

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТРАНСПОРТНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Мойся Дмитро Леонідович



УДК 629.113

**ПОЛПШЕННЯ МАНЕВРНОСТІ І СТІЙКОСТІ  
АВТОПОЇЗДА З ДОВГОБАЗОВИМ НАПІВПРИЧЕПОМ**

Спеціальність 05.22.02 – автомобілі та трактори

**А в т о р е ф е р а т**  
дисертації на здобуття наукового ступеня  
кандидата технічних наук

Київ – 2016

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана на кафедрі «Автомобілі» Національного транспортного університету (НТУ) Міністерства освіти і науки України, м. Київ.

**Науковий керівник:** кандидат технічних наук, доцент  
**Поляков Віктор Михайлович,**  
Національний транспортний університет,  
професор кафедри “Автомобілі”.

**Офіційні опоненти:** доктор технічних наук, професор  
**Подригало Михайло Абович,**  
Харківський національний автомобільно-дорожній  
університет, завідувач кафедри “Технологія  
машинобудування і ремонт машин”;

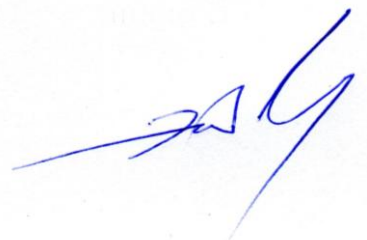
кандидат технічних наук, доцент  
**Кузнєцов Руслан Михайлович,**  
Луцький національний технічний університет,  
доцент кафедри “Автомобілі і транспортні технології”.

Захист відбудеться “11” березня 2016 р. о 10-00 годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 26.059.03 в Національному транспортному університеті за адресою: 01010, м. Київ, вул. Суворова,1, ауд. 333.

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

Автореферат розісланий “ 9 ” лютого 2016 р.

В. о. вченого секретаря  
спеціалізованої вченої ради



Е.К. Посвятенко

## **ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ**

**Актуальність теми.** 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 змінюються в процесі розвитку кожної окремої країни.

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 довгобазових 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 важливості у зв'язку з перспективою їх широкого застосування

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

**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.
4. Проведення розрахунково-теоретичних досліджень для визначення ступеня впливу експлуатаційних і конструктивних параметрів на показники маневреності і стійкості автопоїзда з керованим напівпричепом і на цій основі розробка

рекомендацій щодо його комплектації.

5. Проведення експериментальних досліджень автопоїзда і встановлення адекватності математичної моделі плоскопаралельного руху реальним процесам.

6. Розробка рекомендацій щодо практичного використання результатів дослідження з метою підвищення показників маневреності і стійкості руху автопоїзда з керованим напівпричепом.

**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 показників маневреності і стійкості руху за різних систем управління напівпричепом та перевірку адекватності розробленої математичної моделі шляхом проведення експериментальних досліджень автопоїзда.

**Наукову новизну роботи складають:**

– обґрунтування типу приводу управління поворотом коліс (осей) напівпричепа та передаточних відношень приводу, за яких забезпечуються нормовані значення показників маневреності 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;

– визначення області стійкості автопоїзда в просторі конструктивних параметрів (передаточне число механізму управління віссю напівпричепа, поздовжньої швидкості тягача) в околиці прямолінійного руху, механізму втрати стійкості кругових рухів автопоїзда з керованим напівпричепом, заснованого на існуванні таких значень кута повороту коліс тягача і осі напівпричепа, за яких можливі біфуркації злиття і біфуркації народження його стаціонарних станів.

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

**Практичне значення результатів роботи** складають:

- узагальнена математична модель автопоїзда з керованим напівпричепом, що враховує динамічну взаємодію підсистем автопоїзда при керуванні поворотною віссю і може трансформуватися в математичні моделі автопоїздів різноманітних компоновальних схем (автопоїзда з некерованим напівпричепом, автопоїзда з прямим приводом управління на керовану вісь напівпричепа, автопоїзда з самоустановлювальною віссю напівпричепа);

- методика визначення моменту опору повороту та передаточного відношення приводу управління напівпричепом, за яких забезпечуються необхідні параметри маневреності та стійкості руху автопоїзда.

Матеріали дисертаційної роботи впроваджені ДП «ДЕРЖАВТОТРАНСПОРТ-ПРОЕКТ» для визначення показників маневреності і стійкості автопоїздів із різними системами управління напівпричепом і ТОВ «УКРПРОМЗЕМТЕСТСТАНДАРТ» під час проведення робіт щодо визначення параметрів руху автопоїздів для вантажних перевезень із заданими параметрами компоувальної схеми та конструкції його керованих причіпних ланок.

**Особистий внесок здобувача.** Всі основні результати, що виносяться на захист, отримані здобувачем самостійно та опубліковані у 19 наукових працях. Роботи [2, 3, 6, 11] написано самостійно. У роботах, написаних у співавторстві, здобувачу належать: аналіз стійкості сидельного автопоїзда – [1], аналіз стаціонарних станів триланкового автопоїзда – [4], аналіз стійкості автопоїзда в стаціонарних режимах – [5], визначення показників маневреності автопоїзда за подвійного приводу управління на вісь напівпричепа – [9], вибір передаточних відношень подвійного приводу управління – [10], програма і методика експериментальних досліджень автопоїзда – [7], визначення показників стійкості руху автопоїзда з некерованим напівпричепом–[8], визначення показників маневреності автопоїзда – [12], визначення показників маневреності сидельного автопоїзда – [13].

**Апробація результатів роботи.** Результати роботи доповідались та обговорювались на наукових конференціях професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та працівників відокремлених структурних підрозділів університету (Київ, НТУ, 2008, 2009, 2013, 2014 рр. [13-16] ); на науково-практичних конференціях Луцького національного технічного університету (Луцьк, ЛНТУ, 2010, 2014 рр. [4, 7]); на міжнародній науково-технічній конференції “Автомобильный транспорт: Проблемы и перспективы” (Севастополь, СевНТУ, 2010, 2013 рр. [5, 6]); на I Международной научно-практической интернет-конференции «Малый и средний бизнес – образование – социальный эффект» (Шахты, ЮРГУЭС, 2011 г.[11] ); на 3 Міжнародній науково-практичній конференції «Логістика промислових регіонів» (Донецьк, ДААТ, 2011р. [17]).

**Публікації.** Основні положення дисертаційної роботи і результати досліджень відображені у 19 друкованих роботах, у тому числі: 10 – у фахових виданнях, 2 – в закордонних виданнях, 5 – в матеріалах конференцій. Опубліковано навчальний посібник з грифом МОН України та отримано одне Свідоцтво про реєстрацію авторського права на твір.

**Структура та обсяг дисертації.** Дисертаційна робота складається зі вступу, 4-х розділів, висновків і додатків. Повний обсяг дисертації складає 161 сторінок тексту, у тому числі 150 сторінок основного тексту, 43 рисунків, 10 таблиць та 2 додатків. Список використаних джерел містить 158 найменування.

## ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У **вступі** до дисертації обґрунтовано актуальність вибраної теми, сформульовано мету та задачі дослідження, наукову новизну результатів та їх

практичне значення, надані відомості про апробацію та публікацію основних положень дисертаційної роботи.

**У першому розділі** виконано аналіз конструкцій напівпричепів, що використовуються для комплектації автопоїздів, який показує на їх значне різномаяття. Навіть при однаковій вантажопідйомності і однаковому призначенні автопоїзди різняться числом осей, розміщенням їх по базі, кількістю керованих осей і місцем їх розташування тощо. Таке становище пояснюється незавершеністю процесу розробки загальної теорії стійкості багатовісних автомобілів і автопоїздів, а також недостатністю досвіду їх проектування, досліджень і експлуатації. Зокрема, теоретично й експериментально показано, що для забезпечення стійкості руху багатовісних автомобілів і візків напівпричепів із передніми і задніми керованими колесами привід керування задніми колесами повинен забезпечувати їх пасивну роль у формуванні поворотного моменту на всіх режимах руху і повороту. Тому при створенні таких автотранспортних засобів повинен бути розроблений спеціальний привод повороту керованих коліс, який забезпечив би необхідну закономірність повороту задніх коліс у залежності від кута повороту передніх і швидкості руху автомобіля або автопоїзда.

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).

При прямолінійному русі автопоїзда, а також при синусоїдальній зміні кута повороту керованих коліс тягача спостерігаються резонансні кутові коливання причіпних ланок з частотами 0,2...0,4 Гц. Збільшення швидкості руху автопоїзда викликає збільшення амплітуди коливань напівпричепа, що призводить до порушення стійкості руху автопоїзда. На основі проведеного аналізу літературних джерел визначені мета і задачі дослідження.

**У другому розділі** розглянута кінематика повороту автопоїзда з системою управління поворотною віссю напівпричепа.

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.

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

Управління поворотом коліс напівпричепа 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, ніж 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 реалізації кругових рухів різко звужується, що необхідно враховувати при розробці систем управління причіпними ланками автопоїздів.

Рівняння роботи будь-якої системи управління поворотом може бути представлене у вигляді

$$\Delta\alpha = u \times \Delta\gamma, \quad (1)$$

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

$\Delta\gamma$  - відповідна зміна приведенного кута повороту керованих коліс напівпричепа;

$u$  - 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.

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 в повороті.

Як відомо, диференціальні рівняння кутів складання записуються у вигляді:

$$\begin{aligned} \frac{d\varphi_1}{dt} &= \omega_0 - \omega_1, \\ \frac{d\varphi_2}{dt} &= \omega_1 - \omega_2, \end{aligned} \quad (2)$$

де  $\varphi_1$  і  $\varphi_2$  – перший та другий кути складання ланок автопоїзда (відповідно кути між поздовжніми осями автомобіля-тягача і кістяка напівпричепа та між поздовжніми осями кістяка напівпричепа і його возика);  $\omega_0, \omega_1, \omega_2$  – відповідно кутові швидкості автомобіля-тягача, кістяка і возика напівпричепа.

Для автопоїзда з системою подвійного управління отримана система рівнянь, що описує його рух на криволінійній траєкторії:

$$\frac{d\varphi_1}{d\theta} = \frac{\operatorname{tg}(\theta)}{K_i \cdot L} \cdot \left( 1 - \frac{L}{\operatorname{tg}(\theta) \cdot \sqrt{1 + \left(\frac{\tilde{n} \cdot \operatorname{tg}(\theta)}{L}\right)^2}} \cdot \frac{\sin\left(\frac{\varphi_1}{i_0} - \varphi_2\right)}{L_1} \right), \quad (3)$$

$$\frac{d\varphi_2}{d\theta} = \frac{\sin\left(\frac{\varphi_1}{i_0} - \varphi_2\right)}{K_{II} \cdot L_1 \cdot \cos(\theta) \cdot \sin(\pi/2 - \varphi_1 + \varphi_2)} \times$$

$$\times \left[ I + \frac{L \times \sqrt{1 - \left(\frac{1}{1 + \frac{l}{L_1}} \operatorname{tg} \theta_{31}\right)^2} \cdot \sin(\pi/2 - \varphi_1 + \varphi_2)}{l \sin\left(\frac{\varphi_1}{i_0} - \varphi_2\right)} \right], \quad (4)$$

де  $K_{II}$  – режимний коефіцієнт повороту,  $K_{II} = \frac{\dot{\theta}}{v}$ ;

$\theta, \theta_{31}$  – відповідно кут повороту керованих коліс тягача і напівпричепа;  
 $v$  – швидкість руху автопоїзда;

$L, L_1, l$  – відповідно база автомобіля-тягача, напівпричепа і його возика;  
 $c$  – відстань від точки зчипки до центру мас автомобіля-тягача;

$i_0$  – передаточне відношення подвійного приводу управління напівприцепом,

$$i_0 = \frac{\varphi_2 + \theta_{31}}{\varphi_1}.$$

З формул (3), (4) видно, що отримані рівняння не складають систему, бо перше рівняння зовсім не залежить від другого. Тобто, коли в автопоїзді немає зворотних зв'язків, то рух наступних ланок не впливає на рух попередніх ланок, проте на практиці за такого припущення розходження між теоретичними і практичними значеннями лежать у допустимих межах. Із цих рівнянь отримуємо рівняння для різних стадій повороту автопоїзда.

Кути складання ланок автопоїзда і повороту керованих коліс (осей), які визначають собою передаточні відношення подвійного приводу управління доцільно визначати за колового руху автопоїзда.

За результатами розрахунків визначена залежність передаточного відношення приводу управління на передню вісь напівпричепа від зовнішнього габаритного радіусу повороту автомобіля-тягача та бази напівпричепа. Слід відмітити, що зі збільшенням зовнішнього габаритного радіусу повороту автомобіля-тягача збільшується і передаточне відношення приводу управління, що призводить до зменшення зміщення траєкторії напівпричепа щодо траєкторії автомобіля-тягача. Збільшення бази напівпричепа призводить до збільшення передаточного відношення подвійного приводу управління за умови, що габаритні радіуси повороту усіх автопоїздів однакові і автопоїзд задовольняє вимогам Директиви ЄС щодо маневреності.

У конструкціях сучасних причіпних ланок застосовують не тільки керовані, а й самоустановлювальні осі, які є дуже відповідальними вузлами в системі повороту автопоїзда. Кут повороту коліс самоустановлювальної вісі встановлюється сам, у



відповідності з умовами руху, під дією моментів, що виникають від дії поперечних реакцій на колесі.

З точки зору кінематики повороту автопоїзд з прямим приводом управління на вісь напівпричепа ідентичний повороту автопоїзда із самоустановлювальною віссю напівпричепа. У табл. 1 наведені результати розрахунку зміщення траєкторії напівпричепа базою 8,0 м і габаритної смугу руху (ГСП) за різних систем управління поворотною віссю візка.

Таблиця 1 – Зміщення траєкторії напівпричепа (база напівпричепа 8,0 м) щодо траєкторії тягача за різних систем управління поворотною віссю візка

Тип автопоїзда	Зміщення траєкторії, м		ГСП, м
	вхід в поворот	вихід з повороту	
З подвійним приводом управління на передню вісь напівпричепа	-0,509	0,689	6,85
З прямим приводом управління на задню вісь напівпричепа	- 0,685	0,697	7,12
З самоустановлювальною задньою віссю напівпричепа	- 0,693	0,705	7,18
З некерованим напівприцепом	0,681	-0,747	7,61

Як слідує з табл. 1, 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 11,0 м тільки автопоїзд з подвійним приводом управління на передню вісь задовольняє вимогам Директиви ЄС щодо маневреності.

У **третьому розділі** визначені показники маневреності і стійкості руху автопоїзда з керованим напівприцепом на еластичних у бічному напрямку колесах шляхом розв'язку диференціальних рівнянь плоскопаралельного руху автопоїзда.

Автопоїзд (його схема у плані наведена на рис. 1) 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 усі або окремі колеса або осі возика.

У ведучої ланки (тягача) передня вісь має керовані колеса, кути повороту яких  $\theta_1$  і  $\theta'_1$ . Дві задні вісі неповоротні і розташовані позаду центра мас тягача. Возик напівпричепа також тривісний, причому колеса усіх осей поворотні (за подвійного приводу управління колеса передньої вісі поворотні, при застосуванні самоустановлювальних коліс напівпричепа – колеса задньої вісі возика поворотні). Кут повороту коліс осей позначено через  $\theta_{2j}$ .

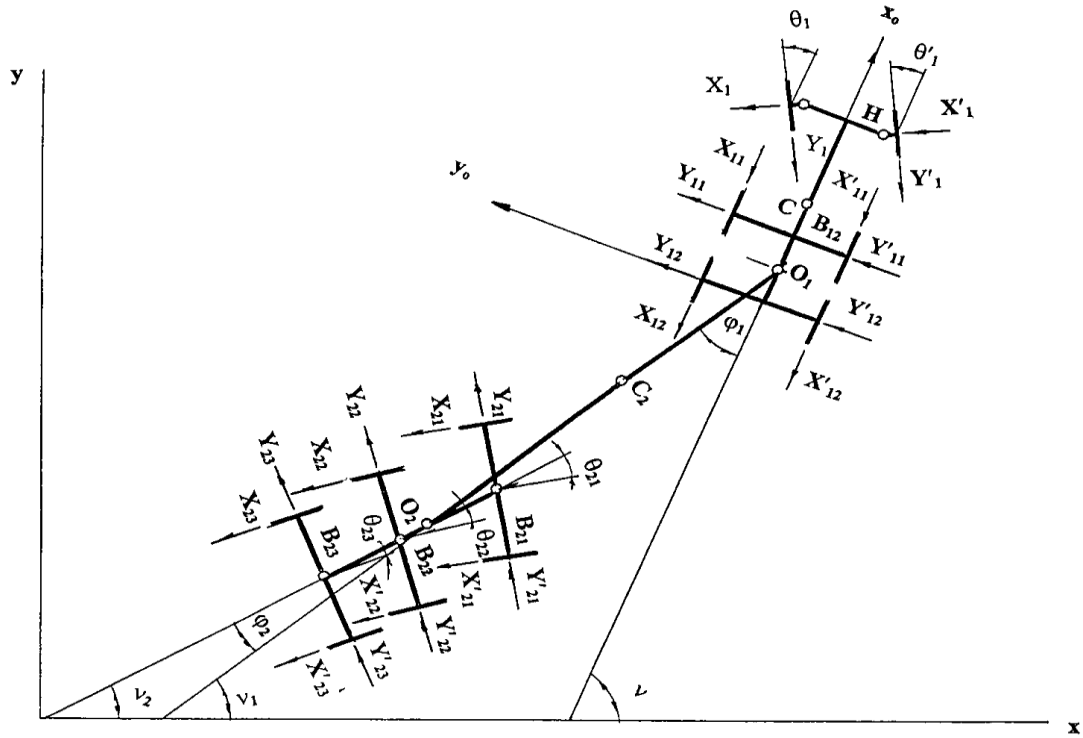


Рисунок 1 – Розрахункова схема автопоїзда на неусталеному повороті

Крім того, введено наступні позначення:  $\Sigma = Oxy$  - плоска інерціальна система декартових координат;  $C_{(x,y)_\Sigma}$ ,  $m$ ,  $I$  - центр мас, маса і центральний момент інерції тягача відносно вертикальної осі;  $C_{K(x_k,y_k)_\Sigma}$ ,  $m_k$ ,  $I_k$  - те ж саме для кінематична незалежних елементів остова напівпричепи і його візка ( $k=1,2$ );  $\vartheta$ ,  $\vartheta_1$ ,  $\vartheta_2$  - курсові кути ланок;  $\varphi_1$ ,  $\varphi_2$  - кути складання кінематико незалежних елементів ведених ланок;  $V$ ,  $U$  - поздовжня та бокова проекції швидкості точки  $C$ , тобто проекції швидкості точки  $C$  на осі рухомої системи координат, що постійно пов'язана з тягачем;  $M_c$  - момент опору повороту возика напівпричепи;  $X_{i,j}$ ,  $Y_{i,j}$ ,  $Z_{i,j}$  - поздовжні, бокові та вертикальні реакції полотна дороги на колеса возика напівпричепи.

З урахуванням наведених позначень диференціальні рівняння автопоїзда з керованим напівпричепом записані у вигляді:

$$\begin{aligned}
 & (m + m_1 + m_2)\dot{V} - [m_1 d_1 + m_2 l_1] \sin \varphi_1 + m_2 d_2 \sin(\varphi_1 + \varphi_2) \dot{\omega} + m_1 d_1 + m_2 l_1) \sin(\varphi_1 + \varphi_2) \ddot{\varphi}_1 + \\
 & m_2 d_2 \times \sin(\varphi_1 + \varphi_2) \ddot{\varphi}_1 + m_2 d_2 \sin(\varphi_1 + \varphi_2) \ddot{\varphi}_2 + m \omega U + (m_1 + m_2) \omega (U + \omega c) + (m_1 d_1 + m_2 l_1) \times \\
 & \times \omega^2 \cos \varphi_1 - m_2 d_2 \omega^2 \cos(\varphi_1 + \varphi_2) = Y_1 \sin \theta_1 - X_1 \cos \theta_1 + Y'_1 \sin \theta'_1 - X'_1 \cos \theta'_1 - \sum (X_{1i} + X'_{1i}) + \\
 & + \sum [(Y_{2j} + Y'_{2j}) \sin(\theta_{2j} + \varphi_2) - (X_{2j} + X'_{2j}) \cos(\theta_{2j} + \varphi_2)]; \\
 & (m + m_1 + m_2)\dot{U} - [c(m_1 + m_2) + (m_1 d_1 + m_2 l_1) \cos \varphi_1 + m_2 d_2 \cos(\varphi_1 + \varphi_2) \dot{\omega} + (m_1 d_1 + m_2 l_1) \times \\
 & \times \cos(\varphi_1 + \varphi_2) \ddot{\varphi}_1 + m_2 d_2 \cos(\varphi_1 + \varphi_2) \ddot{\varphi}_2 + (m + m_1 + m_2) \omega V - (m_1 d_1 + m_2 l_1) \omega^2 \sin \varphi_1 - \\
 & - m_2 d_2 \omega^2 \sin(\varphi_1 + \varphi_2) = Y_1 \cos \theta_1 - X_1 \sin \theta_1 + Y'_1 \cos \theta'_1 - X'_1 \sin \theta'_1 + \sum (Y_{1i} + Y'_{1i}) + \\
 & + \sum [(Y_{2j} + Y'_{2j}) \cos(\theta_{2j} + \varphi_2) - (X_{2j} + X'_{2j}) \sin(\theta_{2j} + \varphi_2)];
 \end{aligned} \tag{5}$$

$$\begin{aligned}
& -c(m_1 + m_2)\dot{U} + \{I + c^2(m_1 + m_2) + c[(m_1 d_1 + m_2 l_1)\cos\varphi_1 + m_2 d_2 \cos(\varphi_1 + \varphi_2)]\} \ddot{\varphi}_1 - \\
& -c m_2 d_2 \cos(\varphi_1 + \varphi_2) \ddot{\varphi}_2 - c(m_1 + m_2)\omega V + c[(m_1 d_1 + m_2 l_1)\omega_1^2 \sin\varphi_1 + m_2 d_2 \omega_2^2 \sin(\varphi_1 + \varphi_2)] = \\
& = (X_1 \sin\theta_1 - Y_1 \cos\theta_1)(\varepsilon \sin\theta_1 + a) + (Y_1' \cos\theta_1' - X_1' \sin\theta_1')(a + \varepsilon \sin\theta_1') + (Y_1 \sin\theta_1 + X_1 \cos\theta_1) \times \\
& \times (H + \varepsilon \cos\theta_1) - (Y_1' \sin\theta_1' + X_1' \cos\theta_1')(H + \varepsilon \cos\theta_1') - c \sum [(Y_{2j} + Y_{2j}') b_{2j} - c \sum [(Y_{2j} + Y_{2j}') \times \\
& \times \cos(\theta_{2j} + \varphi_2) - (X_{2j} + X_{2j}') \sin(\theta_{2j} + \varphi_2)]; \\
& (m_1 d_1 + m_2 l_1) \sin\varphi_1 \dot{V} + (m_1 d_1 + m_2 l_1) \cos\varphi_1 \dot{U} - [I_1 + m_1 d_1 (c \cos\varphi_1 + d_1) - m_2 l_1 (l_1 + c \cos\varphi_1 + \\
& + d_2 \cos\varphi_2)] \dot{\omega} + [I_1 + m_1 d_1^2 + m_2 l_1 (d_2 \cos\varphi_2 + l_1)] \ddot{\varphi}_1 + I_1 m_2 d_2 \cos\varphi_2 \times \ddot{\varphi}_2 + [V \cos\varphi_1 - \\
& - (U - \omega c) \sin\varphi_1] (m_1 d_1 + m_2 d_2) - m_2 d_2 l_1 \omega_2^2 \sin\varphi_1 = \sum l_1 [(X_{2j} + X_{2j}') \sin(\theta_{2j} + \varphi_2) + \\
& + (Y_{2j} + Y_{2j}') \cos(\theta_{2j} + \varphi_2)] + M_1; \\
& [m_2 d_2 \sin(\varphi_1 + \varphi_2)] \dot{V} + [(m_2 d_2 \cos(\varphi_1 + \varphi_2)) \dot{U} - (I_2 + m_2 d_2 [c \cos(\varphi_1 + \varphi_2) + d_2 + l_1 \cos\varphi_2]) \dot{\omega} \\
& + [I_2 + m_2 d_2^2 (d_2 + l_1 \cos\varphi_2)] \ddot{\varphi}_1 + (I_2 + m_2 d_2^2) \ddot{\varphi}_2 + [V \cos\varphi_1 - (U - \omega c) \sin\varphi_1] m_2 d_2 \omega + \\
& + m_2 d_2 l_1 \omega_2^2 \sin\varphi_2 = \sum \{-H_2 (X_{2j} + X_{2j}') + (d_2 + b_{2j}) \times [(X_{2j} + X_{2j}') \times \sin\theta_{2j} + (Y_{2j} + Y_{2j}') \cos\theta_{2j}];
\end{aligned}$$

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

$$\dot{x} = V \cos\theta - U \sin\theta, \quad \dot{y} = V \sin\theta + U \operatorname{cjs}\theta, \quad \dot{\theta} = \omega \quad (6)$$

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

- класичний дволанковий автопоїзд (з некерованим напівприцепом);
- автопоїзд із самоустановлювальною віссю напівпричепа;
- сидельний 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 $\times$ м<sup>2</sup>;  $I_1=58200$  кг $\times$ м<sup>2</sup>;  $I_2=520$  кг $\times$ м<sup>2</sup>.

Так, значенням керуючих параметрів  $v = 4,5$  м/с,  $\theta = 0,38$  рад відповідає круговий стаціонарний режим:

- для автопоїзда з керованим напівприцепом за подвійного приводу на передню вісь напівпричепа  
 $\{u^* = 1,158$  м/с,  $\omega^* = 0,456$  рад/с,  $\varphi^* = 0,54$  рад,  $\varphi_1^* = 0,147$  рад  $\}$ ;
- для автопоїзда з самоустановлювальною віссю напівпричепа  
 $\{u^* = 1,106$  м/с,  $\omega^* = 0,511$  рад/с,  $\varphi^* = 0,685$  рад,  $\varphi_1^* = 0,169$  рад  $\}$ ;
- для автопоїзда з некерованим напівприцепом.  
 $\{u^* = 1,062$  м/с,  $\omega^* = 0,464$  рад/с,  $\varphi^* = 0,92$  рад  $\}$ .

Траєкторії руху центру мас тягача за обраних керуючих параметрів в площині дороги і конфігурації ланок автопоїзда, представлені на рис. 2.

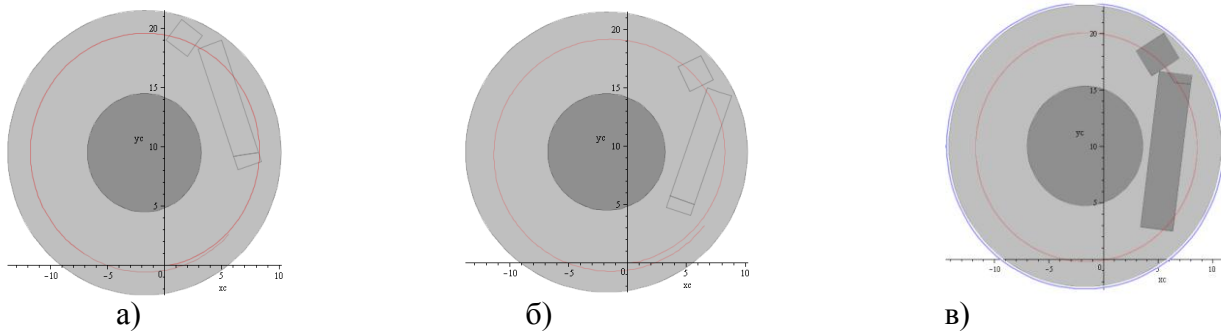


Рисунок 2 – Конфігурація автопоїзда в площині дороги :  
 а – з керованим напівпричепом; б – із самоустановлювальною віссю;  
 в – класичний дволанковий

На основі аналізу отриманих значень кутів складання і траєкторій ланок автопоїзда можна зробити висновок, що кращими показниками маневреності визначається компоувальна схема сидельного автопоїзда за подвійного приводу управління на передню вісь напівпричепа.

Для аналізу повороткості моделі автопоїзда за подвійного приводу управління напівпричепом кути відведення коліс на осях визначалися як:

$$\delta_1 = \theta - \frac{u + a \cdot \omega}{v}; \quad \delta_2 = \frac{-u + b \cdot \omega}{v}; \quad \delta_3 = \theta_1 + \frac{-u_1 + b_1 \cdot \omega_1}{v_1} = PCH \cdot \varphi + \frac{v \cdot \varphi - (u - c \cdot \omega) + \omega \cdot L_1}{v} \quad (7)$$

Лінеаризована система рівнянь, що визначає стаціонарний режим руху дволанкового автопоїзда з керованим напівпричепом, має вигляд:

$$\begin{aligned} -(m + m_1) \cdot \omega \cdot v + Y_1 + Y_2 + Y_3 &= 0; \\ a \cdot Y_1 - b \cdot Y_2 - c \cdot Y_3 + c \cdot m_1 \cdot \omega \cdot v &= 0; \\ d_1 \cdot m_1 \cdot \omega \cdot v - Y_3 \cdot L_1 &= 0. \end{aligned} \quad (8)$$

Сили відведення (лінійні функції від кутів відведення на осях):

$$Y_i = k_i \times \delta_i, \quad (i=1,2,3)$$

Після розв'язку системи рівнянь (8) одержано вираз для кутової швидкості автомобіля-тягача:

$$\omega = - \frac{k_1 \cdot k_2 \cdot l \cdot L_1 \cdot v \cdot \theta}{((k_1 \cdot a - k_2 \cdot b) \cdot L_1 \cdot m + ((a + c) \cdot k_1 + (c - b) \cdot k_2) \cdot b_1 \cdot m_1) \cdot v^2 - k_1 \cdot k_2 \cdot l^2 \cdot L_1}. \quad (9)$$

При усталеному русі по колу заданого радіуса має місце співвідношення:

$$\omega = \frac{v}{R}, \quad (10)$$

де  $v$  – поздовжня складова швидкості центру мас тягача;

$R$  – радіус траєкторії точки на поздовжній осі тягача, швидкість якої направлена уздовж поздовжньої осі тягача.

Порівнюючи праві частини рівнянь (9) і (10) було отримано рівняння кута повороту керованих коліс тягача за некерованих коліс напівпричепа, що визначає поворотність дволанкового автопоїзда:

$$\theta = - \frac{(((a+c) \cdot b_1 \cdot m_1 + a \cdot L_1 \cdot m) \cdot k_1 - (b \cdot L_1 \cdot m + (b-c) \cdot b_1 \cdot m_1) \cdot k_2) \cdot v^2 - k_1 \cdot k_2 \cdot l^2 \cdot L_1}{k_1 \cdot k_2 \cdot l \cdot L_1 \cdot R}. \quad (11)$$

З урахуванням розподілу мас по осям автопоїзда отримано компактне рівняння, що визначає поворотність «приведеного тягача»:

$$\theta = \frac{l}{R} + \left( \frac{N_1}{k_1} - \frac{N_2}{k_2} \right) Aus, \quad (12)$$

де  $Aus = v^2/Rg$  – бічна складова прискорення центра мас тягача (у безрозмірному вигляді).

На рис. 3 наведено графік поворотності для автопоїзда за подвійного приводу управління на передню вісь напівпричепа за конструктивними параметрами автомобіля-тягача DAF XF 95.430 і напівпричепа KRONE – SDP 24.

Аналогічно отримано вираз для першого кута складання для цього автопоїзда (автомобіль-тягач автопоїзда рухається по колу заданого радіуса  $R$ ):

$$\varphi = \frac{1}{1+PCH} \left( - \frac{L_1 + c - b}{R} + \left( \frac{m_1 \cdot d_1}{L_1 \cdot k_3} - \frac{(a+c) \cdot b_1 \cdot m_1 + a \cdot L_1 \cdot m}{L_1 \cdot l \cdot k_2} \right) Aus \right), \quad (13)$$

або у безрозмірному вигляді:

$$\varphi = \frac{1}{1+PCH} \left( - \frac{L_1 + c - b}{R} + \left( \frac{N_3}{k_3} - \frac{N_2}{k_2} \right) Aus \right). \quad (14)$$

Кут нахилу прямої «складання» визначався за виразом  $\frac{N_3}{k_3} - \frac{N_2}{k_2}$  (подібно градієнту недостатньої поворотності  $\frac{N_1}{k_1} - \frac{N_2}{k_2}$  з рівняння поворотності), значення кута складання при достатньо малій швидкості  $v$  задається співвідношенням  $-\frac{L_1 + c - b}{R}$ , що аналогічно куту Акермана  $\frac{l}{R}$ . Для різних радіусів отримано сімейство паралельних прямих. На рис. 4 представлено графік прямої «складання», що відповідає  $R = 30,5$  м.

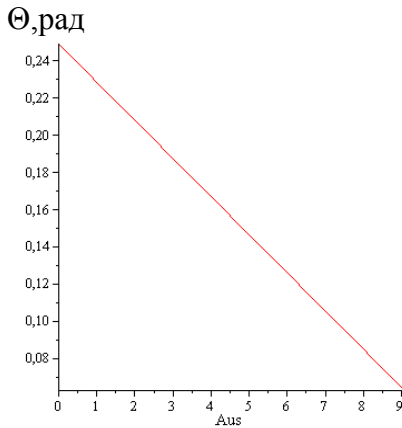


Рисунок 3 – Діаграма поворотності автопоїзда для значення  $R = 30,5$  м

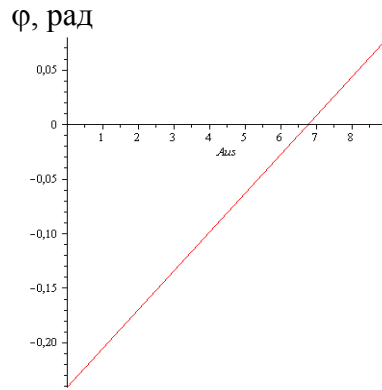


Рисунок 4 – Залежність першого кута складання у функції бічної складової прискорення центра мас тягача ( $PCH = 0,5$ )

Із співвідношення для кута складання (14) можна зробити висновок, що при достатньо малих швидкостях руху за подвійного приводу управління на передню вісь напівпричепа ( $PCH > 0$ ,  $\theta_1 < 0$  – вісь напівпричепа повернена по ходу годинникової стрілки) і другий кут складання залишається від'ємним (напівпричіп орієнтований у внутрішню сторону, а його возик – у зовнішню), але його абсолютне значення зменшується. Якщо  $-1 < PCH < 0$ , тоді  $\theta_1 > 0$ , а кут складання зростає за абсолютною величиною, залишаючись від'ємним.

Із системи рівнянь (5) визначено величину моменту, що орієнтує керовану вісь напівпричепа:

$$M_1 = PCH(-J_2 \cdot \Omega_2 + m_2 \cdot d_2 \cdot (U_2 + \omega_2 \cdot v_2) - Y_3 \cdot \cos(\theta_1) \cdot L_2). \quad (15)$$

Виконаємо чисельний аналіз математичної моделі автопоїзда.

Значення конструктивних параметрів приймемо такими ж як і раніше. Передаточне відношення приводу управління приймемо  $PCH=0,35$ .

Вираз для визначення критичної швидкості автопоїзда за подвійного приводу управління на передню вісь напівпричепа (дивергентна втрата стійкості) має вигляд:

$$v_{kr} = \sqrt{\frac{k_1 k_2 l^2 L_1}{((L_1 m_2 b_2 + L_2 m_1 d_1) PCH + c c_1 m_1)(k_1 + k_2) + (m_1 c_1 + m L_1)(k_1 a - k_2 b)}}. \quad (16)$$

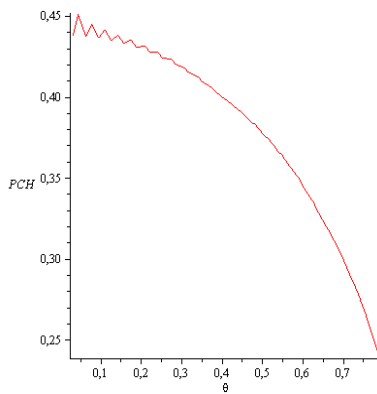
Із виразу (16) отримано значення критичної швидкості при обраних параметрах системи, яке склало  $v_{kr} = 32,198$  м/с. Для автопоїзда з некерованим напівприцепом критична швидкість склала 32,3 м/с, а для автопоїзда із самоустановлювальною віссю напівпричепа – 13,54 м/с.

У даному розділі розглянуто також методику визначення передаточного відношення подвійного приводу управління на передню вісь напівпричепа. На рис. 5 наведено графік зміни передаточного відношення механізму управління передньою віссю напівпричепа в залежності від кута повороту керованих коліс тягача  $\theta$  і швидкості руху автопоїзда.

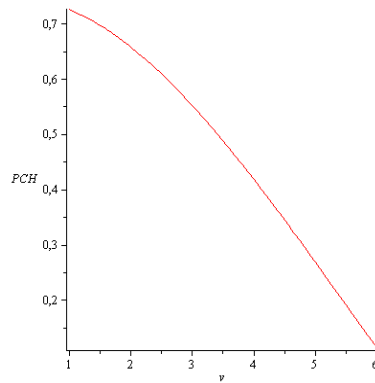
Якщо розглянути реальні швидкості проходження кругового коридору мінімального радіуса (2-3 м/с), то розрахунки вказують на раціональне значення  $PCN = 0,7$ . При подальшому збільшенні швидкості (5 м/с і більше) значення передатного відношення знижується ( $PCN = 0,35$ ).

Проведений аналіз маневреності дозволив зробити висновки про можливість реалізації значень передатного відношення у вигляді сходящого функції (рис. 6).

Отримані показники маневреності і стійкості руху автопоїздів різних компоновальних схем потребують експериментальної перевірки.



а)



б)

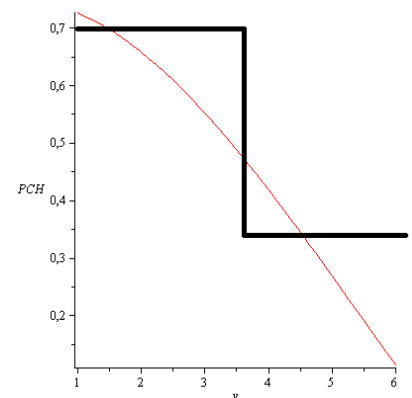


Рисунок 5 – Зміна передатного відношення механізму управління віссю напівпричепа :

а – залежність від  $\theta$  (при швидкості  $v = 5$  м/с);

б – залежність від  $v$  (при куті повороту  $\theta = 0,75$  рад)

Рисунок 6 – Апроксимація закону зміни передатного відношення у вигляді сходящої функції

У четвертому розділі наведені результати експериментальних досліджень, метою яких була перевірка адекватності розробленої математичної моделі і вихідних положень, покладених в основу розрахунку параметрів маневреності і стійкості автопоїзда з керованим напівприцепом.

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.

Відповідно до мети і задач експериментальних досліджень групою науковців Національного транспортного університету (НТУ) 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.

Для контролю параметрів руху автопоїзда було розроблений автоматизований вимірювальний комплекс, 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 ДПМ; 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 сідельного тягача. Використовувалась як стандартна, так і універсальна апаратура, розроблена кафедрою «Автомобілі» НТУ.

При проведенні випробувань автопоїзда програма досліджень включала поворот за зовнішнього габаритного радіусу повороту 12,5 м, поворот радіусом 25м, поворот радіусом 35м, маневр ISO, рух по прямій зі швидкістю 80 км/год, маневр „переставка”.

Випробування проводилися на рівній сухій асфальтованій площадці злітно-посадкової смуги аеродрому м. Житомир. 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. Для виключення впливу випадкових збурень випробування проводились на сухій горизонтальній асфальтованій площадці з високим коефіцієнтом зчеплення при температурі повітря +20...+24 °С. Реєстрація траєкторій ланок автопоїзда проводилась за допомогою системи гідровідмітчиків.

При виконанні маневру «рух по колу» для автопоїзда з некерованим напівпричепом (автопоїзд №1) і напівпричепом із самоустановлювальною віссю (автопоїзд №2) за кута повороту керованих коліс тягача відповідно  $\theta=34,4^{\circ}$  і  $\theta=31,2^{\circ}$  зовнішній габаритний радіус склав відповідно 12,49 м, 12,54 м. При цьому за результатами експериментальних досліджень встановлено, що 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.

При прямолінійному русі автопоїзда №1 величини відхилень некерованого напівпричепа відповідають пружним деформаціям шин і не є впливом ланки. Це ж відноситься і для автопоїзда №2 за умови блокування самоустановлювальної осі. При цьому зміщення траєкторії напівпричепа щодо траєкторії тягача для автопоїзда №1 не перевищувало 15 мм, а для автопоїзда №2 – 23 мм, тобто рух обох автопоїздів був стійким (допустиме максимальне зміщення  $\Delta_{\max}=\pm 0,03B=\pm 75$  мм).

Проведеними експериментальними дослідженнями підтверджена адекватність розробленої математичної моделі для визначення показників маневреності та стійкості руху автопоїзда як з керованим, так і некерованим напівпричепом. Розбіжність результатів у визначенні показників маневреності не перевищує 8,3 і 7,5 % , показників стійкості – 8,7 і 7,3% відповідно для автопоїзду №1 та автопоїзду №2 у всіх режимах руху.

## ВИСНОВКИ

1. У дисертаційній роботі вирішена важлива науково-практична задача, пов’язана з вибором та обґрунтуванням системи управління напівпричепом



довгобазового автопоїзда, за якої забезпечуються необхідні показники маневреності та стійкості руху – зміщення траєкторії напівпричепа щодо траєкторії 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 самоустановлювальної 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. Розроблено математичну модель руху автопоїзда з керованим напівприцепом за подвійного приводу управління на передню вісь його возика, на базі якої побудовані математичні моделі руху класичного дволанкового автопоїзда (з некерованим напівприцепом) 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 компоновальна схема сідельного автопоїзда за подвійного приводу управління на передню вісь напівпричепа.

5. 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.

6. Визначено області стійкості прямолінійного режиму автопоїзда з керованим напівприцепом в просторі параметрів (аналітичне та чисельне визначення критичної швидкості прямолінійного руху). Доведено, що в інтервалі швидкостей від 26 м/с до 33 м/с відбувається втрата стійкості прямолінійного руху автопоїзда за подвійного приводу управління на передню вісь напівпричепа. З використанням методу послідовних наближень отримано значення критичної швидкості при обраних параметрах системи, яке склало  $v_{kr} = 32,198$  м/с.

7. Розроблено алгоритм визначення передаточного відношення механізму управління поворотною віссю напівпричепа. Проведений аналіз маневреності дозволив зробити висновки про можливість реалізації значень передаточного відношення у вигляді східчастої функції. Так, для забезпечення необхідних показників маневреності автопоїзда раціональне значення  $PCH = 0,7$ . Для забезпечення необхідних показників стійкості руху автопоїзда  $PCH = 0,35$ . Отримане за кінематичною моделлю передаточне відношення приводу управління для напівпричепа базою 8,2 м склало 0,52, тобто лежить в межах, отриманих за

динамічною моделлю.

8. 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.

9. 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 самоустановлювальною віссю у всіх режимах руху.

10. Матеріали дисертаційної роботи впроваджені ДП «ДЕРЖАВТОТРАНСПОРТПРОЕКТ» для визначення показників маневреності і стійкості автопоїздів із різними системами управління напівприцепом і ТОВ «УКРПРОМЗЕМТЕСТСТАНДАРТ» під час проведення робіт щодо визначення параметрів руху автопоїздів для вантажних перевезень із заданими параметрами компоувальної схеми та конструкції його керованих причіпних ланок.

## СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

### Статті в наукових фахових виданнях

1. Бумага А.Д. Определение маневренности и анализ устойчивости движения модели седельного автопоїзда // А.Д. Бумага, Д.Л. Мойся // Вісник Донецького інституту автомобільного транспорту. – Донецьк: ДІАТ, – 2007. – №3. – С. 10-19.

2. Мойся Д.Л. Определение стационарных режимов двухзвенного автопоезда, методом продолжения по параметру / Д.Л. Мойся // Вісник Донецького інституту автомобільного транспорту. – Донецьк: ДІАТ, – 2008. – №1. – С. 30-37.

3. Мойся Д.Л. Визначення стаціонарних режимів дволанкового автопоїзда методом продовження по параметру / Д.Л. Мойся // Вісник Національного транспортного університету: В 2-х частинах. Ч.1. – К.:НТУ, – 2008. – №17. – С. 134-139.

4. Вербицький В.Г. Математична модель сидельного автопоїзда з керованим напівприцепом / В.Г. Вербицький, Д.Л. Мойся // НАУКОВІ НОТАТКИ. Міжвузівський збірник (за галузями знань «Машинобудування та металообробка», «Інженерна механіка», «Металургія та матеріалознавство»). Випуск 28 (травень 2010). – Луцьк: ЛНТУ. – 2010. – №28. – С. 98-103.

5. Вербицький В.Г. Аналіз результатів експериментального дослідження керованості та стійкості руху триланкового автопоїзда в стаціонарних і неусталених режимах / В.Г. Вербицький, А.Є. Бондаренко, Д.Л. Мойся, Ю.М. Стрільник, В.А.

Попков // Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В.Даля. Науковий журнал. – Луганськ: СХУ ім. Даля. – 2010. – №6(148). – С. 71-80.

6. Мойся Д.Л. Аналіз устойчивости автопоезда с управляемым полуприцепом в круговых стационарных режимах / Д.Л.Мойся // Вісник СевНТУ. Збірник наукових праць. Серія: Машиноприладобудування та транспорт. – 2013. – №142. – С. 52-56.

7. 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.Макійов // Вісник Донецької академії автомобільного транспорту. – Донецьк: ДААТ, – 2010. – Випуск 2. – С. 53-62.

8. Босенко В.М. До порівняльної оцінки стійкості руху автопоїзда з керованим і некерованим напівприцепом / В.М. Босенко, Д.Л. Мойся, В.М. Поляков, В.П. Сахно // Вісник Житомирського державного технологічного університету. Науковий журнал. Серія «Технічні науки». – Житомир: ЖДТУ, 2014. – №2 (69). – С.56-63.

9. Сахно В.П. Аналіз криволінійного руху автопоїзда за подвійного приводу управління на передню вісь напівпричепа / В.П. Сахно, В.М. Поляков, В.М. Босенко, Д.Л. Мойся // Вісник Національного транспортного університету: – К.: НТУ, 2014. – №30. – С.330-338.

10. Сахно В.П. К определению передаточных отношений двойного привода управления полуприцепом / В.П. Сахно, В.М. Поляков, Д.М. Мойся, В.Н. Босенко // Вісник СевНТУ. Збірник наукових праць. Серія: Машиноприладобудування та транспорт. – №152/2014. – С. 52-55.

#### **Публікації у наукових періодичних виданнях іноземних держав з напрямку**

11. Мойся Д.Л. Математическая модель седельного автопоезда с управляемым полуприцепом / Д.Л. Мойся // Наука и инновации в области сервиса автотранспортных средств и обеспечения безопасности дорожного движения. г. Шахты. ФГБОУ ВПО «Южно-Рос. гос. ун-т экономики и сервиса», - 2011. - С. 82 – 88.

12. Сахно Володимир. До визначення показників маневреності автопоїзда з керованим напівприцепом / Володимир Сахно, Віктор Поляков, Володимир Босенко, Дмитро Мойся // Politechnika Rzesovwska, Monografia pod redakcja naukowa Kazimierza Lejdy nr 5. Systemy i Środki transporty samochodowego. Oficyna Wydawnicza Politechniki Rzeszowskiej, Rzeszów 2014. – P.95-103.

#### **Опубліковані праці апробаційного характеру**

13. Мойся Д.Л. Визначення стійкості стаціонарних станів триланкового автопоїзда класичної схеми при наявності безопорної ланки / Д.Л.Мойся // LXV наукова конференція професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та працівників відокремлених структурних підрозділів університету: тези доп. – К.:НТУ, 2009. – С. 47-48.

14. Мойся Д.Л. Визначення стійкості стаціонарних станів триланкового автопоїзда з керованим колісним модулем напівпричепа / Д.Л.Мойся // LXVI наукова конференція професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та працівників відокремлених структурних підрозділів університету: тези доп. – К.:НТУ, 2010. – С. 56.

15. Мойся Д.Л. Аналіз поворотності 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.

16. Мойся Д.Л. До аналізу поворотності автопоїзда з керованим напівприцепом / Д.Л.Мойся // LXX наукова конференція професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та працівників відокремлених структурних підрозділів університету: тези доп. – К.:НТУ, 2014. – С. 42.

17. Мойся Д.Л. Підтвердження математичної моделі автопоїзда результатами експериментальних досліджень / Д.Л.Мойся // Логістика промислових регіонів: Матеріали третьої міжнародної науково-практичної конференції, (Донецьк – Святогірськ, 6-9 квітня 2011 року): Збірник наукових праць. – Донецьк: ЛАНДОН – XXI, 2011. – С.395-396.

### **Свідоцтво про реєстрацію авторського права на твір та навчальний посібник**

18. Свідоцтво №60742 від 22.05.2015 про реєстрацію авторського права на твір: Навчальний посібник «Експлуатаційні властивості автотранспортних засобів. Частина 3. Маневреність. Керованість. Стійкість». Автори: Сахно В.П., Поляков В.М., Мойся Д.Л. та ін.

19. Сахно В.П. та ін. Експлуатаційні властивості автотранспортних засобів. В 3 ч. Ч 3. Маневреність. Керованість. Стійкість: [навчальний посібник] / В.П. Сахно, В.М. Поляков, Д.Л. Мойся [та ін.]. – Донецьк: ЛАНДОН-XXI, 2015. – 400 с.

### **АНОТАЦІЯ**

**Мойся Д.Л. Поліпшення маневреності і стійкості автопоїзда з довгобазовим напівприцепом.** – Рукопис.

Дисертація на здобуття вченого ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.22.02 – автомобілі та трактори. – Національний транспортний університет. Київ, 2016.

У дисертаційній 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.

Побудована математична модель руху автопоїзда з керованим напівприцепом за подвійного приводу управління на передню вісь його возика, на базі якої побудовані математичні моделі руху класичного дволанкового автопоїзда (з некерованим напівприцепом) та автопоїзда з самоустановлювальною віссю напівпричепа. На основі аналізу отриманих значень кутів складання і траєкторій ланок автопоїзда зроблено висновок, що кращими показниками маневреності і стійкості руху володіє компоновальна схема сидельного автопоїзда за подвійного приводу управління на передню вісь напівпричепа.

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.

Ключові слова: автопоїзд, маневреність, стійкість, бічне відведення, математична модель, подвійний привід керування, критична швидкість.

## АННОТАЦІЯ

**Мойся Д.Л. Улучшение маневренности и устойчивости автопоезда с длиннобазным полуприцепом. – Рукопись.**

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.22.02 – автомобили и тракторы. - Национальный транспортный университет. Киев, 2016.

В диссертационной работе решена важная научно-практическая задача, связанная с выбором и обоснованием системы управления полуприцепом длиннобазного автопоезда, при которой обеспечиваются необходимые показатели маневренности и устойчивости движения – смещения траектории полуприцепа относительно траектории тягача, и внутренние габаритные радиусы поворота, габаритная полоса движения, критическая скорость прямолинейного и криволинейного движения, скорость появления колебательной неустойчивости автопоезда.

Разработана математическая модель движения автопоезда с управляемым полуприцепом с двойным приводом управления на переднюю ось тележки, на базе которой получены математические модели движения классического двухзвенного автопоезда (с неуправляемым полуприцепом) и автопоезда с самоустанавливаемой осью полуприцепа. Выполнен сравнительный анализ маневренности и устойчивости автопоездов рассмотренных компоновочных схем. На основе анализа полученных значений углов складывания и траекторий звеньев автопоезда сделан вывод, что лучшими показателями маневренности и устойчивости движения обладает компоновочная схема седельного автопоезда с двойным приводом управления на переднюю ось полуприцепа.

Предложена количественная оценка степени влияния компоновочной схемы и параметров автомобиля-тягача и полуприцепа на маневренность и устойчивость движения автопоезда, а также определения оптимальных значений этих параметров и рационального состава автопоезда с позиции маневренности и устойчивости движения.

Разработана методика определения момента сопротивления повороту и передаточного отношения привода управления полуприцепом, при которых обеспечиваются необходимые параметры маневренности и устойчивости движения автопоезда.

Разработан алгоритм определения передаточного отношения  $i_0$  двойного привода управления поворотной осью полуприцепа. Показано, что для обеспечения необходимых показателей маневренности автопоезда рациональное значение  $i_0 = 0,7$ . Для обеспечения необходимых показателей устойчивости движения автопоезда  $i_0 = 0,35$ .

Установлено, что с увеличением угла поворота управляемых колес тягача углы складывания звеньев и поворота управляемой оси полуприцепа также

увеличиваются, причем более интенсивное увеличение имеет место для второго угла складывания, что приводит к увеличению передаточного отношения привода управления полуприцепом. Установлено, что с увеличением внешнего габаритного радиуса поворота автомобиля-тягача увеличивается и передаточное отношение привода управления, что приводит к уменьшению смещения траектории полуприцепа относительно траектории автомобиля-тягача, а соответственно и габаритной полосы движения. Определены передаточные отношения двойного привода управления как на заднюю, так и переднюю ось полуприцепа и на заднюю ось полуприцепа с прямым приводом управления, при которых обеспечивается выполнение требований DIRECTIVE 2002/7/ЕС относительно параметров маневренности автопоезда.

Проведенными экспериментальными исследованиями подтверждена адекватность разработанной математической модели для определения показателей маневренности и устойчивости движения автопоезда. Отклонение результатов в определении показателей маневренности не превышает 8,3 и 7,5 %, показателей устойчивости – 8,7 и 7,3% соответственно для автопоездов с неуправляемым полуприцепом и полуприцепом с самоустанавливаемой осью во всех режимах движения.

Ключевые слова: автопоезд, маневренность, устойчивость, боковой увод, математическая модель, двойной привод управления, критическая скорость.

## ANNOTATION

**Moysya D.L. Improvement of maneuverability and firmness of lorry convoy with a longbase semitrailer.** -Manuscript.

Dissertation for the degree of candidate of technical sciences, specialty 05.22.02 - automobiles and tractors. - National Transport University. Kyiv, 2016.

In dissertation work the decided is important a task is related to the choice and ground of control the system by a semitrailer long base lorry convoy, which the necessary indexes of maneuverability and firmness are provided at.

The mathematical model of motion of lorry convoy is built with the guided semitrailer at the double occasion of management on the fore-axle of his light cart, on the base of which the mathematical models of motion of classic lorry convoy (with an out of control semitrailer) and lorry convoy are built with the self-adjusting axle of semitrailer. On the basis of analysis of the got values of corners of drafting and trajectories of llanos of lorry convoy a conclusion is done, that the best indexes of maneuverability and firmness of motion are owned by the layout chart of saddle lorry convoy at the double occasion of management on the fore-axle of semitrailer.

The conducted experimental researches are confirm adequacy of the developed mathematical model for determination of indexes of maneuverability and firmness of motion of lorry convoy. Disagreement of results in determination of indexes of maneuverability does not exceed 8,3 and 7,5 %, indexes of firmness– 8,7 and 7,3% accordingly for lorry convoys with an out of control semitrailer and semitrailer with the self adjusting axle in all of the modes of motion.

Keywords: lorry convoy, maneuverability, firmness, lateral taking, mathematical model, double occasion of management, stalling speed.