатації автомобілів. Збірник наукових праць.УТУ, ТАУ. 1999 р., – С. 6–10.

157. Сахно В.П. Вплив ексцентриситету центра мас автомобіля (автопоїзда) із всеколісним керуванням на стійкість руху / В.П. Сахно, Л.Г. Лобас, Є.Л. Барилович, Л.І. Зав'ялова // Вісник ТАУ, УТУ. 1999 р., №3, – С. 149–155.

158. Sakhno Volodimir. Tomas Lask. Road train motion stability in BRT system / Volodimir Sakhno, Juraj Gerlici, Victor Poliakov, Alexandre Kravchenko, Oleg Omelnitsky, Tomas Lask // XXIII Polish-Slovak Scientific Conference Machine Modelling and Simulation. MMS 2018.- Book of abstracts, September 4-7, 2018,

Rydzyna Poland, p.49. <https://doi.org/10.1051/matecconf/201925403007>. MMS 2018

159. Сахно В.П. Математична алгоритмізація розв'язання задачі стійкості руху автомобіля у випадку значної розмірності вектора його стану / В.П. Сахно, Л.І. Зав'ялова, А.В. Вакуліч, В.М. Сондак // Автошляховик України. Окремий випуск. Вісник ЦНЦ ТАУ. Окремий випуск, 2001 р., №4, – С. 76–80.
160. Сахно В.П. Математична модель керуючого колісного модуля з урахуванням закону повороту рульового колеса стану / В.П. Сахно, А.В. Вакуліч, В.М. Сондак // Вісник ТАУ, УТУ. 1999 р., №3, – С. 155–159.
161. Сахно В.П. Автопоезда для перевозки строительных конструкций / В.П. Сахно, А.П. Лисовец // Автомобильная промышленность. 1989 р., №2, – С. 15–17.
162. Kane T.K. The importance of slip law nonlinearity in the theory of steady turning of automobiles / T.K. Kane, G.K. Man // "Mech. Res. Communs", 1977, 4, N5, – P. 315–320.
163. Mitschke M. Theorie rum Fohzvezhalten dreiachsiger Sattelanhänger / M. Mitschke, E. Bisimis // Deutsche Kraft–fahzforschung und Strassenverkehrstechnik, 1972, N224, – P. 448.
164. Mitschke. Doppelachsaggregate bei Sattelanhängern / Mitschke, Manfred, Enstache, Bisimis // "Dtsch. Krftfahrforsch. und Strassen Verkehrs tehn.", 1971, N210, 34s, ill.
165. Paccjka H. B. Simplified analysis of steady state turning behaviour of motor vehicles Part 2 Stability of the steade state turn // Vehicle Syst. Dyn. –1973 V 2, №4 – P.173–183.
166. Paccjka H. B. Simplified analysis of steady state turning behaviour of motor vchicles Part 3 More elaborate systems // Vehicle Syst. Dyn. – 1973 V 2, №4 – P. 188–204.
167. Bergman W. Bergman gives new meaning to Understeer and Oversteer // SAE Goumal, 1983.– №12, – P. 36–51.
168. Bisimis. Geradeanstahrt von Sattelschleppern mit Doppelachsaggregaten / Bisimis, Enstache // "Automob. –Ind.", 1969, 14, N4, – P. 63–69.

169. Ellis J.R. Articulated Vehicle Ride and Handling. *Automobile Engineer* – 11, 1966, – P. 438–446.
170. Ervin R.D. Eliminating yaw instability in tractor-semitrailers during cornering / R.D. Ervin, R.L. Nisonger // *The HSRI research review*. – 1979. – 10, N 1. – P. 1–17.
171. Niconger R.L. Influence of self-steering axles on the directional response of commercial Vehicles / R.L. Niconger, C.C. Macadam // "Vehicle Syst. Dyn.", 1983, 12, N1–3, – P. 93–96.
172. Sachs H.K. Automobile stability – a study of the domain of attraction / H.K. Sachs, M. Singh // *Vehicle Syst. Dyn.* – 1977. – V.6, N2–2. – P. 169–177.
173. Sachs H.K. Automobile stability – a study of the domain of attraction. The dynamics of vehicles on roads and tracks / H.K. Sachs, M. Singh // Proceeding of 5th VSD – 2nd IUTAM Symposium. – Amsterdam. – 1978. – P. 265–282.
174. Pacejka H.B. Tyre factors and front wheel vibrations. Delft., 1978. – 34 p.
175. Segel L. The influence of tire factors on the stability of trucks and tractor trailers / L. Segel, L.D. Ervin // "Vehicle Syst. Dyn.", 1981. 10, N1, – P. 39–59.
176. Alfred Silbar. Fahrverhalten des Satellanflegers In stabionaren Fahrvorgang / Alfred Silbar, Troger Hans // "Automobile-techn.Z.", 1972.74.N8.
177. Sachs H. K. On the stability in the sense of Liapunov of a rubber tire vehicle / H.K. Sachs, C.C. Chon // *Transactions of the ASME.ser.G*.1976,v.98.N2, – P. 180–185.
178. Fiala E. Lateral forces on rolling pneumatic tires // *Zeitschrift V.D.I.*, – 96 (29), 1954 – P. 114.
179. Веселов А.И. Активная безопасность ATC. Развитие требований / А.И. Веселов, Э.Н. Никульников // Автомобильная промышленность. – 1995. – №1. – С. 29–32.
180. Майборода О.В. Активная безопасность ATC / О.В. Майборода, Т.А. Литвинова // Автомобильная промышленность. – 1995. – №1. – С. 32–36.
181. Добрин А.С. Устойчивость и управляемость автомобиля при неустановившемся движении – М., 1968. – 18 с.

182. Степанов Ю.А. Улучшение устойчивости движения многоосных автомобилей // Автомобильная промышленность. –1993. – №1. – С. 14–15.
183. Келдыш М.В. Шимми переднего колеса трехколесного шасси // Труды ЦАГИ. – 1945. – Вып. №564. – С. 1–33.
184. Пчелин И.К. Уравнения кинематических связей колеса с эластичной шиной и исследование его качения при переменном угле увода / И.К. Пчелин, А.А. Хачатуров // Автомобильная промышленность. – 1964. – №12. – С. 24–27.
185. Рокар И. Неустойчивость в механике – М.: изд–во иностр. лит., 1959.– 317 с.
186. Хамов И.В. Повышение устойчивости легкового автомобиля при торможении путем применения противозаносных систем // дис. на соискан. учен. степ. канд. техн. наук. М., 1989. – 210 с.
187. Подригало М.А. Новое в теории эксплуатационных свойств автомобилей и тракторов // Монография. Харьков, 2013. – 220 с.
188. Подригало М.А. Маневренность и тормозные свойства колесных машин / М.А. Подригало, В.П. Волков, В.И. Кирчатый, А.А. Бобошко // Харьков : Изд–во ХНАДУ, 2003 – 403 с.
189. Александров Е.Е. Повышение устойчивости и управляемости колесных машин в тормозных режимах / Е.Е. Александров, В.П. Волков, Д.О. Волонцевич, и др. // Монография. Харьков : НТУ «ХПИ», 2007. – 320 с.
190. Подригало М.А. Устойчивость колесных машин против заноса в процессе торможения и пути ее повышения / М.А. Подригало, В.П. Волков, В.А. Павленко, и др. // Харьков : Изд–во ХНАДУ, 2006. – 377 с.
191. Гуревич, Л. В. та Меламуд, Р. А. Тормозное управление автомобиля / Л. В. Гуревич, Р.А. Меламуд // М. : Транспорт, 1978. – 152 с.
192. Кайдалов Р.О. Спосіб підвищення стійкості при гальмуванні колісних машин, обладнаних цистернами / Р.О. Кайдалов, Є.О. Дубінін, В.В. Глущенко, М.А. Подригало, Д.В. Абрамов // 107113 Україна, 25.05.2016, Бюл. №10 р.
193. Соцков Д.А. Повышение активной безопасности автотранспортных средств при торможении // дис. на соиск. учен. степ. д–ра техн. наук. Владимир,

1988. – 410 с.

194. Ревин А.А. Повышение эффективности, устойчивости и управляемости при торможении автотранспортных средств // дис. на соиск. учен. степ. д-ра техн. наук. Волгоград, 1983. – 601 с.
195. Малюгин П.Н. Возможности и пути улучшения устойчивости движения автомобиля при торможении // дис. на соискан. учен. степ. канд. техн. наук. Омск, 1985. – 229 с.
196. Солтус А.П. Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля // Навчальний посібник для ВНЗ. К. : Арістей, 2010. –155 с.
197. Волков, В. П. та Вільський, Г. Б. Теорія руху автомобіля: підручник / В.П. Волков, Г.Б. Вільський // Суми : Університетська книга, 2010. – 320 с.
198. Ревин С.А. Повышение тормозных свойств малотоннажных автопоездов с АБС: дис. на соискан. учен. степ. канд. техн. наук. Волгоград, 2003. – 133 с.
199. Kienhöfer F. 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.
200. Burton, D., та ін. Evaluation of Anti-lock Braking Systems Effectiveness / D. Burton, A. Delaney, S. Newstead // Royal Automobile Club of Victoria (RACV); Research report. – 2004. – 04/01. – 56 p.
201. Fancher P. Integrating Anti-Lock Braking Systems with the Directional Control Properties of Heavy Trucks // Anti-Lock Braking Systems for Road Vehicles. – London: IMechE. – 1985. – P. 99–109.
202. Kelley Ken. Evaluation ABS in the USA. ABS rule nears. Producers gauge antilock braking systems in terms of safety programs // Concr. Prod., 1998. – № 7. – P. 28–30.
203. Сазонов И.С. Способ регулирования торможением автопоезда / И.С. Сазонов, А.Т. Скобеда // 2299140 Российская Федерация “Белорусско–Российский университет”. – № 2005132206/11 ; заявл. 18.10.05 ; опубл. 20.05.07. МПК B60T8/52, B60T8/1763.

204. Магопець С.О. Нова конструкція електропневмоприводу гальм для автобусів / С.О. Магопець, О.О. Золенко // Вісті автомобільно–дорожнього інституту. – 2007. – № 1 (4). – С. 77–80.
205. Яблонский А.А. Курс теоретической механики. Ч. I. – М.–Высшая школа, 1971. – 496 с.
206. Веников В.А. Теория подобия и моделирования. – М.: Высшая школа, 1976. – 479 с.
207. Веников, В. А. Теория подобия и моделирования (применительно к задачам электроэнергетики) / В.А. Веников, Г.В. Веников // 3–е изд., переработанное и доп. – М.: Высшая школа, Учебник для вузов по спец. «Кибернетика электр. систем». – . 1984. – 439 с., ил
208. Кирличев М.В. Теория подобия. // Изд. АН СССР, 94с., 1953.
209. Седов Л.И. Методы подобия и размерности в механике // Москва : 10–е изд., доп, М.: Наука. Гл. ред. физ.–мат. лит., 1987. – 432 с.,
210. Bluetooth–модуль HC–05. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://robocraft.ru/blog/electronics/587.html>
211. Список AT–команд. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: https://arduino.ua/docs/BT0417C_ATcommand.pdf
212. DataSheet . [Електронний ресурс]. – Режим доступу: https://arduino.ua/docs/BT0417C_datasheet.pdf
213. ДСТУ 3310–96 Стійкість. Методи визначення основних параметрів випробуваннями. Чинний від 01.01.1997 р.

ДОДАТОК А

СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ ТА ВІДОМОСТІ ПРО АПРОБАЦІЮ РЕЗУЛЬТАТІВ ДИСЕРТАЦІЇ

Публікації у наукових фахових виданнях України.

1. Тімков О.М. Аналітичні способи визначення моментів інерції автомобіля / О.М. Тімков, Д.М. Ященко, В.М. Босенко // Управління проектами, системний аналіз і логістика. Технічна серія. – 2010. – Вип. 7. – С. 177–181.
2. Сахно В.П. Порівняльна оцінка показників стійкості прямолінійного руху автопоїздів різних компонувальних схем / В.П. Сахно, В.М. Поляков, В.М. Глінчук, В.М. Босенко // Управління проектами, системний аналіз і логістика. – К.: НТУ–2012. – Вип. 10.– С. 220–225.
3. Босенко В.М. Маневреність автопоїзда з універсальним напівпричепом– контейнеровозом / В.М. Босенко, П.О. Гуменюк, Р.М. Марчук // Вісник НТУ. К.: НТУ. – 2012. – Вип. 26. – С.111–117.
4. Сахно В.П. До розробки алгоритму управління напівпричепом сідельного автопоїзда / В.П. Сахно, В.М. Поляков, В.М. Босенко, П.О. Гуменюк // Вісник Національного транспортного університету: – К.: НТУ, 2013. – Випуск 28. – С.424–433.
5. Сахно В.П. До визначення стійкості автопоїзда з універсальним напівпричепом– контейнеровозом / В.П. Сахно, В.М. Босенко, П.О. Гуменюк, Р.М. Марчук // Вісник СевНТУ. Збірник наукових праць. Серія Машиноприладобудування та транспорт. Випуск 142/2013. – С. 15–18.
6. Сахно В.П. До визначення параметрів закону управління напівпричепом сідельного автопоїзда / В.П. Сахно, В.М. Поляков, В.І. Сирота, В.М. Босенко, П.О. Гуменюк // Управління проектами, системний аналіз і логістика: Науковий журнал. Вип. 12. – К.: НТУ, 2013. – С. 170–179.
7. Сахно В.П. До визначення показників маневреності автопоїзда з

подвійним приводом управління напівпричепом та гальмуванням коліс одного борту возика. / В.П. Сахно, В.М. Поляков, О.А. Енглезі, В.М. Босенко //Проблеми транспорту. – К.: НТУ–2013–2014. – Вип. 10.–С. 41–46.

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

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

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

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

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

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

14. Сахно В.П. Вплив перекосу мостів причіпних ланок на показники стійкості автопоїзда / Сахно В.П., Поляков В.М., Тімков О.М., Файчук М.І., Босенко В.М., Мойся Д.Л. // «Автошляховик України» – 2015 – №4 – С. 16–20.

15. Сахно В.П. Експериментальні дослідження автопоїзда з самоустановлюальною віссю напівпричепа / В.П. Сахно, О.М. Тімков, В.М. Поляков, В.М. Босенко, Д.Л. Мойся // Вісник Національного транспортного університету: – К.: НТУ, 2015. – Випуск 1(31). – С. 483–493.
16. Сахно В.П. До визначення моменту опору повороту задньої осі напівпричепа гібридного автопоїзда / В.П. Сахно, В.М. Поляков, О.М. Тімков, В.М. Босенко // Вестник Харківського національного автомобільно–дорожнього університета: – Харків: ХНАДУ, 2016. – Випуск 74. – С. 35–40.
17. Сахно В.П. Прикладна теорія руху автопоїзда / В. П. Сахно, В. М. Поляков, С.М. Шарай, В. М. Босенко // Навчальний посібник / К: НТУ, 2016р.,231с.
18. Сахно В.П. До порівняльної оцінки маневреності гібридних автопоїздів за різних схем управління напівпричепом / В.П. Сахно, В.М. Поляков, Д.М. Ященко, В.М. Босенко, О.О. Лисенко // Вісник Національного транспортного університету: – К.: НТУ, 2017. – Випуск 3(39). – С.169–183.
- Публікації у наукових періодичних виданнях іноземних держав.**
19. Сахно В.П. До визначення показників стаціонарного руху автопоїзда з перекосом мостів ланок по колах малих радіусів/ В.П. Сахно, О.М. Тімков, М.І. Файчук, В.М. Босенко // Systemy i srodki transportu samochodowego. Badania, konstrukcja i technologia srodkow transportu. – №4, Seria: I»nsport. – Rzeszow, 2013–С. 167–172.
20. Сахно Володимир. До визначення показників маневреності автопоїзда з керованим напівпричепом / Володимир Сахно, Віктор Поляков, Володимир Босенко, Дмитро Мойся // Systemy i srodki transportu samochodowego. Wybrane Zagadnienia. Systems and means of motor transport. Selected problems. Monografia nr 5. Seria: Transport. – Rzeszow, 2014 – С. 95–104.
21. Сахно В.П. Визначення максимально припустимої бази тривісного універсального напівпричепа–контейнеровоза за різних схем управління напівпричепом / В.П. Сахно, Р.М. Марчук, В.М. Босенко // The 4th International Academic Congress “Science and Education in the Modern World”, Auckland, New Zealand, 2015 – С. 964–968.

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

Публікації апробаційного характеру.

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

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

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

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

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

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

29. Босенко В..М. До визначення передаточного відношення подвійного приводу управління напівпричепом / Босенко В.М., Мойся Д.М./ LXXI наукова конференція професорсько–викладацького складу, аспірантів, студентів та працівників відокремлених структурних підрозділів університету. Тези доповідей. – К.: НТУ, – 2015 – С. 50.
30. Босенко В.М. До визначення аналізу маневреності і стійкості руху автопоїзда / Босенко В.М., Мойся Д.Л. // LXXII наукова конференція професорсько–викладацького складу, аспірантів, студентів та працівників відокремлених структурних підрозділів університету. Тези доповідей. – К.: НТУ, – 2016 – С. 47.

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

Патенти.

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

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

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

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

ДОДАТОК Б

ПАТЕНТИ НА ВИНАХІД





ДОДАТОК В

ПАТЕНТ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ



ДОДАТОК Г

СІВІДОЦТВО ПРО АВТОРСЬКЕ ПРАВО



ДОДАТОК Д

АКТИ ВПРОВАДЖЕННЯ



ЗАТВЕРДЖУЮ

заступник директора з наукової роботи

ДП «Державтранс НДІпроект»

А.В. Горпинюк

хочется 2019 р.

ДОВІДКА

про використання результатів дисертаційної роботи

Босенка Володимира Миколайовича

на тему: «Підвищення показників маневреності та стійкості руху сідельних автопоїздів для перевезення довгомірних вантажів»

Дисертаційна робота присвячена дослідженню впливу типу систем керування автопоїзда з довгобазним напівпричепом на показники маневреності та стійкості руху. Автором виконано обґрунтування комбінованої системи керування напівпричепом, що включає подвійний привід керування і гальмування коліс одного борту напівпричепа, за яких забезпечуються нормовані значення показників маневреності автопоїзда з довгобазним напівпричепом.

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

Застосування запропонованої системи керування колесами (осями) напівпричепів дозволяє зменшити габаритну смугу руху автопоїзда в середньому на 32 %. Встановлена критична швидкість і гранична швидкість початку коливальної нестійкості автопоїзда з різними системами керування колесами (осями) напівпричепа, яка дозволяє підбирати та раціонально обирати параметри системи керування напівпричепом та автопоїздом в цілому. Ці заходи забезпечують стійкість руху автопоїзда в межах експлуатаційних навантажень та швидкостей.

Рекомендації щодо визначення експлуатаційних показників автопоїзда прийняті відділом науково-технічних експертіз ДП «Державтранс НДІпроект», для виконання розрахунків показників маневреності та стійкості переобладнаних КТЗ різних категорій.

Заступник завідувача відділу
науково-технічних експертіз

Д.М. Попелиш



ТОВ ФІРМА "УКРТРАНСМІСТ ЛТД"

03127, м.Київ, Голосіївський район, просп. 40-річчя жовтня, 100/2
т. +38(044) 4073956, код ЄДРПОУ 19254989

17.10.2019 р № 156

ДОВІДКА

про використання результатів дисертаційної роботи

Босенка Володимира Миколайовича

на тему: «Підвищення показників маневреності та стійкості руху сідельних автопоїздів для перевезення довгомірних вантажів »

У дисертаційній роботі досліджено вплив типу системи управління напівпричепом на показники маневреності та стійкості руху автопоїзда з довгобазним напівпричепом.

Зважаючи на те, що автопоїзд як АТЗ є засобом підвищеної небезпеки, особливо важливим є питання експлуатації керованих автопоїздів. Перш за все слід робити кроки у напрямку теоретичних досліджень маневреності та стійкості їх руху, результати яких будуть підґрунтям для відповіді на багато питань технічного, організаційного та юридичного характеру.

Автором встановлено, що застосування гальмування коліс одного борту возика для корекції траєкторії напівпричепа ефективне при малих швидкостях руху, за яких забезпечуються як високі показники маневреності, так і не порушуються показники стійкості руху. Покращення показників маневреності та стійкості автопоїзда із довгобазним напівпричепом в найбільше типових умовах руху – прямолінійному русі, поворотах на 90° і 180° може бути досягнуто при використанні подвійного управління напівпричепом і корекцією траєкторії возика щодо траєкторії тягача шляхом гальмування коліс одного його борту.

Результати досліджень автора прийняті ТОВ «Укртрансміст ЛТД» до використання при модернізації автопоїздів, що здійснюють перевезення великовагових будівельних конструкцій в щільному міському русі. Це дозволить підвищити безпеку перевезень та збільшити середню швидкість руху автопоїзда на маршруті.

Директор ТОВ «Укртрансміст ЛТД»



Л.П. Янчук

009784



УКРАЇНА
МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТРАНСПОРТНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

01010, м. Київ, вул. М. Омеляновича-Павленка, 1, т. ф. +38 (044) 280 82 03, т. +38 (044) 280 87 65
e-mail: general@ntu.edu.ua, код ЄДРПОУ 02070915

26.11.2019 № 2424/05

на № _____

ДОВІДКА

про використання результатів дисертаційної роботи

Босенка Володимира Миколайовича

на тему: «Підвищення показників маневреності та стійкості руху сідельних автопоїздів для перевезення довгомірних вантажів»

Дисертаційна робота присвячена дослідженню впливу типу систем керування автопоїзда з довгобазним напівпричепом на показники маневреності та стійкості руху.

Автором встановлено, що для поліпшення показників маневреності автопоїзда з довгобазним напівпричепом доцільно використовувати комбіновану систему керування напівпричепом, що включає подвійний привід керування і гальмування коліс одного борту коліс напівпричепа.

Для забезпечення стійкості руху автопоїзда в межах експлуатаційних навантажень та швидкостей слід правильно обирати розподіл ваги між його ланками. Переміщувати точку зчіпки в напрямку центра мас тягача.

Основні положення та результати дисертаційної роботи Босенка В.М. на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук використовуються при підготовці фахівців за спеціальностями 133 «Галузеве машинобудування» та 274 «Автомобільний транспорт». Зокрема, в освітньому процесі при вивчені дисциплін «Математичне моделювання транспортних засобів», «Гібридні автопоїзди» та «Основи автоматизації проектування автомобілів і тракторів».

Проректор з навчальної роботи,
професор



О.К. Грищук

ДОДАТОК Е

ФРАГМЕНТ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ РУХУ

```

> restart;
>
> open("data.ext", READ); # Відкрити файл з вихідними даними
> read("data.ext"); # Читання файлу
> NN:=16; m_2:=10000; K_3:=160000; K_4:=160000; c_sh:=4.125;
> In_2;
>
Рівняння руху у загальному випадку
> StarProizvYr_[2] :=
(m+m_1+m_2)*UU+(1/2*m_1*(2*(-B*cos(phi[1])-f)*cos(phi[1])-2*B*sin(phi[1])^2)+1/2*m_2*(2*(-B*cos(phi[1]+phi[2])-F*cos(phi[2])-C)*cos(phi[1]+phi[2])-2*(B*sin(phi[1]+phi[2])+F*sin(phi[2]))*sin(phi[1]+phi[2])))*OMEGA+(m_1*f*cos(phi[1])+1/2*m_2*(2*F*sin(phi[2])*sin(phi[1]+phi[2])+2*(F*cos(phi[2])+C)*cos(phi[1]+phi[2])))*PHI_1+m_2*C*c os(phi[1]+phi[2])*PHI_2-F_y0+1/2*m_1*(-2*(-omega[0]*B*cos(phi[1])-(omega[0]-Phi[1])*f)*sin(phi[1])*Phi[1]-2*omega[0]*B*sin(phi[1])*c os(phi[1])*Phi[1])+1/2*m_2*(-2*((omega[0]-Phi[1])*F*cos(phi[2])*Phi[2]+omega[0]*B*cos(phi[1]+phi[2])*(Phi[1]+Phi[2]))*sin(phi[1]+phi[2])-2*(-omega[0]*B*cos(phi[1]+phi[2])-(omega[0]-Phi[1])*F*cos(phi[2])- (omega[0]-Phi[1]-Phi[2])*C)*sin(phi[1]+phi[2])*(Phi[1]+Phi[2])-2*(omega[0]*B*sin(phi[1]+phi[2])+(omega[0]-Phi[1])*F*sin(phi[2]))*cos(phi[1]+phi[2])*(Phi[1]+Phi[2])+2*((omega[0]-Phi[1])*F*sin(phi[2])*Phi[2]+omega[0]*B*sin(phi[1]+phi[2])*(Phi[1]+Phi[2]))*cos(phi[1]+phi[2])+omega[0]*((m+m_1+m_2)*v+1/2*m_1*(2*omega[0]*B*sin(phi[1])*cos(phi[1])+2*(-omega[0]*B*cos(phi[1])-(omega[0]-Phi[1])*f)*sin(phi[1]))+1/2*m_2*(2*(omega[0]*B*sin(phi[1]+phi[2])+(omega[0]-Phi[1])*F*sin(phi[2]))*cos(phi[1]+phi[2])+2*(-omega[0]*B*cos(phi[1]+phi[2])-(omega[0]-Phi[1])*F*cos(phi[2])-(omega[0]-Phi[1]-Phi[2])*C)*sin(phi[1]+phi[2])));
F_y0 :=
2*Y[1]*cos(theta_s[1])+2*Y[2]+2*Y[3]*cos(-theta_s[2]+phi[2])+2*Y[4]*cos(phi[2]);
> StarProizvYr_[3] :=
(1/2*m_2*(2*(-B*cos(phi[1]+phi[2])-F*cos(phi[2])-C)*sin(phi[1]+phi[2])+2*(B*sin(phi[1]+phi[2])+F*sin(phi[2]))*cos(phi[1]+phi[2]))+1/2*m_1*(2*B*sin(phi[1])*cos(phi[1])+2*(-B*cos(phi[1])-f)*sin(phi[1]))+1/2*m_2*(-2*F*sin(phi[2])*cos(phi[1]+phi[2])+2*(F*cos(phi[2])+C)*sin(phi[1]+phi[2]))+m_1*f*sin(phi[1]))*VV+(1/2*m_2*(2*F*sin(phi[2])*sin(phi[1]+phi[2])+2*(F*cos(phi[2])+C)*cos(phi[1]+phi[2]))+m_1*f*cos(phi[1])+1/2*m_2*(2*(-B*cos(phi[1]+phi[2])-F*cos(phi[2])-C)*cos(phi[1]+phi[2])-2*(B*sin(phi[1]+phi[2])+F*sin(phi[2]))*sin(phi[1]+phi[2]))+1/2*m_1*(2*(-B*cos(phi[1])-f)*cos(phi[1])-2*B*sin(phi[1])^2))*UU+(1/2*m_2*(-2*(B*sin(phi[1]+phi[2])+F*sin(phi[2]))*F*sin(phi[2])+2*(-B*cos(phi[1]+phi[2])-F*cos(phi[2])-C)*(F*cos(phi[2])+C))+1/2*m_1*(2*sin(phi[1])^2*B^2+2*(-B*cos(phi[1])-f)^2)+m_1*(-B*c os(phi[1])-f)*f+In+1/2*m_2*(2*(B*sin(phi[1]+phi[2])+F*sin(phi[2]))^2+2*(-B*cos(phi[1]+phi[2])-F*cos(phi[2])-C)^2))*OMEGA+(m_1*f^2+1/2*m_2*(-2*(B*sin(phi[1]+phi[2])+F*sin(phi[2]))*F*sin(phi[2])+2*(-B*cos(phi[1]+phi[2])-F*cos(phi[2])-C)*(F*cos(phi[2])+C))+m_1*(-B*c os(phi[1]+phi[2])-F*cos(phi[2])-C)*(F*cos(phi[2])+C))
```

```

s(phi[1])-f)*f+1/2*m_2*(2*F^2*sin(phi[2])^2+2*(F*cos(phi[2])+C)^2)
)*PHI_1+(m_2*2*C*(F*cos(phi[2])+C)+m_2*C*(-B*cos(phi[1]+phi[2])-F*cos(phi[2])-C))*PHI_2-1/2*m_1*(2*(v*cos(phi[1])-(u-omega[0]*B)*sin(phi[1]))*(-v*sin(phi[1])-(u-omega[0]*B)*cos(phi[1]))+2*(v*sin(phi[1])+(u-omega[0]*B)*cos(phi[1])-(omega[0]-Phi[1])*f)*(v*cos(phi[1])-(u-omega[0]*B)*sin(phi[1])))+1/2*m_1*(2*(-v*sin(phi[1])*Phi[1]-(u-omega[0]*B)*cos(phi[1])*Phi[1])*B*sin(phi[1])+2*(v*sin(phi[1])+(u-omega[0]*B)*cos(phi[1])-(omega[0]-Phi[1])*f)*B*sin(phi[1])*Phi[1]+2*(v*cos(phi[1])-(u-omega[0]*B)*sin(phi[1]))*B*cos(phi[1])*Phi[1]+2*(v*cos(phi[1])*Phi[1]-(u-omega[0]*B)*sin(phi[1])*Phi[1])*(-B*cos(phi[1])-f))+v*((m+m_1+m_2)*u+1/2*m_1*(-2*omega[0]*B*sin(phi[1]))^2+2*(-omega[0]*B*cos(phi[1])-(omega[0]-Phi[1])*f)*cos(phi[1]))+1/2*m_2*(-2*(omega[0]*B*sin(phi[1]+phi[2]))+(omega[0]-Phi[1])*F*sin(phi[2]))*sin(phi[1]+phi[2])+2*(-omega[0]*B*cos(phi[1]+phi[2])-(omega[0]-Phi[1])*f)*cos(phi[1]+phi[2])-(omega[0]-Phi[1])*F*cos(phi[2])-(omega[0]-Phi[1]-Phi[2])*C)*(v*cos(phi[1]+phi[2])-(u-omega[0]*B)*sin(phi[1]+phi[2]))+1/2*m_2*(2*(v*cos(phi[1]+phi[2])-(u-omega[0]*B)*sin(phi[1]+phi[2])+ (omega[0]-Phi[1])*F*sin(phi[2]))*(-v*sin(phi[1]+phi[2])-(u-omega[0]*B)*cos(phi[1]+phi[2]))+2*(v*sin(phi[1]+phi[2])+(u-omega[0]*B)*cos(phi[1]+phi[2])-(omega[0]-Phi[1])*F*cos(phi[2])-(omega[0]-Phi[1]-Phi[2])*C)*(v*cos(phi[1]+phi[2])-(u-omega[0]*B)*sin(phi[1]+phi[2]))+1/2*m_2*(2*((omega[0]-Phi[1])*F*cos(phi[2])*Phi[2]-v*sin(phi[1]+phi[2])* (Phi[1]+Phi[2])-(u-omega[0]*B)*cos(phi[1]+phi[2]))*(Phi[1]+Phi[2])+B*sin(phi[1]+phi[2])+F*sin(phi[2]))+2*(v*sin(phi[1]+phi[2])+(u-omega[0]*B)*cos(phi[1]+phi[2])-(omega[0]-Phi[1])*F*cos(phi[2])-(omega[0]-Phi[1]-Phi[2])*C)*(B*sin(phi[1]+phi[2])*(Phi[1]+Phi[2])+F*sin(phi[2])*Phi[2])+2*(v*cos(phi[1]+phi[2])-(u-omega[0]*B)*sin(phi[1]+phi[2])+(omega[0]-Phi[1])*F*sin(phi[2]))*(B*cos(phi[1]+phi[2])+Phi[2])+2*((omega[0]-Phi[1])*F*sin(phi[2])*Phi[2]+v*cos(phi[1]+phi[2])*(Phi[1]+Phi[2])-(u-omega[0]*B)*sin(phi[1]+phi[2])*(Phi[1]+Phi[2]))*(-B*cos(phi[1]+phi[2])-F*cos(phi[2])-C))-u*((m+m_1+m_2)*v+1/2*m_1*(2*omega[0]*B*sin(phi[1]))*cos(phi[1])+2*(-omega[0]*B*cos(phi[1])-(omega[0]-Phi[1])*f)*sin(phi[1]))+1/2*m_2*(2*(omega[0]*B*sin(phi[1]+phi[2]))+(omega[0]-Phi[1])*F*sin(phi[2]))*cos(phi[1]+phi[2])+2*(-omega[0]*B*cos(phi[1]+phi[2])-(omega[0]-Phi[1])*F*cos(phi[2])-(omega[0]-Phi[1]-Phi[2])*C)*sin(phi[1]+phi[2]))-M_theta+1/2*m_2*(-2*((omega[0]-Phi[1])*F*cos(phi[2])*Phi[2]-v*sin(phi[1]+phi[2])*(Phi[1]+Phi[2])-(u-omega[0]*B)*cos(phi[1]+phi[2])*(Phi[1]+Phi[2]))*F*sin(phi[2])-2*(v*sin(phi[1]+phi[2])+(u-omega[0]*B)*cos(phi[1]+phi[2])-(omega[0]-Phi[1])*F*cos(phi[2])-(omega[0]-Phi[1]-Phi[2])*C)*F*sin(phi[2])*Phi[2]-2*(v*cos(phi[1]+phi[2])-(u-omega[0]*B)*sin(phi[1]+phi[2])+(omega[0]-Phi[1])*F*sin(phi[2]))*F*cos(phi[2])*Phi[2]+2*((omega[0]-Phi[1])*F*sin(phi[2])*Phi[2]+v*cos(phi[1]+phi[2])*(Phi[1]+Phi[2])-(u-omega[0]*B)*sin(phi[1]+phi[2])*(Phi[1]+Phi[2]))*(F*cos(phi[2])+C));
M_theta :=
2*a*Y[1]*cos(theta_s[1])-2*b*Y[2]-2*B*Y[4]*cos(phi[2])-2*L_1*Y[4]*cos(phi[2])-2*(L_2+c_sh)*Y[4]-2*B*Y[3]*cos(-theta_s[2]+phi[2])-2*L_1*Y[3]*cos(-theta_s[2]+phi[2])-2*c_sh*Y[3]*cos(theta_s[2]);
> StarProizvYr_[5] :=
m_2*C*sin(phi[1]+phi[2])*VV+m_2*C*cos(phi[1]+phi[2])*UU+(-In_2+m_2*C*(-B*cos(phi[1]+phi[2])-F*cos(phi[2])-C))*OMEGA+(In_2+m_2*C*(F*cos(phi[2])+C))*PHI_1+(m_2*C^2+In_2)*PHI_2+m_2*((omega[0]-Phi[1])*F*sin(phi[2])*Phi[2]+v*cos(phi[1]+phi[2])*(Phi[1]+Phi[2])-(u-omega[0]*B)*sin(phi[1]+phi[2])*(Phi[1]+Phi[2]))*(F*cos(phi[2])+C));

```

```

0]*B)*sin(phi[1]+phi[2])*(Phi[1]+Phi[2]))*C-1/2*m_2*(2*(v*cos(phi[1]+phi[2])- (u-omega[0]*B)*sin(phi[1]+phi[2])+(omega[0]-Phi[1])*F*s in(phi[2]))*(-v*sin(phi[1]+phi[2])- (u-omega[0]*B)*cos(phi[1]+phi[2])+(omega[0]-Phi[1])*F*cos(phi[2]))+2*(v*sin(phi[1]+phi[2])+(u-ome ga[0]*B)*cos(phi[1]+phi[2])-(omega[0]-Phi[1])*F*cos(phi[2])-(omega[0]-Phi[1]-Phi[2])*C)*(v*cos(phi[1]+phi[2])-(u-omega[0]*B)*sin(phi[1]+phi[2])+(omega[0]-Phi[1])*F*sin(phi[2])))-M_phi[2];

M_phi[2] := 2*(L_2+c_sh)*Y[4]+2*c_sh*Y[3]*cos(theta_s[2]);
Кути відведення
> delta[1]:=theta_s[1]-(u+omega[0]*a)/v;
delta[2]:=(-u+omega[0]*b)/v;
> v_2 := v;
u_2 := v*phi_2+u-omega[0]*B-(omega[0]-Phi_2)*C;
> delta[3] :=theta_s[2]-(u_2+(omega[0]-Phi_2)*c)/v_2;
> delta[4] :=(-u_2+(omega[0]-Phi_2)*d)/v_2;
> Y[1]:=K_1*delta[1];
Y[2]:=K_2*delta[2];
Y[3]:=K_3*delta[3];
Y[4]:=K_4*delta[4];
>

```

Матриця характеристичного рівняння

```

> Xar_yr_UU:=subs({UU=lambda*UU, OMEGA=lambda*OMEGA,
PHI_2=lambda^2*PHI, u=UU, omega[0]=OMEGA, Phi_2=lambda*PHI,
phi_2=PHI}, StarProizvYr_[2]):
Xar_yr_OMEGA:=subs({UU=lambda*UU, OMEGA=lambda*OMEGA,
PHI_2=lambda^2*PHI, u=UU, omega[0]=OMEGA, Phi_2=lambda*PHI,
phi_2=PHI}, StarProizvYr_[3]):
Xar_yr_PHI_2:=subs({UU=lambda*UU, OMEGA=lambda*OMEGA,
PHI_2=lambda^2*PHI, u=UU, omega[0]=OMEGA, Phi_2=lambda*PHI,
phi_2=PHI}, StarProizvYr_[5]):
M_11:=coeff(Xar_yr_UU,UU,1): M_12:=coeff(Xar_yr_UU,OMEGA,1):
M_13:=coeff(Xar_yr_UU,PHI,1):
M_21:=coeff(Xar_yr_OMEGA,UU,1): M_22:=coeff(Xar_yr_OMEGA,OMEGA,1):
M_23:=coeff(Xar_yr_OMEGA,PHI,1):
M_31:=coeff(Xar_yr_PHI_2,UU,1):M_32:=coeff(Xar_yr_PHI_2,OMEGA,1):
M_33:=coeff(Xar_yr_PHI_2,PHI,1):
Matr_xar_yr:=<<M_11,M_21,M_31>|<M_12,M_22,M_32>|<M_13,M_23,M_33>>;
> with(LinearAlgebra):

```

```

polin_0:=Determinant(Matr_xar_yr);
koeff_A_0:=simplify(coeff(polin_0,lambda,0));
isolate(koeff_A_0,v^2);
koeff_A_1:=simplify(coeff(polin_0,lambda,1));
koeff_A_2:=simplify(coeff(polin_0,lambda,2));
koeff_A_3:=simplify(coeff(polin_0,lambda,3));
koeff_A_4:=simplify(coeff(polin_0,lambda,4));

```

Складемо визначник Гурвица (перший та третій) для характеристичного рівняння четвертого степеня.

```

> Delta_1:=koeff_A_3;singular(% ,v );
>
Delta_3 :=<<koeff_A_3,koeff_A_1,0>|<koeff_A_4,koeff_A_2,koeff_A_0>
|<0,koeff_A_3,koeff_A_1>>;
> Delta_3:=Determinant(Delta_3 ); singular(% ,v ); v_kr:=sqrt(fsolve

```

```
(Delta_3, v) )^2);
```

Визначення визначників та пошук критичної швидкості руху автопоїзда при початку коливально нестійкого руху

$$\begin{aligned}Delta_3 := -\frac{1}{v^6} \left(& -8.348734196 \cdot 10^{55} + 6.495611632 \cdot 10^{53} v^2 \right. \\& + 3.401966773 \cdot 10^{51} v^4 + 3.181869184 \cdot 10^{39} v^6 \\& \left. + 4.868079079 \cdot 10^{28} v^8 \right)\end{aligned}$$

$$\{v=0\}, \{v=\infty\}, \{v=-\infty\}$$

$$v_{kr} := 9.380025695$$

Збереження результатів у файл

```
> f_out:=fopen("out_data.ext", APPEND);
fprintf(f_out, "NN=%a, m_2=%a, K_3=%a, K_4=%a, c_sh=%a, V_kr=%a; ",
NN, m_2, K_3, K_4, c_sh, v_kr);
fclose(f_out);
```

$$f_{out} := 1$$

$$75$$

```
> restart;
>
>
>
>
>
```