

До визначення стійкості автомобіля категорії М1 з причепом категорії О2 у гальмівному режимі

Онищук В.П.¹, Стельмашук С. В.¹, Стельмашук В.В.¹

¹Луцький національний технічний університет

Анотація. Безпечність автопоїздів М1 з причепами О2 залишається критично важливою через зростання їх використання приватними користувачами. Нерівномірний розподіл гальмівних сил та неправильне завантаження можуть призводити до втрати стійкості. Досліджено вплив конструктивних і експлуатаційних факторів на стійкість автопоїзда Mercedes-Benz Sprinter з причепом ПВБФ 15 методом математичного моделювання. Встановлено, що стійкість обмежується тяговим автомобілем, який втрачає стійкість при коефіцієнті нерівномірності 0,7, тоді як причіп залишається стійким у діапазоні 0,53-1,0. Збільшення завантаженості покращує стійкість, а підвищення центру мас понад 0,35 критично знижує безпечність. Вперше комплексно досліджено взаємозв'язок між гальмівними силами, завантаженістю та геометрією в контексті загальної стійкості. Результати використовуються для вдосконалення нормативів та створення систем безпеки.

Ключові слова: автопоїзд, причіп, гальмування, коефіцієнт нерівномірності, коефіцієнт стійкості, шлях гальмування, уповільнення, стійкість.

Вступ

Ефективність використання рухомого складу автомобільного транспорту та його продуктивність залежать від вантажопідйомності, середньої швидкості руху, а також комплексу техніко-експлуатаційних характеристик, що проявляються під час експлуатації та визначають його придатність до роботи в конкретних умовах.

Особливо важливим фактором продуктивності, зокрема для автопоїздів, є їхня рухливість. Її підвищення досягається збільшенням швидкості руху, а також покращенням тягово-швидкісних і гальмівних характеристик.

Сучасний розвиток автомобільного транспорту характеризується різноманіттям конструкцій: поряд із традиційними двовісними автомобілями з передніми керованими колесами все більше поширюються моделі з альтернативними компоновальними схемами та системами управління. Очевидно, що нові транспортні засоби мають унікальні особливості, які визначають необхідність надання їм певних експлуатаційних якостей, особливо тих, що впливають на безпеку руху.

Сучасні автомобілі категорії М1 обладнані комплексом електронних систем активної безпеки, які кардинально змінюють підходи до забезпечення стійкості та керованості. До таких систем належать: система курсової стійкості (Electronic Stability Program, ESP), антиблокувальна система (Anti-lock Braking System, ABS), електронний розподіл гальмівних зусиль (Electronic Brakeforce Distribution, EBD), система допомоги при гальмуванні (Brake Assist System, BAS) та превентивні системи гальмування [1, 2]. Ці технології здатні значно покращити стійкість та керованість транспортного засобу, проте їх ефективність у складі автопоїзда з причепом категорії О2, особливо з інерційною гальмівною системою, потребує додаткового дослідження та верифікації [3].

Безпечність руху автомобілів і автопоїздів значною мірою залежить від їхніх динамічних характеристик, зокрема гальмівних властивостей, маневреності, стійкості та керованості. У різних експлуатаційних умовах (транспортних і дорожніх) пріоритетними стають різні

параметри. Наприклад, для автопоїздів з причепами категорій O1 і O2, що використовуються приватними підприємцями та аматорами, особливо важливим є забезпечення стійкості під час гальмування [4].

Дослідження показують, що стійкість артикульованих транспортних засобів залежить від складної взаємодії між статичними та динамічними факторами [4], а несиметричне завантаження причепа може призводити до нерівномірного розподілу навантаження на осі та колеса, що, у свою чергу, впливає на керованість і стабільність руху [5]. Особливої уваги потребує інтеграція сучасних електронних систем стійкості з традиційними інерційними гальмівними системами причепів, оскільки ця взаємодія може як покращити, так і ускладнити забезпечення загальної стійкості автопоїзда [1].

Саме ці аспекти визначають актуальність подальших досліджень у цій сфері, особливо в контексті зростання популярності використання автопоїздів категорії M1+O2 у приватному секторі та необхідності адаптації існуючих нормативних вимог до сучасних технологічних реалій.

Аналіз публікацій

Проведеними раніше дослідженнями встановлено, що практично всі параметри автомобіля і причіпних ланок впливають на керованість і стійкість руху автопоїзда. Цей вплив пов'язаний з геометричними параметрами й положенням центру мас автомобіля, характеристиками шин, числом осей і розміщенням їх по базі, прийнятою схемою системи управління автопоїзда [6]. Сучасні дослідження підтверджують складність взаємозв'язків між статичною та динамічною стійкістю артикульованих транспортних засобів, демонструючи необхідність комплексного підходу до їх аналізу [4].

Характер руху автопоїзда принципово відрізняється від руху одиничного автомобіля. Відмінність можна пояснити наявністю додаткових зусиль, що виникають у шарнірному з'єднанні ланок транспортного засобу, а також сил і моментів, які діють на його окремі ланки та рух транспортного засобу в цілому. Особливо помітним є їх вплив при гальмуванні автопоїзда, яке може супроводжуватися складанням ланок та втратою стійкості транспортного засобу [7]. Це пояснюється тим, що у процесі гальмування на автомобіль діють

сили та моменти в різних площинах та напрямках. Під їх впливом змінюється навантаження окремих коліс. Вплив бічних сил призводить до перевантаження коліс одного борту транспортного засобу, а також може спричинити відведення або ковзання його коліс. Це може призвести до появи обертового моменту у горизонтальній площині. Поява такого моменту може спричинити занос транспортного засобу, а при гальмуванні автопоїзда – складання його ланок [7-10].

Останні дослідження значно розширили розуміння методів оцінки динамічної стійкості автопоїздів. Zhu et al. [11] представили комплексний аналіз методів оцінки динамічної стійкості довгих автопоїздів, підкресливши важливість використання як частотних, так і часових характеристик для точної оцінки стійкості. Vempaty et al. [3] надали всебічний огляд схем контролю для покращення бічної стійкості комбінацій автомобіль-причіп, систематизувавши підходи від пасивних до активних систем управління.

Це обумовило, що в якості критеріїв стійкості руху автомобілів та автопоїздів у різних режимах руху використовують кутові та лінійні відхилення транспортних засобів від заданої траєкторії руху; бічні відхилення траєкторії причіпної ланки від траєкторії автомобіля-тягача, максимальне значення яких не повинно перевищувати $\pm 3\%B_g$ (B_g – габаритна ширина ланки); кут складання автопоїзда. Крім того, ще одним показником стійкості автопоїзда у гальмівному режимі може бути обрано значення граничної швидкості, з якою автомобіль може рухатися в заданих умовах.

Розвиток електронних систем управління привів до появи нових підходів до забезпечення стійкості автопоїздів. De Bernardis et al. [12] розробили систему нелінійного модельного прогностичного контролю прямого моменту рискання для пом'якшення коливань причепа, демонструючи ефективність превентивних алгоритмів управління. Parra et al. [2] запропонували концепцію превентивного контролю стійкості транспортного засобу, що дозволяє прогнозувати критичні ситуації та втручатися до їх виникнення.

Abroshan et al. [13] представили модельний прогностичний підхід до стабілізації тягач-причіп із використанням диференційного гальмування з експериментальною верифікацією, підтвердивши практичну ефективність таких систем. Guo et al. [14] розробили інтегровану систему контролю гальмування-керування для комбінацій тягач-напівпричіп в

екстрених маневрах зміни смуги, що демонструє потенціал координованого управління різними підсистемами транспортного засобу.

Сучасні дослідження також звертають увагу на вплив зовнішніх факторів на стійкість автопоїздів. Zhou et al. [15] дослідили управління бічною стійкістю комбінацій вантажівка з центральноосьовим причепом під дією бічних вітрових збурень, що особливо актуально для високошвидкісного руху на відкритих ділянках доріг. Synák та Jakubovičová [5] провели комплексну оцінку ризиків, що виникають від причепа, під'єднаного до легкового автомобіля, підкреслюючи специфічні проблеми категорії M1+O2.

Heißing та Ersoy [1] представили детальний огляд систем електронного контролю стійкості для легких комбінацій транспортний засіб-причіп, акцентуючи увагу на особливостях інтеграції ESP систем з інерційними гальмівними системами причепів. Amoroso та Sebon [16] розробили стратегію керування поворотом артикульованих транспортних засобів за допомогою гальмового приводу, що відкриває нові можливості для покращення маневреності важких автопоїздів.

Окрім згаданих факторів, не менш вагомим на стійкість автопоїзда у гальмівному режимі є вплив бортової нерівномірності гальмівних сил. Нерівномірність може виникнути внаслідок порушень регулювання гальмівних механізмів або через вплив зовнішніх факторів (потрапляння вологи, пилу, бруду на робочі поверхні гальмівних механізмів; дефекти у виготовленні гальмівних накладок та ін.). У роботах [17-23] автори акцентують увагу на негативному впливі бортової нерівномірності гальмівних сил на стійкість автомобіля через появу обертового моменту в горизонтальній площині. Автори роботи [22] стверджують, що обертовий момент, спричинений бортовою нерівномірністю гальмівних сил, призводить до бокового відхилення автомобіля навіть при незаблокованих колесах будь-якої осі. На думку дослідників, небезпечною є втрата стійкості автомобіля при гальмуванні без блокування коліс через виникнення бічного відведення транспортного засобу, спричиненого бортовою нерівномірністю гальмівних сил. Науковці стверджують, що в даному випадку навіть антиблокувальна система не в змозі запобігти боковому зміщенню автомобіля та зміні його курсового кута.

В процесі експлуатації автопоїздів особливо небезпечними є екстрені гальмування,

оскільки вони, в більшості випадків, супроводжуються блокуванням коліс. В роботах [21-23] доведено, що навіть для одиничних автомобілів при гальмуванні із заблокованими задніми колесами нерівномірність на передній осі не допустима, оскільки вона спричиняє занос транспортного засобу. Автори роботи [24] стверджують про небезпечність з точки зору стійкості екстреного гальмування транспортного засобу з бортовою нерівномірністю гальмівних сил. Дослідники наголошують, що зі збільшенням початкової швидкості гальмування та нерівномірності дії гальмівних механізмів коліс однойменних осей автомобілів та автопоїздів, значно зростають величина гальмівного шляху, а також поперечні та кутові відхилення транспортних засобів.

Проведений аналіз дозволив з'ясувати, що проблема стійкості руху автомобільних поїздів у гальмівному режимі досліджена достатньо повно на рівні фундаментальних принципів. Проте, меншою мірою досліджені питання стійкості гальмування автопоїзда з урахуванням розподілу гальмівних сил по осях та бортах автопоїзда та розташування вантажу в кузові причепа. Особливої уваги потребує вивчення спільного впливу даних факторів в контексті інтеграції з сучасними електронними системами безпеки.

Сучасні дослідження показують тенденцію до розробки інтелектуальних та адаптивних систем управління стійкістю, які здатні в реальному часі адаптуватися до змінних умов експлуатації та характеристик навантаження. Однак залишається недостатньо вивченим питання оптимальної інтеграції таких систем з традиційними інерційними гальмівними системами причепів категорії O2, що становить актуальний напрям для подальших досліджень.

Згідно із нормативним документом [22] основними критеріями стійкості та ефективності гальмування транспортних засобів є: лінійне відхилення від коридору руху, шириною 3,5 м; загальна питома гальмівна сила γ_z ; коефіцієнт нерівномірності гальмівних сил осі; тривалість спрацювання гальмівної системи; усталене сповільнення $j_{уст}$; гальмівний шлях S_z ; початкова швидкість гальмування V_0 . Водночас, чинні Вимоги до перевірки конструкції та технічного стану колісного транспортного засобу [25] встановлюють, що коефіцієнт нерівномірності гальмівних сил коліс осі для категорії M1 повинен бути не більше

30%. На визначення цих показників і спрямована робота.

Результати дослідження

Оцінено ефективність гальмівної системи автопоїзда за величиною гальмівного шляху S_z при заданій початковій швидкості V_0 та/або середнім значенням уповільнення j_x в ході випробувань, а також показником η_{yi} стійкості, що є відношенням необхідної для гальмування ширини проїжджої частини до мінімально допустимої за умовами безпеки руху [23].

Для автопоїздів у складі тягового автомобіля категорії М1 і двовісного причепа категорії О2 при випробуваннях типу «0» з від'єднаним двигуном нормативи ефективності становлять: $V_0=60$ км/год і $j_x = 6,0$ м/с², причому ця ефективність повинна досягатися за умови, що автопоїзд залишається у смузі руху шириною $B_0 = 3,5$ м за курсового кута $\gamma \leq 15^\circ$, а задні колеса автомобіля не повинні блокуватися раніше передніх коліс при коефіцієнті гальмування $k_z = j_x/g$ від 0,15 до 0,8 [23].

Водночас, згідно з чинними вимогами до перевірки конструкції та технічного стану колісного транспортного засобу [25], коефіцієнт нерівномірності гальмівних сил коліс осі для категорії М1 повинен бути не більше 30%. У цій же роботі [23] показники ефективності гальмування визначені як:

$$\left\{ \begin{array}{l} \eta_{yai} = 1 - \frac{2|y_a + a_z(b_z)\sin\gamma_a|}{|B_d - B_{az}|} \\ \eta_{yni} = 1 - \frac{2|y_n - d_z\sin\gamma_n|}{|B_0 - B_{nz}|} \\ \eta_{yan} = \min(\eta_{yai}, \eta_{yn}), \end{array} \right. \quad (1)$$

де B_{ag} , B_{pt} – габаритна ширина ланок; a_r , b_r , d_r – відстані від центрів мас до крайніх точок кузова тягового автомобіля і причепа; y_a , y_n – зміщення траєкторії центру мас автомобіля і причепа; γ_a , γ_n – курсові кути автомобіля і причепа.

Аналіз окремих рівнянь системи (2) показав, що показник стійкості може приймати як позитивні, і негативні значення, причому позитивні значення η_y обумовлюють область стійкого, а негативні – нестійкого руху [23].

Порушення стійкості автопоїзда при галь-

муванні може бути викликано появою повертаючих моментів M_{ni} , що виникають внаслідок неоднакової ефективності дії гальмівних механізмів на колесах однойменних осей, яка характеризується коефіцієнтами початкової нерівномірності k_{ni} . Назвемо колесо з більшою ефективністю гальмування "відстаючим", а з меншою – "забігаючим". Тоді:

$$k_{ni} = 1 - R_{xz} / R_{xo}, \quad (2)$$

де R_{xz} , R_{xo} – дотичні реакції на «забігаючому» і «відстаючому» колесах.

Дотичні реакції на колесах осей автопоїзда визначаються як:

$$R_{xi} = Z_i \cdot \varphi_i, \quad (3)$$

де Z_i – нормальна реакція опорної поверхні на колесо і-ї осі; φ_i – коефіцієнт зчеплення і-ого колеса з опорною поверхнею.

Подальші розрахунки виконаємо для автопоїзда у складі тягового автомобіля Mercedes-Benz T1N "Sprinter" і двовісного причепа ПВБФ 15 [16].

Визначено уповільнення і гальмівний шлях автопоїзда за нерівномірності гальмівних сил на осях причепа. Прийнято навантаження на осі автопоїзда з роботи [16], а навантаження на колеса одного борту визначимо, поділивши навантаження на вісь на два колеса.

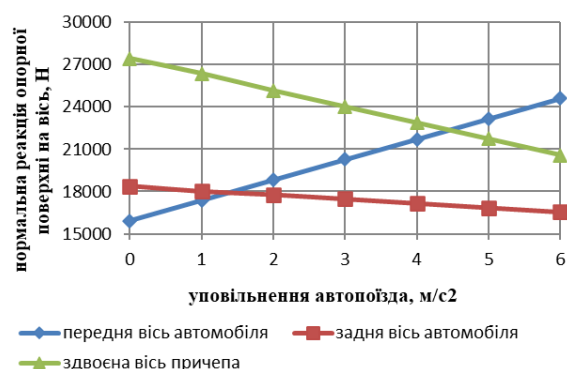


Рис. 1. Зміна навантаження на осі автопоїзда у функції уповільнення [26]

Вважаючи, що нерівномірність гальмівних сил на колесах однієї осі обумовлена зміною навантаження на кожне колесо, отримано:

$$\begin{aligned} P_{zn} &= 0,5G_n \times \varphi + 0,5G_n k_{nn} \times \varphi = \\ &= 0,5G_n \times \varphi(1 + k_{nz}); \end{aligned} \quad (4)$$

$$P_{zan} = G_a \times \varphi + 0,5G_n \times \varphi(1 + \kappa_{nn}), \quad (5)$$

де G_n – навантаження на здвоєну вісь причепа; G_a – навантаження на осі автомобіля; κ_{nn} – коефіцієнт нерівномірності гальмівних сил на осі причепа.

Прирівнявши гальмівні сили причепа і автопоїзда отримано:

$$j_n = \frac{g \times \varphi(1 + \kappa_{nz})}{2}; \quad (6)$$

$$j_{an} = \frac{G_a \times g \times \varphi(1 + \kappa_{nz})}{G_a + G_n}.$$

Гальмівний шлях автопоїзда визначиться як:

$$S_{zan} = \frac{G_{an} \times v^2}{2 \times g \times P_{zan}} = \frac{v^2}{2 \times j_{an}}. \quad (7)$$

Результати розрахунків уповільнення і шляху гальмування представимо на рис. 2,3.

Аналіз розрахунків, рис. 2, показує, що тільки за коефіцієнта нерівномірності гальмівних сил на осях причепа $\kappa_{nn} = 0,82$ автопоїзд відповідає вимогам нормативних документів ($V_0 = 60$ км/год, $j_{an} = 6,0$ м/с²). Разом з тим, за величиною гальмівного шляху навіть за коефіцієнта нерівномірності гальмівних сил на осях причепа $\kappa_{nn} = 0,5$ автопоїзд відповідає вимогам нормативних документів ($V_0 = 60$ км/год, $S_r = 33,9$ м). Із цього слідує, що для забезпечення вимог нормативних документів щодо ефективності гальмування автопоїзда нерівномірність гальмівних сил на осях причепа не повинна перевищувати $\kappa_{nn} = 0,82$.

Стійкість автопоїзда будемо оцінювати коефіцієнтами ефективності гальмування (1), для визначення яких необхідно знати зміщення траєкторії автомобіля і причепа (відносно прямолінійного руху автопоїзда), а також їх курсового кута в процесі гальмування. Ці параметри були отримані шляхом розв'язку системи диференціальних рівнянь руху автопоїзда в режимі гальмування [27], рис. 3 і 4.

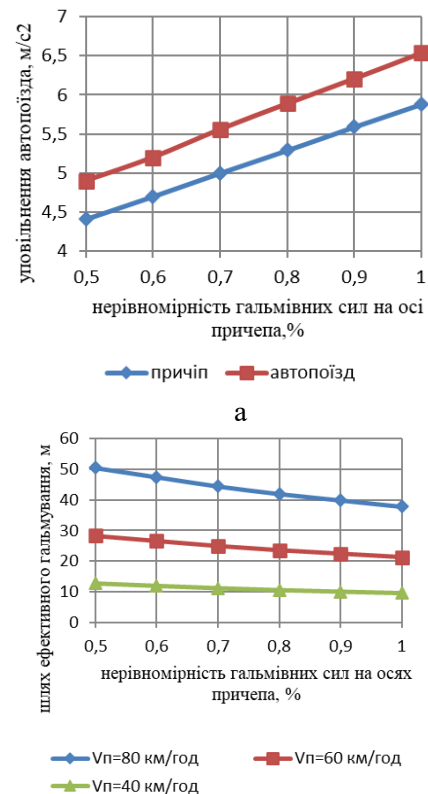


Рис. 2. Зміна уповільнення причепа і автопоїзда: а – і гальмівного шляху автопоїзда; б – в залежності від нерівномірності гальмівних сил на осях причепа

Стійкість автопоїзда будемо оцінювати коефіцієнтами ефективності гальмування (1), для визначення яких необхідно знати зміщення траєкторії автомобіля і причепа (відносно прямолінійного руху автопоїзда), а також їх курсового кута в процесі гальмування. Ці параметри були отримані шляхом розв'язку системи диференціальних рівнянь руху автопоїзда в режимі гальмування [27], рис. 3,4.

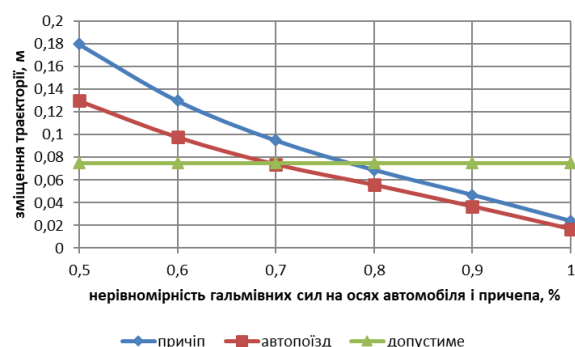


Рис. 3. Зміщення траєкторії автомобіля і причепа від коефіцієнта нерівномірності гальмування

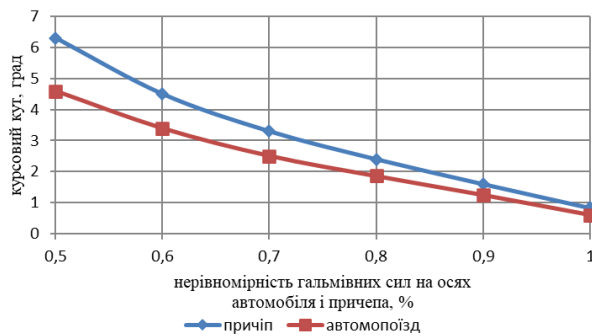


Рис. 4. Зміщення курсового кута автомобіля і причепа від коефіцієнта нерівномірності гальмування

Ці параметри були використані для визначення коефіцієнта стійкості автомобіля, причепа і автопоїзда в гальмівному режимі в залежності від нерівномірності гальмівних сил на осях автомобіля і причепа, рис. 5. Як слідує з наведеного рисунка, автопоїзд втрачає стійкість із-за нестійкості тягового автомобіля за коефіцієнта нерівномірності гальмівних зусиль на його колесах на рівні 0,7. У той же час причіп залишається стійким майже у всьому діапазоні нерівномірності гальмівних зусиль від 0,53 до 1,0, тобто обмежуючим фактором при гальмуванні автопоїзда за стійкістю руху є тяговий автомобіль.

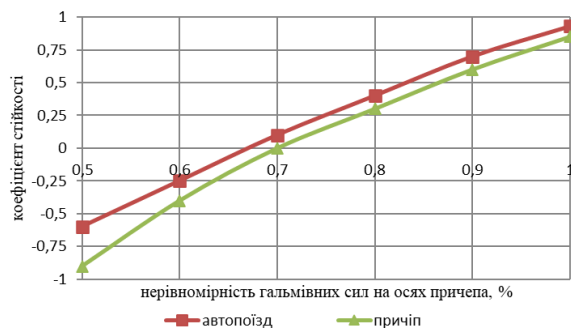


Рис. 5. Зміна коефіцієнта стійкості автомобіля, причепа і автопоїзда в залежності від коефіцієнта нерівномірності гальмівних зусиль на осях

Розглянуто далі вплив конструктивних параметрів причепа на стійкість автопоїзда в процесі гальмування. Змінювалися такі параметри:

- завантаженість в межах від 0 до 2800 кг,
- відносну висоту центру мас причепа в межах від 0,2 до 0,5.

Результати розрахунків наведені на рис. 6 і 7.

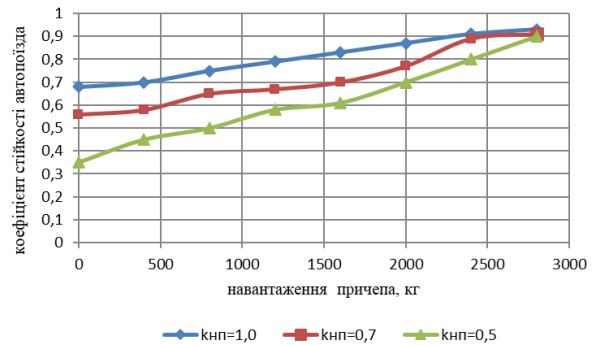


Рис. 6. Зміна коефіцієнта стійкості автопоїзда від завантаженості причепа

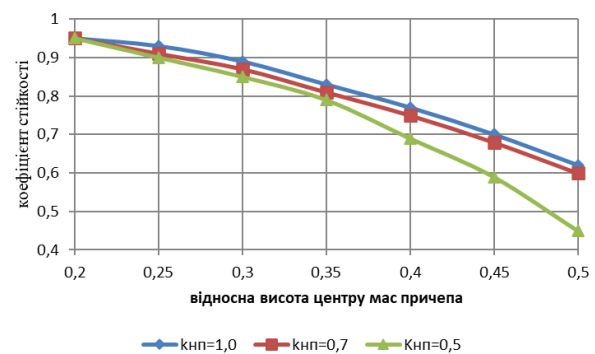


Рис. 7. Зміна коефіцієнта стійкості автопоїзда від відносної висоти центру мас причепа

Як слідує з даних рис. 6, збільшення завантаженості причепа призводить до збільшення коефіцієнта стійкості причепа за різних значень коефіцієнта нерівномірності гальмівних сил на колесах його осей. Це свідчить про те, що найгірші показники стійкості притаманні автопоїзду з причепом без вантажу. Це необхідно враховувати при експлуатації автопоїзда.

Аналіз даних, рис. 7, показує на суттєву залежність коефіцієнта стійкості причепа від висоти його центру мас. Так, якщо за відносної висоти центру мас причепа в межах 0,2 коефіцієнт стійкості незалежно від коефіцієнта нерівномірності гальмівних сил на його осях наближається до 1,0, тобто стійкість такого причепа повністю забезпечується. Поряд з цим, важливо відмітити ще два такі фактори. Перший полягає в тому, що за відносної висоти центру мас в межах 0,2...0,35 коефіцієнт стійкості автопоїзда майже не залежить від нерівномірності гальмівних сил на його колесах. Пояснюється це тим, що за незначної висоти центру мас довантаження і розвантаження коліс бортів є несуттєвим, внаслідок чого зменшуються зміщення траєкторії причепа і курсовий кут, що призводить до підвищення коефіцієнта стійкості. Цей ефект вра-

часться по мірі подальшого підвищення висоти центру мас причепа і за відносної її значення $k_{nn}=0,5$ коефіцієнт стійкості автопоїзда майже у двічі зменшується.

Обговорення результатів

Безпечний рух автомобіля і автопоїзда багато в чому визначається його динамічними властивостями і, значною мірою гальмівними властивостями, які суттєво залежать від завантаженості причепа і розташуванні вантажу в його кузові. Так, несиметричне завантаження причепа призводить до зміни навантажень як на колеса однієї осі, так і одного борту. У роботі ефективність гальмівної системи автопоїзда була оцінена за величиною гальмівного шляху S_m при заданій початковій швидкості V_0 та/або середнім значенням уповільнення j_x , а також показником η_{yi} стійкості. Ці показники визначені для автопоїзда у складі тягового автомобіля Mercedes-Benz T1N "Sprinter" і двовісного причепа ПВБФ 15. Аналіз розрахунків показав різницю між експериментальними вимогами Правил ЄЕК ООН № 13 [22] та чинними нормативами України [25]. Якщо за експериментальними критеріями ($V_0=60$ км/год, $j_{an}=6,0$ м/с²) автопоїзд відповідає вимогам при коефіцієнті нерівномірності $k_n=0,82$, то згідно з українським законодавством [25] коефіцієнт нерівномірності для категорії M1 не повинен перевищувати 30% (0,30). Це свідчить про необхідність гармонізації національних та міжнародних стандартів. Встановлено, що автопоїзд втрачає стійкість із-за нестійкості тягового автомобіля за коефіцієнта нерівномірності гальмівних зусиль на його колесах на рівні 0,7. У той же час причіп залишається стійким майже у всьому діапазоні нерівномірності гальмівних зусиль від 0,53 до 1,0, тобто обмежуючим фактором при гальмуванні автопоїзда за стійкістю руху є тяговий автомобіль.

Отримані результати узгоджуються з дослідженнями Sharma та He [4], які підтвердили складність взаємозв'язків між статичною та динамічною стійкістю артикульованих транспортних засобів. Abroshan et al. [13] також продемонстрували, що диференційне гальмування може ефективно компенсувати недоліки тягового автомобіля в забезпеченні загальної стійкості автопоїзда.

На показники ефективності гальмування автопоїзда суттєво впливають завантаженість

причепа і висота його центру мас. Встановлено, що найгірші показники стійкості притаманні автопоїзду з причепом без вантажу. Коефіцієнт стійкості причепа суттєво залежить від висоти його центру мас. За відносної висоти центру мас в межах 0,2-0,35 коефіцієнт стійкості автопоїзда майже не залежить від нерівномірності гальмівних сил на його колесах. Цей ефект втрачається по мірі подальшого підвищення висоти центру мас причепа і за відносної її значення $k_n=0,5$ коефіцієнт стійкості автопоїзда майже у двічі зменшується. Ці висновки корелюють з результатами Synák та Jakubovičová [5], які виявили, що ризики від під'єднання причепа до легкового автомобіля значно залежать від характеристик навантаження. De Bernardis et al. [12] показали, що сучасні системи модельного прогностичного контролю можуть ефективно мітувати негативний вплив змінної завантаженості на стійкість системи.

Практична значущість отриманих результатів полягає в можливості розробки рекомендацій для власників автопоїздів категорії M1+O2. Зокрема, встановлений факт погіршення стійкості порожнього причепа вказує на необхідність особливої обережності при поверненні з розвантаженим причепом. Критичний вплив висоти центру мас понад 0,35 від висоти причепа дозволяє сформулювати чіткі рекомендації щодо розміщення вантажу в кузові.

Сучасний розвиток електронних систем безпеки відкриває нові можливості для компенсації виявлених недоліків. Heißing та Ersoy [1] показали, що інтеграція ESP систем тягача з електронними системами причепа може значно розширити діапазон стійкої роботи автопоїзда. Превентивні системи контролю, розроблені Parra et al. [2], дозволяють прогнозувати критичні ситуації та втручатися до їх виникнення, що особливо актуально для некерованих причепів категорії O2.

Слід зазначити обмеження проведеного дослідження. Моделювання виконано для конкретної конфігурації автопоїзда Mercedes-Benz Sprinter з причепом ПВБФ 15, що потребує верифікації результатів для інших моделей. Крім того, не враховувався вплив сучасних електронних систем стабілізації, що може бути предметом подальших досліджень. Zhou et al. [15] показали важливість урахування зовнішніх факторів, таких як бічний вітер, що також не розглядалося в рамках даної роботи.

Висновки

Показано, що ефективність гальмівної системи автопоїзда слід оцінювати за величиною гальмівного шляху S_2 при заданій початковій швидкості, уповільнення j_x , а також показником η_{st} стійкості, що є відношенням необхідної для гальмування ширини проїжджої частини до мінімально допустимої за умовами безпеки руху.

Встановлено розбіжність між експериментальними вимогами міжнародних стандартів та національними нормативами України. Згідно з чинними Вимогами до перевірки конструкції та технічного стану колісного транспортного засобу, коефіцієнт нерівномірності гальмівних сил коліс осі для категорії M1 повинен бути не більше 30% (0,30). Водночас, експериментальні випробування за Правилами СЕК ООН № 13 показали, що автопоїзд досягає нормативного уповільнення ($6,0 \text{ м/с}^2$) при швидкості 60 км/год за коефіцієнта нерівномірності на осях причепа до 0,82. Це свідчить про необхідність гармонізації національних та міжнародних стандартів безпеки.

Встановлено, що автопоїзд втрачає стійкість із-за нестійкості тягового автомобіля за коефіцієнта нерівномірності гальмівних зусиль на його колесах на рівні 0,7. У той же час причіп залишається стійким майже у всьому діапазоні нерівномірності гальмівних зусиль від 0,53 до 1,0, тобто обмежуючим фактором при гальмуванні автопоїзда за стійкістю руху є тяговий автомобіль. Цей висновок узгоджується з сучасними дослідженнями динамічної стійкості артикульованих транспортних засобів.

Показано, що збільшення завантаженості причепа призводить до збільшення коефіцієнта його стійкості за різних значень коефіцієнта нерівномірності гальмівних сил на колесах його осей. Це свідчить про те, що найгірші показники стійкості притаманні автопоїзду з причепом без вантажу, що підтверджується сучасними дослідженнями ризиків експлуатації легких причепів [5]. Отримані результати слід враховувати при розробці рекомендацій для експлуатації автопоїздів категорії M1+O2.

Показано суттєву залежність коефіцієнта стійкості причепа від висоти його центру мас. За відносної висоти центру мас причепа в межах 0,2...0,35 коефіцієнт стійкості незалежно від коефіцієнта нерівномірності гальмівних сил на його осях наближається до 1,0, що забезпечує стійкість системи. Цей ефект втрачається при подальшому підвищенні висоти центру мас, і за відносного значення 0,5 коефіцієнт стійкості автопоїзда зменшується

майже удвічі. Ці результати корелюють з сучасними дослідженнями впливу розташування вантажу на стійкість автопоїздів [5, 12].

Дослідження показало актуальність інтеграції отриманих результатів з сучасними електронними системами безпеки (ESP, ABS, EBD), які можуть компенсувати виявлені недоліки та розширити діапазон безпечної експлуатації автопоїздів [1, 2]. Превентивні системи контролю стійкості можуть стати ефективним засобом підвищення безпеки автопоїздів категорії M1+O2.

Конфлікт інтересів

Автори заявляють, що немає конфлікту інтересів щодо публікації цієї статті.

Література

1. Heißing, B., & Ersoy, M. (2022). Electronic stability control of light vehicle-trailer combinations: A review. *Vehicle System Dynamics*, 60(5), 1081–1119. <https://doi.org/10.1080/00423114.2021.1936610>
2. Parra, A., Tavernini, D., Gruber, P., Sornioti, A., Zubizarreta, A., & Pérez, J. (2022). On preemptive vehicle stability control. *Vehicle System Dynamics*, 60(6), 2098–2123. <https://doi.org/10.1080/00423114.2021.1983181>
3. Vempaty, S., He, Y., & Zhao, L. (2020). An overview of control schemes for improving the lateral stability of car-trailer combinations. *International Journal of Vehicle Performance*, 6(2), 151–199. <https://doi.org/10.1504/IJVP.2020.106985>
4. Sharma, T., & He, Y. (2024). On trade-off relationship between static and dynamic lateral stabilities of articulated heavy vehicles. *Designs*, 8(5), 103. <https://doi.org/10.3390/designs8050103>
5. Synák, F., & Jakubovičová, L. (2024). Assessing the risks arising from a trailer connected behind a passenger car. *Scientific Reports*, 14, 21937. <https://doi.org/10.1038/s41598-024-73107-2>
6. Прогній, П. Б. (2014). До аналізу процесу гальмування сідельного автопоїзда без блокування коліс. *Вісник Національного транспортного університету*, 29, 18–25. Progniy, P. B. (2014). Do analizu protsesu hal'muvannia sidel'noho avtopoizda bez blokuvannia kolis [On the analysis of semi-trailer road-train braking without wheel lock-up]. *Visnyk Natsionalnoho Transportnoho Universytetu*, 29, 18–25. [in Ukrainian]
7. Marchuk, R., Marchuk, N., Sakhno, V., & Poliakov, V. (2021). Mobility of the metrobus: Ways of improvement. *Archives of Automotive Engineering – Archiwum Motoryzacji*, 91(1), 63–79. <https://doi.org/10.14669/AM.VOL91.ART5>
8. Поляков, В. М., Приходченко, Д. Ю., & Абрамов, Д. А. (2007). Математичне моделювання гальмівних процесів автопоїзда. *Вісник СНУ*

- ім. В. Даля, 6(112), 59–62. Polyakov, V. M., Prykhodchenko, D. Yu., & Abramov, D. A. (2007). Matematychnе modeliuвання hal'mivnykh protsesiv avtopoizda [Mathematical modelling of road-train braking processes]. Visnyk SNU im. V. Dalia, 6(112), 59–62. [in Ukrainian]
9. Подригало, М. А., & Коробко, А. І. (2009). Вплив бортової нерівномірності навантаження на гальмові відхилення. Автомобільний транспорт, 24, 33–36. Podryhalo, M. A., & Korobko, A. I. (2009). Vplyv bortovoi nerivnomirnosti navantazhennia na hal'movi vidkhylennia [Influence of lateral load imbalance on brake deviations]. Avtomobilnyi Transport, 24, 33–36. [in Ukrainian]
10. Кузнецов, Р. М., & Данилюк, Р. Л. (2011). До питання стійкості руху триланкового автопоїзда при гальмуванні. Наукові нотатки, 32, 197–199. Kuznetsov, R. M., & Danylyuk, R. L. (2011). Do pytannia stiikosti rukhu trylankovoho avtopoizda pry hal'muvanni [On the stability of a three-unit road-train during braking]. Naukovi Notatky, 32, 197–199. [in Ukrainian]
11. Zhu, S., Ni, Z., Rahimi, A., & He, Y. (2022). On dynamic stability evaluation methods for long combination vehicles. Vehicle System Dynamics, 60(12), 3999–4034. <https://doi.org/10.1080/00423114.2021.1986223>
12. De Bernardis, M., Rini, G., Bottiglione, F., Hartavi, A. E., & Sorniotti, A. (2023). On nonlinear model predictive direct yaw-moment control for trailer sway mitigation. Vehicle System Dynamics, 61(2), 445–471. <https://doi.org/10.1080/00423114.2022.2054352>
13. Abroshan, M., Hajiloo, R., Hashemi, E., & Khajepour, A. (2021). Model predictive-based tractor-trailer stabilisation using differential braking with experimental verification. Vehicle System Dynamics, 59(8), 1190–1213. <https://doi.org/10.1080/00423114.2020.1831591>
14. Guo, K., Yu, Z., & He, Y. (2023). Integrated braking–steering control for tractor–semitrailer combinations in emergency lane-change manoeuvres. Vehicle System Dynamics, 61(10), 1734–1758. <https://doi.org/10.1080/00423114.2023.2200380>
15. Zhou, Q., Qiu, Y., & He, Y. (2024). Lateral stability control of truck and centre-axle-trailer combinations under crosswind disturbances. International Journal of Heavy Vehicle Systems, 31(3), 348–370. <https://doi.org/10.1504/IJHVS.2024.138396>
16. Amoruso, F., & Cebon, D. (2024). Brake-actuated steering control strategy for turning of articulated vehicles. Vehicle System Dynamics, 62(8), 2145–2167. <https://doi.org/10.1080/00423114.2023.2242535>
17. Кузнецов, Р. М. (2007). Підвищення стійкості триланкових автопоїздів у граничних режимах руху. Монографія. Київ: НТУ. Kuznetsov, R. M. (2007). Pidvyshchennia stiikosti trylankovykh avtopoizdiv u hranychnykh rezhymakh rukhu [Improvement of stability of three-unit road trains in critical driving modes]. Monograph. Kyiv: NTU. [in Ukrainian]
18. Кузнецов, Р. М., Лотиш, В. В., Мурований, І. С., & Оніщук, В. П. (2012). Порівняння стійкості триланкових автопоїздів. Вісник СНУ ім. В. Даля, 7(125), 84–87. Kuznetsov, R. M., Lotysh, V. V., Murovanyi, I. S., & Onyshchuk, V. P. (2012). Porivniannia stiikosti trylankovykh avtopoizdiv [Comparison of three-unit road train stability]. Visnyk SNU im. V. Dalia, 7(125), 84–87. [in Ukrainian]
19. Сахно, В. П., Поляков, В. М., Стельмашук, В. В., & Попелиш, Д. М. (2019). Показники стійкості триланкових автопоїздів. Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті, 1(18), 143–154. Sakhno, V. P., Poliakov, V. M., Stelmashchuk, V. V., & Popelysh, D. M. (2019). Pokaznyky stiikosti trylankovykh avtopoizdiv [Stability indicators of three-unit road-trains]. Suchasni Tekhnolohii v Mashynobuduvanni ta Transporti, 1(18), 143–154. [in Ukrainian]
20. Поляков, В. М., Приходченко, Д. Ю., & Шарай, С. М. (2011). Вплив експлуатаційних факторів на стійкість руху триланкового автопоїзда при гальмуванні. Вісник СевНТУ, 121, 61–64. Polyakov, V. M., Prykhodchenko, D. Yu., & Sharaj, S. M. (2011). Vplyv ekspluatatsiynykh faktoriv na stiikist' rukhu trylankovoho avtopoizda pry hal'muvanni [Influence of operational factors on the stability of a three-unit road train during braking]. Visnyk SevNTU, 121, 61–64. [in Ukrainian]
21. Sakhno, V. P., Kuznetsov, R. M., Marchuk, R. M., & Onyshchuk, V. P. (2022). Method for determining stability of three-section trailer-bus train. Problemy Avtomobil'noho Transportu, 8, 157–165.
22. United Nations Economic Commission for Europe. (2023). UN Regulation No 13, Revision 9 – Uniform provisions concerning the approval of vehicles of categories M, N and O with regard to braking (ECE/TRANS/WP.29/2023/45). <https://unece.org/transport/documents/2023/05/standards/un-regulation-no-13-revision-9>
23. Steinginga, L., Huang, W., & Croken, M. (2020). Handling and stability analysis of vehicles towing a trailer with no brakes or suspension. Transactions of the Canadian Society for Mechanical Engineering, 44(4), 653–668. <https://doi.org/10.32393/csme.2020.125>
24. Сахно, В. П., Мурований, І. С., Оніщук, В. П., & Стельмашук, С. В. (2023). Методи підвищення стійкості триланкових автопоїздів. Сучасні технології в машинобудуванні і транспорті, 2(14), 296–306. Sakhno, V. P., Murovanyi, I. S., Onyshchuk, V. P., & Stelmashchuk, S. V.

- (2023). Metody pidvyshchennia stiikosti trylankovykh avtopoizdiv [Methods of improving three-unit road-train stability]. Suchasni Tekhnologii v Mashynobuduvanni i Transporti, 2(14), 296–306. [in Ukrainian]
25. Вимоги до перевірки конструкції та технічного стану колісного транспортного засобу та методи такої перевірки. (2012). Наказ МВС України від 7 грудня 2012 р. № 1283. <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z2169-12>. Vymohy do perevirky konstrukttsii ta tekhnichnoho stanu kolisnoho transportnoho zasobu ta metody takoi perevirky [Requirements for checking the design and technical condition of wheeled vehicles and methods of such checking]. (2012). Order of the Ministry of Internal Affairs of Ukraine dated December 7, 2012 No. 1283. [in Ukrainian]
26. Sakhno, V. P., Onyshchuk, V. P., & Stelmashchuk, S. V. (2024). Vplyv nerivnomirnosti hal'mivnykh syl na stiikist' avtopoizda. Avtoshliakhovyk Ukrainy, 2(279), 74–85. <https://doi.org/10.33868/0365-8392-2024-2-279-74-85>

Онищук Василь Петрович¹, к.т.н., доц. каф. автомобілів і транспортних технологій,
e-mail: v.onyshchuk@lntu.edu.ua,
тел. +38 095-390-54-39,
ORCID: 0000-0002-5316-408X

Стельмашук Станіслав Валерійович¹, аспірант, кафедра автомобілів і транспортних технологій,
тел. +38 050-633-00-38, stanislav0077@ukr.net,
ORCID: 0009-0009-6981-1040

Стельмашук Валерій Віталійович¹, к.т.н., доц. каф. автомобілів і транспортних технологій,
тел. +38 099-731-78-91,
e-mail: val.stelmashchuk@gmail.com, ORCID: 0000-0003-3813-3143

¹Луцький національний університет, 43018, Україна, м. Луцьк, вул. Львівська, 75.

On Determining the Stability of an M1 Category Vehicle with an O2 Category Trailer in Braking Mode

Annotation. Problem. The safety and stability of M1 category vehicles with O2 category trailers remain critically important, particularly with their growing popularity among private entrepreneurs and enthusiasts. Modern vehicles equipped with electronic stability systems (ESP, ABS, EBD) require investigation of their integration with traditional inertial trailer braking systems. Uneven braking force distribution, asymmetric loading, and improper cargo placement can compromise stability during braking, while regulatory discrepancies between national and international standards create additional safety concerns. **Goal.** This study aims to investigate the influence of structural and operational factors on stability indicators of M1 vehicles with O2 trailers

during braking, determine critical parameters for safe operation, and analyze compatibility between experimental requirements and current regulatory standards. **Methodology.** Mathematical modeling of vehicle-trailer dynamics was employed using differential equation systems. The research was conducted using a Mercedes-Benz Sprinter with PVBФ 15 two-axle trailer. The analysis focused on braking force unevenness coefficient, trailer loading, center of mass height effects, and comparison between international experimental criteria and national regulatory requirements. **Results.** The study revealed that vehicle-trailer stability is primarily limited by the towing vehicle characteristics, which loses stability at an unevenness coefficient of 0.7, while the trailer remains stable within the 0.53–1.0 range. A regulatory discrepancy was identified: while experimental trials per UN ECE Regulation 13 achieve required deceleration (6.0 m/s²) at unevenness coefficients up to 0.82, Ukrainian legislation limits M1 category vehicles to 30% (0.30), indicating need for standards harmonization. Increased trailer loading improves stability, with empty trailers showing worst performance. Center of mass height above 0.35 critically reduces safety. **Originality.** This research provides the first comprehensive investigation integrating braking force distribution, loading conditions, and trailer geometry with regulatory compliance analysis, highlighting the need for harmonizing national and international safety standards for vehicle-trailer combinations. **Practical Value.** Results enable development of improved regulatory frameworks, operational recommendations for M1+O2 combinations, and integration strategies for modern electronic safety systems with traditional trailer braking systems.

Keywords: vehicle-trailer combination, braking stability, regulatory harmonization, stability coefficient, electronic safety systems, center of mass.

Onyshchuk Vasyi¹, PhD in Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Automobiles and Transport Technologies,
e-mail: v.onyshchuk@lntu.edu.ua,
tel. +38 095-390-54-39,
ORCID: 0000-0002-5316-408X

Stelmashchuk Stanislav¹, postgraduate student of the Department of Automobiles and Transport Technologies, tel. +38 050-633-00-38,
e-mail: stanislav0077@ukr.net,
ORCID: 0009-0009-6981-1040

Stelmashchuk Valerii¹, PhD in Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Automobiles and Transport Technologies,
tel. +38 099-731-78-91,
e-mail: val.stelmashchuk@gmail.com,
ORCID: 0000-0003-3813-3143

¹Lutsk National Technical University, 43000, str. Lvivska, 75, Lutsk, Ukraine