

**ДО ВИЗНАЧЕННЯ СТІЙКОСТІ АВТОМОБІЛЯ КАТЕГОРІЇ М1 З ПРИЧЕПОМ КАТЕГОРІЇ
О2 У ГАЛЬМІВНОМУ РЕЖИМІ**

Безпечний рух автомобіля і автопоїзда багато в чому визначається його динамічними властивостями і, у значній мірі 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_t при заданій початковій швидкості V_0 та/або середнім значенням уповільнення j_x , а також показником η_{γ} стійкості. Ці показники визначені для автопоїзда у складі тягового автомобіля Mercedes-Benz T1N "Sprinter" і двовісного причепа ПВБФ 15. Аналіз розрахунків показав, що тільки за коефіцієнта нерівномірності гальмівних сил на осях причепа $k_n = 0,82$ автопоїзд відповідає вимогам нормативних документів ($V_0 = 60$ км/год, $j_{ap} = 6,0$ м/с²). При цьому 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.

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. При цьому збільшення завантаженості причепа призводить до збільшення коефіцієнта його стійкості а за різних значень коефіцієнта нерівномірності гальмівних сил на колесах його осей.

Показано на суттєву залежність коефіцієнта стійкості причепа від висоти його центру мас. Так, якщо 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, то цей ефект втрачається по мірі подальшого підвищення висоти центру мас причепа і за відносної її значення $k_{np} = 0,5$ коефіцієнт стійкості автопоїзда майже у двічі зменшується.

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

ВСТУП

Ефективність використання рухомого складу автомобільного транспорту і його продуктивність залежать, як відомо, від вантажопідйомності і середньої швидкості руху, а також сукупності техніко-експлуатаційних властивостей, які виявляються в процесі експлуатації і зумовлюють придатність рухомого складу до застосування в заданих експлуатаційних умовах.

Тим часом продуктивність, особливо автопоїздів, істотно залежить від їх рухливості. Підвищення рухливості досягається підвищенням швидкості руху і рядом інших додаткових властивостей, а саме тягово-швидкісних і гальмівних.

Сучасний стан розвитку рухомого складу автомобільного транспорту характеризується різноманіттям типів і видів автомобілів, причепів і напівпричепів. Нарівні з найбільш поширеними двовісними автомобілями з передніми керованими колесами отримують все більший розвиток нові конструкції з іншими компоновальними схемами і системами управління. Очевидно, що новим транспортним машинам притаманні свої характерні особливості і поява їх диктує необхідність придання цим машинам певних якостей взагалі і, зокрема, тих, що відповідають за безпеку руху.

Безпечний рух автомобіля і автопоїзда багато в чому визначається його динамічними властивостями і, у значній мірі гальмівними властивостями, маневреністю, стійкістю і керованістю. У залежності від умов експлуатації (транспортних і дорожніх) на перший план виходять різні параметри. Так, для автопоїздів з причепами категорії О1 і О2, що експлуатуються приватними підприємцями і аматорами, важливим є забезпечення стійкості руху в процесі гальмуванні автопоїзда, зокрема при несиметричному завантаженні причепа, що призводить до зміни навантажень як на колеса однієї осі, так і одного борту. Це обумовлює актуальність дослідження.

АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДАНИХ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

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 [1].

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 [2]. Це пояснюється тим, що у процесі гальмування на автомобіль діють сили та моменти в різних площинах та напрямках. Під їх впливом змінюється навантаження окремих коліс. Вплив бічних сил призводять до перевантаження коліс одного борту транспортного засобу, а також може спричинити відведення або ковзання його коліс. 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 [2-5 та ін.]. 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 $\pm 3\% B_r$ (B_r – 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.

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 [6 -12] автори акцентують увагу на негативному впливі бортової нерівномірності гальмівних сил на стійкість автомобіля через появу обертового моменту в горизонтальній площині. Автори роботи [11] 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 [10-12] 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 [13] 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. 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.

Згідно із нормативним документом [14] 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 $j_{\text{уст}}$; гальмівний шлях S_z ; початкова швидкість гальмування V_0 . На визначення цих показників і спрямована робота.

ЦІЛЬ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

Метою роботи є дослідження впливу конструктивних і експлуатаційних факторів на показники стійкості автомобіля з причепом категорії O2 у гальмівному режимі

Для досягнення мети дослідження в роботі вирішуються наступні задачі:

– визначення нормальних реакцій опорної поверхні на осі і колеса тягового автомобіля і причепа;

– визначення оціночних показників ефективності гальмування автомобіля з причепами категорії O1 і O2;

–вплив конструктивних і експлуатаційних факторів на показники ефективності гальмування.

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

Будемо оцінювати ефективність гальмівної системи автопоїзда за величиною гальмівного шляху S_g 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 [15]

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 $B_d = 3,5$ м за курсового кута $\gamma \leq 15^\circ$, а задні колеса автомобіля не повинні блокуватися раніше передніх коліс при коефіцієнті гальмування $k_r = j_x/g$ від 0,15 до 0,8 [15]. У цій же роботі показники ефективності гальмування визначені як

$$\left\{ \begin{array}{l} \eta_{yai} = 1 - \frac{2|y_a + a_e(b_e) \sin \gamma_a|}{|B_d - B_{ae}|} \\ \eta_{yni} = 1 - \frac{2|y_n - d_e \sin \gamma_n|}{|B_d - B_{ne}|} \\ \eta_{yan} = \text{Min}(\eta_{yai}, \eta_{yn}), \end{array} \right. \quad (1)$$

де B_{ag}, B_{pr} - 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 [15].

Порушення стійкості автопоїзда при гальмуванні може бути викликано появою повертаючих моментів M_{pi} , 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

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

де Z_i — нормальна реакція опірної поверхні на колесо i -ої осі;

φ_i — коефіцієнт зчеплення i -ого колеса з опірною поверхнею.

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

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

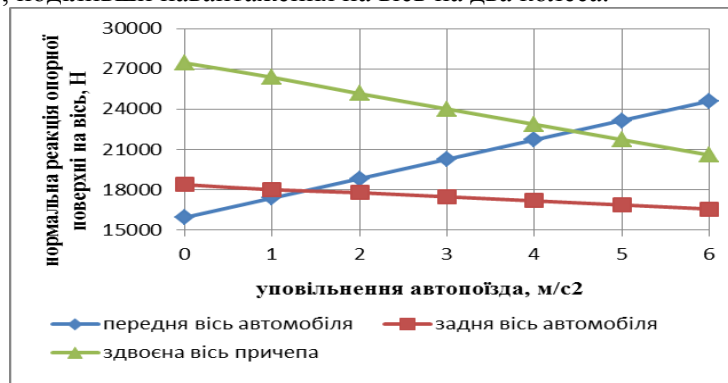


Рисунок 1 – Зміна навантаження на осі автопоїзда у функції уповільнення [16]

Тоді вважаючи, що нерівномірність гальмівних сил на колесах однієї осі обумовлена зміною навантаження на кожне колесо, отримаємо

$$P_{ап} = 0,5G_n \times \varphi + 0,5G_n K_{нп} \times \varphi = 0,5G_n \times \varphi(1 + K_{нп}), \quad (4)$$

$$P_{зап} = G_a \times \varphi + 0,5G_n \times \varphi(1 + K_{нп}) \quad (5)$$

де G_n - навантаження на здвоєну вісь причепа;

G_a - навантаження на осі автомобіля.

$K_{нп}$ - коефіцієнт нерівномірності гальмівних сил на осі причепа.

Прирівнюючи гальмівні сили причепа і автопоїзда отримаємо

$$j_n = \frac{g \times \varphi(1 + K_{нп})}{2}, \quad j_{ап} = \frac{G_a \times g \times \varphi(1 + K_{нп})}{G_a + G_n} \quad (6)$$

Гальмівний шлях автопоїзда визначиться як

$$S_{зап} = \frac{G_{ап} \times v^2}{2 \times g \times P_{зап}} = \frac{v^2}{2 \times j_{ап}} \quad (7)$$

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

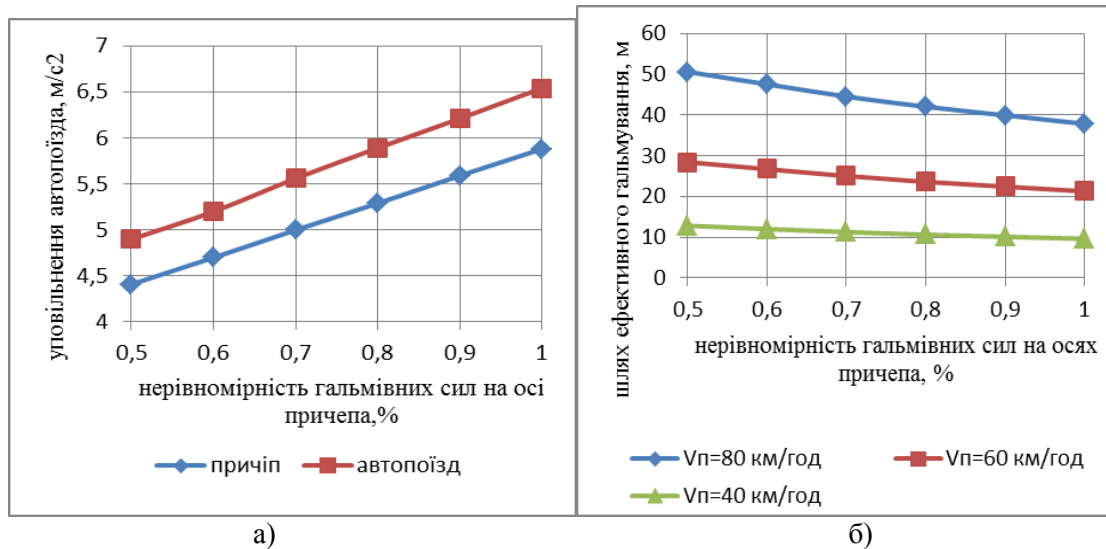


Рисунок 2 – Зміна уповільнення причепа і автопоїзда (а) і гальмівного шляху автопоїзда (б) в залежності від нерівномірності гальмівних сил на осях причепа

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 [17 (1)], рис. 3,4.

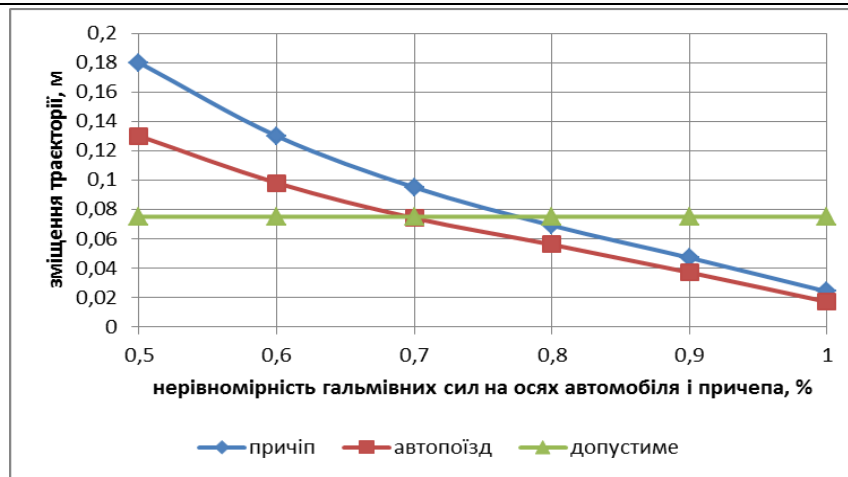


Рисунок 3 – Зміщення траєкторії автомобіля і причепа від коефіцієнта нерівномірності гальмування

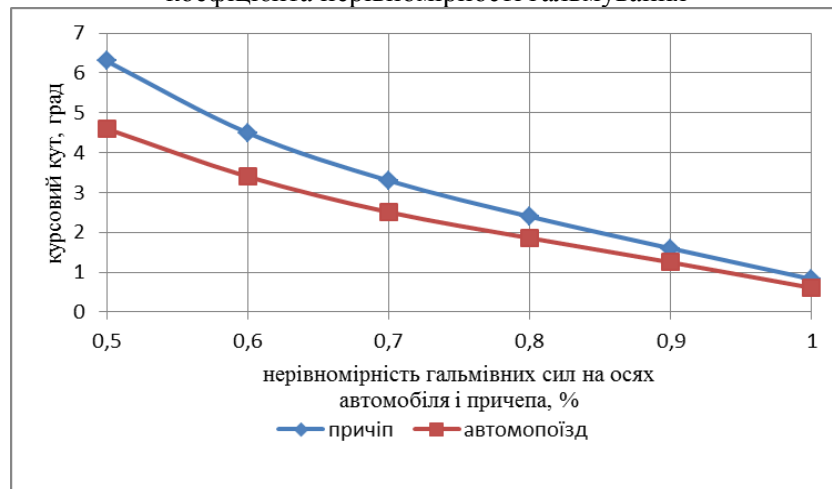


Рисунок 4 – Зміщення курсового кута автомобіля і причепа від коефіцієнта нерівномірності гальмування

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.

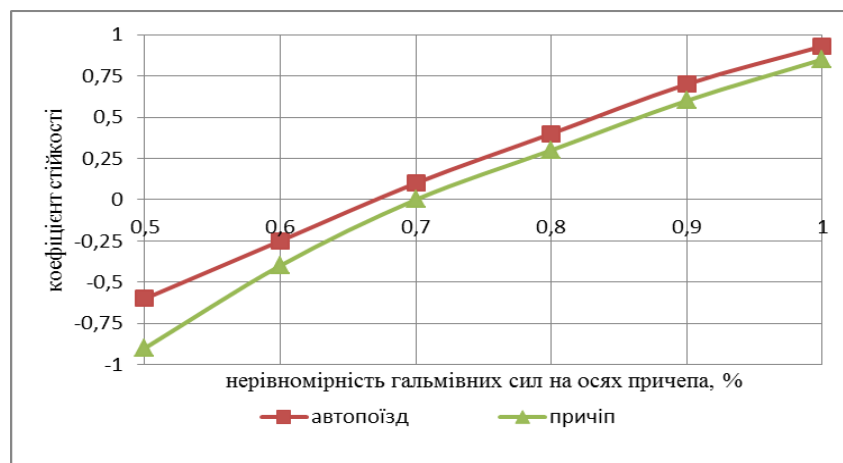


Рисунок 5 – Зміна коефіцієнта стійкості автомобіля, причепа і автопоїзда в залежності від коефіцієнта нерівномірності гальмівних зусиль на осях

Розглянемо у подальшому вплив конструктивних параметрів причепа на стійкість автопоїзда в процесі гальмування. Змінювати будемо такі параметри:

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

Результати розрахунків наведені на рис. 6,7.

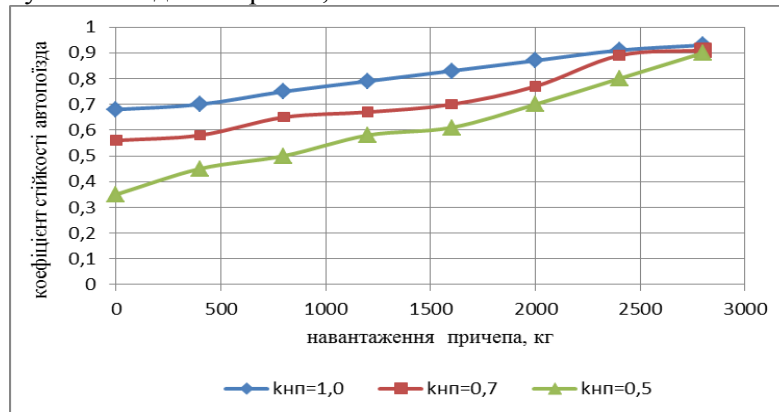


Рисунок 6 – Зміна коефіцієнта стійкості автопоїзда від завантаженості причепа

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.

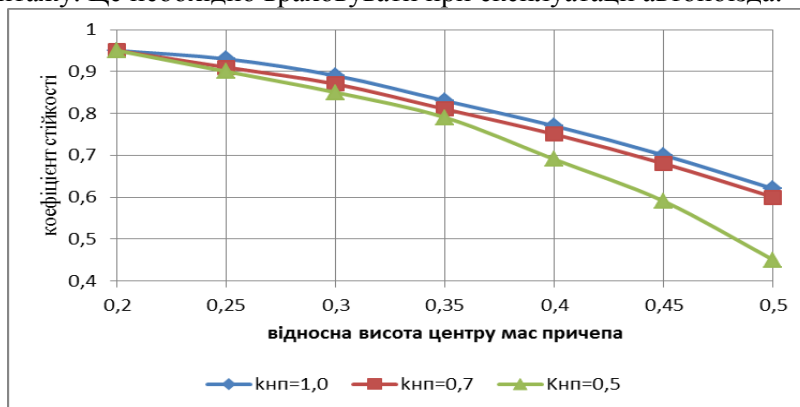


Рисунок 7 – Зміна коефіцієнта стійкості автопоїзда від відносної висоти центру мас причепа

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

ОБГОВОРЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ

Безпечний рух автомобіля і автопоїзда багато в чому визначається його динамічними властивостями і, у значній мірі 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_t 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, що тільки за коефіцієнта нерівномірності гальмівних сил на осях причепа $k_n = 0,82$ автопоїзд відповідає вимогам нормативних документів ($V_0 = 60$ км/год, $j_{ap} = 6,0$ м/с²). При цьому 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.

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. Це необхідно враховувати при експлуатації автопоїзда. Поряд із завантаженістю коефіцієнт стійкості причепа суттєво залежить від висоти його центру мас. Так, 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 $k_{np} = 0,5$ коефіцієнт стійкості автопоїзда майже у двічі зменшується, що необхідно враховувати при експлуатації автопоїзда.

ВИСНОВКИ

1. Показано, що ефективність гальмівної системи автопоїзда слід оцінювати за величиною гальмівного шляху S_g 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.

2. Встановлено, що тільки за коефіцієнта нерівномірності гальмівних сил на осях причепа $k_n = 0,82$ автопоїзд відповідає вимогам нормативних документів щодо уповільнення і шляху ефективного гальмування.

3. 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.

4. Показано, що збільшення завантаженості причепа призводить до збільшення коефіцієнта його стійкості а 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.

5. Показано на суттєву залежність коефіцієнта стійкості причепа від висоти його центру мас. Так, якщо 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, то цей ефект втрачається по мірі подальшого підвищення висоти центру мас причепа і за відносної її значення $k_{np} = 0,5$ коефіцієнт стійкості автопоїзда майже у двічі зменшується.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

- 1.Прогній П. Б. До аналізу процесу гальмування сидельного автопоїзда без блокування коліс / П. Б. Прогній // *Вісник Національного транспортного університету*. – 2014. – Вип. 29. – С. 18–25.
- 2.Сахно В. П., Поляков В. М., Яценко Д. М., Попелиш Д. М. До питання щодо гальмування шарнірно-зчленованих автобусів // *Автошляховик України*. – 2021. – № 2. – С. 10–17.
- 3.Marchuk R., Marchuk N., Sakhno V., Poliakov V. *Braking performance of articulated road trains* // *Archives of Automotive Engineering – Archiwum Motoryzacji*. – 2021. – Vol. 91, No. 1. – P. 63–79. doi: 10.14669/AM.VOL91.ART5
- 4.Поляков В. М., Приходченко Д. Ю., Абрамов Д. А. Теоретичне дослідження впливу осьової нерівномірності гальмівних сил на стійкість автопоїзда // *Вісник СНУ імені Володимира Даля*. – 2007. – № 6 (112). – С. 59–62.
- 5.Подригало М. А., Коробко А. І. Вплив бортової нерівномірності гальмівних сил на відхилення автомобіля // *Автомобільний транспорт: зб. наук. праць*. – Харків : ХНАДУ, 2009. – № 24. – С. 33–36.
- 6.Кузнецов Р. М. *Покращання показників стійкості тріланкових автопоїздів у граничних режимах руху* : дис. ... канд. техн. наук : 05.22.02. – Київ : НТУ, 2007. – 176 с.
- 7.Кузнецов Р. М., Данилюк Р. Л. До питання стійкості сидельно-причіпного автопоїзда у гальмівному режимі // *Наукові нотатки: міжвузівський збірник*. – Луцьк : Вид-во ЛНТУ, 2011. – Вип. 32. – С. 197–199.

8.Кузнецов Р. М., Лотиш В. В., Мурований І. С., Онищук В. П. Вплив конструктивних і експлуатаційних факторів на стійкість руху триланкового причіпного автопоїзда // *Вісник СХУ імені Володимира Даля*. – 2008. – № 7 (125). – С. 84–87.

9.Сахно В. П., Поляков В. М., Стельмашук В. В., Попелиш Д. М. До визначення стійкості руху триланкового причіпного автопоїзда у гальмівному режимі // *Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті*. – 2022. – № 1 (18). – С. 143–154. ISSN 2313-5425.

10.Поляков В. М., Приходченко Д. Ю., Шарай С. М. Вплив експлуатаційних факторів на стійкість руху триланкового автопоїзда при гальмуванні // *Вісник Севастопольського національного технічного університету* : зб. наук. пр. – Севастополь : СевНТУ, 2011. – Вип. 121. – С. 61–64.

11.Сахно В. П., Кузнецов Р. М., Марчук Р. М., Онищук В. П. До визначення показників стійкості автопоїзда-контейнеровоза // *Проблеми автомобільного транспорту: зб. наук. праць*. – Київ : НТУ, 2011. – Вип. 8. – С. 157–165.

12.ДСТУ UN/ECE R 13-09:2004. Єдині технічні приписи щодо офіційного схвалення типу транспортних засобів категорій М, N та О стосовно гальмування : Правила ЄЕК ООН № 13. – Женева : UNECE, 2008. – 276 с.

13.Zhelezov E. I., Porotikov A. I., Zhelezov R. E. *Evaluation of braking properties of a light-duty road train* // *Young Scientist*. – 2017. – No 15 (149). – P. 51–56.

14.Сахно В. П., Мурований І. С., Онищук В. П., Стельмашук С. В., Вінцюк М. Я. До визначення стійкості руху автомобіля з причепом категорії О2 у гальмівному режимі // *Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті*. – 2024. – С. 296–306.

15.Сахно В. П., Онищук В. П., Стельмашук С. В. Вплив конструктивних і експлуатаційних факторів на стійкість руху автомобіля з причепом категорії О2 у гальмівному режимі // *Автошляховик України*. – 2024. – № 2 (279). – С. 74–85.

REFERENCES

1.Prohnii, P. B. (2014). Do analizu protsesu halmuvannia sidel'noho avtopoizda bez blokuvannia kolis [On the analysis of the braking process of a semi-trailer road train without wheel lock-up]. *Visnyk Natsional'noho transportnoho universytetu*, (29), 18–25.

2.Sakhno, V. P., Poliakov, V. M., Yashchenko, D. M., & Popelysh, D. M. (2021). Do pytannia shchodo halmuvannia sharnirno-zchlenovanykh avtobusiv [On the braking of articulated buses]. *Avtoshliakhovyk Ukrainy*, (2), 10–17.

3.Marchuk, R., Marchuk, N., Sakhno, V., & Poliakov, V. (2021). Braking performance of articulated road trains. *Archives of Automotive Engineering – Archiwum Motoryzacji*, 91(1), 63–79. <https://doi.org/10.14669/AM.VOL91.ART5>

4.Poliakov, V. M., Prykhodchenko, D. Yu., & Abramov, D. A. (2007). Teoretychne doslidzhennia vplyvu os'ovoї nerivnomirnosti halmivnykh syl na stiikist' avtopoizda [Theoretical study of the effect of axial brake-force non-uniformity on road-train stability]. *Visnyk SNU imeni Volodymyra Dalia*, (6 [112]), 59–62.

5.Podryhalo, M. A., & Korobko, A. I. (2009). Vplyv bortovoi nerivnomirnosti halmivnykh syl na vidkhylenia avtomobilia [Influence of lateral brake-force imbalance on vehicle deviation]. *Avtomobil'nyi transport*, (24), 33–36.

6.Kuznetsov, R. M. (2007). *Pokrashchannia pokaznykiv stiikosti trylankovykh avtopoizdiv u hranchnykh rezhymakh rukhu* [Improving stability performance of three-link road trains in critical driving modes] (Candidate's thesis). National Transport University, Kyiv, Ukraine.

7.Kuznetsov, R. M., & Danyliuk, R. L. (2011). Do pytannia stiikosti sidel'no-prychipnoho avtopoizda u halmivnomu rezhymy [On the stability of a tractor-semitrailer road train during braking]. *Naukovi notatky*, 32, 197–199.

8.Kuznetsov, R. M., Lotysh, V. V., Murovani, I. S., & Onyshchuk, V. P. (2008). Vplyv konstruktyvnykh i ekspluatatsiinykh faktoriv na stiikist' rukhu trylankovoho prychipnoho avtopoizda [Influence of design and operational factors on the stability of a three-link trailer road train]. *Visnyk SNU imeni Volodymyra Dalia*, (7 [125]), 84–87.

9.Sakhno, V. P., Poliakov, V. M., Stelmashchuk, V. V., & Popelysh, D. M. (2022). Do vyznachennia stiikosti rukhu trylankovoho prychipnoho avtopoizda u halmivnomu rezhymy [Determining the stability of a three-link trailer road train in the braking mode]. *Suchasni tekhnolohii v mashynobuduvanni ta transporti*, 1(18), 143–154.

10.Poliakov, V. M., Prykhodchenko, D. Yu., & Sharai, S. M. (2011). Vplyv ekspluatatsiinykh faktoriv na stiikist' rukhu trylankovoho avtopoizda pry halmuvanni [Effect of operational factors on the stability of a three-link road train during braking]. *Visnyk Sevastopols'koho natsional'noho tekhnichnoho universytetu*, 121, 61–64.

11.Sakhno, V. P., Kuznetsov, R. M., Marchuk, R. M., & Onyshchuk, V. P. (2011). Do vyznachennia pokaznykiv stiiikosti avtopoizda-konteinerovoza [On determining stability indicators of a container road train]. *Problemy avtomobil'noho transportu*, 8, 157–165.

12.United Nations Economic Commission for Europe. (2008). *UN/ECE Regulation No. 13-09: Uniform provisions concerning the approval of vehicles of categories M, N and O with regard to braking* (DSTU UN/ECE R 13-09:2004). Geneva, Switzerland: UNECE.

13.Zheleznov, E. I., Porotikov, A. I., & Zheleznov, R. E. (2017). Evaluation of braking properties of a light-duty road train. *Young Scientist*, 15(149), 51–56.

14.Sakhno, V. P., Murovanyi, I. S., Onyshchuk, V. P., Stelmashchuk, S. V., & Vintsyuk, M. Ya. (2024). Do vyznachennia stiiikosti rukhu avtomobilia z pryhypom katehorii O2 u halmivnomu rezhymy [Determining the stability of an M1–O2 car-trailer combination during braking]. *Suchasni tekhnologii v mashynobuduvanni ta transporti*, (2), 296–306.

15.Sakhno, V. P., Onyshchuk, V. P., & Stelmashchuk, S. V. (2024). Vplyv konstruktyvnykh i ekspluatatsiinykh faktoriv na stiiikist' rukhu avtomobilia z pryhypom katehorii O2 u halmivnomu rezhymy [Influence of design and operational factors on the stability of an M1–O2 car-trailer combination during braking]. *Avtoshliakhovyk Ukrainy*, (2 [279]), 74–85.

Onyshchuk V.P., Stelmashchuk S.V., Skochylias A.Yu. On Determining the Stability of an M1-Category Vehicle with an O2-Category Trailer During Braking

The paper investigates the braking stability of an M1–O2 road train composed of a light commercial van (Mercedes-Benz T1N Sprinter) towing a dual-axle trailer (ПВБФ 15). Particular attention is paid to how the simultaneous action of axle-side brake-force non-uniformity, trailer payload and the vertical position of the combined centre of gravity (CoG) affects both deceleration efficiency and directional safety. A coupled, non-linear six-degree-of-freedom model of the articulated combination was solved numerically; the brake forces on each wheel were varied parametrically so that the imbalance coefficient $k_{\square}$ covered the range 0.50–1.00. Three performance criteria were adopted: braking distance S_b , mean deceleration j_x and the stability coefficient η_{yi} , defined as the ratio of the lane width required for stable braking to the statutory limit.

The simulation demonstrates that the UNECE R-13 requirement of $j \geq 6 \text{ m s}^{-2}$ at an initial speed of 60 km h^{-1} is met only when the trailer-axle imbalance does not exceed $k_{\square} = 0.82$. Global loss of stability is governed by the towing vehicle: it becomes laterally unstable at $k_{\square} \approx 0.70$, whereas the trailer retains stability down to $k_{\square} = 0.53$. Raising the trailer payload from 0.6 t to 2.8 t improves η_{yi} by 12–18 %, while increasing the relative CoG height from 0.35 to 0.50 halves stability.

Scientific novelty lies in the integrated assessment of simultaneous axle-side brake-force imbalance and mass-distribution parameters, which yields a more realistic forecast of road-train behaviour in emergency braking. The practical value consists in formulating admissible imbalance limits and cargo-placement guidelines that can be incorporated into maintenance regulations, driver-assist warnings and onboard monitoring algorithms.

Keywords: road train; braking stability; brake-force imbalance; directional stability; centre of gravity; payload distribution; mathematical modelling.

ОНИЩУК Василь Петрович, кандидат технічних наук, доцент кафедри автомобілів і транспортних технологій, Луцький національний технічний університет, e-mail: V.Onyshchuk@lntu.edu.ua, <https://orcid.org/0000-0002-5316-408X>

СТЕЛЬМАЩУК Станіслав Валерійович, аспірант третього року навчання кафедри автомобілів і транспортних технологій, Луцький національний технічний університет, stanislav0077@ukr.net, <https://orcid.org/0009-0009-6981-1040>

СКОЧИЛАС Андрій Юрійович, аспірант третього року навчання кафедри автомобілів і транспортних технологій, Луцький національний технічний університет, skochliasy@ukr.net, <https://orcid.org/0009-0003-5571-9696>

Vasyl ONYSHCHUK, PhD in Engineering, head of the department of Automobiles and Transport Technologies department, Lutsk National Technical University e-mail: V.Onyshchuk@lntu.edu.ua, <https://orcid.org/0000-0002-5316-408X>

Stanislav STELMASHCHUK, third-year PhD student, Department of Automobiles and Transport Technologies, Lutsk National Technical University. stanislav0077@ukr.net, <https://orcid.org/0009-0009-6981-1040>

Andriy SKOCHYLIAS, third-year PhD student, Department of Automobiles and Transport Technologies, Lutsk National Technical University, skochliasy@ukr.net, <https://orcid.org/0009-0003-5571-9696>

DOI 10.36910/automash.v1i24.1739