

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ  
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Механіко – технологічний факультет

УДК 629.35:629.332

ПОГОДЖЕНО  
Декан механіко - технологічного факультету

ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ  
Завідувач кафедри  
технічного сервісу та інженерного  
(назва кафедри)  
менеджменту імені М.П. Момотенка

\_\_\_\_\_  
(підпис) **Вячеслав БРАТШКО**  
(ПІБ)

\_\_\_\_\_  
(підпис) **Іван РОГОВСЬКИЙ**  
(ПІБ)

« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2024 р.

« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2024 р.

**МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА**

**на тему «Удосконалення методу випробування автопоїзда з довгобазовим напівпричепом на маневреність»**

Спеціальність 274 «Автомобільний транспорт»

(код і назва)

Освітня програма «Автомобільний транспорт»

(назва)

Орієнтація освітньої програми освітньо-професійна

(освітньо-професійна, або освітньо-наукова)

Гарант освітньої програми

\_\_\_\_\_  
доктор технічних наук, професор  
(науковий ступінь та вчене звання)

\_\_\_\_\_  
(підпис) **Войтюк Валерій Дмитрович**  
(ПІБ)

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи

\_\_\_\_\_  
д.т.н., професор  
(науковий ступінь та вчене звання)

\_\_\_\_\_  
(підпис) **Роговський Іван Леонідович**  
(ПІБ)

**Виконав**

\_\_\_\_\_  
(підпис) **Бовсуновський Богдан Анатолійович**  
(ПІБ)

**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ  
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ**

**Механіко – технологічний факультет**

**ЗАТВЕРДЖУЮ**

Завідувач кафедри технічного сервісу та  
інженерного менеджменту імені М.П. Момотенка

д.т.н., проф. Іван РОГОВСЬКИЙ  
(науковий ступінь, вчене звання) (підпис) (ПІБ)

« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2024 р.

**З А В Д А Н Н Я**

**ДО ВИКОНАННЯ МАГІСТЕРСЬКОЇ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ СТУДЕНТУ**

Бовсуновському Богдану Анатолійовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

Спеціальність 274 «Автомобільний транспорт»

(код і назва)

Освітня програма «Автомобільний транспорт»

(назва)

Орієнтація освітньої програми освітньо-професійна

(освітньо-професійна, або освітньо-наукова)

Тема магістерської кваліфікаційної роботи «Удосконалення методу випробування автопоїзда з довгобазовим напівприцепом на маневреність»

затверджена наказом ректора НУБіП України від «07» грудня 2023 р. № 2224 «С»

Термін подання завершеної роботи на

кафедру \_\_\_\_\_

(рік, місяць, число)

Вихідні дані до магістерської кваліфікаційної роботи Науково – технічна література по вивченню питання автопоїзда з довгобазовим напівприцепом на маневреність

Перелік питань, що підлягають дослідженню:

1. Стан питання, методи випробування автопоїзда з довгобазовим напівприцепом на маневреність

2. Кінематика повороту автопоїзда з системою управління поворотною віссю візка напівпричепа

3. Визначення параметрів приводу управління віссю (колесами) напівпричепа

4. Фізичні допущення при побудові математичної моделі автопоїзда

5. Інтегрування рівнянь руху сидельного автопоїзда з керованою віссю напівпричепа

Перелік графічного матеріалу Електронна презентація на 12 слайдах

Дата видачі завдання «10» листопада 2023 р.

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи \_\_\_\_\_  
(підпис)

Роговський І.Л.  
(прізвище та ініціали)

Завдання прийняв до виконання \_\_\_\_\_  
(підпис)

Бовсуновський Б.А.  
(прізвище та ініціали)

## ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
РОЗДІЛ 1 СТАН ПИТАННЯ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ.....	10
1.1. Розвиток конструкцій автопоїздів для міжміських і міжнародних перевезень вантажів .....	10
1.2 Аналіз конструкцій систем управління довгобазових напівпричепів .....	19
1.3. Маневреність і стійкість руху автопоїзда з керованим напівпричепом .....	24
1.4 Висновки до першого розділу .....	29
РОЗДІЛ 2 КІНЕМАТИКА ПОВОРОТУ АВТОПОЇЗДА З СИСТЕМОЮ УПРАВЛІННЯ ПОВОРОТНОЮ ВІССЮ ВІЗКА НАПІВПРИЧЕПА .....	30
2.1 Основні спрощення, які приймаються при складанні математичної моделі.....	30
2.2 Визначення параметрів приводу управління віссю (колесами) напівпричепа.....	33
2.3 Висновки до другого розділу.....	47
РОЗДІЛ 3 ВИЗНАЧЕННЯ ПОКАЗНИКІВ МАНЕВРНОСТІ І СТІЙКОСТІ РУХУ АВТОПОЇЗДА.....	49
3.1 Фізичні допущення при побудові математичної моделі автопоїзда.....	49
3.2 Диференціальні рівняння руху автопоїзда у плоскопаралельному русі....	53
3.3 Інтегрування рівнянь руху сидельного автопоїзда з керованою віссю напівпричепа.....	54
3.4. Висновки до розділу.....	58
РОЗДІЛ 4 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ АВТОПОЇЗДА.....	60
4.1. Мета і задачі експериментальних досліджень .....	60
4.2 Об'єкти експериментальних досліджень.....	60
4.3. Вимірювальна та реєструюча апаратура.....	63
4.4. Програма експериментальних досліджень .....	69
4.5 Аналіз результатів експериментальних досліджень .....	69

4.6 Висновки до розділу .....	71
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....	73
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ .....	75

## ВСТУП

Ефективну і стабільну роботу промисловості, сільського господарства, нормальні умови життя населення забезпечує складна і розгалужена транспортна система, що включає залізничний, автомобільний, повітряний, морський, річковий, трубопровідний транспорт. Загальне призначення усіх видів транспорту та існуючий між ними тісний взаємозв'язок дозволяють розглядати їх як єдину транспортну систему країни. Об'єктивні закономірності й умови функціонування цієї системи залежать від впливу різноманітних соціально-економічних чинників, що своєрідно змінюються в процесі розвитку кожної окремої країни [1].

У багатьох галузях промисловості все більше значення набуває швидка і економічна доставка неподільних великогабаритних вантажів. Перевезення негабаритних вантажів здійснюється, як правило, автомобільними поїздами до складу яких входять автомобіль-тягач та напівпричіп або причіп. Більш економічною є перевезення сидельними автопоїздами в складі автомобіля-тягача і напівпричепа.

Підвищення продуктивності автопоїзда при перевезеннях можливо за рахунок повного використання вантажопідйомності автопоїзда і його габаритної довжини. Однак збільшення довжини автопоїзда без відповідного вибору ряду параметрів погіршує його експлуатаційні властивості, зокрема маневреність. Забезпечення необхідного для конкретних умов експлуатації рівня маневреності та стійкості довгобазних автопоїздів є важливим і не цілком вирішеним завданням. Вирішення цього завдання стало можливим при обладнанні напівпричепів керованими колесами. Вибір і аналіз оптимального закону керування колесами напівпричепа, а також конструктивних параметрів таких автопоїздів набуває особливої [2, 3] важливості у зв'язку з перспективою їх широкого застосування

Автопоїзди з керованим напівпричепами широко застосовуються у країнах Західної Європи та США. У залежності від транспортного

законодавства, особливостей розвитку автомобільного транспорту й умов експлуатації параметри конструкції таких автопоїздів у різних країнах відрізняються один від одного.

Автопоїзди з керованим напівпричепом - звичайне явище на дорогах США і Канади, причому вони експлуатуються в міських умовах навіть при високій інтенсивності руху.

Застосування автопоїздів з керованим напівпричепом у європейських країнах у значній мірі гальмується транспортним законодавством, яке встановлює жорсткі обмеження повної маси і габаритної довжини автопоїзда.

При перевезенні легких та об'ємних вантажів довгобазні керовані напівпричепи дозволяють перевозити не тільки більше вантажів, але й зменшити вартість перевезень.

Практика експлуатації автопоїздів показує, що причіпні ланки автопоїздів погіршують характеристики стійкості автомобіля-тягача в порівнянні з аналогічними характеристиками одиночного автомобіля. Це виявляється, наприклад, у такому [1]:

- час досягнення бічними реакціями на осях свого сталого значення при русі по криволінійній траєкторії декілька більший у автомобіля з напівпричепом, ніж у одиночного автомобіля;
- різниця кутів відведення осей у автомобіля з причепом декілька менше, ніж у одиночного автомобіля;
- залежністю між змінами показників стійкості і співвідношенням мас напівпричепи й автомобіля.

Для будь-якого транспортного засобу, у тому числі і для автопоїзда, основними параметрами призначення (показниками його здатності виконувати свої функції) є габаритні розміри, масові параметри, швидкісні та динамічні характеристики, виконувана транспортна робота, тощо. При цьому, для автопоїздів, що здійснюють перевезення вантажів у міжміському і міжнародному сполученні, найбільш суттєвими є маневреність і стійкість руху [2].

Надійність теоретичних рекомендацій з удосконалювання конструкції АТЗ визначається максимально адекватним відстеженням основних зв'язків між його елементами, фізичною несуперечністю вихідних допущень у постановці задачі та коректністю математичної моделі, прийнятої для визначення показників маневреності і стійкості автопоїзда з керованим напівпричепом [2].

Поряд із високою об'єктивністю і достовірністю експериментального методу оцінки експлуатаційних властивостей АТЗ слід зазначити і його хиби: відносно частковий і випадковий характер отриманих вимірів; неповторність умов експерименту (особливо дорожнього); порівняльна вузькість меж варіювання параметрів АТЗ і навколишнього середовища; відносна небезпека організації і проведення випробувань.

Розрахунковий метод (наприклад, за допомогою математичного моделювання на ПК) має ряд переваг у порівнянні з експериментальним, тому що дозволяє визначити параметри експлуатаційних властивостей за технічними параметрами досліджуваного АТЗ без самого АТЗ, як реального об'єкта. При дослідженні на математичних моделях параметрами системи «АТЗ - навколишнє середовище» можна варіювати в широких межах, що дозволяє аналізувати їхній вплив на ефективність роботи АТЗ і підводить до можливості оптимізації по визначеній множині параметрів. За допомогою математичного моделювання руху АТЗ істотно знижуються матеріальні витрати і час для проведення досліджень у порівнянні з натурним експериментом [2].

У зв'язку з цим, для визначення оптимальних параметрів маневреності, керованості і стійкості з точки зору підвищення продуктивності та забезпечення безпеки руху автопоїздів необхідно проведення глибоких теоретичних і експериментальних досліджень. За результатами досліджень можуть бути запропоновані різноманітні рішення по удосконаленню конструкцій автопоїздів як тих, що знаходяться в експлуатації, так і новостворюваних АТЗ. Цим і визначається актуальність досліджень

маневреності і стійкості руху автопоїздів з керованим напівпричепом.

**Мета і задачі дослідження.** Метою роботи є вибір та обґрунтування системи управління довгобазовим напівпричепом, за якої забезпечуються необхідні показники маневреності та стійкості руху автопоїзда. Для досягнення поставленої мети в роботі вирішуються наступні задачі:

1. Вибір і обґрунтування основних оціночних показників маневреності і стійкості руху автопоїздів з керованим напівпричепом.
2. Вибір і обґрунтування типу приводу управління напівпричепом та передаточних відношень приводу управління.
3. Розробка математичної моделі автопоїзда з керованим напівпричепом, що забезпечує прийнятну оцінку показників маневреності і стійкості руху.

**Об'єкт дослідження** – маневреність і стійкість руху автопоїздів з керованим напівпричепом.

**Предмет дослідження** – вплив параметрів системи управління напівпричепом, компоновальних і конструктивних параметрів автопоїзда на показники маневреності і стійкості його руху.

**Методи дослідження** – передбачали математичне моделювання руху автопоїздів, багатоваріантні розрахунки на персональному комп'ютері (ПК) показників маневреності і стійкості руху за різних систем управління напівпричепом та перевірку адекватності розробленої математичної моделі шляхом проведення експериментальних досліджень автопоїзда.

**Наукову новизну одержаних результатів** дослідження складають:

- обґрунтування типу приводу управління поворотом коліс (осей) напівпричепа та передаточних відношень приводу, за яких забезпечуються нормовані значення показників маневреності і стійкості руху автопоїзда;
- кількісна оцінка ступеня впливу компоновальної схеми та параметрів автомобіля-тягача і напівпричепа на маневреність і стійкість руху автопоїзда, визначення оптимальних значень цих параметрів і

раціонального складу автопоїзда з позиції маневреності та стійкості руху.

## РОЗДІЛ 1 СТАН ПИТАННЯ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕНЬ

1.1 Розвиток конструкцій автопоїздів для міжміських і міжнародних перевезень вантажів

Відомо, що ефективність АТЗ визначається масою перевезеного вантажу, середньою швидкістю руху і витратою палива. Збільшення вантажопідйомності і середньої швидкості руху - основні напрямки підвищення продуктивності (а значить, і ефективності) АТЗ. Ці напрямки реалізуються при створенні і виробництві нових АТЗ, а також при їхній експлуатації. Проте підвищення вантажопідйомності, а отже повної маси АТЗ можливо тільки до граничних значень, обумовлених чинними обмеженнями на осьові навантаження, повну масу і габаритні розміри.

Тому можливі чотири основні напрямки підвищення вантажопідйомності автопоїздів [1]:

- підвищення граничних допустимих значень осьових навантажень;
- зменшення власної маси автопоїзда;
- збільшення числа осей дволанкових автопоїздів;
- збільшення числа ланок.

Підвищення вантажопідйомності за рахунок збільшення допустимого осьового навантаження АТЗ не є перспективним шляхом, тому що для його реалізації необхідна корінна реконструкція автомобільних доріг.

У світовому автомобілебудуванні останнім часом спостерігається тенденція зниження власної маси автомобіля-тягача за рахунок використання легких матеріалів. Проте абсолютне зниження власної маси автомобіля-тягача категорії N3 за останні десятиліття склало приблизно 0,5 т, що свідчить про низьку ефективність цього напрямку підвищення продуктивності перспективних автопоїздів.

Збільшення числа осей дволанкових автопоїздів в умовах зберігання граничних значень осьових навантажень є реальним шляхом підвищення

вантажопідйомності АТЗ. Наприклад, у США за двадцятилітній період питома вага три- і чотиривісних автопоїздів в автопарку зменшилася приблизно на 20 %, у той час як питома вага автопоїздів із п'ятьма і більше осями зросла майже на 40 %. У Західній Європі найбільш розповсюджений магістральний автопоїзд – п'ятивісний, складається з двовісного автомобіля-тягача і тривісного напівпричепа. Поширені також шестивісні автопоїзди з тривісним автомобілем-тягачем. Збільшення числа осей на одиничних АТЗ ускладнює їхню конструкцію, і тому навряд чи в найближчому майбутньому набуде широкого поширення [2].

Збільшення числа ланок автопоїзда дозволяє підвищити його вантажопідйомність, але при цьому виникають передумови істотного погіршення маневреності. Для усунення цієї хиби, а також збільшення терміну служби шин причіпні ланки звичайно оснащують приводом керування осей (або коліс). Таке рішення хоча і викликає ускладнення конструкції, зате дозволяє рухатися багатоланковому автопоїзду в загальному транспортному потоці без зниження швидкості. Збільшення числа ланок автопоїздів для підвищення їхньої вантажопідйомності має реальну перспективу, підкріплену використанням ефективних систем керування причіпними ланками. Збільшення обмеження по довжині дозволяє застосувати «модульний» підхід. Крім використання стандартних кузовів, причепів та напівпричепів «модульні» перевезення передбачають використання контейнерів, які можна перевозити, як морем, так і наземним транспортом. Для таких перевезень концепція 25,25м є максимально ефективною, оскільки така вантажівка перевозить три контейнери замість двох, які можна перевезти звичайним автопоїздом, і таким чином є на 30% ефективнішою. Проте такі автопоїзди дозволені лише в країнах Скандинавії, США, Канади та Австралії [2].

При створенні сучасних автопоїздів використовуються автомобілі-тягачі, напівпричепа і причепа провідних автомобілебудівних компаній світу.

При виготовленні причепів і напівпричепів основними конструкційними матеріалами є сталь, дерево, легкі сплави і пластмаси [3]. У конструкціях

кузовів широко застосовуються низьколеговані сталі, вони на 30–50 % міцніші за звичайні вуглецеві, добре обробляються, мають високу міцність до втоми. При їх використанні знижується маса конструкції приблизно на 25 % у порівнянні зі звичайними сталями.

Алюмінієві сплави знаходять усе більш широке застосування, тому що вони добре піддаються всім технологічним процесам, мають високу антикорозійну стійкість, більшу довговічність і меншу власну масу. Їх застосування дозволяє знизити власну масу причепів і напівпричепів на 40–60 %. Нові види пластмас, які мають більш високу питому міцність чим алюміній й високі теплоізоляційні властивості, знайшли застосування не тільки в конструкціях кузовів звичайних фургонів, але й в конструкціях рефрижераторів. Дерево, як конструкційний матеріал у кузовах сучасних причепів і напівпричепів, у розвинених країнах застосовується усе менше через високу вартість (при розрахунку на 15 років служби з врахуванням на ремонт і фарбування) і загострення екологічної обстановки [3].

Конструкції ресорних підвісок також мають удосконалення. Створено ресори з листами змінного профілю, кожен лист якої є балка рівного опору. Власна маса таких ресор на 30–40 % менша, ніж у звичайних.

Широке застосування знаходить пневматична підвіска, як більш ефективна у порівнянні з ресорною. Пневматична підвіска має меншу масу і габаритні розміри, забезпечує більш рівномірне зчеплення шин з поверхнею дороги, зберігає дорожнє покриття, знижує рівень шуму при русі, має можливість забезпечення постійної відстані між кузовом автомобіля і поверхнею дороги, найбільш оптимальна при навантаженні і розвантаженні в системі контейнерних перевезень. Розроблена система електронного управління пневмопідвіскою –ECAS (Electronically Controlled Air Suspension), яка дозволяє знизити витрату повітря, компенсувати просідання шин, захищає від надмірного навантаження, допомагає при рушанні з місця і забезпечує керування підйомною віссю.

Усе частіше використовують одинарні широкопрофільні шини замість

подвійних, що крім зниження маси приводить до зниження опору кочення причіпних ланок і зменшенню експлуатаційних витрат пального автопоїздом до 3 %.

Очевидним є той факт, що придбання транспортних засобів іноземного виробництва – автомобілів-тягачів, причепів та напівпричепів для цілей створення нового виду рухомого складу – має передувати детальний порівняльний аналіз їх технічних характеристик з огляду на забезпечення ними необхідних вимог, які встановлюються національним та міжнародним законодавством, а також замовниками (споживачами) щодо таких експлуатаційних властивостей триланкових автопоїздів, як активна та пасивна безпека, тягово-швидкісні властивості, паливна економічність, екологічні показники, керованість, стійкість. Щодо законодавчих вимог до транспортних засобів, то вони в основному визначені Законами України «Про автомобільний транспорт», «Про дорожній рух», «Про захист прав споживачів», «Про приєднання України до Угоди про прийняття єдиних технічних приписів для колісних транспортних засобів, предметів обладнання та частин, які можуть бути встановлені та/або використані на колісних транспортних засобах, і про умови взаємного визнання офіційних затверджень, виданих на основі цих приписів, 1958 року з поправками 1995 року», «Про деякі питання ввезення на митну територію України транспортних засобів»; Правилами дорожнього руху, Директивами Європейського Союзу та іншими нормативно-правовими актами [4].

Напівпричепи випускають з числом осей від однієї до трьох. Для міських перевезень використовують, як правило, одноосьові причепи, а двох- і тривісні для міжміських і міжнародних перевезень.

Ведучими виробниками причіпної техніки є компанії Kogel, Krone і Schmith. Об'єм їхніх продаж складає біля половини всього європейського ринку. Продукція цих фірм займає помітне місце і на ринку України.

Фірма Kogel випускає широку гаму транспортних засобів. Це тентовані напівпричепи, рефрижератори, кузови і бортові причепи

вантажопідйомністю від 20 до 150 т. Багатокамерні кузови можуть застосовуватися при одночасному перевезенні швидкопсувних продуктів і продуктів, що вимагають глибокої заморозки. Кузов може бути розділений на 4 – 6 сегментів.

Фірма Schmitz пропонує причіпну техніку загального призначення, а також напівпричепа для перевезення паперу. Нею було уперше використане двоповерхове розташування вантажів, що дозволяє використовувати об'єм причепа на всі 100%. У нових конструкціях напівпричепів за рахунок використання нових пневматичних ресор, регульованих по висоті в діапазоні 200 мм, і розсувних стійок кузова, що також переміщуються на відстань 200мм, досягається внутрішня висота 2600 –2700мм, при цьому навантажувальна висота складає 1050 –1150мм.

На особливу увагу заслуговує продукція фірми Fliegl. Її напівпричепа вирізняються оригінальною конструкцією: передня частина рами, розташована під сідлом, виготовлена з тороподібних зварених лонжеронів висотою 70 – 145мм. Це дає можливість збільшити внутрішню висоту вантажного простору і підвищити стійкість руху напівпричепа. У сполученні з низькопрофільними шинами 385/55R22,5 об'єм напівпричепа досягає 99 м<sup>3</sup> при вантажопідйомності 28700 кг [5].

На стандартних напівпричепах фірми Fliegl застосовується оригінальна система переміщення бічних стійок, при якій можливе бічне завантаження причепа. Крім напівпричепів фірма випускає широку гаму контейнеровозів, серед яких є універсальні для транспортування всіх типів контейнерів, у тому числі і цистерн-контейнерів, розмірністю від 20 до 45 футів і контейнерів типу HQ.

Фірма Krone є лідером по випуску змінних кузовів і спеціальних платформ для їхнього перевезення. Більш 50% продукції експортується в усі країни Європи. У конструкціях дуже широко застосовуються алюмінієві сплави, композитні матеріали і чорні метали, що піддані глибокій антикорозійній обробці, при цьому компанія дає гарантію від корозії на 1 млн.

км пробігу чи наб років експлуатації. Недавно було випущене універсальне шасі-контейнеровоз з розсувною рамою. Таке шасі може перевозити 20 -, 30 – і 45 – футові контейнери чи два знімних кузови-фургони довжиною 7,45 м кожний. Компанія приділяє велику увагу безпеці руху. Випущено напівпричіп Safe Liner, що має позаду і з боків низько розташовану протипідкатну відбійну балку, що запобігає попаданню людей під колеса напівпричепа. Таке удосконалення сприяє також поліпшенню аеродинаміки автопоїзда. З'являються вбудовані системи контролю навантаження на осі напівпричепа і сідельного тягача [6].

На причіпній техніці усіх провідних компаній установлюються, як правило, опорно-зчіпні та тягово-зчіпні пристрої компанії Jost і тільки посиленіосі BPW і SAF, що мають гарантію терміном на 5 років.

Група підприємств фірми BPW сертифікована відповідно до вимог стандарту DIN ISO 9001 і всі комплектуючі вироби фірми природно відповідають цим нормам.

У комплект осі, що у зборі поставляє споживачам фірма, входить безпосередньо балка з маточинами коліс, дискове чи барабанне гальмо і вузол ресорно-пневматичної підвіски. Інтервал заміни змащення в маточині складає 3 роки чи 500 000 км пробігу.

Антиблокувальна система (ABS) створена для запобігання блокування коліс транспортного засобу при гальмуванні в основному на дорогах зі слизьким покриттям. При гальмуванні з ABS повинні зберігатися сили бічного відведення коліс для забезпечення стійкості транспортного засобу і його керованості в межах фізичних можливостей. Одночасно досягається оптимальне зчеплення шин з дорожнім покриттям, і у результаті цього максимальна гальмівна сила транспортного засобу й мінімальний гальмівний шлях [7].

На причіпних транспортних засобах застосовується система System Vario Compact (VCS). Є вибір варіантів для напівпричепів і причепів з рознесеними осями або, наприклад, для напівпричепів з поворотною віссю.

Залежно від потреби виробника причіпної техніки система VCS поставляється у вигляді компактного модуля. У системі VCS можуть застосовуватися як прискорюючі клапани, так і магнітні клапани. Вибір того або іншого клапана залежить від конструкції гальмівної системи й від необхідного часу спрацьовування. За рахунок спеціальної функції «підтримка тиску» поліпшена якість керування системою ABS і знижена витрата повітря [8].

Електронний блок системи ABS Vario Compact є подальшим розвитком добре зарекомендованої системи ABS Vario C і побудований на тих же перевірених принципах.

Гальмування сучасних причепів і напівпричепів здійснюється електронно-пневматичними гальмівними системами (EBS). EBS дозволяє одержувати оптимальне співвідношення між гальмівними силами окремих коліс, а також між тягачем і причепом. Широкі можливості по діагностиці й обслуговуванню електронно-пневматичних гальмівних систем є передумовою для ефективного використання рухомого складу. Додатково підвищується активна безпека транспортних засобів і безпека руху за рахунок скорочення гальмівного шляху, кращої стійкості транспортних засобів і індикації стану гальмівних накладок.

Гальмівна система для напівпричепа складається з гальмівного крана причепа, автоматичного регулятора гальмівних сил і системи ABS. У причепі доданої системи додаються регулятор гальмівних сил, клапан співвідношення тисків для передньої осі й клапан обмеження тиску для задньої осі.

Стандартна система EBS, наприклад для тривісного напівпричепа, здійснює електронне керування гальмівним тиском по його бортах. Система складається із двоконтурного модулятора причепа із цифровим інтерфейсом, підключеним до тягача по ISO 1199-2, гальмівного крана EBS причепа, датчика навантаження й датчиків ABS. При використанні в причепі або напівпричепі з поворотною віссю використовується система з додатковим прискорюючим клапаном EBS на поворотній осі.

Причепи з електронно-пневматичною гальмівною системою повинні

зістиковуватися з тягачами, що мають звичайну пневматичну гальмівну систему, і з тягачами, що мають EBS, які у випадку виходу з ладу електронного привода загальмовуються резервною пневматичною системою.

При виході з ладу електричного живлення завжди є можливість загальмувати з використанням пневмосистеми, але вже без регулювання залежно від завантаження й без функції ABS. При резервному режимі роботи час спрацьовування відповідає звичайній гальмівній системі. При пневматичному керуванні причепом/ напівпричепом з EBS значно поліпшується час спрацьовування за рахунок електричного виміру тиску керування. При експлуатації в зчипці з тягачем з EBS і керуванні через CAN-інтерфейс відбувається одночасна подача тиску в тягачі й причепі/ напівпричепі.

Система ESP здійснює стабілізацію при низькому і середньому коефіцієнті зчеплення і перешкоджає складанню автопоїзда у складі сідельного тягача і напівпричепа. Система ESP здійснює гальмування тих коліс, на яких збільшення гальмівної сили (осьового зусилля) і зменшення сили бічного відведення коліс надає однонаправлену дію на момент ризику автомобіля. Якщо сідельний тягач набуває підвищеної обертальності, то гальмується, переважно, переднє зовнішнє відносно повороту дороги колесо, для того щоб перешкоджати втраті курсової стійкості автопоїзда. Крім того, у певних ситуаціях додатково здійснюється гальмування коліс одного борту причепа.

Щоб уникнути занесення причепа, викликаного гальмуванням, необхідна наявність на ньому повноцінної системи ABS. Якщо причіп такою системою не оснащено, то без вантажу або при частковому завантаженні причіп гальмувати не буде. Гальмування причепа з повним завантаженням здійснюється за допомогою обмеженого тиску. Якщо сідельний тягач набуває пониженої обертальності, то здійснюється гальмування, переважно, заднього внутрішнього по відношенню до повороту колеса. Додатково проводиться корекція початкових величин еталонної моделі, відповідно до фізичних меж

умов дорога/шина, залежно від передбачуваного коефіцієнта зчеплення. Якщо автомобілю притаманна сильно виражена понижена обертальність, то система ESP намагається зменшити швидкість транспортного засобу за допомогою гальмування декількох коліс, у тому числі і причепа. ESP гальмує причіп для стабілізації руху в межах вибраної смуги тільки в обмежені проміжки часу, зтим щоб уникнути його занос.

Система ESP за допомогою функції Roll-Over-Protection (ROP) може запобігти перекиданню ланок автопоїзда в різних ситуаціях на дорогах. Необхідність в цьому виникає, переважно, при високому і середньому коефіцієнті зчеплення. При цьому робота ESP здійснюється в два етапи:

- на першому етапі швидкість автомобіля зменшується до тих пір, поки поперечне прискорення не зменшиться до граничного значення, що не є критичним для перекидання;
- на другому етапі відбувається розпізнавання відриву колеса сідельного тягача, напівпричепа і причепа від дороги.

При розпізаному відриві колеса від дороги відбувається гальмування всіх коліс автопоїзда, а також зменшення крутного моменту двигуна автомобіля- тягача. Це здійснюється за допомогою спеціально для даної мети розробленого пропорційного клапана й робочого циліндра, вмонтованого в рейку паливного насоса, чим досягається значне зменшення тягового зусилля і підвищення якості керування.

Електронний блок комутується з усіма розповсюдженими системами електричного або електронного керування двигуном, а також через SAE-інтерфейс. Поряд з електронним блоком у систему керування входять пропорційний клапан і робочий циліндр, які добре зарекомендували себе при пневматичному керуванні двигуном у системах - ABS/ASR. Цей блок виконує також функцію обмежника швидкості і відповідає новим європейським вимогам по оснащенню важких вантажних транспортних засобів системами обмеження швидкості.

Функція обмежника швидкості спрацьовує ще до того, як автопоїзд

досяг граничної швидкості, збереженої в поточній пам'яті. Через пропорційний клапан і робочий циліндр важіль паливного насоса встановлюється в таке положення, за якого не буде перевищена гранична швидкість. Гранична швидкість автомобіля може бути записана в електронному блоці керування (EBS) за допомогою WABCO - Діагностик Контролера самим виробником транспортних засобів (наприкінці конвеєрної зборки) або фахівцями авторизованих сервісних пунктів.

Усі перелічені пристрої запобігають порушенню стійкості руху триланкових автопоїздів, проте повністю її не виключають. Найбільш детальні дослідження ефективності гальмування і стійкості руху транспортних засобів у режимі гальмування проведені науковцями Харківського національного автомобільно-дорожнього університету [9-13 і ін.].

У даній роботі розглядаються питання маневреності і стійкості руху триланкових автопоїздів у тяговому і вільному режимах, на які системи ABS, ESP, EBS майже не впливають. Тому розглянемо можливі шляхи поліпшення маневреності і стійкості руху автопоїзда з довгобазовим напівпричепом за рахунок вибору раціональної системи управління його колесами(осями).

## **1.2 Аналіз конструкцій систем управління довгобазових напівпричепів**

За останні роки підприємствами та приватними виробниками України освоєно виробництво широкої гами причіпної техніки. До них відносяться причепи та напівпричепи з тентами та бортовими платформами, напівпричепи з жорсткими та ізотермічними кузовами, напівпричепи контейнеровози, зерновози, самоскиди, причепи-розпуски, причепи сортиментовози та інші. За період з 1993 року по 2012 рік органами Держспоживстандарту України (Держстандарту України) зареєстровано 163 моделей причепів вітчизняного виробництва.

Виробництво причіпної техніки обумовлено значним різновидом та специфічністю вантажів, необхідністю відповідати міжнародним вимогам по

розмірам та масовим параметрам, по забезпеченню безпечних умов експлуатації. Організація цих вимог в комплексі визначає конструктивні особливості того чи іншого транспортного засобу. Розробка нових конструкцій причепів та оновлення уже освоєних конструкцій ведеться на високому технічному рівні, що досягається за рахунок модернізації та створення нових вузлів, агрегатів і систем, використання зарубіжних та вітчизняних комплектуючих і матеріалів.

У зв'язку з впровадженням в Україні Правил ЄЕК ООН, необхідністю врахування Директив Європейського Союзу (ЄС) стосовно дорожніх транспортних засобів (ДТЗ), а також дотримання чинних міжнародних угод щодо вантажних перевезень змінилися вимоги до автомобільних причепів та напівпричепів (АПН), якими необхідно керуватись під час розробки нових конструкцій АПН.

У країнах ЄС, як найбільше промислово розвинутих, існують обмеження на величину радіусів повороту і ширину коридору, що займає автотранспортний засіб при здійсненні повороту. Ці обмеження впливають з вимог маневреності до автопоїздів і складають: зовнішній радіус повороту – не більш 12,5м; внутрішній радіус повороту – не менш 5,3м при діючих обмеженнях габаритної довжини одиночного транспортного засобу – 12м, зчленованого автобуса – 18м, автопоїзда «автомобіль - причіп» - 18,35м, автопоїзда «автомобіль - напівпричіп» - 16,5м [14-16].

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 [17-31].

Практична важливість дослідження криволінійного руху визначається тим, що тільки 50% свого пробігу автопоїзд рухається по дугах кіл досить великих радіусів ( $R = 500$  м). Маневрування (поворот, розворот, переставка, об'їзд, обгін) займає другу половину часу [27,31].

Експериментальні дані Я.Х.Закіна показують, що повороти на  $90^\circ$  є

найбільш типовими для автопоїздів при їх русі в містах, складаючи понад 70% всіх поворотів. Крім того, автопоїзди часто повинні здійснювати розвороти на  $180^\circ$ . Круговий сталий рух (з постійними значеннями всіх змінних) є теоретично зручним і практично важливим [20] 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 управління може здійснюватися як на окремі осі або декілька осей, так і на весь возик напівпричепи за допомогою спеціальних пристроїв і механізмів. Сукупність цих пристроїв і механізмів отримала загальну назву система управління поворотом. Чим більш досконала система управління поворотом, тим менше відхилення траєкторії возика напівпричепи 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.

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 напівпричепи [20...24 та інш.].

Із розглянутих систем управління найбільше поширення отримали системи автоматичного управління безпосередньої дії. При цьому поворот керованих коліс (осей) напівпричепи (причепи) здійснюється за рахунок їх

— жорсткого" кінематичного зв'язку із задаючими органами (керованими колесами, рамою тягача або напівпричепи) при взаємному повороті ланок транспортного засобу. Зусилля, необхідне для взаємного повороту ланок автопоїзда і забезпечення повороту керованих осей (коліс) напівпричепи (причепи), створюється за рахунок реакцій бічних сил на колесах

автомобіля- тягача і передається механічними (тросовими або важільними) або гідравлічними (гідростатичними) системами до керованих коліс (осей) напівпричепа (причепа). Приклади таких конструкцій наведені в роботах [28-31 і ін.] і представлені на рис. 1.1 та 1.2.

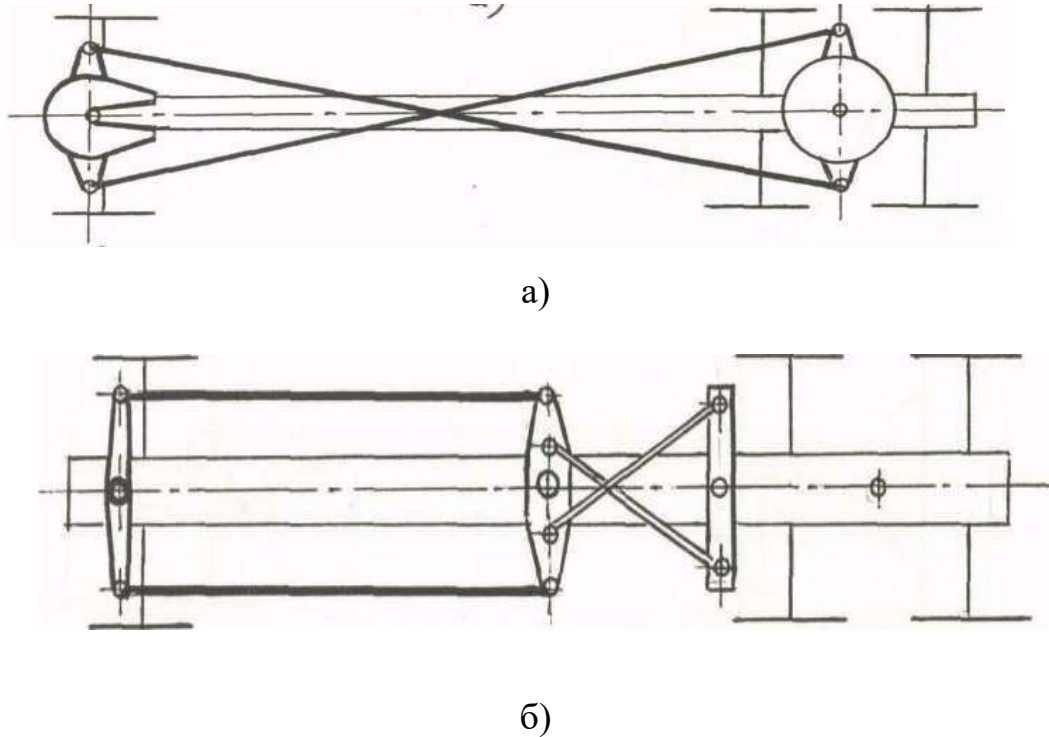


Рисунок 1.1 – Механічні системи управління: а) – з тросами, що перехрещуються; б) – з паралельно розташованими тросами

Аналізуючи розглянуті системи управління, зазначимо, що в прямому приводі управління напівприцепом елементи передачі задаючих параметрів до виконавчого механізму (троси, тяги, трубопроводи і т.д.) повинні розташовуватися по всій його довжині: від сидельно-зчіпного пристрою автомобіля-тягача до осі напівпричепа, рис. 1.2. Це робить привід громіздким, значної власної маси, ускладнює або часом виключає можливість його експлуатації (наприклад, для причепів-розпусків, лісовозів тощо).

Указаних недоліків позбавлені приводи управління, що реалізують зворотний керуючий зв'язок (надалі зворотний привід управління), при якому кут повороту керованих осей (коліс) візка напівпричепа визначається другим кутом складання автопоїзда. Це означає, що задаючий механізм або пристрій

повинні розташовуватися поруч з точкою зчеплення кістяка напівпричепа і його візка, а елементи передачі задаючих параметрів до виконавчого механізму можуть бути розташовані на візку напівпричепа [31 - 33].

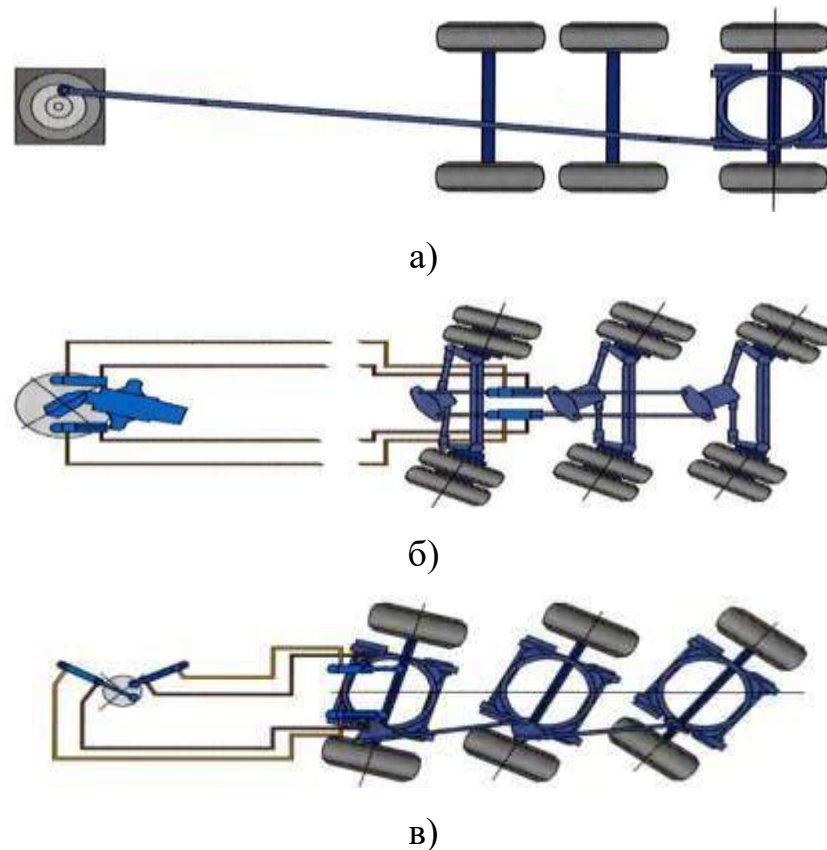


Рисунок 1.2 – Схема прямого приводу керування колесами (осями) напівпричепа компанії Krone:

- а) – механічний привід на задню вісь напівпричепа,
- б) – гідростатичний привід на колеса усіх осей напівпричепа,
- в) – гідростатичний на осі напівпричепа

У роботах [34, 35] представлені результати експериментальних досліджень моделі, а також натурних зразків автопоїздів із зворотним приводом управління різних типів (важільним, кулісним, шестеренчастим тощо) на вісь (осі) напівпричепа. У важільному приводі керування осі візка, що мають можливість повертатися відносно рами візка, шарнірно з'єднані з кістяком напівпричепа так, що при появі другого кута складання повертаються у протилежні сторони, забезпечуючи рух візка по криволінійній траєкторії. У кулісному приводі важіль-вилка, що жорстко зв'язана з поворотною віссю

візка, контактує з пальцем кістяка напівпричепа. В свою чергу, передня вісь за допомогою тяги шарнірно з'єднана з задньою поворотною віссю так, що при повороті автопоїзда поява другого кута складання викликає поворот осей у протилежні сторони. Подібний привід по типу керуючого зв'язку описаний у роботі [26].

Незважаючи на порівняльну простоту конструкції різних систем зворотного управління, вони, як і системи прямого управління, мають ряд недоліків. По-перше, для свого функціонування механічні системи прямого і зворотного управління використовують сили зчеплення керованих коліс тягача з полотном дороги і тому при несприятливих дорожніх умовах (брудні мокрі дороги) передаточне відношення системи управління поворотом напівпричепа повинно бути змінним, що не можуть забезпечити системи безпосередньої дії. Виключенням, в деякій мірі, може стати подвійний привід управління, що реалізовує прямий і зворотний зв'язки, запропонований А.П.Колпаковим і детально розглянутий в роботах дослідників Київського автомобільно-дорожнього інституту. Зокрема, в кандидатській дисертації А.С.Курочкина [26] показано, що подвійний привід управління істотно поліпшує показники маневреності довгобазових автопоїздів. Однак і ці конструктивні рішення не можуть повністю вирішити проблему поліпшення маневреності триланкових автопоїздів. Оскільки передаточне відношення приводу управління є, принаймні, функцією двох змінних - радіуса повороту автопоїзда і швидкості його руху, то механічна і гідростатична системи безпосередньої дії лише зменшують зсув траєкторії причіпних ланок, не забезпечуючи проходження їх коліс по траєкторії тягача. Для подолання цієї перешкоди необхідний інший рівень системи управління поворотом напівпричепа [26].

Такий рівень представляють системи управління непрямої дії: електричні, електромеханічні та електрогідравлічні. Характерними прикладами електричних і електромеханічних систем управління непрямої дії є конструкції, що описані у роботах [27,30].

У відповідності до вимог часу з'явилися розробки систем управління з

бортовою ЕОМ, що на підставі великої кількості вхідних параметрів про стан руху автомобіля-тягача і причіпних ланок, здійснює керування колесами (осями) причіпних ланок. Проте, зважаючи на велику складність і вартість виготовлення, вони знайшли застосування лише на автомобільних поїздах-важковозах загальною масою 100000 кг і більше [36].

У системах непрямой дії дуже важливою проблемою є вибір джерела енергії для виконавчого пристрою системи управління. Для забезпечення енергією можна використовувати акумулятори, що живляться для підзарядки від двигуна автомобіля. Більш перспективним є використання на причіпних ланках пристроїв, що забезпечують відбір потужності від коліс причіпних ланок. Проте вони на-сьогодні досить складні і потребують нового простого конструктивного рішення.

Іншим напрямком поліпшення маневреності автомобілів і автопоїздів є застосування всеколісного керування, яке сприяє поліпшенню ходових якостей і дозволяє значно поліпшити маневреність, керованість і стійкість автомобіля і автопоїзда [37]. Для поліпшення маневреності слід повертати задні керовані колеса убік, протилежний повороту передніх коліс, щоб радіус повороту зменшувався. При русі з великою швидкістю кут повороту задніх коліс повинен бути направлений на компенсацію кута відведення задньої осі, тому задні колеса повинні повертатися в ту ж сторону, що і передні. Перехід від першого режиму до другого визначається швидкістю руху автомобіля або автопоїзда і іншими конструктивними і кінематичними параметрами.

У міру розвитку всеколісного управління змінювався підхід до принципів управління змінювався і, якщо спочатку основним критерієм було збереження оптимального співвідношення в кутах повороту передніх і задніх коліс, то останнім часом поворот задніх коліс забезпечується по рівню поперечних прискорень кузова або кутової швидкості повороту кузова навколо вертикальної осі, що дуже важливо для триланкових автопоїздів, для яких обмежуючим фактором при виконанні різних маневрів є поперечні прискорення останньої ланки (причепа) [37]. Проте, до теперішнього часу

триває полеміка про вигляд функціональної залежності і чинниках, які необхідно враховувати при виборі закону управління задніми колесами автомобіля чи причіпними ланками автопоїзда. Єдине в чому сходяться всі дослідники, так це те, що при малих кутах повороту рульового колеса від середнього положення поворот автомобіля забезпечується за рахунок повороту передніх і задніх коліс в один бік, а при великих кутах повороту рульового колеса за рахунок повороту передніх і задніх коліс в різні боки. Перевага віддається управлінню з лінійним регулюванням кута повороту задніх коліс при прямолінійному русі, особливо з великою швидкістю, і з нелінійним регулюванням на поворотах. Проте, якщо кут повороту задніх коліс залежить тільки від кута повороту передніх і швидкості руху, то ефект, що полягає в прискоренні реакції задніх коліс на поворот і вирівнюванні частотних характеристик поперечних прискорень і кутової швидкості повороту, спостерігається у вузькому діапазоні швидкостей [37], який ще більше звужується у випадку автопоїзда.

За будь-якого приводу управління колесами (осями) причіпних ланок для забезпечення їх слідування траєкторією тягача залежність між задаючими і керованими параметрами повинна утворювати так звану «петлю вписуваності». Її можна апроксимувати прямолінійними відрізками, що і покладено в основу алгоритму керування причіпними ланками, що описано у роботі [20]. Розроблені також алгоритми керування з використанням чистого запізнювання сигналу, а також інші способи. Проте їм притаманна велика складність за наявності мікропроцесорної техніки, що при незначних похибках у вхідних сигналах може призвести до суттєвих розбіжностей у траєкторіях ведучих і ведених ланок. Тому при практичній реалізації автопоїздів з керованим напівпричепом повинен бути вибраний компромісний закон на основі всебічного аналізу різних критеріїв управління і їх впливу на динамічну поведінку автопоїздів як в стаціонарних, так і в несталих режимах руху.

Маневреність і стійкість руху автопоїзда з керованим напівпричепом Маневреністю АТЗ називають співкупність таких властивостей, які

забезпечують безперешкодний рух їх по опорній поверхні, яка має обмеження як за площею, так і за формою [19]. Такими обмеженнями при русі АТЗ можуть бути просторові, що зв'язані з довжиною і висотою транспортного засобу, а також обмеження за формою і розмірами дорожнього полотна, яка слугує опорною поверхнею для кочення коліс його ланок.

При русі автопоїзда всі його точки здійснюють поступальне переміщення по своїх траєкторіях, що у співкупності утворюють габаритну смугу руху, яку визначити теоретично досить складно і неможливо оцінити невеликим числом параметрів. Тому для оцінки маневреності використовують такі вимірювачі і характеристики [19, 20, 38]: 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 траєкторії руху веденої ланки автопоїзда відносно ведучої.

За відомим показником маневреності і заданими геометричними параметрами автопоїзда можуть бути визначені всі інші вимірювачі маневреності, тому що усі вони визначаються параметрами криволінійного руху автопоїзда.

Найбільше значні роботи, пов'язані з дослідженнями маневреності автомобільних поїздів, проведені Я.Х.Закіним [19, 20, 39]. Ним виконані детальні дослідження з проблем горизонтальної стійкості автопоїзда і його маневреності. Докладно розглянуте питання маневреності автомобільних поїздів, що засноване на кінематичних положеннях з урахуванням режиму повороту, тобто швидкості руху автопоїзда, кута і швидкості повороту рульового колеса тягача. У роботах Я.Х.Закіна, як і в більшості інших, що цитуються, відзначається, що на поворотах і закругленнях доріг ГСР автопоїзда збільшується. Це, в свою чергу, погіршує усі вимірювачі і показники маневреності АТЗ.

Задовільна маневреність автопоїзда виражається в можливості його

вписування в усі повороти, що зустрічаються на маршрутах руху, і маневрувати (робити повороти й у разі потреби рухатися заднім ходом) у пунктах навантаження і розвантаження.

Експлуатаційні властивості включають дев'ять показників маневреності, шість з яких є кінематичними, а три динамічними. Однак для автопоїзда з керованим напівпричепом основними варто вважати два кінематичних одиничних показники маневреності, а саме [40]:

- габаритну смугу руху (ГСР), рівну різниці радіусів повороту точок автопоїзда, найбільш віддаленої і найбільш близької до центра, тобто різниці габаритних радіусів повороту – зовнішнього ( $R_{зг}=12,5$  м) і внутрішнього ( $R_{вг}=5,3$ м);
- можливість рухатися заднім ходом.

Найменш вивченим на-сьогодні є питання можливості руху автопоїзда заднім ходом. Окремі питання руху заднім ходом автопоїзда канонічної конструкції, у якого причіпна ланка (напівпричіп або причіп) знаходиться попереду (є першою ланкою), а автомобіль (тягач) позаду (є другою ланкою) розглянуті у роботі [41]. При чистому коченні коліс (без ковзання і буксування) автопоїзд являє собою неголономну систему, у котрої кожне колесо являє собою неголономний зв'язок колісного типу. В залежності від розташування неповоротної осі першої ланки, точки розташування неповоротної осі автомобіля, точки шарнірного з'єднання ланок автопоїзда, точки розташування поворотних коліс автомобіля розглянуті різні конфігурації автопоїзда. Для усіх можливих конфігурацій автопоїзда отримані закони керування, які являють собою математично точні рішення (без додаткових допущень і спрощень) для його руху по плоскій поверхні. Причому рішення справедливі не тільки для малих початкових відхилень параметрів руху, а і для як завгодно великих. На жаль, ці залежності не перевірені експериментально навіть для автопоїзда канонічної конструкції і приймати їх для автопоїзда з керованим напівпричепом не доцільно. Можливість руху заднім ходом слід перевіряти експериментально в процесі

дорожніх випробувань автопоїзда.

Таким чином, для визначення ступеня пристосованості конкретного автопоїзда до конкретних умов експлуатації по маневреності необхідно вивчити передбачувані маршрути руху, розрахувати чи експериментально визначити значення показників маневреності і шляхом зіставлення з необхідними значеннями, установленими з аналізу реальних маршрутів, судити про відповідність досягнутого рівня маневреності необхідному.

Курсова нестійкість автомобілів і автопоїздів є одним із випадків загальної нестійкості механічних систем. Основними причинами нестійкості АТЗ є [40]:

- відведення убік від заданого напрямку руху, що визначається діючими на АТЗ силами і взаємним розташуванням центра мас, центра бічного відведення (точки нейтральної повороткості) і бічного метацентра ланок;
- перевищення збурюючого моменту над загальним відновлюючим моментом (виражається в різкому зростанні значень параметрів руху і швидкому досягненні ними граничних величин);
- збіг частот власних коливань і зовнішніх збурень, що приводить у випадку лінійної системи до резонансу і коливального зростання значень параметрів руху до досягнення ними граничних величин, а у випадку нелінійної системи – до встановлення вимушених коливань з постійною амплітудою;
- коливання з постійною амплітудою внаслідок передачі внутрішньої енергії АТЗ.

Для забезпечення стійкості системи «водій-автопоїзд-дорога» необхідно, хоча і недостатньо, щоб були забезпечені власна стійкість і керованість автомобіля і напівпричепа, тобто властивості, що закладаються в його конструкцію (без необхідності корекції руху водієм через нестійкість).

### **1.3 Висновки до першого розділу.**

Огляд вітчизняних і закордонних публікацій по дослідженню

динамічного поведіння автопоїздів і визначенню показників керованості і стійкості руху показує, що в даний час немає загально визнаних однакових підходів як до розробки математичної моделі, так і до математичного апарату для її аналізу.

При дослідженні маневреності і стійкості автопоїздів бажано мати комплексну методика, яка б на стадії проектування давала змогу знайти оптимальне рішення щодо маневреності і стійкості руху. Така методика повинна моделювати стаціонарні і перехідні процеси прямолінійного та криволінійного рухів АТЗ, дозволяти отримувати оціночні показники, на основі яких можливо судити про властивості транспортних засобів за критеріями маневреності і стійкості руху.

На основі розробленої методики доцільно здійснювати вибір та обґрунтування системи управління довгобазовим напівприцепом автомобільного поїзда з урахуванням його масово-геометричних і компоновальних параметрів.

## РОЗДІЛ 2 КІНЕМАТИКА ПОВОРОТУ АВТОПОЇЗДА З СИСТЕМОЮ УПРАВЛІННЯ ПОВОРОТНОЮ ВІССЮ ВІЗКА НА ПІВПРИЧЕПА

2.1 Основні спрощення, які приймаються при складанні математичної моделі

При розробленні математичних моделей, через їх складність, доводиться вносити певні корективи – спрощення і припущення, які б не значно впливали на кінцевий результат (результати мали допустиму похибку), але й давали б можливість значно скоротити час і спростити складання самої моделі. Так, враховуючи прикладний характер методів аналізу викладених нижче для визначення маневрових властивостей автопоїздів, і у нашій моделі приймемо ряд припущень та обмежень, щоб максимально спростити розроблені методи і зробити їх доступними для широкого практичного використання.

Будемо вважати, що опорна поверхня, по якій відбувається криволінійний рух автопоїзда, строго горизонтальна і має покращене покриття, яке не створює значного опору рухові.

Автопоїзд побудовано за модульною компоувальною схемою, яка включає в себе модулі тривісного автомобіля-тягача з передньою керованою віссю, напівпричепа і його тривісного візка з поворотною віссю. Ці окремі модулі автопоїзда розглядаються в подальшому як абсолютно жорсткі тіла, без врахування можливих внутрішніх деформацій пружних елементів, які входять до його складу, тому вертикальні переміщення центра мас ланок і нахил їх підресорених мас виключаються. Помітимо при цьому, що тривісний візок напівпричепа з двома задніми неповоротними осями, як і тривісний автомобіль-тягач, завжди можна звести до двовісного, зважаючи на те, що кінематика повороту багатовісного візка еквівалентна двовісному [49].

Рух елементарної кінематичної ланки, якщо про це не буде сказано особливо, вважається обмеженим неголономним зв'язком, тобто напрям швидкостей всіх точок ходової вісі ланки їй перпендикулярні [20]. Бокове відведення еластичних шин коліс і рух ланки вздовж її ходової осі вважається

неможливим. Це важливе припущення призводить до того, що проекції поздовжньої осі ланки першого роду і діаметральної площини середнього приведенного колеса ланки другого роду на опорну поверхню завжди дотичні до траєкторії головних їх точок.

Якщо відома або задана траєкторія направляючої точки елементарної кінематичної ланки, можна тим або іншим методом знайти траєкторію головної точки, тобто середини ходової осі ланки і, відповідно, положення елементарної кінематичної ланки буде визначеним [20].

Якщо ланка першого роду має двовісний візок, то за головну точку такої ланки приймається деяка точка, що лежить на поздовжній вісі ланки між ходовими осями візка. Якщо в подальшому це не буде спеціально зазначено, то вважається, що головна точка ланки лежить точно посередині між ходовими осями.

Шарнірні спряження з вертикальною віссю елементарних кінематичних ланок автопоїздів дозволяють їм здійснювати безперешкодне переміщення в горизонтальній площині.

Знаючи траєкторії кожної ланки, можна визначити характер руху і розташування на дорозі автопоїзда в цілому. Однак з усіх траєкторій автопоїзда одна є основною, що визначає характер його руху і повністю залежить від водія, який керує автопоїздом, орієнтуючись обставинами на дорозі – головна траєкторія автопоїзда.

Головною траєкторією будь-якого транспортного засобу є траєкторія головної точки його ведучої ланки, тобто середини ведучого моста (одновісна ланка) або середини центра двовісного візка (двовісна ланка). Поздовжня вісь елементарної кінематичної ланки направлена по дотичній до головної траєкторії саме в цій точці [20].

При переході від прямолінійного руху до кругового кут  $\delta_0$  повороту керованих коліс збільшується від нуля до деякої постійної величини, обумовленої конструкцією автомобіля-тягача. При переході від кругового руху до прямолінійного цей кут, навпаки, зменшується від  $0\text{MAX}$  до нуля. За

колового руху автопоїзда спостерігається найбільше відхилення ланок автопоїзда від траєкторії автомобіля-тягача. Тому в практиці експлуатації автопоїздів і у Директиві ЄС габаритну смугу руху автопоїзда визначають за усталеного руху по колу за умови, що усі колеса автопоїзда жорсткі у бічному напрямку. При цьому конструктивні параметри окремих ланок автопоїзда визначають за умови забезпечення ним вимог щодо нормативних внутрішнього і зовнішнього габаритних радіусів. Так, за некерованих причіпних ланок максимальна довжина сидельного автопоїзда складає 16,5 м при базі напівпричепа 7,2 м.

Діючими в Україні нормативними документами (Правила дорожнього руху) максимальна довжина автопоїзда обмежена на рівні 22,0 м. Автопоїзд з такими параметрами не зможе задовольнити вимог Директиви ЄС. Тому напівпричіп такого автопоїзда повинен бути керованим.

## 2.2 Визначення параметрів приводу управління віссю (колесами) напівпричепа

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 [19, 20].

Практична важливість дослідження криволінійного руху визначається тим, що тільки 50% свого пробігу автопоїзд рухається по дугах кіл досить великих радіусів ( $R = 500$  м). Маневрування (поворот, розворот, переставка, об'їзд, обгін) займає другу половину часу [18, 19].

Експериментальні дані Я.Х.Закіна показують, що повороти на  $90^\circ$  є найбільш типовими для автопоїздів при їх русі в містах, складаючи понад 70% всіх поворотів. Крім того, автопоїзди часто повинні здійснювати розвороти на  $180^\circ$ . Круговий сталий рух (з постійними значеннями всіх змінних) є теоретично зручним і практично важливим [20] з точки зору апроксимації динамічної поведінки автопоїзда при рухах по траєкторіях змінної кривизни,

а також для оцінки його маневреності.

Для поліпшення маневреності довгобазових автопоїздів в конструкцію останніх вводять керовані напівпричепи. Привід управління може здійснюватися як на окремі осі або декілька осей, так і на весь возик напівпричепи за допомогою спеціальних пристроїв і механізмів. Сукупність цих пристроїв і механізмів отримала загальну назву система управління поворотом. Чим більше досконала система управління поворотом, тим менше відхилення траєкторії возика напівпричепи від траєкторії тягача при русі автопоїзда по криволінійних траєкторіях. Це призводить до зменшення габаритної смуги руху (ГСР), збільшення швидкості проходження заокруглень 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.

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 напівпричепи [19, 21-24 та інш.].

Управління поворотом коліс напівпричепи зменшує кут складання автопоїзда, практично не впливаючи на радіус його повороту. Разом з тим кут складання автопоїзда чутливіший до кутів повороту коліс (осей) причіпних ланок, чим радіус повороту автопоїзда. Найбільш значні відмінності (не тільки кількісні, але і якісні) спостерігаються при повороті керованих коліс (осей) причіпних ланок убік, протилежний напрямку повороту керованих коліс тягача. В цьому випадку область реалізуємості кругових рухів різко звужується, що необхідно враховувати при розробці систем управління причіпними ланками автопоїздів.

Рівняння роботи будь-якої системи управління поворотом може бути представлено у вигляді [24]

$$\Delta\alpha = u \times \Delta\gamma \quad (2.1)$$

Де зміна кута складання;

- відповідна зміна приведенного кута повороту керованих коліс напівпричепа, причепа;

и - кутове передаточне відношення приводу управління.

Для управління причіпними ланками 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 [24, 43 - 45].

Насьогодні найбільше поширення отримали системи автоматичного управління безпосередньої дії. При цьому поворот керованих коліс (осей) 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 гідравлічними (гідростатичними) системами до керованих коліс (осей) напівпричепа. Зазначимо, що в прямому приводі управління напівприцепом елементи передачі задаючих параметрів до виконавчого механізму (троси, тяги, трубопроводи і т.д.) повинні розташовуватися по всій його довжині: від сидельно-зчіпного пристрою автомобіля-тягача до осі напівпричепа. Це робить привід громіздким, значної власної маси, ускладнює або часом виключає можливість його експлуатації (наприклад, для причепів-розпусків, лісовозів тощо).

Вказаних недоліків позбавлені приводи управління, що реалізують зворотний керуючий зв'язок (надалі зворотний привід управління), при якому кут повороту керованих осей (коліс) візка напівпричепа визначається другим кутом складання автопоїзда. Це означає, що задаючий механізм або пристрій повинні розташовуватися поруч з точкою зчеплення кістяка

напівпричепа і його візка, а елементи передачі задаючих параметрів до виконавчого механізму можуть бути розташовані на візку напівпричепа [30].

Незважаючи на порівняльну простоту конструкції різних систем зворотного управління, вони, як і системи прямого управління, мають ряд недоліків. По-перше, для свого функціонування механічні системи прямого і зворотного управління використовують сили зчеплення керованих коліс тягача з полотном дороги і тому при несприятливих дорожніх умовах (брудні мокрі дороги) передаточне відношення системи управління поворотом напівпричепа повинно бути змінним, що не можуть забезпечити системи безпосередньої дії. Виключенням, в деякій мірі, може стати подвійний привід управління, що істотно поліпшує показники маневреності довгобазових автопоїздів [24].

Зупинимося на цьому приводі більш детально. Для цього розглянемо дві принципово різні системи управління:

- схема №1 – автопоїзд із передньою керованою віссю напівпричепа;
- схема №2 – автопоїзд із задньою керованою віссю напівпричепа.

Помітимо при цьому, що тривісний візок напівпричепа з двома задніми неповоротними осями завжди можна звести до двовісного, зважаючи на те, що кінематика повороту багатовісного візка еквівалентна двовісному [49].

Цей процес можна представити у вигляді [34]:

$$\begin{aligned} (\theta + \Delta\theta) &\subset (\varphi_1 + \Delta\varphi_1) \subset (\theta_{31} - \theta_{31\varphi}) \subset (\varphi_2 + \Delta\varphi_2) \\ &\subset (\theta_{31} - \theta_{31\varphi}) + \Delta\theta_{11\varphi_2} \end{aligned} \quad (2.2)$$

При русі автопоїзда на вхідній перехідній траєкторії маємо

$$\begin{aligned} (\theta - \Delta\theta) &\subset (\varphi_1 - \Delta\varphi_1) \subset (\theta_{31} + \theta_{31\varphi}) \subset (\varphi_2 - \Delta\varphi_2) \\ &\subset (\theta_{31} + \theta_{31\varphi}) - \Delta\theta_{11\varphi_2} \end{aligned} \quad (2.3)$$

Як слідує з (2.17) і (2.18), зміна траєкторії візка напівпричепа відбувається внаслідок дії прямого і зворотного керуючого зв'язку, тобто

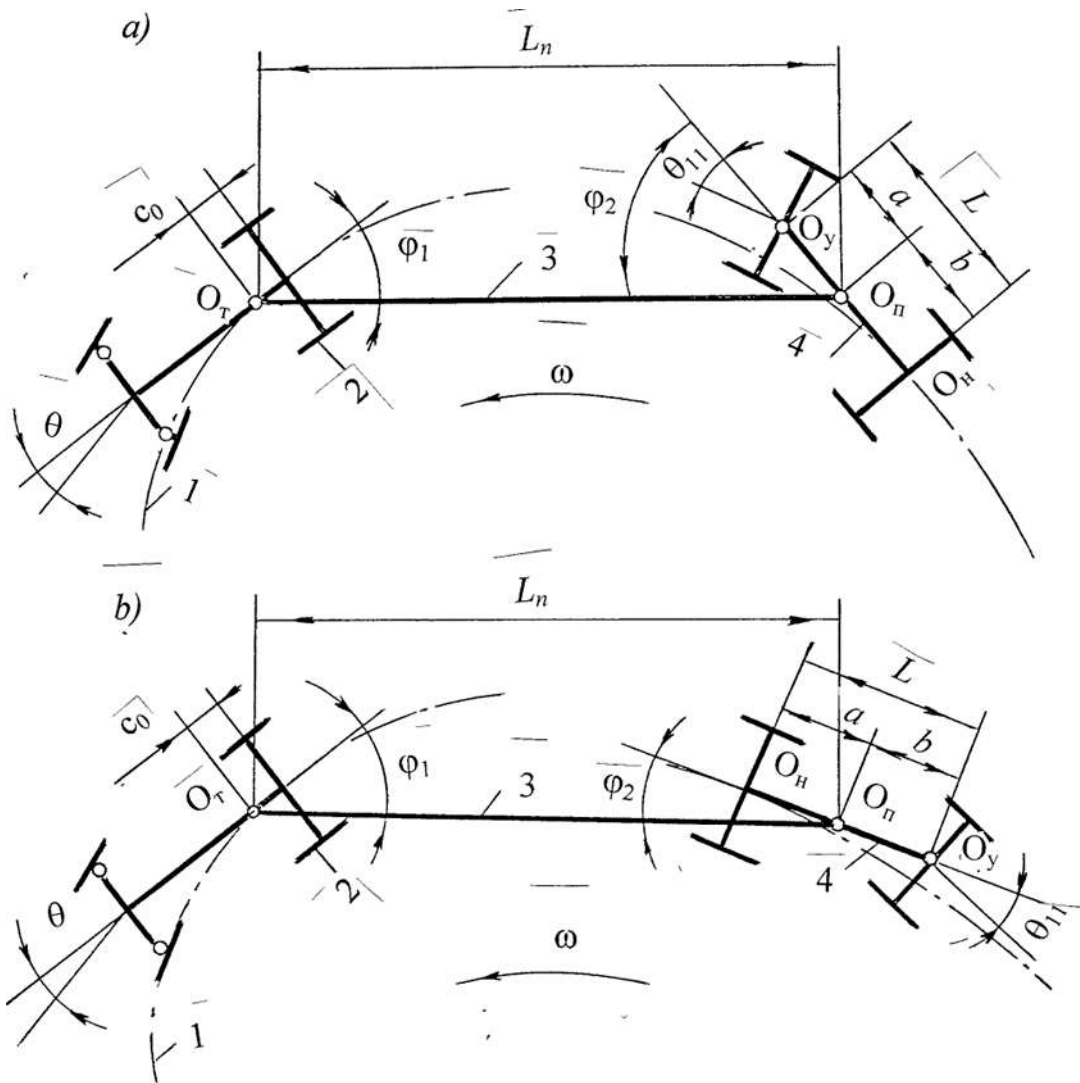


Рисунок 2.1 – Розрахункові схеми автопоїзда №1 (а) і автопоїзда №2 (б) на повороті

$$\theta_{31\varphi_1} = \frac{\Delta\varphi_1}{k\varphi_1} \quad (2.4)$$

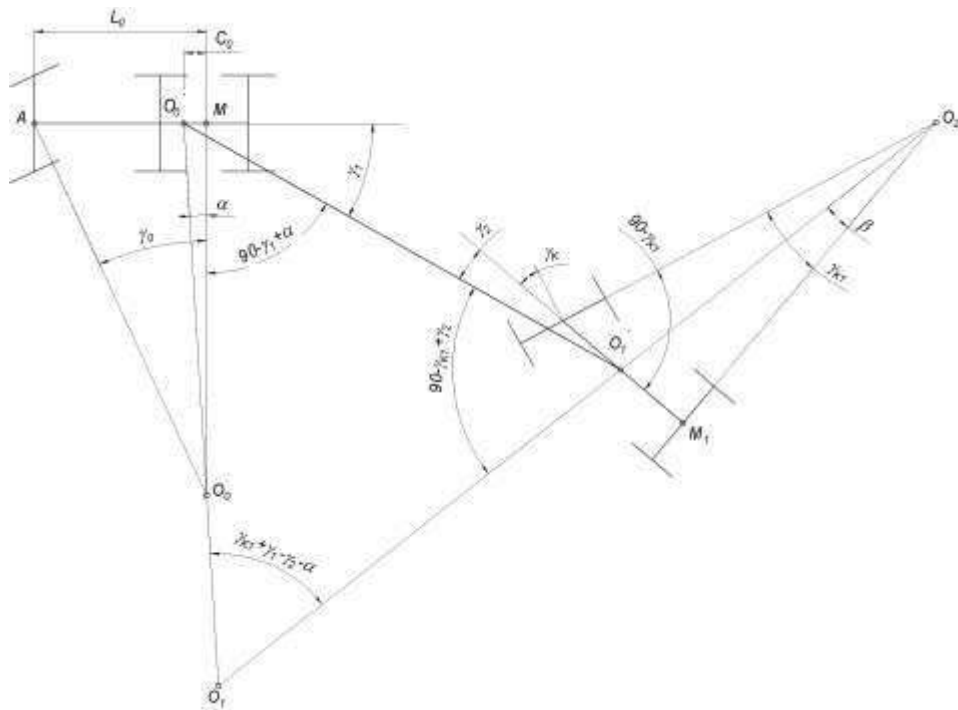
і

$$\theta_{31\varphi_2} = \frac{\Delta\varphi_2}{k\varphi_2} \quad (2.5)$$

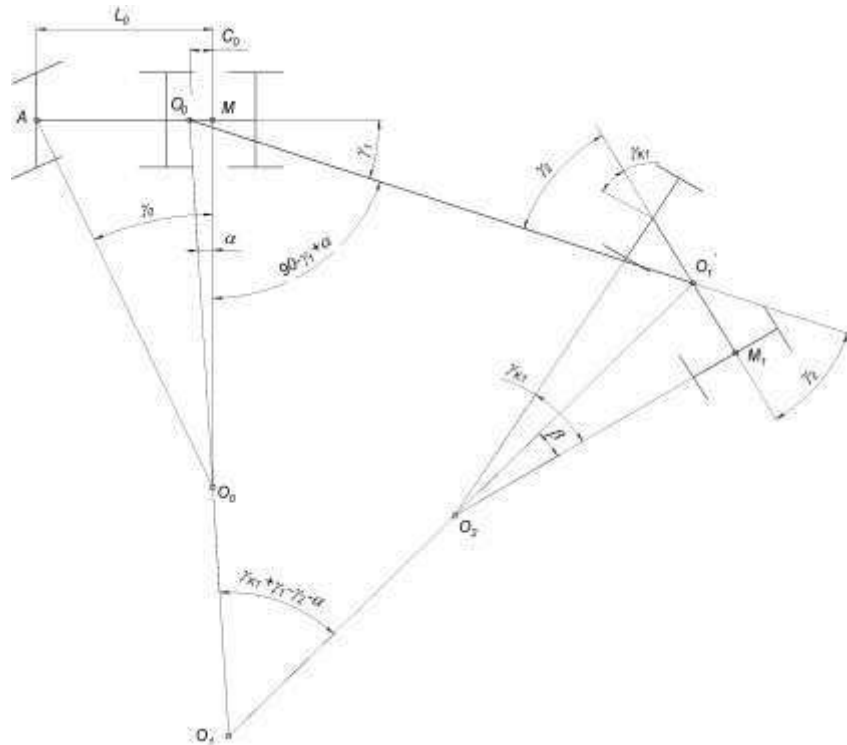
Проведеними раніше дослідженнями встановлено [17, 18, 20,23, 33, 34, 81], що привід управління на задню вісь напівпричепа значно погіршує стійкість автопоїзда. Тому в подальшому розглянемо тільки подвійний привід управління на передню вісь напівпричепа. Характерною особливістю такого приводу управління є те, що возик напівпричепа шарнірно з'єднаний з його

кістяком, а поворотною (керованою) є передня вісь возика. Це забезпечує поворот возика і його поворотної осі у сторону протилежну напрямку повороту автомобіля- тягача при вході в поворот і навпаки – в одну сторону при виході з повороту, рис. 2 а,б.

Аналіз залежностей криволінійного руху автопоїзда зводиться до знаходження кутів складання його ланок, які визначають положення возика і автопоїзда в цілому на криволінійній траєкторії. Кути складання визначаються шляхом розв'язку системи диференціальних рівнянь, що описують рух автопоїзда на повороті [19].



a)



б)

Рисунок 2.2 – Схема повороту автопоїзда за подвійного приводу управління на передню вісь напівпричепи при вході в поворот (а) і виході з повороту (б)

Диференціальні рівняння кутів складання записуються у вигляді [20]:

$$\frac{d\varphi_1}{dt} = \omega_0 - \omega_1$$

$$\frac{d\varphi_2}{dt} = \omega_1 - \omega_2 \quad (2.6)$$

Таким чином, при визначенні кутів складання ланок автопоїзда необхідно скласти чотири системи рівнянь, які відповідають кожному етапу його криволінійного руху. При цьому слід враховувати, що кінцеві параметри попередньої стадії виступають початковими даними наступної стадії криволінійного руху. Слід лише зазначити, що дана математична модель справедлива лише для компоувальної схеми автопоїзда, яка відповідає вихідній (рис. 2.2). Будь-яке прирівнювання до нуля довжин ланок призводить до того, що виникає така логічна помилка, як ділення на нуль. Представлену модель можливо використовувати для визначення параметрів будь-якого

криволінійного руху автопоїзда за подвійного приводу управління на передню вісь напівпричепа, зокрема, колового руху, поворотів дороги на різні кути, руху з «переставкою», «змійкою» тощо.

За розробленою математичною моделлю визначалися параметри криволінійного руху автопоїзда у складі тривісного сидельного автомобіля-тягача Scania і напівпричепа Krone SD-27 збільшеної поздовжньої бази до 8,5 м. При цьому приймалося, що напівпричіп може бути обладнаним подвійним приводом управління як на передню, так і задню вісь, а також прямим приводом управління на задню вісь, самовстановлювальною задньою віссю напівпричепа і некерованим напівприцепом. Передаточне відношення приводів управління, що розглядаються, визначалося за усталеного колового руху автопоїзда, рис. 2.3, і виконанні ним вимог DIRECTIVE 2002/7/EC щодо маневреності [16].

Для цього визначалися кути складання ланок автопоїзда і повороту керованої осі напівпричепа. Так, для подвійного приводу управління із  $\Delta O_1BD$  слідує

$$O_1D = \sqrt{O_1B^2 - BD^2} = \sqrt{R_{3r}^2 - L^2}$$

$$O_1M = O_1D - DM$$

$$O_1O'_0 = \sqrt{O_1M^2 + O'_0M^2}$$

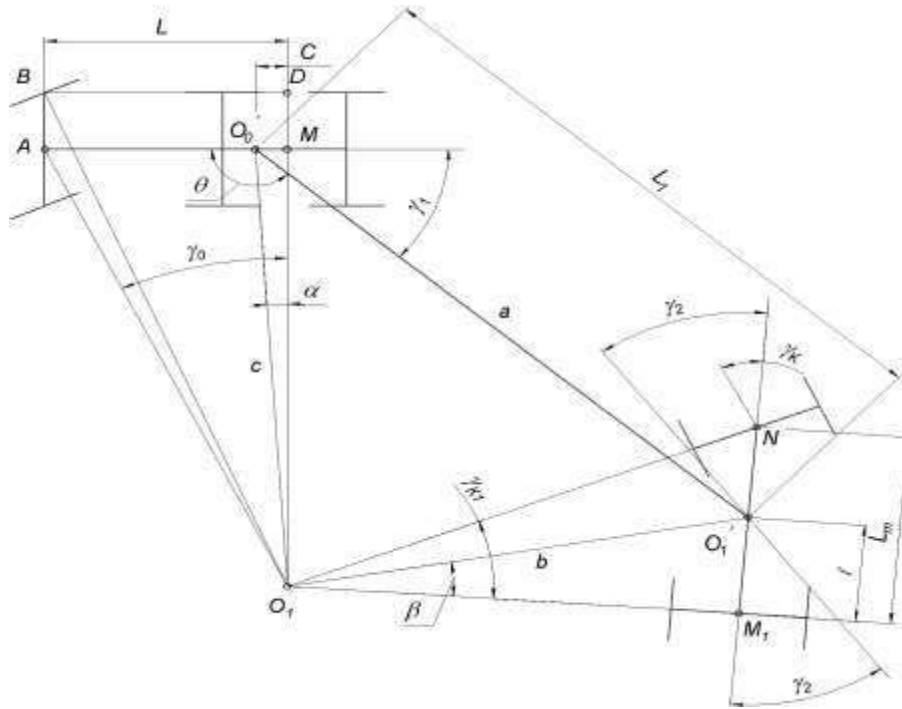


Рисунок 2.3 – Схема усталеного колового руху автопоїзда за подвійного приводу управління на передню вісь напівпричепа

Кути складання ланок автопоїзда і повороту керованих осей, які визначають собою передаточні відношення подвійного приводу управління доцільно визначати за колового руху автопоїзда. У цьому випадку розрахункові формули для визначення кутів складання і кута повороту керованої осі напівпричепа визначаються геометричними параметрами ланок і задаючим параметром – кутом повороту відповідної ланки.

Після визначення кутів складання і повороту керованої осі напівпричепа визначається передаточне відношення приводу системи подвійного управління, яке в загальному вигляді записується у вигляді:

$$i_0 = u_1 \times u_2 \quad (2.8)$$

Зазвичай, перше передаточне відношення приводу управління вибирають близьким до одиниці. Тоді друге передаточне відношення напівпричепа визначиться як

$$u_2 = \frac{\theta_{31} + \varphi_2}{\varphi_1} \quad (2.9)$$

Для прямого приводу управління отримаємо

$$u_1 = \frac{\theta_{31}}{\varphi_1} \quad (2.10)$$

Зважаючи на те, що передаточне відношення приводу управління  $u_2$  залежить від кутів складання ланок автопоїзда і кута повороту керованої осі напівпричепа, на рис. 2.4 у якості прикладу наведена залежність  $\varphi_1$ ,  $\varphi_{21}$  і від кута повороту керованих коліс тягача автопоїзда №1 за його колового руху за бази напівпричепа 8,0 м.

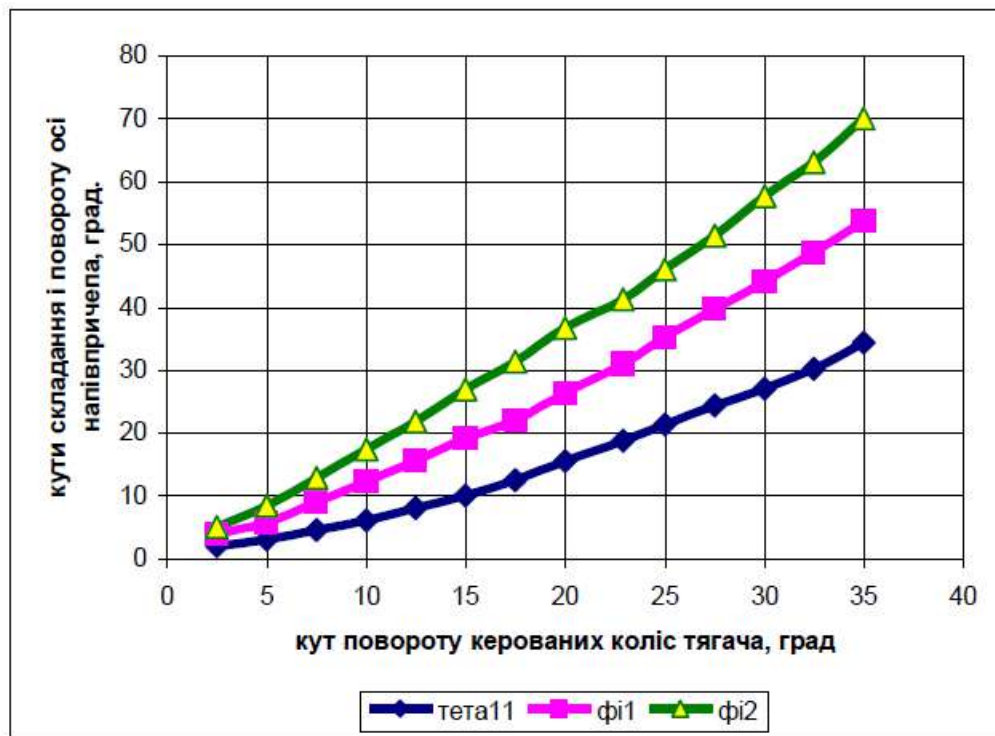
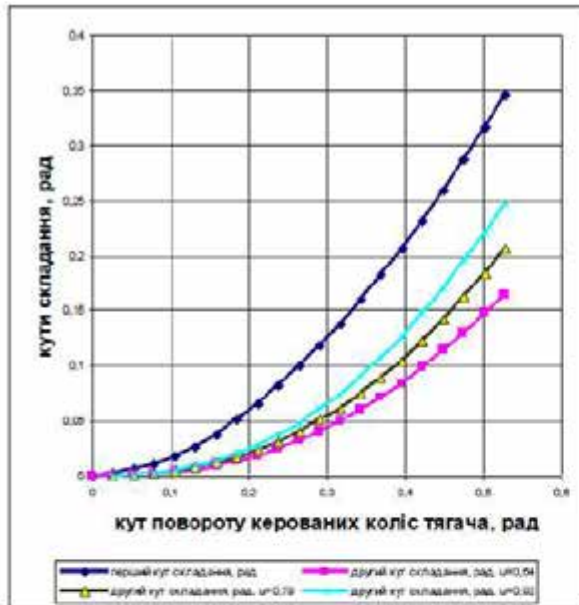


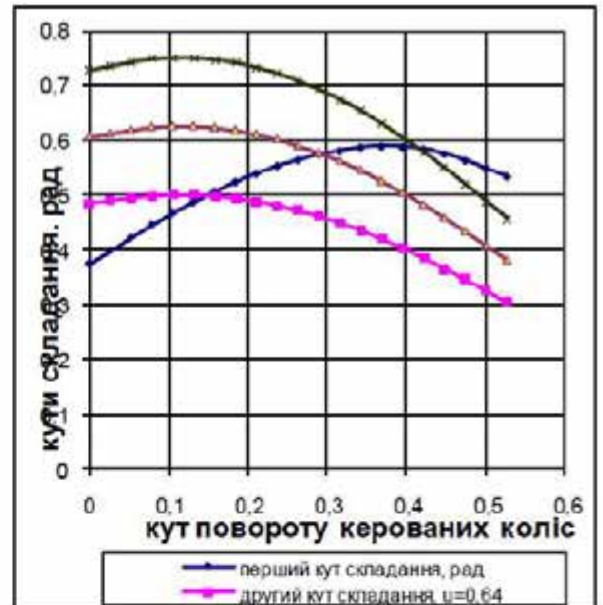
Рисунок 2.4 – Залежність кутів складання ланок автопоїзда і повороту керованої осі напівпричепа від кута повороту керованих коліс тягача

З наведеної залежності (рис. 2.4) слідує, що зі збільшенням кута повороту керованих коліс тягача кути складання ланок і повороту керованої осі напівпричепа також збільшуються, причому більш інтенсивне збільшення має місце для другого кута складання. Пояснюється це тим, що база напівпричепа значно більша за базу автомобіля-тягача. За результатами розрахунків кутів складання і повороту керованої осі напівпричепа побудовані

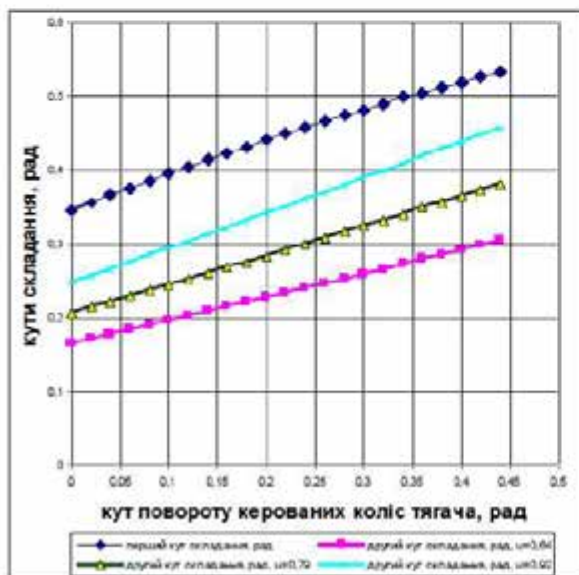
залежності кутів складання ланок автопоїзда від кута повороту керованих коліс тягача для різних стадій повороту і траєкторії ланок автопоїзда при повороті на  $90^{\circ}$ , рис. 2.6, а також передаточного відношення приводу управління керованою віссю напівпричепа від радіусу повороту автомобіля-тягача (рис. 2.7).



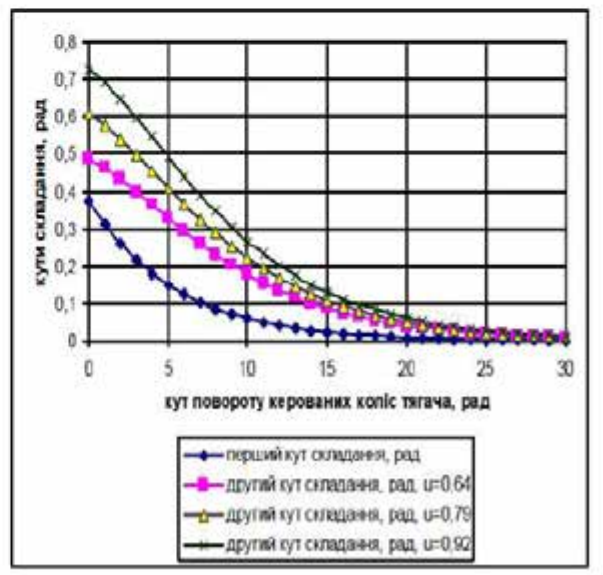
а)



б)



в)



г)

Рисунок 2.5 – Залежність кутів складання ланок автопоїзда від кута повороту керованих коліс тягача для різних стадій повороту: а) – вхід в поворот;

- б) – вихід з повороту; в) – при коловому русі;  
г) – при русі тягача по прямій

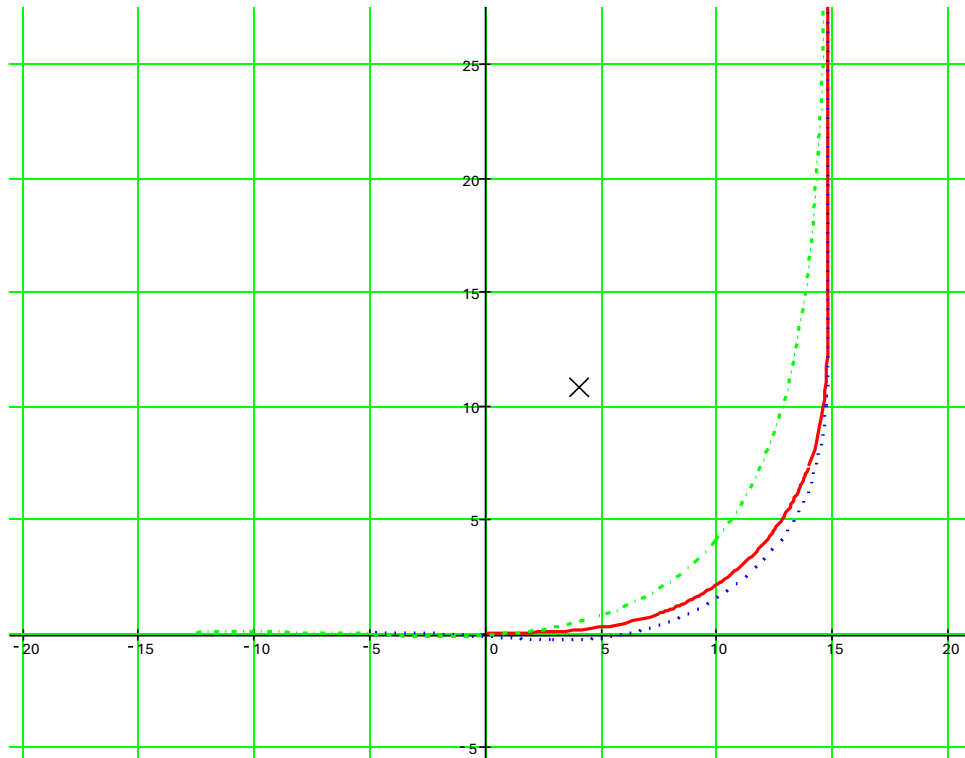


Рисунок 2.6 – Траєкторії ланок автопоїзда при повороті на  $90^{\circ}$ :

— траєкторія тягача;  $\cdot \cdot \cdot$  – траєкторія напівпричепи за подвійного приводу управління на передню вісь;  $- \cdot - \cdot -$  – траєкторія некерованого напівпричепи

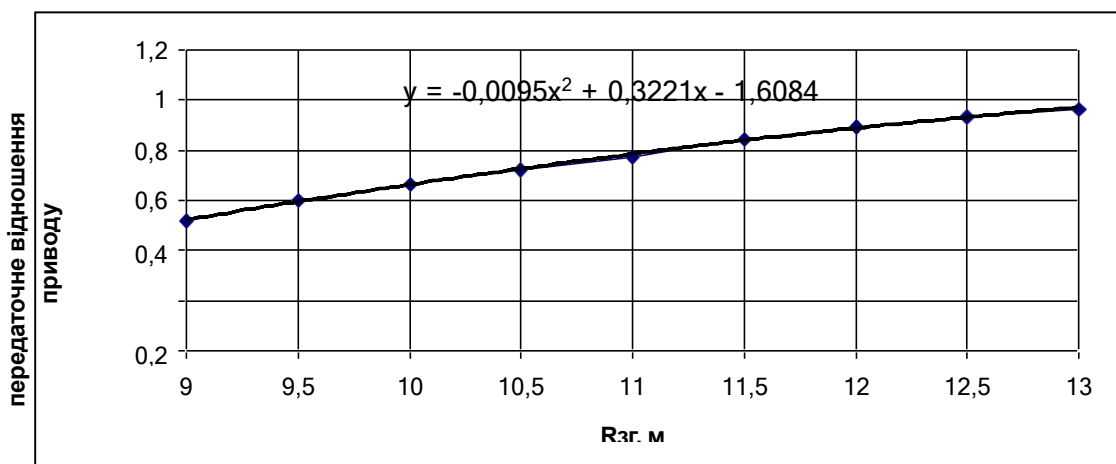


Рисунок 2.7 – Залежність приводу управління напівпричепом від радіусу повороту автомобіля-тягача

Аналізуючи дані рис. 2.7, можна відмітити, що зі збільшення

зовнішнього габаритного радіусу повороту автомобіля-тягача збільшується і передаточне відношення приводу управління, що призводить до зменшення зміщення траєкторії напівпричепа щодо траєкторії автомобіля-тягача.

У конструкціях сучасних причіпних ланок застосовують не тільки керовані, а й самоустановлювальні осі, які є дуже відповідальними вузлами в системі повороту автопоїзда [133]. Самоустановлювальною будемо називати вісь [134], колеса якої мають можливість котитися з мінімальними (близькими до нуля) поперечними силами і не створюють активних повертаючих моментів. Кут повороту цих коліс встановлюється сам, у відповідності з умовами руху, під дією моментів, що виникають від дії поперечних реакцій на колесі, на плечі  $e$ . Параметр  $e$  залежить, в першу чергу, від схеми і кутів встановлення коліс (рис. 2.9).

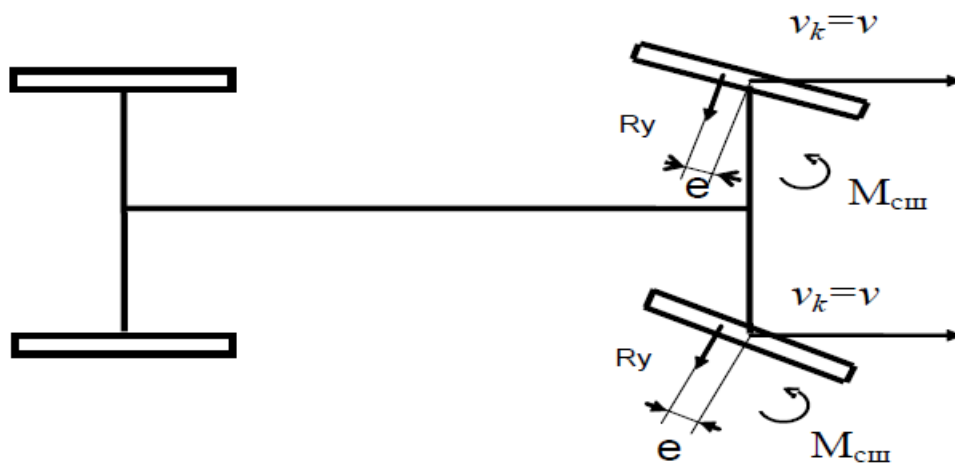


Рисунок 2.9 – Схема появи стабілізуючих моментів при повороті керованих коліс

З точки зору кінематики повороту автопоїзд з прямим приводом управління на вісь напівпричепа ідентичний повороту автопоїзда із самовстановлювальною віссю напівпричепа. У табл. 2.1 наведені результати розрахунку зміщення траєкторії напівпричепа базою 8,0 м і габаритної смугу руху за різних систем управління поворотною віссю візка.

Таблиця 2.1

Зміщення траєкторії напівпричепа (база напівпричепа 8,0 м) щодо траєкторії тягача за різних систем управління поворотною віссю візка

Тип автопоїзда	Зміщення траєкторії, м	
	вхід в поворот	вихід з повороту
З подвійним приводом управління на передню вісь напівпричепа	-0,509	0,689
З прямим приводом управління на задню вісь напівпричепа	- 0,685	0,697
З самовстановлювальною задньою віссю напівпричепа	- 0,693	0,705
З некерованим напівприцепом	0,681	-0,747

За результатами розрахунків зміщень траєкторій напівпричепів визначалася габаритна смуга руху автопоїздів, що розглядаються, табл. 2.2.

Таблиця 2.2

Габаритні радіуси повороту і габаритна смуга руху автопоїзда з базою напівпричепа 8,0 м

Тип автопоїзда	Габаритні радіуси повороту, м		
	R <sub>зг</sub> , м	R <sub>вг</sub> , м	B <sub>г</sub> , м
З подвійним приводом управління на передню вісь напівпричепа	12,5	5,65	6,85
З подвійним приводом управління на задню вісь напівпричепа	12,5	5,87	6,63
З прямим приводом управління на задню вісь напівпричепа	12,5	5,38	7,12
З некерованим напівприцепом	12,5	4,89	7,61

Як слідує з табл. 2.2, усі автопоїзди з керованим напівприцепом базою 8,0 м задовольняють вимогам Директиви ЄС щодо маневреності, а автопоїзд подвійним приводом управління на передню вісь з певним запасом. Проте

при збільшенні бази напівпричепа до 9,0 м тільки автопоїзд з подвійним приводом управління на передню вісь задовольняє вимогам Директиви ЄС щодо маневреності. При подальшому збільшенні бази напівпричепа понад 10 м автопоїзд з подвійним приводом управління на передню вісь напівпричепа вже не задовольняє вимог Директиви ЄС і для такого автопоїзда слід шукати шляхи поліпшення його маневреності. Тому у подальшому розглядається автопоїзд з подвійним приводом управління на передню вісь напівпричепа і для порівняння автопоїзд з прямим приводом управління на задню вісь напівпричепа, автопоїзд з самовстановлювальною задньою віссю напівпричепа і автопоїзд з некерованим напівприцепом.

### 2.3. Висновки до другого розділу

Розглянута кінематика повороту автопоїзда з керованим напівприцепом. Визначені показники маневреності автопоїзда з подвійним приводом управління на передню вісь напівпричепа і для порівняння – автопоїзд з прямим приводом управління на задню вісь напівпричепа, автопоїзд з самовстановлювальною задньою віссю напівпричепа і автопоїзд з некерованим напівприцепом.

Встановлено, що зі збільшенням кута повороту керованих коліс тягача кути складання ланок і повороту керованої осі напівпричепа також збільшуються, причому більш інтенсивне збільшення має місце для другого кута складання, що призводить до збільшення передаточного відношення приводу управління напівприцепом.

Встановлено, що автопоїзд з некерованим напівприцепом за обраних конструктивних параметрів не відповідає вимогам DIRECTIVE 2002/7/EC щодо маневреності.

Показано, що з точки зору кінематики повороту автопоїзда із самовстановлювальною віссю напівпричепа ідентичний повороту автопоїзда з прямим приводом управління на вісь напівпричепа. Показано, що автопоїзди з самовстановлювальною віссю напівпричепа і прямим приводом

управління на задню вісь напівпричепа при базі напівпричепа до 8,0 м задовольняють вимогам DIRECTIVE 2002/7/EC щодо маневреності.

## РОЗДІЛ 3 ВИЗНАЧЕННЯ ПОКАЗНИКІВ МАНЕВРНОСТІ І 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 [18]:

- автопоїзд рухається по рівній горизонтальній поверхні;
- невіднесена 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 сидельно-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 мікропрофілю 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 виражається через реакцію полотна дороги, що є функцією кута відведення.

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

де  $\delta_i$ ,  $Y_i$  – кути відведення та бічні реакції;

$\varphi$  - коефіцієнт зчеплення між шиною і опорною поверхнею в поперечному напрямку (вважаємо сталою величиною для заданих дорожніх умов);

$k_i$  - коефіцієнт опору бічному відведенню.

У 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  $Y^*$ . По мірі наближення значень  $Y$  до свого максимального значення починається часткове проковзування в бічному напрямку, а в подальшому – і повне ковзання.

Диференціальні рівняння руху автопоїзда у плоскопаралельному русі Відмінності в конструкціях автопоїздів в переважній більшості випадків визначаються відмінностями причіпних (ведених) ланок, оскільки конструкція ведучих ланок (тягачів) практично незмінна [136].

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

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

У ведучої ланки (тягача) передня вісь має керовані колеса, кути повороту Дві задні осі неповоротні і розташовані позаду центра мас тягача.

Возик напівпричепа також трьохвісний, причому колеса усіх осей

поворотні (за подвійного приводу управління колеса передньої осі поворотні, при застосуванні самоустановлювальних коліс напівпричепа – колеса задньої осі возика поворотні). Кут повороту коліс осей позначено через  $2j$ .

Геометричні параметри автопоїзда, рис.3.4:

$$a=CA, b_{1i}=CB_{1i} (i=1,2), c=CO_1; d_1=O_1C_1, c_1=C_1O_2, l_1=d_1+c_1, d_2=O_2C_2, \\ b_{2j}=C_2B_{2j}(j=1,2,3), l_2=b_{21}+b_{23}$$

При складанні диференціальних рівнянь руху автопоїзда доводиться знаходити компроміс між двома суперечними одна одній 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 [137, 138 ], рис.3.3:

нерухому  $Ox_0y_0$ , що пов'язана з опорною поверхнею і рухомі  $хоуо$  – для ведучої ланки;  $x_1y_1$  – для остова напівпричепа;  $x_2y_2$  – для возика напівпричепа.

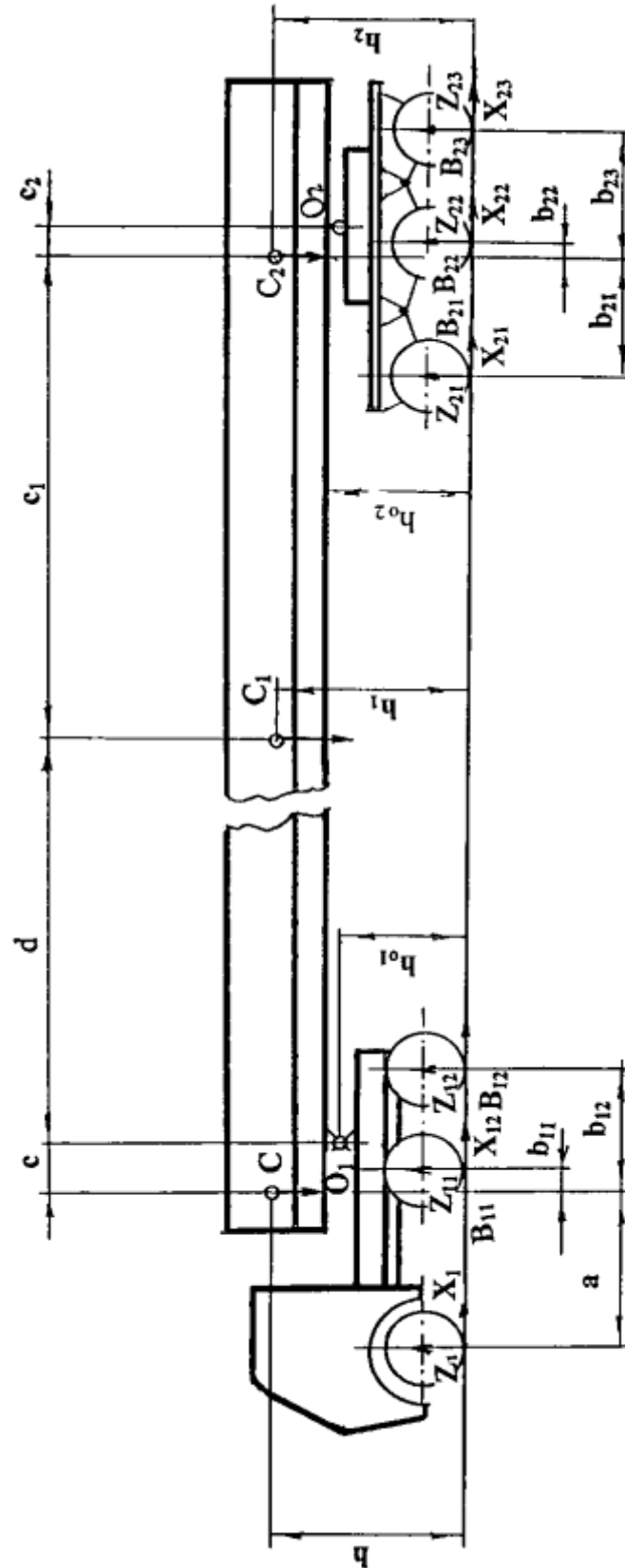


Рисунок 3.4 — До визначення основних компоновальних параметрів автопоїзда

Траєкторії руху центру мас тягача за обраних керуючих параметрів в площині дороги і конфігурації ланок автопоїздів, представлені на рис. 3.6.

3.1.2. Розроблена математична модель дозволяє визначати показники маневреності і стійкості руху сідельних автопоїздів різних компоновальних схем. Для аналізу прийнято:

- класичний дволанковий автопоїзд (з некерованим напівпричепом);
- автопоїзд із самоустановлювальною віссю напівпричепа;
- сідельний автопоїзд за подвійного приводу управління на передню вісь напівпричепа.

Розглядалися автопоїзди з однаковими наборами параметрів при однакових керуючих впливах.

Параметри для аналізу математичної моделі автопоїзда у складі автомобіля- тягача DAF XF 95.430 та напівпричепа KRONE – SDP 24:

$m=18000$  кг;  $m_1=21200$  кг;  $m_2=800$  кг;  $a=2,4$  м;  $b=1,1$  м;  $c=2,1$  м;  $b_1=2,8$  м;  $d_1=5,4$  м;  $k_1=160000$  Н;  $k_2=326000$  Н;  $k_3=365000$  Н;  $I=16500$  кг м<sup>2</sup>;  $I_1=58200$  кг м<sup>2</sup>;  $I_2=520$  кг м<sup>2</sup>;  $i=0,8$ ;  $K=1,5$ .

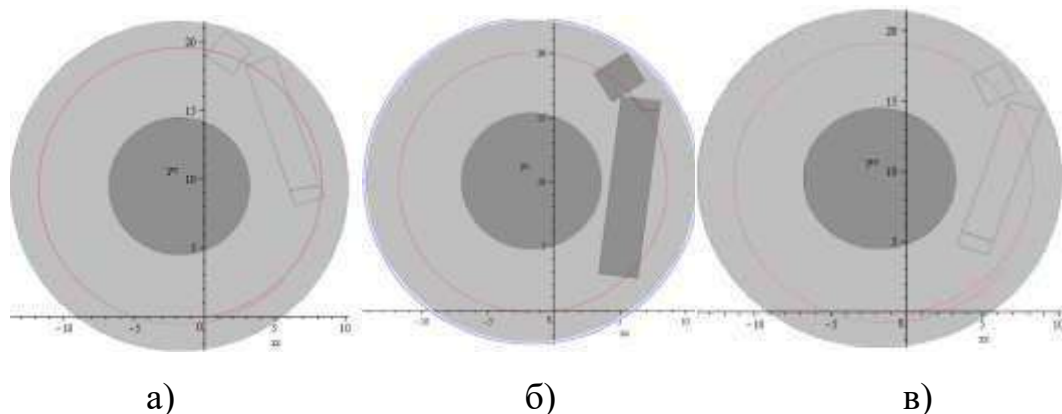


Рисунок 3.6 – Конфігурація автопоїзда в площині дороги :

а – з керованим напівпричепом; б – із самоустановлювальною віссю;

в – класичний дволанковий

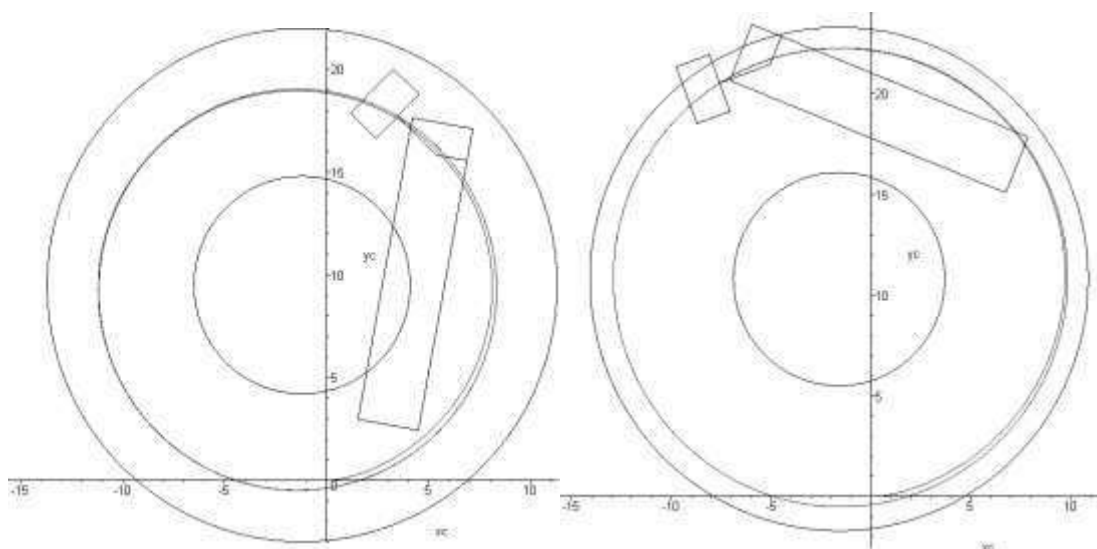
На основі аналізу отриманих значень кутів складання і траєкторій ланок автопоїзда можна зробити висновок, що кращими показниками маневреності володіє компоувальна схема сідельного автопоїзда за

подвійного приводу управління на передню вісь напівпричепа. Для визначення параметрів стаціонарних рухів розглянемо більш детально кожну із компоновальних схем.

### 3.2 Аналітичне визначення параметрів стаціонарних рухів класичного дволанкового автопоїзда

Диференціальні рівняння плоскопаралельного руху класичного дволанкового автопоїзда отримаємо із системи рівнянь (3.31), прирівнявши нулю ті параметри, які не характерні для такого автопоїзда.

Траєкторія руху центру мас тягача в площині дороги й конфігурація ланкоавтопоїзда представлені на рис. 3.



а –  $v = 4.8 \text{ м/с}, \theta = 0.42 \text{ рад}$ ; б –  $v = 5 \text{ м/с}, \theta = 0.38 \text{ рад}$

Рисунок 3.7 – Траєкторія центру мас тягача в площині дороги

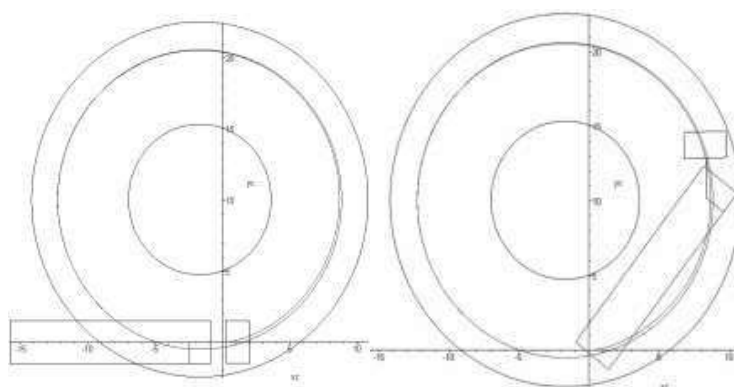


Рисунок 3.8 – Схема колового руху автопоїзда:

а – входження в коло; б – проходження кола

Визначимо області стійкості прямолінійного режиму в просторі параметрів (аналітичне та чисельне визначення критичної швидкості прямолінійного руху). Для чисельного визначення критичної швидкості використовується лінійне наближення вихідної системи і визначається спектр власних значень при різних значеннях швидкості. Цей підхід дає можливість встановити факт стійкості (нестійкості) для конкретного набору конструктивних параметрів. Метод ділення інтервалу навпіл дає можливість визначити момент втрати стійкості.

За прийнятих конструктивних параметрів автопоїзда за швидкості 20 м/с відповідає спектр власних значень:

$$eigv := -0.6241640318 \quad 1.342794302i, -0.4253230590, -1.932232332, \\ -0.6241640318 \quad 1.342794302i$$

Оскільки корені характеристичного рівняння системи у варіаціях мають від'ємні дійсні частини, то згідно з теоремою Ляпунова прямолінійний режим руху стійкий.

За швидкості  $v = 35$  м/с:

$$eigv := 0.08371808044, -0.3860627656 \quad 1.512924892i, -1.372097383, \\ -0.3860627656 \quad 1.512924892i$$

Поява одного дійсного кореня свідчить про нестійкий режим руху автопоїзда.

Отже, в інтервалі швидкостей  $20 \text{ м/с} < v < 35 \text{ м/с}$  відбувається втрата стійкості прямолінійного руху. При цьому існує таке значення швидкості руху, якому відповідає нульове власне значення (так званий критичний випадок одного нульового кореня – випадок дивергентної втрати стійкості). У цьому випадку початкові збурення фазових змінних ростуть аперіодично. Парі комплексних власних значень з нульовою дійсною частиною відповідає періодичне зростання початкових збурень фазових змінних – флаттерна нестійкість.



швидкості автопоїзда 5 м/с відповідає точка повороту (реалізація дворазового режиму). При обраному наборі параметрів системи точка повороту реалізується при значенні  $\theta^{**} = 0,56$  рад. У лівій околиці точки повороту теоретично реалізовані два стаціонарних режими, один з яких нестійкий. При русі по кривій стаціонарних режимів (початкова точка – стійкий прямолінійний режим) мають місце стійкі стаціонарні режими до точки повороту.

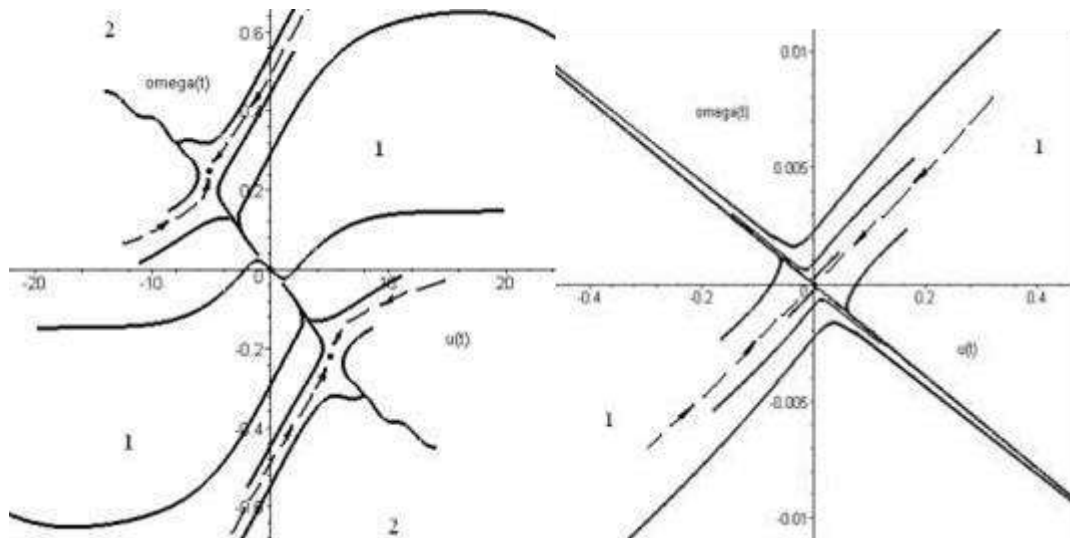


Рисунок 3.18 – Фазовий портрет системи при докритичній швидкості (а): 1 – область стійкості, 2 – область нестійкості;  
 при закритичній швидкості руху (б):  
 координати сідлової особливої точки  $\varphi = 0, \omega = 0$ )

Резюмуючи можна заключити, що побудовано математичну модель автопоїзда з керованою віссю напівпричепа, досліджено стійкість кругового стаціонарного руху, проведено порівняльний аналіз конфігурації автопоїзда з керованою віссю напівпричепа та некерованим напівприцепом, у результаті чого теоретично доведена доцільність обраної системи керування.

Побудовані фазові портрети системи при різних швидкостях, які дозволили оцінити область тяжіння прямолінійного руху. Область тяжіння прямолінійного режиму обмежена сепаратрисами. За допомогою фазових портретів оцінені початкові значення фазових змінних, які призвели до виводу

системи з області стійкості. Реалізація цих початкових збурень викликана зовнішніми впливами (бічний вітер, удар об брівку проїзної частини тощо). Для обраних конструктивних параметрів моделі визначені значення швидкості ( $v$ ) і кута повороту керованих коліс ( $\theta$ ), які забезпечили необхідні показники маневреності автопоїзда.

### 3.5 Висновки до розділу

1. Побудована математична модель руху автопоїзда з керованим напівпричепом, на базі якої побудовані математичні моделі руху класичного дволанкового автопоїзда та автопоїзда з самоустановлювальною віссю напівпричепа.

Виконано порівняльний аналіз колового руху автопоїздів розглянутих компоновальних схем в стаціонарних режимах. На основі аналізу отриманих значень кутів складання і траєкторій ланок автопоїзда зроблено висновок, що кращими показниками маневреності володіє компоувальна схема сідельного автопоїзда за подвійного приводу управління на передню вісь напівпричепа.

1. Визначено множину стаціонарних режимів для автопоїзда з самоустановлювальною віссю напівпричепа (криву стаціонарних режимів), а також геометричні критерії втрати стійкості на кривій стаціонарних режимів – моменту втрати дивергентної стійкості за швидкості автопоїзда 5 м/с відповідає точка повороту (реалізація дворазового режиму). При обраному наборі параметрів системи точка повороту реалізується при значенні  $\theta^{**} = 0,56$  рад. У лівій околиці точки повороту теоретично реалізовані два стаціонарних режими, один з яких нестійкий. При русі по кривій стаціонарних режимів (початкова точка – стійкий прямолінійний режим) мають місце стійкі стаціонарні режими до точки повороту. В даному випадку цей геометричний критерій є необхідною і достатньою умовою стійкості при русі по кривій стаціонарних режимів.

2. Для автопоїзда з подвійним приводом управління показано, що дана модель за відсутності жорсткого кінематичного зв'язку між автомобілем-тягачем і керованою віссю напівпричепа (за рівності нулю моменту, що

орієнтує вісь напівпричепа) структурно нестійка.

Визначено величину моменту, що орієнтує керовану вісь напівпричепа, доведена наявність стійких кругових стаціонарних режимів при русі по колах досить малого радіусу. Встановлено, що при заданій поздовжній швидкості існує деякий діапазон зміни кута повороту керованих коліс тягача, в межах якого можуть існувати стійкі стаціонарні режими. Проведено аналіз стійкості стаціонарного режиму при  $\theta = 0,38$  рад. Для даного режиму побудована конфігурація автопоїзда та доведено, що возик напівпричепа при вході автопоїзда в поворот може орієнтуватися лише у зовнішню сторону щодо траєкторії тягача. Крім того, встановлено, що отриманий стаціонарний режим асимптотично стійкий (входження в нього відбувається за досить тривалий проміжок часу). Дана наближена оцінка інтервалу зміни кута повороту ( $0,1 \text{ рад} < \theta < 0,9 \text{ рад}$ ), для якого існують стійкі кругові стаціонарні режими.

## РОЗДІЛ 4 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ АВТОПОЇЗДА

### 4.1. Мета і задачі експериментальних досліджень

При проведенні аналітичних досліджень маневреності і стійкості руху автопоїздів різних компоновальних схем масові і геометричні параметри автомобіля-тягача і напівпричепа, а також дані про коефіцієнти опору відведенню коліс автопоїзда приймалися за літературними джерелами. Тому метою експериментальних досліджень є перевірка адекватності розробленої математичної моделі і вихідних положень, покладених в основу розрахунку показників маневреності і стійкості руху автопоїздів різних компоновальних схем.

Відмітимо, що автопоїзди з керованим напівприцепом за подвійного приводу управління на передню вісь напівпричепа в Україні відсутні. Тому експериментальні дослідження були проведені на автопоїзді з некерованим напівприцепом та напівприцепом із самоустановлювальною задньою віссю, що є стандартним обладнанням напівприцепів фірми Krone. При цьому зверталася увага на оснащення автопоїзда, програму і методику проведення вимірювань.

Метою експериментальних досліджень є перевірка адекватності розробленої математичної моделі автопоїзда з некерованим напівприцепом та напівприцепом з самоустановлювальною віссю напівпричепа і вихідних положень, покладених в основу розрахунку параметрів маневреності та стійкості руху.

В задачі експериментальних досліджень автопоїзда входило визначення показників маневреності і стійкості руху автопоїзда за прямолінійного руху, а також при виконанні різних маневрів.

### 4.2 Об'єкти експериментальних досліджень

Відповідно до мети і задач експериментальних досліджень групою здобувачів Національного транспортного університету був створений

експериментальний сідельний автопоїзд у складі сідельного тягача DAF XF 95.430 та напівпричепа KRONE – SDP 24 як з некерованими осями, так і з напівприцепом з самоустановлювальною віссю [148], рис. 4.1.



Рисунок 4.1 – Експериментальний автопоїзд

Геометричні та масові параметри автопоїзда зазначені у табл. 4.1. Перед початком випробувань було проведено технічне обслуговування автомобіля-тягача і напівпричепа та перевірено технічний стан ходової системи автопоїзда.

Таблиця 4.1

Технічна характеристика автопоїзда

Показник	Значення
<i>Сідельний тягач</i>	DAF XF 95.430
Повна маса автопоїзда, кг	40 000
Споряджена маса сідельного тягача, кг	6 390
Повна маса сідельного тягача, кг	18 500

Максимальне навантаження на передню вісь, кг	7 500
Максимальне навантаження на задню вісь, кг	11 000
База, м	3,590
– відстань від передньої осі до центру мас, м	2,130
– відстань від задньої осі до центру мас, м	1,460
Відстань від точки зчипки до задньої осі, м	0,565
Габаритна довжина сідельного тягача, м	6,015
Габаритна ширина сідельного тягача, м	2,45
Момент інерції автомобіля-тягача, кг/м <sup>2</sup>	5089
Коефіцієнт бічного зчеплення шини	0,9
Розмір шин	315/80R22.5
Коефіцієнти опору бічному відведенню	
– передньої осі, Н/рад	185 000
– задньої осі, Н/рад	245 000
<b>Напівпричеп</b>	KRONE – SDP 24
Маса вантажу, кг	25 610
Споряджена маса напівпричепа, кг	8 000
Повна маса напівпричепа, кг	33 610
– у тому числі на опорно-зчипний пристрій, кг	11 000
Розподіл маси на возик, кг	22 610
Момент інерції напівпричепа, кг/м <sup>2</sup>	240023
Коефіцієнт бічного зчеплення шини	0,9
Габаритні розміри, м	
довжина	13,485
ширина	2,44
висота	2,48
Розмір шин	385/65R22.5
Коефіцієнти опору бічному відведенню шин, Н/рад	265 000

#### 4.3. Вимірювальна та реєструюча апаратура

4.3.1. Параметри, що реєструються при виконанні програми експериментальних досліджень

Для виконання програми експериментальних досліджень необхідно

булореєструвати наступні параметри:

4.3.1.1. кути повороту передніх керованих коліс тягача, складання автопоїзда і повороту самоустановлювальної осі;

4.3.1.2. кутові швидкості тягача, напівпричепа і самоустановлювальної осі;

4.3.1.3. шлях, час і швидкість руху автомобіля-тягача;

4.3.1.4. бічне прискорення центрів мас автомобіля-тягача і напівпричепа.

Для контролю параметрів руху автопоїзда, створеного здобувачами НТУ, був розроблений автоматизований вимірювальний комплекс, рис. 4.2, [148-150], який складався з персонального комп'ютера ПК; плати вводу / виводу моделі ADC-1280 аналогових та дискретних сигналів для персональних IBM-сумісних комп'ютерів АЦП; багатоканального диференційного підсилювача сигналу ДПС; датчиків кутових переміщень ПТП, датчиків переміщень індуктивного типу ДІМ; датчиків прискорень ДП; вібровимірювальної апаратури ВІБ-6ТН; блоку фільтрів; блоку живлення (БЖ); приладу „п'яте колесо» та принтера.

Реєструюча апаратура та місце оператора, який контролював роботу вимірювально-реєструючого комплексу, було організовано в кабіні сидельного тягача. Використовувалась як стандартна, так і універсальна апаратура, розроблена кафедрою «технічного сервісу та інженерного менеджменту імені М.П. Момотенка» НУБіП України.

Універсальне вимірювальне обладнання було створено на базі ПЕОМ (рис. 4.2) та електронного осцилографа USB Oscilloscope, рис. 4.3, з використанням вищенаведених датчиків різних типів.

Характеристику приладів щодо точності вимірювань наведено у табл. 4.2, 4.3.



Рисунок 4.2 – Реєструючий комплекс на базі ПК

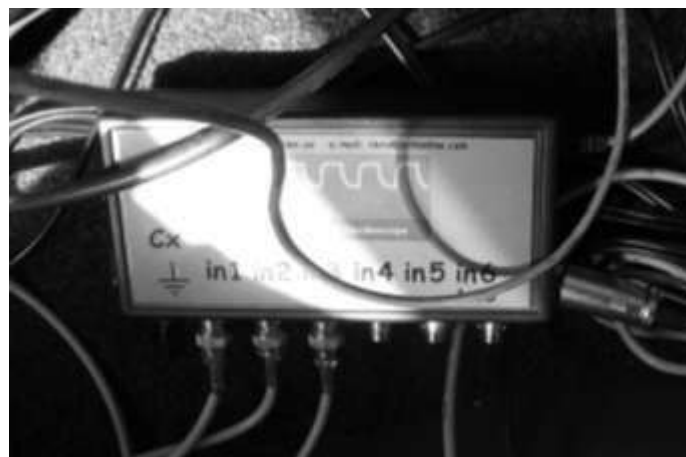


Рисунок 4.3 – Аналого-цифровий перетворювач USB Oscilloscope

Таблиця 4.2

Межі похибок приладів і обладнання при проведенні експериментальних досліджень

Вимірювальні параметри	Діапазон вимірювання	Похибка, не більше
Кути складання, град	90	0,5
Кут повороту рульового колеса, град	180	0,50
Швидкість АТЗ, км/год	5 – 150	0,5
Кутова швидкість ланок АТЗ, град/с	45	0,5
Крен кузова напівпричепа, мм	0...55	0,01
Бічне прискорення, м/с <sup>2</sup>	7,0	0,15

Таблиця 4.3

Вимірювальне обладнання			
Величина, що реєструється	Розміщення на об'єкті дослідження		Тип приладу НТУ/Scania
	НТУ	Scania	
Кут повороту рульового колеса	Сошка рульового механізму	Кабіна	Потенціометр
Швидкість рискання тягача	Рама, поблизу центра мас тягача		ВИ6-6ТН/ RMS FEP27
Швидкість рискання напівпричепа	Напівпричіп, поблизу центра мас напівпричепа		ВИ6-6ТН/Murata GyroStar
Бічне прискорення тягача	Рама, поблизу центра мас	На балці передньої осі	ВИ6-6ТН/ Setra
Бічне прискорення напівпричепа	Рама, поблизу центра мас	На балці 3-ої осі напівпричепа	ВИ6-6ТН/ Setra
Швидкість АТЗ, км/год	П'яте колесо	На передньому колесі тягача	НТУ/ Setra
Кут складання і повороту осі	На тягачі і на поперечній тязі рульової трапеції напівпричепа		Потенціометри
Траєкторії габаритних точок	На бампері тягача, на кузові напівпричепа біля середньої осі		Гідровідмітчики пневмопістолети

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

Програма експериментальних досліджень

При проведенні випробувань автопоїзда програма досліджень включала:

- поворот за зовнішнього габаритного радіусу повороту 12,5 м;
- поворот радіусом 25 м;

- поворот радіусом 35м;
- маневр ISO;
- рух по прямій зі швидкістю 90 км/год;
- маневр „переставка”;

Методика виконання усіх робіт програми детально описана у роботі [148]. Випробування проводилися на рівній сухій асфальтованій площадці злітно-посадкової смуги аеродрому м. Житомир (рис. 4.5). Заїзди відбувалися на двох ділянках – прямій та полосі для розворотів, де виконувались маневри із стійкості прямолінійного руху, повороту на 90° та виконання маневру –переставка

Радіуси кривизни вибиралися від 15 до 50 м. Необхідні траєкторії розмічалися крейдою на дорожньому покритті, по яким водій зобов’язаний був направляти рух автопоїзда. Для підвищення впевненості водія в правильному керуванні автопоїздом уздовж ліній, нанесених крейдою, були розставлені яскраво червоні фішки (рис. 4.3). Цими фішками користувався й оператор, визначаючи момент включення й виключення апаратури для реєстрації та гідровідмічників. Рух на ділянках виконувалося із встановленою швидкістю (від 5 до 70 км/год).

Виконання випробувань передбачало три повторності у кожному з режимів, згідно вимог ДСТУ 3310–96 [151]. За результат вимірювань приймалося середнєзначення за всіма повторностями. Протягом одного заїзду швидкість руху підтримувалася, по можливості, постійною. Повороти рульового колеса виконувалися плавно, без затримок та ривків, в зворотному напрямку не допускалися.

Круговий рух автомобіля починався з положення, коли керовані колеса автомобіля-тягача знаходилися у нейтральному положенні і кут повороту їх збільшувався до входу автопоїзда в коло заданого радіуса. Надалі рух автомобіля-тягача здійснювався при незмінному положенні керованих коліс, за кожне повне коло визначалися величини дійсних габаритних радіусів автопоїзда і ін.

Для виключення впливу випадкових збурень випробування проводились на сухій горизонтальній асфальтованій площадці з високим коефіцієнтом зчеплення при температурі повітря  $+20\dots+24$  °С. Реєстрація траєкторій ланок автопоїзда проводилась за допомогою системи гідровідмітчиків.

Для оцінки характеристики руху автопоїзда прийняте середнє значення відхилення  $\Delta i$  траєкторії причіпної ланки від траєкторії автомобіля-тягача на мірних ділянках. Відхилення траєкторії причіпної ланки визначалося по трьох контрольних точках на мірних ділянках. Перед початком випробувань виконувалися заїзди для калібрування, що визначали можливе відхилення траєкторії руху на мірних ділянках. Перед контрольними заїздами водій виконував кілька пробних заїздів.

Відхилення траєкторії причіпної ланки визначалися за допомогою мірної лінійки та рулетки, базування яких здійснювалося по сліду гідровідмітчиків. При цьому вимір проводився посередині слідів траєкторії тягача й напівпричепа в місці найбільшої розбіжності траєкторій. Погрішність виміру з урахуванням висихання сліду становила  $\Delta c = 1$  мм, що підтверджено серією послідовних замірів, виконаних у контрольних точках траєкторії руху автопоїзда. У якості результату приймалось середнє значення на підставі трьох заїздів. На підставі отриманих даних побудовані відповідні графічні залежності відхилення траєкторії руху від різних факторів.

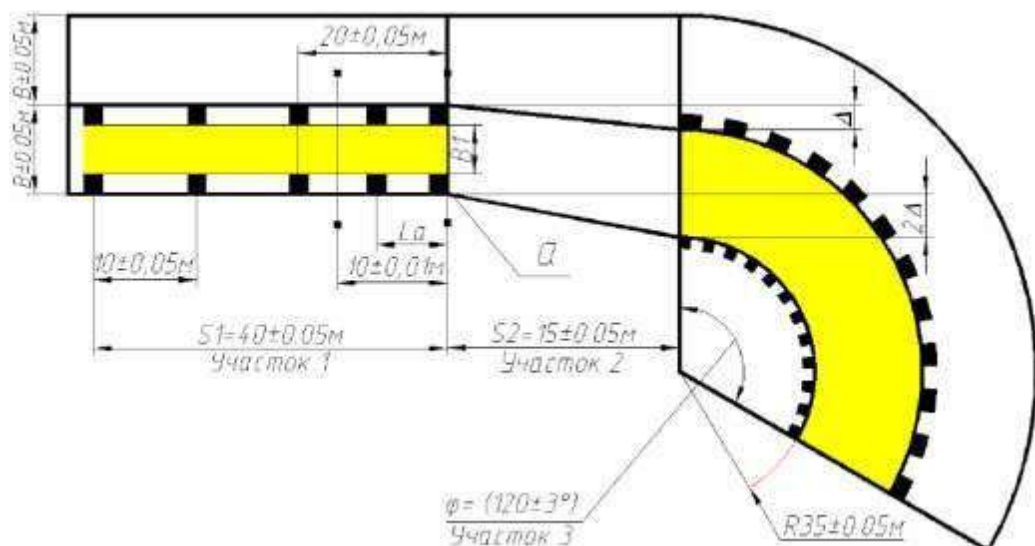


Рисунок 4.5 – Розмітка маневру «поворот» на  $90^\circ$



Рисунок 4.6 – Розмітка дороги при виконанні маневру „поворот” на  $90^{\circ}$

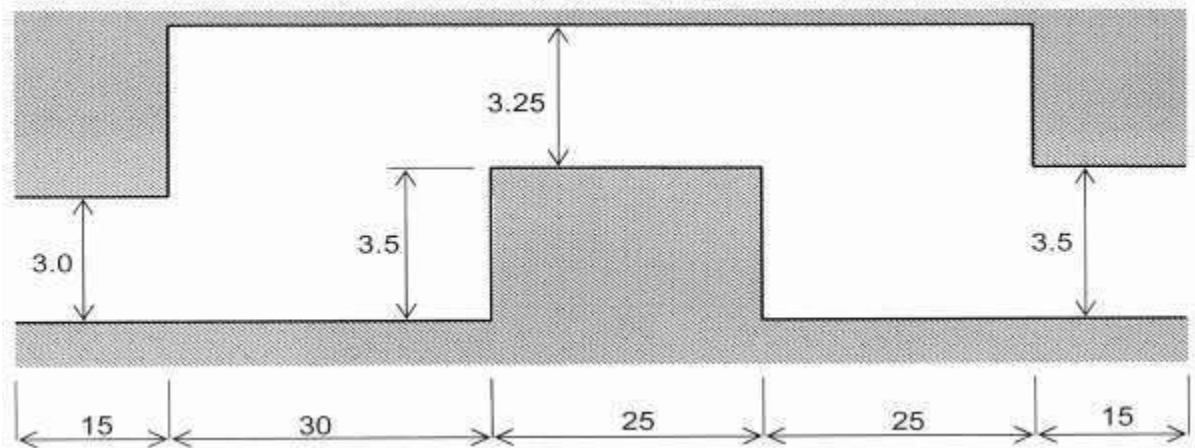


Рисунок 4.7 – Розмітка для виконання маневру ISO 3888-1

Послідовність проведення контрольних заїздів містила в собі розгін автопоїзда до обраної швидкості по правій смузі. Потім після включення апаратури, водій, не змінюючи швидкості руху, виконував маневр —переставка» відповідно до обраної раніше інтенсивності. Заїзди, за яких автомобіль після зміни смуги руху не укладався в ширину проїзної частини дороги, бракувалися.

#### 4.4. Аналіз результатів експериментальних досліджень

У результаті експериментальних досліджень руху автопоїзда були отримані осцилограми з записами кутів повороту керованих коліс сідельного тягача, дані про прискорення центрів мас ланок та кута складання автопоїзда.

Обробка експериментальних даних дозволила отримати параметри, що характеризують маневреність і стійкість руху автопоїзда, а саме швидкість, прискорення та пройдений шлях, кутові та лінійні відхилення траєкторії напівпричепа щодо траєкторії тягача [153 - 155]. Значення усіх параметрів визначалися по величинах відхилень ліній на осцилограмі від відповідних базових ліній з урахуванням масштабних коефіцієнтів, отриманих за тарувальними графіками датчиків відповідних параметрів.

Рух по колу, повороти на 90°, повороти радіусом  $R=25$  м і  $R=35$  м, маневр ISO

При повороті автопоїзда з ходу для автопоїзда з некерованим напівприцепом (автопоїзд №1) і напівприцепом із самоустановлювальною віссю (автопоїзд №2) за кута повороту керованих коліс тягача відповідно  $\Theta=34,40$  і  $\Theta=31,20$  зовнішній габаритний радіус (по сліду гідровідмітчика і пневмовідмітчика) за колового руху склав відповідно 12,49 м, 12,54 м. Дані про габаритну смугу руху наведені у табл. 4.4.

Таблиця 4.4

Габаритна смуга руху при випробуваннях автопоїздів „рух по колу”

Тип автопоїзда	Експеримент	Розрахунок за кінематичною моделлю	Розрахунок за динамічною моделлю
Автопоїзд №1	7,340	6,917	7,094
Автопоїзд №2	7,070	6,711	6,813

Аналіз даних табл. 4.4 показує, що при експериментальних

дослідженнях ГСР обох автопоїздів дещо більша у порівнянні з розрахунковими значеннями як за кінематичною, так і динамічною моделлю, проте максимальна розбіжність експериментальних і розрахункових даних не перевищує 5,8 і 3,6% - для автопоїзда №1 і 5,1 та 3,6% - для автопоїзда №2, тобто можна вважати цілком задовільними результати випробувань колового руху автопоїздів.

У табл. 4.5 наведені результати визначення ГСР при повороті автопоїзда на 900 як у процесі експерименту, так і при розрахунках за кінематичною і динамічною моделями.

Характерним для цього етапу експериментальних досліджень є те, що розбіжність у визначенні ГСР у процесі експерименту і при розрахунках за кінематичною моделлю та динамічною моделлю у порівнянні з коловим рухом автопоїзда, дещо зросла і склала відповідно 8,3 і 6,7% та 7,5 і 6,4% відповідно для автопоїздів №№1 і 2.

Таблиця 4.5

ГСР випробуваних автопоїздів при повороті на 90<sup>0</sup>

Тип автопоїзда	Експеримент	Розрахунок за кінематичною моделлю	Розрахунок за динамічною моделлю
Автопоїзд №1	7,020	6,436	6,549
Автопоїзд №2	6,730	6,224	6,302

Пояснюється це, з одного боку, невизначеністю кривої руху автомобіля-тягача при його повороті на 900 і несталими процесами відведення коліс автопоїзда. Із цього можна зробити важливий практичний висновок: при визначенні показників маневреності автопоїзда (рух по колу за зовнішнього габаритного радіусу повороту 12,5 м) можна використовувати кінематичну модель; при розрахунках траєкторій руху при повороті автопоїзда на 900 і 1800 необхідно використовувати динамічну модель.

При проведенні етапу експерименту «Поворот радіусом 25 м» і «Поворот радіусом 35 м» було встановлено, що автопоїзди №№1,2 вписуються

у визначену смугу (4,5 м). При цьому визначалася і критична швидкість виконання маневру, виходячи з умов безпеки проведення випробувань за величиною бічних прискорень, що діють у центрі мас автомобіля-тягача і напівпричепа.

У табл. 4.6 наведені результати розрахунку критичної швидкості руху автопоїздів, що розглядаються, у порівнянні з результатами експериментальних досліджень.

Аналіз даних табл. 4.6 показує на задовільну збіжність результатів. Максимальна розбіжність у визначенні критичної швидкості руху (за величиною бічного прискорення, що діє у центрі мас ланки) не перевищує 7,4 і 9,0% - для автопоїзда №1; 8,1 і 9,3% - для автопоїзда №2.

#### 4.4. Висновки до розділу

Відсутність в Україні автопоїздів з керованим напівприцепом за подвійного приводу управління на його передню вісь змусило використовувати результати експериментальних досліджень автопоїзда з некерованим напівприцепом та напівприцепом із самовстановлювальною віссю. Перевірка адекватності розроблених математичних моделей для визначення показників маневреності і стійкості автопоїздів проведена у декілька етапів. На першому етапі перевірялась адекватність результатів експериментів і розрахунку показників маневреності автопоїзда.

При виконанні маневру «рух по колу» для автопоїзда з некерованим напівприцепом (автопоїзд №1) і напівприцепом із самоустановлювальною віссю (автопоїзд №2) за кута повороту керованих коліс тягача відповідно  $\Theta=34,40$  і  $\Theta=31,20$  зовнішній габаритний радіус склав відповідно 12,49 м, 12,54 м. При цьому за результатами експериментальних досліджень встановлено, ГСР обох автопоїздів дещо більша у порівнянні з розрахунковими значеннями як за кінематичною, так і динамічною моделлю, проте максимальна розбіжність експериментальних і розрахункових даних не перевищує 5,8 і 3,6% - для автопоїзда №1 і 5,1 та 3,6% - для автопоїзда №2, тобто можна

вважати цілком задовільними результати випробувань колового руху автопоїздів.

Це доказує ідентичність обладнання, умов проведення випробувань і обробки результатів випробувань.

При повороті автопоїзда на 900 розбіжність у визначенні ГСР у процесі експерименту і при розрахунках за кінематичною моделлю та динамічною моделлю у порівнянні з коловим рухом автопоїзда, дещо зросла і склала відповідно 8,3 і 6,7% та 7,5 і 6,4% відповідно для автопоїздів №№1 і 2.

Пояснюється це, з одного боку, невизначеністю кривої руху автомобіля-тягача при його повороті на 900 і несталими процесами відведення коліс автопоїзда. Із цього можна зробити важливий практичний висновок: при визначенні показників маневреності автопоїзда (рух по колу за зовнішнього габаритного радіусу повороту 12,5 м) можна використовувати кінематичну модель; при розрахунках траєкторій руху при повороті автопоїзда на 900 і 1800 необхідно використовувати динамічну модель.

## ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. У кваліфікаційній магістерській роботі вирішена важлива науково-практична задача пов'язана з вибором та обґрунтуванням системи управління напівприцепом довгобазового автопоїзда, за якої забезпечуються необхідні показники маневреності та стійкості руху – зміщення траєкторії напівпричепа щодотраєкторії тягача, зовнішній та внутрішній габаритні радіуси повороту, габаритна смуга руху, критична швидкість прямолінійного і криволінійного руху, швидкість появи коливальної нестійкості автопоїзда.

2. Встановлено, що автопоїзд з некерованим напівприцепом базою 8 м за обраних конструктивних параметрів не відповідає вимогам DIRECTIVE 2002/7/EC щодо маневреності.

3. Доведено, що нормовані показники маневреності автопоїзда можна забезпечити за подвійного приводу управління на передню або задню вісь напівпричепа, за прямого приводу на задню вісь напівпричепа і при застосуванні задньої самовстановлювальної осі напівпричепа. Визначені передаточні відношення подвійного приводу управління як на задню, так і передню вісь напівпричепа та на задню вісь напівпричепа за прямого приводу управління, за яких забезпечується виконання автопоїздом вимог DIRECTIVE 2002/7/EC щодо маневреності.

4. Визначено множину стаціонарних режимів для автопоїзда з самовстановлювальною віссю напівпричепа (криву стаціонарних режимів), а також геометричні критерії втрати стійкості на кривій стаціонарних режимів – моменту втрати дивергентної стійкості за швидкості автопоїзда 5 м/с відповідає точка повороту (реалізація дворазового режиму). При обраному наборі параметрів системи точка повороту реалізується при значенні  $\theta^{**} = 0,56$  рад.

5. Виконано порівняльний аналіз радіусів траєкторій руху характерних точок автомобіля-тягача і напівпричепа за подвійного приводу управління на його передню вісь, що отримані за лінійною і нелінійною

моделлю при русі автомобіля-тягача за  $\theta = 0,5$ . Показано, що при швидкостях до 5 м/с ( $PCH = 0,75$ ) радіуси траєкторій тягача і напівпричепа майже однакові для лінійної й нелінійної моделей і рух автопоїзда буде стійким. При збільшенні швидкості руху втрата стійкості за нелінійної моделі автопоїзда матиме місце, коли критична швидкість досягне  $v_{кр} = 6,25$  м/с, у той час як для лінійної моделі –  $v_{кр} = 7,98$  м/с. При даній швидкості пара комплексно-спряжених коренів характеристичного рівняння має нульову дійсну частину, що свідчить про флаттерну втрату стійкості.

6. Проведеними експериментальними дослідженнями підтверджена адекватність розробленої математичної моделі для визначення показників маневреності та стійкості руху автопоїзда. Розбіжність результатів у визначенні показників маневреності не перевищує 8,3 і 7,5 % , показників стійкості – 8,7 і 7,3% відповідно для автопоїздів з некерованим напівприцепом та напівприцепом із самовстановлювальною віссю у всіх режимах руху.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Волков В.П. Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля: Навч. посібник - Харків: ХНАДУ, 2014. – 292 с.
2. Сахно В.П., Енглезі О.А., Бондаренко А.Є., Ященко Д.М. Дослідження стійкості руху триланкового причіпного автопоїзда // Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. – Науковий журнал. – 2017. – Випуск №6(112). – С.7-10.
3. Сахно В.П., Матейчик В.П., Вербицький В.Г., Макаров В.А., Дугельний В.М. Нелінійна стійкість і біфуркації в динаміці автомобіля // Автошляховик України. Окремий випуск. Проблеми автомобільного транспорту. Збірник наукових праць. – К.: 2015. – с.82 –87.
4. Сахно В.П., Сондак В.М., Енглезі О.А., Веремчук О.А. До визначення показників стійкості руху автопоїзда з комбінованою системою управління напівпричепом // Вісник Національного транспортного університету: В 2-х частинах: Ч.1.–К., НТУ, 2016. – Вип.13.С.–81-86.
5. Сахно В.П., Вороніна І.Ф., Енглезі О.А., Кузнецов Р.М. До визначення показників стійкості триланкового сидельно-причіпного автопоїзда у прямолінійному русі// Вісник Національного транспортного університету. – К., НТУ, 2016. – Вип.12. - С.–64-68.
6. Сахно В.П., Зав ялова Л.І., Лотиш В.В., Веремчук О.А., Енглезі О.А. Дослідження впливу поздовжнього і поперечного нахилів шворнів на стійкість керованих коліс проти коливань// Вісник Східноукраїнського національного університету імені В.Даля. – 2015. – №6 (88). –с.17-23.
7. Сахно В.П., Кузнецов Р.М., Енглезі О.А., Глінчук В.М. Дослідження критичної швидкості руху три ланкового автопоїзда //Управління проектами, системний аналіз і логістика: Науковий журнал. Вип. 4. – К.: НТУ, 2017. – С. 166-173.
8. Сахно В.П., Вербицький В.Г., Бондаренко А.Ю., Енглезі О.А. Рівняння руху моделі чотири ланкового причіпного автопоїзда// Автошляховик України. Окремий випуск. Вісник ЦНЦ ТАУ. –2017. Окремий випуск №10.

C.117-120.

9. Сахно В.П., Вербицький В.Г., Веремчук О.А, ЗагородновМ.І. До визначення умов безпечної втрати стійкості прямолінійного руху автомобіля з керованим колісним модулем // Автошляховик України. Вісник Північного наукового центру ТАУ. – 2013. - Окремий випуск №5. – С. 67– 69.

10. Сахно В.П., Стельмашук В.В., Кузнецов Р.М., Вороніна І.Ф. Дослідження стійкості руху триланкових автопоїздів// Вісник Східноукраїнського національного університету імені В.Даля. – 2015. – №6 (88). –С.29-33.

11. Сахно В.П., Вороніна І.Ф., Угляниця С.С., Стельмашук В.В. До визначення габаритної смуги руху трьохланкових автопоїздів// Вісник Східноукраїнського національного університету імені В.Даля. – 2014. – №7 (77) (Частина 1). –С.30-36.

12. Рассака И В Simplified analysis of steady state turning behaviour of motor vehicles Part 2 Stability of the steade state turn //Vehicle Syst. Dyn. -2023 V 2, №4 P.173-183.

13. Рассака И В Simplified analysis of steady state turning behaviourofmotorvchicles Part 3 More elaborate systems //Vehicle Syst. Dyn. - 2023 V 2, №4 P 188-204.

14. Ciiio K Í A study of a phase plane representation tor identifying vehicle behaviour //Vehicle Syst. Dyn. - 2016 V15 №7 P. 152 -167.

15. Jonson D.B., Huston F.G. Nonlinear lateral stability analysis of road vehicles using Liapunov’s second method //SAE Techn.Pap.Ser. -2014.-N841057.- P.1-8.

16. Мойся Д.Л. Аналіз повороткості дволанкового автопоїзда з керованою віссю напівпричепа / Д.Л. Мойся // LXIX наукова конференція професорсько- викладацького складу, аспірантів, студентів та працівників відокремлених структурних підрозділів університету: тези доп. – К.:НТУ, 2013. – С. 55.

17. Мойся Д.Л. До аналізу повороткості автопоїзда з керованим

напівпричепом / Д.Л.Мойся // LXX наукова конференція професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та працівників відокремлених структурних підрозділів університету: тези доп. – К.:НТУ, 2014. – С. 42.

18. Бондаренко А.Є. Аналіз результатів дослідження курсової стійкості руху експериментального автопоїзда в сталому русі / А.Є. Бондаренко, Ю.М. Стрільник, Д.Л.Мойся, А.В.Куплінов, М.М.Макийов // Вісник Донецької академії автомобільного транспорту. – Донецьк: ДААТ, – 2018. – Випуск 2. – С. 53-62.

19. Засоби транспортні дорожні. Стійкість. Методи визначення основних параметрів випробуваннями : ДСТУ 3310–96. – [Чинний від 1997–01–01]. – К.: Держспоживстандарт України, 2017. – 31 с. – (Національний стандарт України).

20. Road traffic injuries. World Health Organization. Веб-сайт. URL: <http://www.who.int/mediacentre/factsheets/fs358/en/> (дата звернення 01.10.2018).

21. Статистика. Патрульна поліція України. Веб-сайт. URL: <http://patrol.police.gov.ua/statystyka/> (дата звернення 15.01.2020).

22. В Україні – найвища смертність від ДТП в Європі (ІНФОГРАФІКА). ТЕКСТИ.org.ua. Веб-сайт. URL: [http://texty.org.ua/pg/news/textynewseditor/read/87057/V\\_Ukrajini\\_najvyshha\\_smertnist\\_vid\\_DTP](http://texty.org.ua/pg/news/textynewseditor/read/87057/V_Ukrajini_najvyshha_smertnist_vid_DTP) (дата звернення 01.10.2018).

23. Правила дорожнього руху України. Київ : Укрспецвидав, 2020. 64 с.

24. Статистичні дані по галузі автомобільного транспорту. Міністерство інфраструктури України. Веб-сайт. URL: <https://mtu.gov.ua/content/statistichni-dani-po-galuzi-avtomobilnogo-transportu.html> (дата звернення 05.10.2018).

25. Який середній вік автопарку буде в Україні через 5 і 10 років? AUTO.RIA.com™: Веб-сайт. URL: <https://auto.ria.com/news/autolaw/232129/kakoj-srednij-voznrast-avtoparka-budet-v-ukraine-cherez-5-i-10-let.html> (дата звернення 05.10.2018).

26. Інструкція про призначення та проведення судових експертиз та експертних досліджень. Наказ Міністерства юстиції України 08.10.98 № 53/5 (у редакції наказу Міністерства юстиції України від 26.12.2012 № 1950/5 зі змінами № 1350/5 від 27.07.2015, № 1420/5 від 26.04.2017).

27. Науково-методичні рекомендації з питань підготовки та призначення судових експертиз та експертних досліджень (у редакції наказу Міністерства юстиції України від 26.12.2012 № 1950/5 зі змінами № 1350/5 від 27.07.2015).

28. Три тисячі смертей щорічно: чи покращиться дорожня безпека в Україні? AUTO.RIA.com™. Веб-сайт. URL: <https://auto.ria.com/news/autolaw/236184/tri-tysyachi-smertej-ezhegodno-uluchshitsya-li-dorozhnaya-bezopasnost.html> (дата звернення 08.10.2018).

29. Оpubлікована статистика ДТП в Україні в 2018 году // Первый автоклуб «Автоуа». Веб-сайт. URL: <http://autonews.autoua.net/novosti/20627-opublikovana-statistika-dtp-v-ukraine-v-2018-gody.html#!> (дата звернення 08.05.2019).

30. Не за склом: стан справ з ДТП в Україні за 2017 рік. AUTO.RIA.com™: Веб-сайт. URL: <https://auto.ria.com/uk/news/autolaw/236137/ne-za-steklom-kak-obstoyali-dela-s-dtp-v-ukraine-v-2017-godu.html> (дата звернення 03.10.2018).

31. Про схвалення Стратегії підвищення рівня безпеки дорожнього руху в Україні на період до 2020 року. Законодавство України. Веб-сайт. URL: <http://zakon.rada.gov.ua/laws/show/481-2017-%D1%80> (дата звернення 05.10.2018).

32. Рейтинг країн за рівнем смертності у ДТП: Україна в десятці (інфографіка). Інформаційне агентство УНІАН. Веб-сайт. URL: <https://www.unian.ua/society/2088789-reyting-krajin-za-rivnem-smertnosti-u-dtp-ukrajina-v-desyattsy-infografika.html> (дата звернення 01.10.2018)

33. Кашканов А. А. Технології підвищення ефективності автотехнічної експертизи дорожньо-транспортних пригод: монографія

Вінниця: ВНТУ, 2018. 160 с.

34. Rotshtein A., Katielnikov D. & Kashkanov A. A fuzzy cognitive approach to ranking of factors affecting the reliability of man-machine systems. *Cybernetics and Systems Analysis*. Vol. 55, No. 6, November, 2019. P. 958-966. DOI: 10.1007/s10559-019-00206-8.

35. Kashkanov A. A., Rotshtein A. P., Kucheruk V. Yu., Kashkanov V. A. Tyre-Road friction Coefficient: Estimation Adaptive System. *Bulletin of the Karaganda University. «Physics» series*. 2020. № 2(98). P. 50-59. DOI: 10.31489/2020Ph2/50-59. (Web of Science Core Collection).

36. Struble D. *Automotive accident reconstruction: practices and principles*. Boca Raton: CRC Press, 2013. 498 p.

37. Best Practice Manual for Road Accident Reconstruction, ENFSI-BPM-RAA-01. Version 01 - November 2015. European Network of Forensic Science Institutes. 21 p.

38. Закон України «Про судову експертизу». Документ № 4038-ХІІ. Поточна редакція від 07.11.2015 : офіційний веб-сайт Верховної Ради України URL: <http://zakon1.rada.gov.ua/laws/show/4038-12> (дата звернення 16.12.2015).

39. Jazar R. N. *Vehicle Dynamics: Theory and Application*. NY: Springer, 2018. 1015 p.

40. Genta G., Morello L. *Automotive chassis. Volume 1: Components design*. Springer, 2019. 621 p.

41. Genta G., Morello L. *Automotive chassis. Volume 2. System design*. Springer, 2019. 825 p.

42. Franck H., Franck D. *Mathematical methods for accident reconstruction: a forensic engineering perspective*. Boca Raton: CRC Press, 2009. 328 p.

43. Steffan H. *Accident reconstruction methods. Vehicle System Dynamics*. 2019. Volume 47. Issue 8: P. 1049-1073. DOI: 10.1080/00423110903100440.